Доне Ташевски
Славе Арменски
Игор Шешо



ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ



Универзитет „Св. Кирил и Методиј“ во Скопје
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ – СКОПЈЕ

проф. д-р Доне Ташевски
проф. д-р Славе Арменски
вонр. проф. д-р Игор Шешо

ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ

ТЕП

Скопје, 2024

Издавач:
Универзитет „Св. Кирил и Методиј“ во Скопје
Бул. „Гоце Делчев“ бр. 9, 1000 Скопје
www.ukim@ukim.edu.mk

Уредник за издавачка дејност на УКИМ:
проф. д-р Биљана Ангелова, ректор

Уредник на публикацијата:
проф. д-р Доне Ташевски

Рецензенти:
1. проф. д-р Ристо Филкоски
2. проф. д-р Даме Димитровски

Техничка обработка:
проф. д-р Доне Ташевски

Лектура на македонски јазик:
Виолета Јовановска-Никовска

Илустратор:
проф. д-р Доне Ташевски

621.4(075.8)
621.311.22/.23(075.8)

ТАШЕВСКИ, Доне
Термоенергетски постројки ТЕП [Електронски извор] / Доне Ташевски, Славе Арменски, Игор Шешо ; [илустратор Доне Ташевски]. - Скопје : Универзитет "Св. Кирил и Методиј", 2024

Начин на пристапување (URL): https://www.ukim.edu.mk/e-izdanija/MAF/Termoenergetski_postrojki.pdf. - Текст во PDF формат, содржи 477 стр., илустр. - Наслов преземен од екранот. - Опис на изворот на ден 01.03.2024. - Библиографија: стр. 470-477

ISBN 978-9989-43-511-9

1. Арменски, Славе [автор] 2. Шешо, Игор [автор]
а) Термоенергетски постројки -- Вискошколски учебници

COBISS.MK-ID 63119877

ПРЕДГОВОР

Книгата „Термоенергетски постројки“ е наменета за студентите од прв циклус на студии на Машинскиот факултет во Скопје на насоките Термичко и енергетско инженерство и Енергетика и екологија на кои оваа област од техниката им е посебна специјалност, но може да им послужи како основа и на студентите од втор циклус на студии на истите насоки, како и на инженерите во практиката од областа на термоенергетиката.

Материјалот опфатен во оваа книга, во целост ги покрива содржините предвидени со наставните програми за дисциплината „Термоенергетски постројки“ усвоена од Наставно-научниот совет на Машинскиот факултет – Скопје, при Универзитетот „Св. Кирил и Методиј“ во Скопје.

Материјалот во книгата е изработен како резултат на повеќегодишно изведување на настава, аудиториски и лабораториски вежби по предметот „Термоенергетски постројки“, а е обработен во десет поглавја:

1. *Термоенергетски постројки – општи согледувања*
2. *Парнотурбински термоенергетски постројки*
3. *Гаснотурбински термоенергетски постројки*
4. *Комбинирани когенеративни термоенергетски постројки*
5. *Постројки кои се составен дел на парнотурбински ТЕП*
6. *Постројки кои се составен дел на гаснотурбински и комбинирани ТЕП*
7. *Снабдување на термоенергетските постројки со гориво*
8. *Локација на термоенергетските постројки*
9. *Термоенергетски постројки и екологија*
10. *Експлоатација и одржување на ТЕП*

Посебна благодарност за умесните забелешки при конципирањето на книгата им изразуваме на проф. д-р Ристо Филкоски и проф. д-р Даме Димитровски, кои воедно се и рецензенти на книгата.

Авторите се надеваат дека ваквото концепциско изложување ќе му овозможи на читателот полесно и побрзо совладување на предметната материја, а во исто време на сите оние кои по издавањето на книгата ќе ги достават своите забелешки, однапред им се заблагодаруваме.

од авторите

Содржина

1. ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ - Општи согледувања.....1

1.1. ИСТОРИСКИ РАЗВОЈ НА ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИТЕ ПОСТРОЈКИ.....5
1.2. ИСТАЛИРАН КАПАЦИТЕТ И ПРОИЗВОДСТВО НА ЕНЕРГИЈА ВО СВЕТОТ И Р МАКЕДОНИЈА 8
1.3. ПОТРОШУВАЧКА НА ЕНЕРГИЈА.....12
1.3.1. Потрошувачка на електрична енергија.....12
1.3.2. Потрошувачка на топлинска енергија.....15
1.4. ПОДЕЛБА НА ТЕП.....17
1.5. ТЕХНОЛОШКИ ШЕМИ НА ТЕП.....20
1.6. ТОПЛИНСКИ ШЕМИ НА ТЕП.....24

2. ПАРНОТУРБИНСКИ ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ.....28

2.1. ПАРНОТРУБИНСКИ КОНДЕНЗАЦИОНИ ТЕП.....29
2.1.1. Коефициенти на полезно дејство (КПД) на парнотурбински кондензациони ТЕП.....30
2.1.1.1. Термодинамички (теоретски) КПД на циклусот.....31
2.1.1.2. Внатрешен КПД на турбината.....32
2.1.1.3. Механички КПД на турбината 32
2.1.1.4. КПД на електрогенераторот.....32
2.1.1.5. КПД на котелот 33
2.1.1.6. КПД на цевководите (при транспорт на парата) 34
2.1.1.7. КПД на турбинската постројка.....34
2.1.1.8. КПД на блокот 36
2.1.2. Потрошувачка на пара, топлина и гориво на парнотурбински кондензациони ТЕП 37
2.1.3. Топлински биланс на кондензациони ТЕП.....39

2.2. ПАРНОТУРБИНСКИ КОНДЕНЗАЦИОНИ ТЕП СО ПОВТОРНО ПРЕГРЕВАЊЕ НА ПАРАТА.....42
2.2.1. Зависност на топлинската економичност на парнотурбинските конензациони ТЕП од почетните параметри на парата.....44
2.2.2. Шеми на ТЕП со повторно прегревање на парата.....45
2.2.3. Параметри на ТЕП со повторно прегревање на парата 46
2.2.5. КПД на блокот со повторно прегревање на парата 50
2.2.6. Специфична потрошувачка на пара, топлина и гориво на блокот со повторно прегревање на парата 50

2.3. ПАРНОТУРБИНСКИ КОНДЕНЗАЦИОНИ ТЕП СО РЕГЕНЕРАТИВНО ЗАГРЕВАЊЕ НА НАПОЈНАТА ВОДА 53
2.3.1. Термодинамички КПД на циклус со регенеративно загревање на напојната вода.....54
2.3.2. Потрошувачка на пара и топлина кај ТЕП со регенеративно загревање на напојната вода.....55
2.3.3. КПД на ТЕП со регенеративно загревање на напојната вода.....58
2.3.4. Шеми на ТЕП со регенеративно загревање на напојната вода 60
2.3.4.1. Шеми со регенеративни загревачи со мешање.....61
2.3.4.2. Шеми со регенеративни загревачи од површински тип 62
2.3.4.3. Шеми со регенеративни загревачи од комбиниран тип 64
2.3.5. Оптимален број на регенеративни загревачи.....64

2.4. ПАРНОТУРБИНСКИ ТОПЛИФИКАЦИОНИ ТЕП.....65
2.4.1. ТТЕП со противпритисна парна турбина.....67
2.4.1.1. Коефициенти на полезно дејство (КПД) на ТТЕП со противпритисна парна турбина 68
2.4.1.1.1. КПД на турбинска постројка: 68
2.4.1.1.1. КПД на блокот на ТТЕП: 69
2.4.1.2. Потрошувачка на пара и топлина на ТТЕП со противпритисна турбина 70
2.4.2. ТТЕП со кондензациона парна турбина со регулирано одземање пара.....72
2.4.2.1. Топлинска економичност на ТТЕП со кондензациона турбина со регулирано одземање на пара 75
2.4.2.2. Споредба на топлинската економичност на ТТЕП со кондензациона турбина и разделено производство на енергија 76

3. ГАСНОТУРБИНСКИ ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ 79
3.1. ПРИНЦИП НА РАБОТА И КЛАСИФИКАЦИЈА НА ГАСНОТУРБИНСКИ ТЕП 82
3.2. ШЕМИ НА ЦИКЛУСИ НА ГАСНОТРУБИНСКИ ТЕП 85
3.2.1. ГТЕП со отворен циклус со изобарно доведување на топлина 85
3.2.1.1. ГТЕП со еден компресор и една гасна турбина без рекуператор 85
3.2.1.2. ГТЕП со еден компресор и гасна турбина со рекуператор 88
3.2.1.3. ГТЕП со два компресора и една гасна турбина со рекуператор 90
3.2.1.4. ГТЕП со еден компресор и две гасни турбини со рекуператор 90
3.2.1.5. ГТЕП со два компресора и две гасни турбини со рекуператор 91
3.2.2. ГТЕП со отворен циклус со изохорно доведување топлина 95
3.2.3. ГТЕП со затворен процес на работа 97
3.3. КОНСТРУКЦИЈА НА ГТЕП 99
3.3.1. ГТЕП за производство на електрична енергија 102
3.3.2. Индустриски гаснотрубински ТЕП 107
3.3.3. Турбореактивни гаснотурбински постројки 110
3.3.4. Мали гаснотурбински ТЕП 114
3.3.5. Микротурбини (микро ГТЕП) 115
3.3.6. Гасни турбини за возила 117
4. КОМБИНИРАНИ КОГЕНЕРАТИВНИ ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ 119
4.1. КОГЕНЕРАТИВНИ ТЕП СО МОТОРИ СВС 125
4.2. КОГЕНРАТИВНИ ТЕП СО ПАРНИ ТУРБИНИ 138
4.3. КОГЕНЕРАТИВНИ ТЕП СО ГАСНИ ТУРБИНИ 141
4.3.2. Гаснотурбински постројки со затворен циклус 143
4.3.3. Микро гасни турбини како погонски мотор 144
4.4. КОМБИНИРАНИ КОГЕНЕРАТИВНИ ТЕП СО КОТЛИ УТИЛИЗАТОРИ 146
4.4.1. Шеми на комбинирани когенеративни ТЕП 149
4.4.2. Пресметка на комбинирани когенеративни ТЕП со котли утилизатори (ККТЕПКУ) 152
4.4.2.1. Топлинска пресметка на ККТЕПКУ со кондензациона парнотурбинска постројка со регулирано одземање пара 152
4.4.2.2. Топлинска пресметка на ККТЕПКУ со парнотурбинска ТЕП со противпритисна парна турбина 169
4.4.3. Изведба на комбинирани когенеративни ТЕП со котли утилизатори 174
4.5. КОМБИНИРАНИ КОГЕНЕРАТИВНИ ПОСТРОЈКИ СО ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИ ГОРИВНИ ЌЕЛИИ 179
4.6. ПРИМЕНА НА ВОДОРОД ВО ГАСНОТУРБИНСКИ И КОМБИНИРАНИ КОГЕНЕРАТИВНИ ТЕП 183
5. ПОСТРОЈКИ КОИ СЕ СОСТАВЕН ДЕЛ НА ПАРНОТУРБИНСКИ ТЕП 187
5.1. ПАРНИ ТУРБИНИ 188
5.1.1. Конструктивни изведби на статорски лопатки(млазници) кај парните турбини 191
5.1.2. Конструктивни изведби на роторски лопатки 192
5.1.3. Конструкции на некои основни елементи кај парните турбини 194
5.1.3.1. Основни елементи од статорот 194
5.1.3.2. Основни елементи од роторот 196
5.1.4. Системи за распределба на парата, за регулирање, за масло и заштита на парните турбини 198
5.1.4.1. Системи за распределба на парата кај парните турбини 198
5.1.4.2. Системи за регулирање на парните турбини 200
5.1.5.3. Систем за снабдување на турбината со масло 202
5.1.4.4. Системи за заштита на турбината 206
5.2. КОНДЕНЗАТОРСКИ ПОСТРОЈКИ 209
5.2.1. Видови на кондензатори 210
5.2.1.1. Кондензатори со мешање на водата и парата 210
5.2.1.2. Кондензатори од површински тип 213
5.2.2. Топлинска пресметка на кондензаторот 219
5.2.3. Пресметка на димензиите на кондензаторот 222
5.2.4. Инсталација за извлекување на воздухот од кондензаторот 223

5.3. ДЕАЕРАТОРСКА ПОСТРОЈКА И РЕЗЕРВОАРИ ЗА ВОДА 226
5.3.1. Поделба на деареторите 228
5.3.2. Напоен резервоар 231
5.3.3. Резервоар за кондензат 231
5.4. ЗАГРЕВАЧИ НА НАПОЈНА ВОДА 233
5.4.1. Површински загревачи на напојна вода 233
5.4.1.1. Површински хоризонтално поставени загревачи 234
5.4.1.2. Површински вертикално поставени загревачи 235
5.4.2. Материјал за изработка на загревачите 236
5.4.3. Одведување на кондензатот од загревачите 236
5.5. НАПОЈНИ ПУМПИ И ВЕНТИЛАТОРИ 238
5.5.1. Напојни пумпи 239
5.5.1.1. Погонување и капацитет на напојните пумпи 239
5.5.1.2. Шеми на вклучување на напојните пумпи 241
5.5.1.3. Регулација на напојните пумпи 245
5.5.2. Вентилатори 247
5.5.2.1. Центрифугални вентилатори 248
5.5.2.2. Аксијални вентилатори 250
5.5.2.3. Регулирање на вентилаторите 251
5.5.2.4. Вибрации кај вентилаторите 251
5.2.2.5. Бучавост кај вентилаторите 252
5.5.2.6. Погон на вентилаторите 252
5.5.3. Систем за компримиран воздух 254
5.6. СИСТЕМИ ЗА ТЕХНИЧКО СНАБДУВАЊЕ СО ВОДА 256
5.6.1. Отворен систем за снабдување со вода 258
5.6.2. Затворен систем за снабдување со вода 260
5.6.2.1. Затворен систем за снабдување со вода со акумулациони езера 260
5.6.2.2. Затворен систем за снабдување со вода со ладилни кули 266
5.6.2.3. Материјален и топлински биланс на ладилните кули 270
5.5.2.4. Затворен систем за снабдување со вода со уреди за распрскување 272
5.7. ТРАНСПОРТ НА ЗГУРА И ПЕПЕЛ 273
5.7.1. Хидрауличен транспорт на згура и пепел 274
5.7.2. Пневматски транспорт на згура и пепел 279
5.7.3. Депонии и искористување на пепелта 280
6. ПОСТРОКИ КОИ СЕ СОСТАВЕН ДЕЛ НА ГАСНОТУРБИНСКИ И КОМБИНИРАНИ ТЕП 281
6.1. ГАСНИ ТУРБИНИ 282
6.1.1. Конструкција на основните елементи на гасните турбини 283
6.2. КОМОРИ ЗА СОГОРУВАЊЕ КАЈ ГАСНОТУРБИНСКИТЕ ТЕП 286
6.3. КОМПРЕСОРИ КАЈ ГАСНОТУРБИНСКИТЕ ТЕП 289
6.4. РЕГЕНЕРАТОРИ И ЛАДИЛНИЦИ ЗА ВОЗДУХ 291
6.5. КОТЛИ УТИЛИЗАТОРИ 292
7. СНАБДУВАЊЕ НА ТЕП СО ГОРИВО 299
7.1. СИСТЕМИ ЗА СНАБДУВАЊЕ НА ТЕП СО ЦВРСТО ГОРИВО 299
7.1.1. Дотур на горивото до ТЕП 299
7.1.2. Стопанство за цврсто гориво 300
7.1.2.1. Рудник за јаглен 301
7.1.2.2. Механизми за внатрешен транспорт на јагленот 303
7.1.2.3. Складишта за јаглен 306
7.1.2.4. Постројки за дробење и мелење на јагленот 310
7.1.2.5. Горилници за цврсто гориво 316
7.2. СИСТЕМИ ЗА СНАБДУВАЊЕ НА ТЕП СО ТЕЧНО ГОРИВО 317
7.3. СИСТЕМИ ЗА СНАБДУВАЊЕ НА ТЕП СО ГАСНО ГОРИВО 321
7.3.1. Горилници за течно и гасно гориво 323

8. ЛОКАЦИЈА НА ТЕП 324
8.1. ИЗБОР НА ЛОКАЦИЈАТА 325
8.2. ГЕНЕРАЛЕН ПЛАН – РАСПОРЕД НА ОПРЕМАТА ВО ТЕП 328
9. ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ И ЕКОЛОГИЈА 333
9.1. ЕМИТЕНТИ (ИЗВОРИ) НА ЗАГАДУВАЊЕ 335
9.2. ЕМИСИЈА, ТРАНСМИСИЈА И ИМИСИЈА 337
9.3. ВИДОВИ НА ШТЕТНИ МАТЕРИИ КОИ ГО ЗАГАДУВААТ АТМОСФЕРСКИОТ ВОЗДУХ 340
9.3.1. Цврсти честички (PM честички) 340
9.3.2. Јаглеродни оксиди 340
9.3.3. Сулфурни оксиди (SO_2, SO_3) 341
9.3.4. Азотни оксиди (NO_x) 343
9.3.5. Јаглеводороди (CmHn) 343
9.4. МАКСИМАЛНИ ДОЗВОЛЕНИ КОНЦЕТРАЦИИ НА ШТЕТНИ МАТЕРИИ 344
9.5. ДИФУЗИЈА НА ШТЕТНИ МАТЕРИИ ВО ВОЗДУХОТ 345
9.6. ПРЕСМЕТКА НА ЕМИСИЈАТА И ИМИСИЈАТА НА ШТЕТНИ МАТЕРИИ ОД ТЕП 349
9.4.1. Височина на оџак 360
9.5. НАЧИНИ ЗА НАМАЛУВАЊЕ НА ЕМИСИИТЕ НА ШТЕТНИТЕ МАТЕРИИ 362
9.5.1. Намалување на емисијата на цврсти честички 362
9.5.1.1. Механички (суви) отпепелувачи 364
9.5.1.2. Влажни отпепелувачи 366
9.5.1.3. Електрофилтри 369
9.5.1.4. Врећести (отпепелувачи) филтри 373
9.5.1.5. Комбинирани отпепелувачи 375
9.5.2. Намалување на емисијата на сулфурни оксиди 376
9.5.2.1. Десулфуризација на течно гориво 377
9.5.2.2. Десулфуризација на цврсти горива 379
9.5.2.3. Согорување во флуидизиран слој 381
9.5.3. Десулфуризација на излезните гасови 383
9.5.4. Намалување на емисијата на азотни оксиди 387
9.5.4.1. Примарни методи 387
9.5.4.2. Секундарни методи 395
9.5.5. Методи за супституција на процесите 400
9.6. ПРИМЕНА НА НАЧИНИТЕ ЗА НАМАЛУВАЊЕ НА ЕМИСИИТЕ КАЈ ТЕП 401
9.7. ТЕРМИЧКО ЗАГАДУВАЊЕ НА ОКОЛИНАТА 403
9.7.1. Термичкото оптоварување како последица на енергетските трансформации 403
9.7.2. Отпадна топлина од ТЕП 404
9.7.3. Влијание на загревањето врз карактеристиките на водата 404
9.7.3.1. Влијание врз физичко-хемиските својства на водата 404
9.7.3.2. Влијание на микрофлората при загревање на водата 405
9.7.3.3. Влијание на загревањето на површинските води врз флората и фауната 406
9.7.4. Ладење на загреаната вода доведена во водотекот 407
9.7.5. Ограничување на термичкото оптоварување на водотекот 411
9.7.6. Можности за искористување на отпадната топла вода 411
9.7.7. Влијание на ладилните кули врз околината 413
10. ЕКСПЛОАТАЦИЈА И ОДРЖУВАЊЕ НА ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ 415
10.1. ЕКСПЛОАТАЦИЈА И ОДРЖУВАЊЕ НА ПАРНОТУРБИНСКИ ТЕП 417
10.1.1. Пуштање на котелската постројка во погон 417
10.1.1.1. Пуштање во погон на котли со цилиндар 418
10.1.1.2. Пуштање во погон на проточни котли 419
10.1.2.1. Подготовка на парнотурбинска постројка за пуштање во погон 422
10.1.2.2. Пуштање во погон на парнотурбинска постројка 425
10.1.3. Работа на котелските постројки 431

10.1.4. Работа на парнотурбинска постројка при континуирано оптоварување 434
10.1.5. Запирање на работата на котелската постројка и конзервирање 437
10.1.6. Запирање на панотурбинската постројка 442
10.1.6.1. Нормално запирање на парната турбина 442
10.1.6.2. Хавариско запирање на парната турбина 443
10.1.6.3. Заштита и конзервирање, при стоење на парната турбина 445
10.1.7. Одржување на парнотурбински ТЕП 447
10.1.8. Ремонт на котелската постројка 447
10.1.8.1. Тековен ремонт 448
10.1.8.2. Капитален ремонт 449
10.1.9. Ремонт на парнотурбинската постројка 451
10.1.10. Контрола и одржување на кондензаторската постројка 453
10.1.11. Контрола на нивото на вода (кондензат), ремонт и одржување на регенеративни загревачи 456
10.2. ЕКСПЛОАТАЦИЈА И ОДРЖУВАЊЕ НА ГАСНОТУРБИНСКИ ТЕП 460
10.2.1. Пуштање во работа на гаснотурбински ТЕП 460
10.2.2. Ремонт на гаснотурбински ТЕП 462
10.2.3. Одржување на елементите на ГТЕП 465
10.1.4. Реконструкција на гаснотурбинските ТЕП 467

КОРИСТЕНА ЛИТЕРАТУРА 470

1 ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ

Општи согледувања



Развојот на енергетиката во Република Македонија се одвива според принципите за соработка со европските земји, односно во согласност со начелата на пазарната економија и Договорот за европската енергетска повелба и Договорот за основање на енергетската заедница, со единствена цел развој во насока на постапно интегрирање на европските пазари на енергија.

Од претходно наведените документи, Договорот за основање енергетска заедница има најголемо значење со оглед на фактот што со него Република Македонија се обврзала да го прилагоди и имплементира националното законодавство со законодавството на ЕУ во областите на енергијата, животната средина, конкуренцијата, обновливите извори на енергија и енергетската ефикасност, како и нафтените стокови резерви. Усогласеното национално законодавство на земјите од регионот на Југоисточна Европа треба да обезбеди ефикасно функционирање на националните и регионалните пазари за мрежни енергии.

Законот за енергетика донесен во 2011 година е основниот национален документ со кој се уредуваат односите во енергетскиот сектор и се создава правна рамка со цел да се обезбеди:

- Сигурно, безбедно и квалитетно снабдување на потрошувачите со енергија и енергенти;
- Создавање ефикасен, конкурентен и финансиски одржлив енергетски сектор;
- Поттикнување на конкуренцијата на енергетските пазари со почитување на начелата на недискриминација, објективност и транспарентност;
- Интегрирање на енергетските пазари на Република Македонија во регионалните и меѓународните енергетски пазари во согласност со обврските преземени со ратификуваните меѓународни договори;
- Зголемување на енергетската ефикасност и поттикнување на искористувањето на обновливите извори на енергија и заштита на животната средина од негативните влијанија при вршењето на одделни дејности од областа на енергетиката.

Клучни државни институции за креирање на енергетската политика и спроведување на законот се Министерство за економија (секторот за енергетика), Регулаторната комисија за енергетика и Агенцијата за енергетика.

Клучни документи за креирање и спроведување на енергетската политика во РМ се:

- Стратегија за развој на енергетиката,
- Стратегијата за обновливите извори на енергија и
- Стратегија за енергетска ефикасност.

Во 2010 година Владата ги усвои Стратегијата за развој на енергетиката во Република Македонија до 2020 со визија до 2030 година, Стратегијата за искористувањето на обновливите извори на енергија во Република Македонија до 2020 година и Стратегија за унапредување на енергетска ефикасност во Република Македонија до 2020 година.

Стратегијата за развој на енергетиката дава детална дијагноза на клучните проблеми со кои е оптоварен енергетскиот сектор на Република Македонија и предлага алтернативни пристапи со фокусирање врз нивните силни и слаби страни. Со Стратегијата е дефиниран најпогодниот долгорочен развој на енергетскиот сектор во Републиката со цел да се обезбеди сигурно и квалитетно снабдување на потрошувачите со енергија, усвојувајќи ги следните приоритети:

- одржување, ревитализација и модернизација на постојната и изградба на нова, современа инфраструктура за потребите на производство и користење на енергијата,
- подобрување на енергетската ефикасност во производството, преносот и користењето на енергијата,
- користење на домашните ресурси (резервите на лигнит, хидроенергетскиот потенцијал, ветерната и сончевата енергија) за призводството на електрична енергија,
- зголемување на користењето на природниот гас,
- зголемување на користењето на обновливите извори на енергија,
- воспоставување на економска цена на енергијата,
- интегрирање на енергетскиот сектор на РМ во регионалниот и европскиот пазар на електрична енергија и природен гас со изградба на нови конекции и со усогласување на законодавството со постојната правна регулатива на Европската Унија за енергија, животна средина, конкуренција и за обновливи извори на енергија.

Во Стратегијата за искористување на обновливите извори врз основа на анализите на потенцијалот, можната експлоатација и влијанијата врз електроенергетскиот систем на обновливите извори на енергија (ОИЕ) во Република Македонија, се определени:

- Целниот процент за вкупната енергија што претставува удел на енергијата произведена од ОИЕ во вкупната потрошувачка на енергија;
- Целниот процент за електричната енергија што претставува удел на електричната енергија произведена од ОИЕ во вкупната потрошувачка на електрична енергија;
- Начинот, динамиката и поттикнувачките механизми за постигнување на претходните целни проценти.

Основен проблем при развојот на електроенергетиката на одредено подрачје е да се даде:

- Оптимално, доволно сигурно и економично решение за снабдување со електрична енергија;
- Квалитетно снабдување со електрична енергија, односно обезбедување на бараната фреквенција и потребниот напон, кои треба да се одржуваат во дозволени граници;
- Економично снабдување со електрична енергија, односно намалување на трошоците за:
    - производство
    - пренос
    - распределба и
    - дистрибуција
- Рационално користење, односно економично трошење на електричната енергија од страна на потрошувачите.

1.1. ИСТОРИСКИ РАЗВОЈ НА ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИТЕ ПОСТРОЈКИ

Термоенергетските постројки (ТЕП) се постројки за производство на електрична енергија, но денес почесто се користат за комбинирано производство на електрична и топлинска енергија. Технолошкиот процес на ТЕП започнува со постепена трансформација на енергијата на горивото или други извори на енергија на работното тело во механичка енергија на движење на топлинскиот двигател и на крај во електрична енергија во електрогенераторот [1-10].

Првата ТЕП за производство на електрична енергија била пуштена во експлоатација во 1882 година во New York, САД. Кај оваа постројка пара се добивала од парни машини која служела за погон на две динамомашини. По неа во Европа биле пуштени редица на такви постројки. Во Русија ТЕП почнале да се развиваат во (80÷90) години од 19 век.

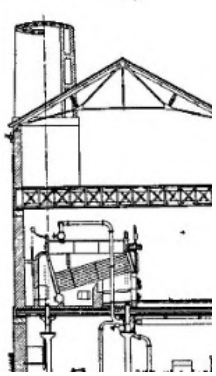
Деловите на ТЕП во тој период биле поставени на различни катови на една зграда. Тие биле со моќ од неколку стотини kW, парните машини работеле на заситена пара од 10 bar со КПД (3÷4)%. При крај на 19 век ТЕП се поставувале во еднокатна зграда. Најголемата моќ на ТЕП изградени во почетокот на 20 век била околу 16 MW. Во тој период како погонски двигател многу се применувале моторите СВС на дизел-гориво и се правеле со моќ до 22000 KS (16 MW). ТЕП инсталирана во Хамбург, Германија била направена со гасни мотори СВС и оттогаш тие нашле широка примена во ТЕП.

Парните турбини како погонски двигатели се појавиле кон крајот на 19 век, а поседувале добри специфични карактеристики: големата моќ при мали габарити и големата рамномерност при висок број на вртежи. Во 1900 година од страна на рускиот инженер М. К. Поливанов во Москва била направена ТЕП со парни турбоагрегати со моќ од 5 MW и КПД од (7÷8)%. Во тој период во Русија ТЕП биле концентрирани во Москва и Санкт Петербург и работеле на цврсто гориво, како и во Баку која работела на течно гориво. Моќта на ТЕП на почетокот на 19 век се движела до 10 MW и КПД (10÷12)%.

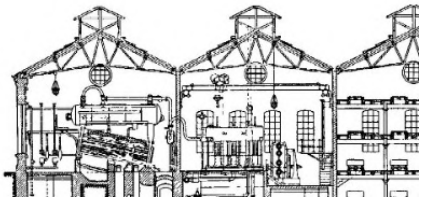
Во 1912 година во Москва била изградена во светот првата реонска ТЕП со моќ од 15 MW. Во тој период во Германија била изградена најголемата ТЕП Golpa-Chornevic на јаглен со 8 турбоагрегати секој со моќ од 16 MW. Голем развој ТЕП постигнале за време на Првата светска војна во периодот 1914÷1918 година. Во тие години биле изградени



ТЕП на Thomas Edison,
New York, САД



ТЕП Санта-Радегонда, Италија
(1883)



1. Котелска постројка;
2. Машинско одделение;
3. Акумулаторско одделение

Градска ТЕЦ во Хановер, Германија
(1890) со моќ 1800 KS

Поставување на уредите во една повеќекатна зграда и приземна зграда

ТЕП од неколку десетици MW, благодарејќи на појавата првите котелски постројки со висок притисок. Во 1929÷1930 година во САД во New York и Philadelphia биле изградени турбоагрегати со единечна моќ (160÷165) MW. Во периодот на Втората светска војна 1939 – 1945 била изградена во Англија ТЕП со најголема моќ.

Во Лондон, Англија и Келн, Германија биле изградени ТЕП со гаснотурбински постројки со двојно дејство и трофазни генератори со моќ од 5 MW и првите турбоагрегати со моќ од 100 MW со 1500 min^{-1}. Во Русија првиот турбоагрегат со моќ од 100 MW со 3000 min^{-1} бил изграден во 1938 година. ТЕП со средна моќ од 26 MW биле градени во периодот 1932÷42 година и 34 MW во периодот 1950÷1955 година.

Во 50-тите години од 20 век еден турбоагрегат од ТЕП во Англија (Battersi, Portobello, High Marnhem) и Франција (Arrighi, genevilie, Porshvile) достигнува моќ (120÷125) MW. Во Келн, Германија се постигнала моќ од 150 MW со параметри на пара: притисок 170 bar и температура 570 °C. Вкупната моќ на ТЕП во САД во 1956 година достигнува до 16000 MW со поединечна моќ на ТЕП (150÷200) MW (Shony и Kingston), кои биле составени од трицилиндрична кондензациона парна турбина со 3000 min^{-1}.

Во тогашна Русија (СССР) почнале да се развиваат топлификациони ТЕП за производство на електрична и топлинска енергија, кои претежно работеле на јаглен во прав. Нивната поделба зависела од видот на потрошувачите: централни, градски, комунални, индустриски и селски.

По 1950 година во Русија (СССР) и САД се проектирани ТЕП со вкупна моќ (12000÷15000) MW. Единечната моќ на ТЕП била поголема од 200 MW, потоа (275÷300) MW и до 500 MW (две ТЕП). Капацитетот на котлите се движел (240÷420) t/h, па сè до 800 t/h (778 t/h при притисок 141 bar, ТЕП River-Rouge, САД). Параметрите на парата се движеле до 225 bar, па сè до (300÷350) bar, и (500÷610) °C, па сè до 650 °C (во САД ТЕП од 275 MW со параметри 352 bar и 649 °C). Вакуумот во кондензаторот достигнувал до 97 %. Во Русија ТЕП работеле со параметри 130 bar и 565 °C со меѓупрегревање на парата, со моќ над 200 MW и на повисоки параметри 220 bar и 600 °C, а била пуштена во употреба ТЕП со моќ од 300 MW (300 bar и 650 °C). Овие ТЕП биле со подобрен степен на автоматизација при производството на електрична и топлинска енергија. [1-10]

КПД кај современите кондензациони ТЕП се движи (35-40)% а кај топлификационите ТЕП (70-75)%. Моќта достигнува до 1200 MW и повеќе.



Golpa Chornevic, Германија



Battersi, Англија



Kingston, САД



River Rouge, САД

Првата гаснотурбинска ТЕП (ГТЕП) со моќ од 4 MW била изградена во Nevshatele, Швајцарија во 1939 год. Во 1955 вкупната инсталирана моќ од гаснотурбински ТЕП изнесувала 1000 MW. Најголема ГТЕП во тој период била изградена во Beznau, Швајцарија со агрегати од 27 и 18 MW и КПД 32,4 %. Тие првенствено работеле на течно гориво, но и на природен гас (Русија). Пред сè тоа биле ГТЕП со отворен циклус на работа, а помал број со затворен циклус со компримиран воздух (или друг гас). Во тој период се користеле ГТЕП со полузатворен циклус кој работел со продукти на согорување и компримиран воздух (Veinfelden, Швајцарија) со температура на влезот во гасната турбина опд 600÷815 °C со денденција до 925 °C. Денес веќе се прават ГТЕП со моќ до 600 MW и температури на влезот во гасната турбина од (1500÷1600) °C, кои работат со КПД до (45÷50)%.

Идејата за првата комбинирана постројка потекнувала од 1882 година кога била пуштена во употреба Thomas Edison's Pearl Street Station во New York, САД која обезбедувала електрична енергија и пара за центарот на градот. Но, најголемиот прогрес е постигнат во текот на 20 век, односно во 1978 отпочнува новата ера на модерните комбинирани ТЕП, а од 1992 модерната ера на големи по моќ комбинирани ТЕП. Современите комбинирани когенеративни постројки се прават со моќ до 900 MW и постигнуваат електричен КПД од (55÷65)% и вкупен КПД до (80÷90)%.



Beznau, Швајцарија



Thomas Edison's Pearl Street Station, New York, САД

1.2. ИНСТАЛИРАН КАПАЦИТЕТ И ПРОИЗВОДСТВО НА ЕНЕРГИЈА ВО СВЕТОТ И Р МАКЕДОНИЈА

Термоцентралите (заедно со останатите електроцентрали) преку трансформатори и далекуводи се поврзани меѓу себе и со потрошувачите на електрична енергија. На таков начин се добиени големите електроенергетски системи.

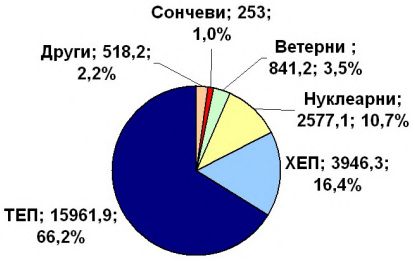
Во Република Македонија постои здружен електроенергетски систем и со него се овозможува сигурноста и економичноста за снабдување со електрична енергија и соодветна распределба на оптоварувањето меѓу електроцентралите.

Производството на електрична енергија во светот од различни постројки во 2015 година изнесуваше 24097,7 TWh. Од дијаграмот прикажан на сл. 1.1 може да се види дека производтвото на електрична енергија во светот е во постојан пораст (од 1995 до 2015). Најголемиот дел од произведената електрична енергија во светот е од ТЕП (66,2 %), а помал дел е од ХЕП (16,4 %), нуклеарни постројки (10,7 %), додека многу помал е делот произведен во ветерни (3,5 %), сончеви (1,0 %) и други постројки (2,2 %) (сл. 1.1). Причини за ваквата состојба со производството на електрична енергија се:

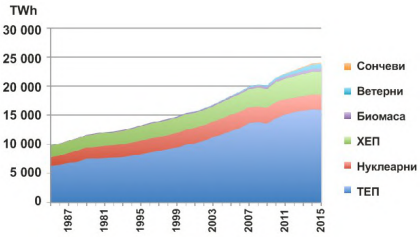
- фосилните горива ги има секаде во светот,
- примена на нуклеарните горива за добивање електрична енергија,
- лесен транспорт на фосилните горива до ТЕП (сместена близу до потрошувачите),
- технички развој кој овозможува единечна моќ на ТЕП поголем од 1500 MW,
- можност за истовремено производство на електрична и топлинска енергија (когенерација).

Во дијаграмот прикажан на сл. 1.2 е дадена проекцијата на производството на електрична енергија до 2040 година се очекува зголемување на учеството во производството на електрична енергија на постројките кои користат природен гас (од 27 % на 31 %) и обновливи извори на енергија (од 13 % на 18 %), а намалување на учеството на јагленот (од 39 % на 34 %) и нуклеарните горива (од 19 % на 16 %). Тоа значи дека тенденцијата во светот е електричната енергија да се произведува во постројки кои користат еколошки горива (природен гас, ОИЕ) со постепено исфрлање на цврстите фосилни горива и нуклеарните горива.

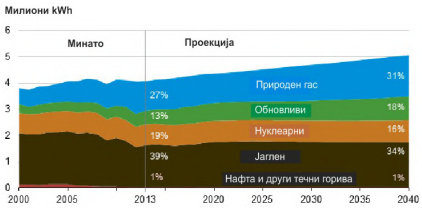
Најголемо светско производство на електрична енергија во ТЕП на јаглен е забележано во Кина (4115 TWh), САД



Вкупно: 24097,7 TWh



Сл. 1.1. Светско производство на електрична енергија во TWh зависност од видот на постројката (2015)



Сл. 1.2. Проекција на светско производство на електрична енергија во зависност од видот на постројката (до 2040)



(1713 TWh) и Индија (967 TWh), во ТЕП на нафта во Саудиска Арабија (152 TWh), Јапонија (116 TWh) и Иран (59 TWh), а во ТЕП на природен гас во САД (1161 TWh), Русија (533 TWh) и Јапонија (421 TWh).

Во Македонија е слична ситуацијата како во светот. Најголем инсталиран капацитет за производство на електрична енергија се ТЕП (околу 1010 MW), потоа ХЕП (околу 555 MW), а помал комбинираните ТЕП (280 MW) (таб. 1.1).

Таб. 1.1. Инсталиран капацитет за производство на електрична енергија во РМ:

MW

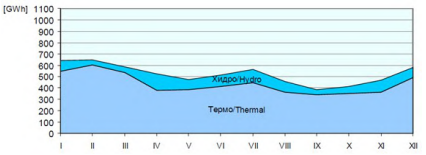
	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010[1]
Вкупно Total	**1 453.156**	**1 453.156**	**1 453.156**	**1 454.041**	**1 553.826**	**1 553.826**	**1 555.126**	**1 555.926**	**1 562.496**	**1 593.362**	**1 845.735**
Хидроцентрали вкупно Hydro - all plants	**443.156**	**443.156**	**443.156**	**444.041**	**543.826**	**543.826**	**545.126**	**545.926**	**552.496**	**553.352**	**555.375**
Хидро -1 MW Hydro -1 MW	2.226	2.226	2.226	3.111	3.206	3.206	3.206	3.206	3.206	3.862	5.885
Хидро 1-10 MW Hydro 1-10 MW	27.230	27.230	27.230	27.230	27.230	27.230	27.230	28.030	34.600	34.800	34.800
Хидро 10+ MW Hydro 10+ MW	413.700	413.700	413.700	413.700	513.390	513.390	514.690	514.690	514.690	514.690	514.690
Фотоволтаични централи Photovoltaic plants	-	-	-	-	-	-	-	-	-	**0.010**	**0.360**
Термоцентрали Public thermal power stations	**1 010.000**	**1 010.000**	**1 010.000**	**1 010.000**	**1 010.000**	**1 010.000**	**1 010.000**	**1 010.000**	**1 010.000**	**1 010.000**	**1 010.000**
Комбинирани енергани[2] CHP plants[2]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	**30.000**	**280.000**

Најголемо производство на електрична енергија во РМ се произведува во ТЕП на јаглен (66,2 %), потоа во ХЕП (33,5 %) и мал дел во другите постројки (таб. 1.2 и сл. 1.3, 1.5).

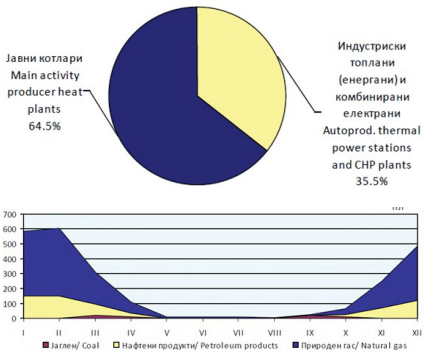
Најголемиот дел од произдената топлинска енергија во РМ е во јавни топлани (64,5 %) на природен гас, а помал дел во индустриски котлари (35,5 %) претежно на течно гориво и природен гас (сл. 1.3 и 1.6).

Таб. 1.2. Вкупно производство на електрична енергија во РМ по капацитети:

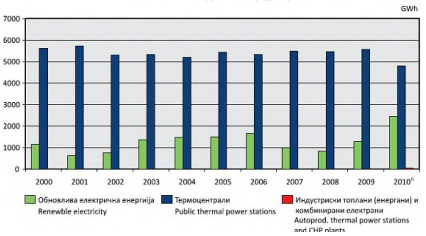
	2005		2006		2007		2008		2009		2010[3]	
	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%
Вкупно бруто-производство Total gross production	**6 941.705**	**100.0**	**7 005.539**	**100.0**	**6 498.214**	**100.0**	**6 311.344**	**100.0**	**6 827.895**	**100.0**	**7 257.748**	**100.0**
Хидроцентрали Hydro - all plants	**1 491.780**	**21.5**	**1 649.589**	**23.5**	**1 010.031**	**15.5**	**840.092**	**13.3**	**1 270.349**	**18.6**	**2 429.283**	**33.5**
Хидро -1 MW Hydro -1 MW	11.514	0.2	10.990	0.2	8.352	0.1	7.586	0.1	8.716	0.1	9.412	0.1
Хидро 1-10 MW Hydro 1-10 MW	98.580	1.4	105.486	1.5	68.487	1.1	72.277	1.1	126.761	1.9	173.852	2.4
Хидро 10+ MW Hydro 10+ MW	1 381.686	19.9	1 533.114	21.9	933.192	14.4	760.229	12.0	1 134.872	16.6	2 246.019	30.9
Термоцентрали Public thermal power stations	**5 446.843**	**78.5**	**5 354.772**	**76.4**	**5 485.413**	**84.4**	**5 468.226**	**86.6**	**5 553.913**	**81.3**	**4 801.587**	**66.2**
Индустриски топлани (енергани) и комбинирани енергани Autoprod. thermal power stations and CHP plants	**3.082**	**0.0**	**1.178**	**0.0**	**2.770**	**0.0**	**3.026**	**0.0**	**3.634**	**0.1**	**26.878**	**0.4**



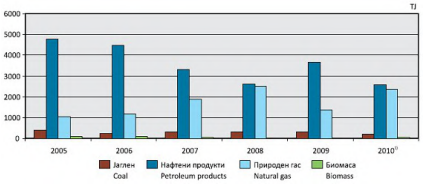
Сл. 1.3. Производство на електрична енергија во РМ во ТЕП и ХЕП (2012)



Сл. 1.4. Производство на топлинска енергија во РМ (2012)



Сл. 1.5. Производство на електрична енергија по тип и капацитет во РМ (2000 - 2010)



Сл. 1.6. Учество на поединечни енергенски во производството на топлинска енергија во РМ (2000 - 2010)

Најголем производствен капацитет во Македонија е РЕК Битола (рударско-енергетски комбинат во состав на ЕЛЕМ) со своите три блока од по 233 MWe и нето годишно производство од околу 1200 GWh по блок. Комбинатот е целосно заокружена производствена целина составена од две единици: Рудници (Суводол и Брод Гнеотино) и Термоцентрала. Оваа термоцентрала како основно гориво користи јаглен (лигнит). Производството во комбинатот е започнато во 1980 година, со ископ на јаловина, а првите количини на електрична енергија се добиени во 1982 година кога во работа е пуштен првиот од трите блока (сл. 1.7).

Другиот термокапацитет во составот на електроенергетскиот систем (ЕЛЕМ) е РЕК Осломеј кај Кичево, со инсталирана моќност на блокот од 125 MWe, која започнала со работа во 1980 година. Оваа термоцентрала моментално користи локален лигнит од рудникот Осломеј – Запад (басен Кичево) (сл. 1.8).

Следен термоенергетски капацитет е ТЕЦ Неготино (ЕЛЕМ), лоцирана во близина на градот Неготино. Термоцентрала работи на мазут и служи како „ладна резерва“ во рамките на електропреносниот систем на Македонија. Претставува втор електроенергетски објект по големина со максимална моќност од 215 MWe. Термоцентралата била завршена и почнала со работа во текот на 1978 год. (сл. 1.9).

Друштвото за производство на електрична енергија и топлина ТЕ-ТО АД Скопје е претпријатие чија основна дејност е когенеративно производство на електрична и топлинска енергија во таканаречен комбиниран циклус. Постројката започна со работа во 2012 год. Постројката е лоцирана веднаш до БЕГ Топлана Исток и како гориво користи природен гас. Средниот годишен капацитет на постројката е 220 MWe за производство на електрична енергија и 160 MWt за производство на топлинска енергија. Топлината генерирана во производниот процес се предава на градскиот топлински дистрибутивен систем (сл.1.10).

Подружницата „Енергетика“ во состав на ЕЛЕМ е проектирана и изградена да овозможи комплетно снабдување на сите потрошувачи на РЖС со електрична енергија, технолошка пара и врела вода за греење. Завршена е со градба во 1967 година, а како гориво користи природен гас. Нејзините капацитети се состојат од парен котел со моќност од 96 MW, парна турбина со моќност од 12,5/15 MW и генератор со моќност од 75 MWe. Топлинскиот конзум приклучен на овој капацитет изнесува 40 MWt, а во фаза на изградба е топловод за уште дополнителни 15 MWt.



Сл. 1.7. РЕК Битола



Сл. 1.8. РЕК Осломеј

Во 2009 година стартуваше со работа првата термоцентрала за комбинирано производство на електрична и топлинска енергија во состав на ЕСМ Енергетика (порано КОГЕЛ Скопје), лоцирана во кругот на скопска Железарница. Произведената електрична енергија се користи за поддршка на работата на металуршкиот комплекс и за продажба на пазарот на електрична енергија. Топлинската енергија за време на грејната сезона се користи за згревање одделни региони на градот Скопје. Постројката е со електрична моќ од 30,4 MWe и топлинска моќ од 26,5 MWt.

Овие термоцентрали имаат важна улога во покривањето на базниот дел од дијаграмот на конзумот на Република Македонија.

Во состав на неколку индустриски комплекси постојат помали термоенергетски постројки (дел од нив не се во употреба), како што се: Окта, Тетекс, Шеќерана – Битола и др.

За загревање на одделни региони во градот Скопје се користат топланите, како што се: Исток (280 MWt), Запад (170 MWt), 11 Октомври (30 MWt, конзервирана) и Север (46 MWt) со вкупна инсталирана топлинска моќ од 530 MWt, кои не се производители на електрична енергија, но заземаат битно место и позитивно влијаат врз вкупната енергетска слика во Македонија. При претпоставка дека овој капацитет за централно греење треба да биде задоволен со електрична енергија, двата блока на РЕК Битола би требало да работат само за задоволување на потребите за греење во Скопје. Тука не се влезени другите корисници, кои своите потреби за греење ги остваруваат со друг вид гориво, затоа што топлинскиот конзум на градот Скопје се проценува на околу 1200 MWt.





Сл. 1.9. ТЕЦ Неготино





Сл. 1.10. ТЕ-ТО Скопје

1.3. ПОТРОШУВАЧКА НА ЕНЕРГИЈА

1.3.1. Потрошувачка на електрична енергија

Потрошувачката на електрична енергија се менува како во текот на денот, така и во текот на месецот и годината. Покрај надворешните потрошувачи и ТЕП трошат електрична енергија за сопствени потреби и дел од електричната енергија која се троши поради загубите при нејзин транспорт.

Основни потрошувачи на електрична енергија се:

- индустриски потрошувачи,
- домаќинствата,
- административни објекти и занаетчиство,
- јавно (улично) осветлување и водовод,
- транспорт (возови, трамваи и тролејбуси) и
- земјоделие.

Основните карактеристики на потрошувачка на електрична енергија се прикажани во наредниот текст. [10-17]

Производството (трансформацијата) на електрична енергија, преносот, распределбата и дистрибуцијата практично се остварува во ист момент, односно истовремено, затоа што електричната енергија не се акумулира. Не може да постои неурамнотеженост, меѓу моќта на електроцентралите во енергетскиот систем и моќта на потрошувачите. Со намалување на моќта на електроцентралите се намалува и моќта на потрошувачите и обратно.

Преодните процеси во електроенергетскиот систем се одвиваат со многу голема брзина (дел од секунда или неколку секунди). Такви се процесите на:

- куси врски,
- вклучување и исклучување на системот,
- осцилации во системот,
- пореметување на стабилноста и др.

Поради големата брзина на одвивање на овие процеси, потребно е да се вградат специјални уреди за автоматска работа и успешно одвивање на овие процеси.

Постои постојана и голема нерамномерност во потрошувачката на електрична енергија во текот на денонокието, неделата и годината (дадено во дневни и годишни дијаграми).

Исто така постои постојана и голема нерамномерност во производството на електрична енергија.

Работата на хидроцентралите, кои спаѓаат во групата на вршни производители на електрична енергија, односно постројки за задоволување на врвовите (пиковите) на потребите од електрична енергија, зависи од протокот на вода, во текот на часот, денот и годината.

Разликата во потрошувачката на електрична енергија во зимскиот и летниот период кај индустријата е минимална (скоро занемарлива). Кај индустриските потрошувачи, потрошувачката е различна и зависи од видот на индустријата.

Кај металургијата (слично и кај хемиската индустрија) потрошувачката во текот на годината е скоро константна (освен периодот за ремонт).

Во домаќинствата потрошувачката на електрична енергија за осветлување, напојување на апаратите и за греење е многу променлива, како во текот на денот така и во текот на годината. Разликата во потрошувачката на електрична енергија во зимскиот и летниот период кај домаќинствата веќе се изедначува (зиме греење, лете ладење)

Во административните простории електрична енергија се троши за осветлување и напојување на апаратите, а карактерот на потрошувачката е многу сличен на домаќинствата.

Занаетчиството троши електрична енергија за погон на помали мотори и разни електрични апарати (дијаграмот е сличен на домаќинствата).

Потрошувачката на електрична енергија за јавно осветлување, зависи од годишното време и во текот на ноќта е константно, односно во зимскиот период (16÷08) h, а во летниот период (20÷04) h.

Потрошувачката на електрична енергија во транспортот зависи од степенот на електрификација (потрошувачката драстично не се менува во текот на годината).

Потрошувачката на електрична енергија во гранката земјоделие главно има сезонски карактер и многу е мала (околу 2 %).

Вкупното оптоварување, е збир на оптоварувања на сите потрошувачи и се менува како во текот на денот така и во текот годината.

Дневни и годишни дијаграми на оптоварување.

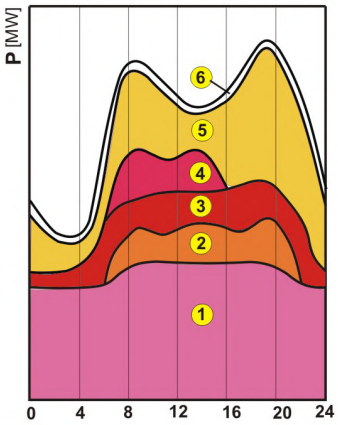
Кај секој електроенергетски систем од интерес е оптоварувањето да се изедначи (во текот на денот, неделата, месецот и годината). Изедначувањето на оптоварувањето, се нарекува дијаграм на оптоварување (сл. 1.11). Под дијаграм на оптоварување се подразбира активно влијание на дијаграмот на потрошувачката, односно:

- намалување максималната потрошувачка,
- зголемување на ноќната потрошувачка,
- намалување на брзините на промена на оптоварувањето во текот на денот.

Израмнувањето на дијаграмот на оптоварување, може да се постигне со:

- регулирање на потрошувачката на електрична енергија, или
- воведување на специјални потрошувачи таканаречени регулатори (термоакумулација, на пример термоакумулациони печки).

Во индустријата израмнувањето се врши со воведување повеќесменска работа. Во домаќинствата израмнувањето се врши со воведување двојни тарифи (зимска и летна, дневна и ноќна). [10-17]



1. Индустрија што работи во 3 смени
2. Индустрија што работи во 2 смена
3. Електричен траснпорт;
4. Индустрија што работи во 1 смена;
5. Домаќинства и јавно осветлување;
6. Загуби при транспорт.

Сл. 1.11. Дневен дијаграм на оптоварување

1.3.2. Потрошувачка на топлинска енергија

Потрошувачите на топлинска енергија се делат во три основни групи и тоа:

- индустриски потрошувачи,
- топла вода за централно греење и
- топла вода за санитарни потреби.

Индустриските потрошувачи трошат топлина во вид на:

- пара за технолошки процеси и греење и
- топла вода

Параметрите на технолошка пара зависат од технолошкиот процес. Пара со повисоки параметри (1,3÷1,6) MPa се користи во хемиската индустрија и индустријата за нафта. Пара со пониски параметри (0,15÷0,6) MPa се користи во индустријата за текстил, кожа, прехрана, хартија, како и во металопреработувачката индустрија и електроиндустријата.

Предности на централното греење како технолошки потрошувач на топлина се:

- подобра техничка изведба на изворот (котелот),
- поедноставно опслужување (примена на автоматска работа),
- намалено загадување на просториите (гориво, пепел),
- порамномерно загревање на просториите,
- загревните тела зафаќаат помал простор,
- почист воздух во просториите (нема чад),
- помала можност за појава на пожар (нема горење),
- поекономично греење по единица зафатнина.

Топлинската енергија за централно греење се добива во реонски или градски котларници (топлани). Во нив се вградени енергетски парни котли со турбински постројки (ТЕ-ТО Скопје). Од турбината се одзема пара за загревање на водата во дистрибутивната мрежа за греење. Котлите кои се применуваат за централното греење може да бидат:

- парни котли за добивање на пара, а парата ја предава топлината (ја гree) кон водата од дистрибутивната мрежа преку еден изменувач на топлина,
- вреловодни котли.

Топлинската енергија за централно греење Q_G се менува во зависност од надворешната температура и се пресметува по равенката:

$$Q_G = Q_{\max} \frac{t_v - t_{nsr}}{t_v - t_n} \quad \text{MW}$$

Q_{max} MW - максимална топлина при проектна надворешна температура
t_v °C - средна внатрешна температура
t_{nsr} °C - средна месечна надворешна температура
t_n °C - надворешна проектна температура

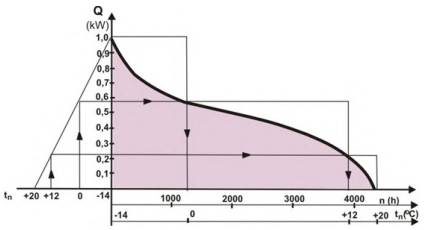
Потрошувачката на топлина за подготовка на топла вода за санитарни потреби изнесува:

- во станбени згради 30 % од топлината за греење на тие згради,
- во јавни згради (3÷4)% од топлината за греење на тие згради.

Потрошувачката на топлина за подготовка на топла вода за санитарни потреби зависи од:

- специфичната потрошувачка на вода по човек,
- температурата на санитарната топла вода.

На дијаграмот прикажан на сл. 1.12 е прикажана зависноста на времетраењето и интензитетот на топлинското оптоварување во текот на сезоната на греење. При надворешна температура на воздухот од -15 °C (надворешна проектна температура за Скопје) потребен е максимален интензитет на топлинското оптоварување, но неговото времетраење е многу кратко во текот на сезоната (мал број на денови во годината при кои се постигнува оваа ниска температура). На 0 °C, интензитетот на топлинско оптоварување е помал од максималниот, а неговото времетраење во текот на сезоната е подолго. На позитивни средни надворешни температури, како на пример +12 °C, интензитетот на топлинското оптоварување е многу помал, а неговото времетраење во сезоната на греење е значително подолго. [10-17]



Сл. 1.12. Времетраење и интензитет на топлинското оптоварување во текот на сезоната на греење
(Крива на средната температура на надворешниот воздух, оптоварувањето и работните часови)

1.4. ПОДЕЛБА НА ТЕП

Термоенергетските постројки (ТЕП) можат да се поделат според:

- видот на произведената енергија,
- улогата во регулирањето на потрошувачката на енергија,
- видот на горивото,
- типот на турбинската постројка,
- совршеноста на термодинамичкиот циклус,
- типот на парниот котел,
- технолошката шема,
- моќноста и
- врската со електроенергетскиот систем.

Според видот на произведената енергија ТЕП може да се поделат на:

- парнотурбински кондензациони, во кои се добива само електрична енергија, и
- парнотурбински топлификациони, во кои се добива топлинска и електрична енергија, кои можат да се поделат во две основни групи:
  - јавни (комунални) т.н. ТЕП - топлани (ТЕ-ТО Скопје), и
  - индустриски т.н. индустриски енергани
- гаснотурбински, во кои се добива само електрична енергија, како и електрична и топлинска енергија,
- комбинирани когенеративни ТЕП, во кои се добива електрична и топлинска енергија.

ТЕП во кои се произведува топлинска енергија за еден град, односно градската индустрија ја снабдуваат со технолошка пара и топлина за греење, а станбените и јавните објекти ги снабдуваат со топлина за греење и за добивање на топла вода за санитарни потреби. Електричната енергија во овој случај се обезбедува од јавната електроенергетска мрежа. [1-17]

Според улогата во регулирањето на потрошувачката на електрична енергија ТЕП се делат на:

- базни, со период на работа од (6000÷7500) h/god,
- полубазни, со (4000÷6000) h/god и
- врвни со 2000 h/god.

Базните ТЕП се користат за покривање на основниот дел од дијаграмот на оптоварување и работат непрекинато во текот на целата година (освен за време на годишен ремонт).

Како базни ТЕП се користат ТЕП со голема единечна моќ на цврсто, течно и гасно гориво или нуклеарно гориво. Запирањето на работата или влегувањето во работа е отежнато, долготрајно и многу скапо.

Полубазните ТЕП се користат за покривање на врвот на основниот дел од дијаграмот на оптоварување и се поеластични и поедноставни за работа од базните. Како полубазни ТЕП се користат ТЕП со средна единечна моќ на цврсто, течно и гасно гориво. Како полубазни ТЕП се користат и акумулационите хидроцентрали.

Врвните ТЕП се користат за покривање на врвот на дијаграмот на оптоварување и работат 2000 h/god. Врвните ТЕП често се запираат и стартуваат и треба да поседуваат способност за брза промена на оптоварувањето и да имаат низок технички минимум. Врвните ТЕП се со мала единечна моќ и работат на течно или гасно гориво.

Според видот на горивото ТЕП се делат на: цврсто, течно и гасно гориво.

ТЕП на течно и гасно гориво се поевтини, поедноставни и поеластични од оние на цврсто гориво. Гасното гориво гарантира добра заштита на околината, односно спаѓа во групата на еколошки чисти горива. Недостаток на ТЕП на течно и гасно гориво е увозното и скапо гориво. Овие ТЕП се резерва и работат само во случај на недостаток на електрична енергија (состојбата постојано се менува).

Според типот на турбинската постројка ТЕП се делат на: парнотурбински, гаснотурбински и комбинирани.

Моќта на парнотурбинските постројки се движи од (1200÷1300) MW до 2000 MW со КПД (коефициент на полезно дејство) до 40 %. Моќта на гаснотурбинските постројки се движи од околу 200 MW до веќе 600 MW со КПД од (25÷45) %. Во последно време се користат комбинирани ТЕП на течно и гасно гориво со електричен КПД од (55÷65)% вкупен КПД до 90 %.

Според притисокот на свежата пара ТЕП се делат на:

- докритични ($p<22,4$ MPa), односно (16÷17) MPa и
- наткритични ($p>22,4$ MPa)

Температурата на свежата пара обично се движи до максимална вредност од ($t \leq 565\ ^oC$), односно до 540 ^oC.

Повторно прегревање на парата се врши кај блок постројките со моќност поголема од 100 MW, а во Русија поголема од 150 MW. [18, 19]

Според типот на парниот котел ТЕП се делат на (сл. 1.13): [20]

- парни котли со природна циркулација, и
- проточни парни котли.

Кај термоцентралите - топлани предност имаат парни котли со природна циркулација.

Според технолошката шема ТЕП се делат на:

- блок-постројки, и
- не блок-постројки

Кај блок-постројките (сл.1.14) т.н. моноблок, секоја парна турбина се снабдува со пара од посебен парен котел. Овие постројки се поевтини, поедноставни и лесно се управуваат. Кај не блок-постројките (сл.1.15) постојат заеднички цевководи за свежа пара и напојна вода. [1-17]

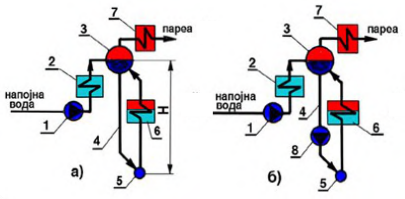
Според моќноста ТЕП се делат со:

- мала моќност (<100 MW),
- средна моќност (100÷500 MW),
- голема моќност (500÷1000 MW), и
- најголема моќност (>1000 MW)

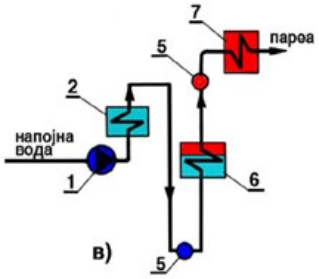
Според врската со електроенергетскиот систем, ТЕП секогаш се вклучени на електроенергетскиот систем, не постои изолирана ТЕП.

ТЕП можат да се поделат исто така и според следните критериуми:

- системот за снабдување со техничка вода,
- начинот на подготовка на горивото (системот за јаглен),
- начинот на ладење односно одведување на топлината од кондензаторот (проточно или повратно ладење),
- топлинската шема (ТЕ-ТО Скопје, комбинирана),
- начинот на подготовка на додатната вода,
- системот за пречистување на гасовите,
- одведување на згурата и пепелта,
- начинот на разместување на опремата во главниот погонски објект.



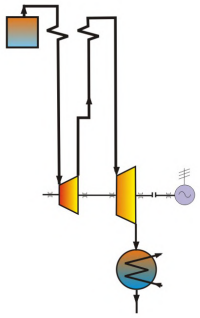
Парен котел со природна и принудна циркулација



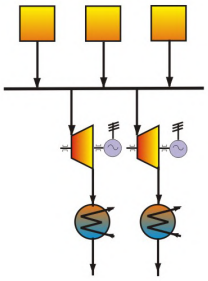
Проточни парни котли

1. Циркулациона пумпа; 2. Загревач на вода; 3. Котелски барабан; 4. Стрмни цевки; 5. Колектор; 6. Испарувач; 7. Прегревач на пара; 8. Циркулациона пумпа

Сл. 1.13. Типови на парни котли



Сл. 1.14. Блок-постројка



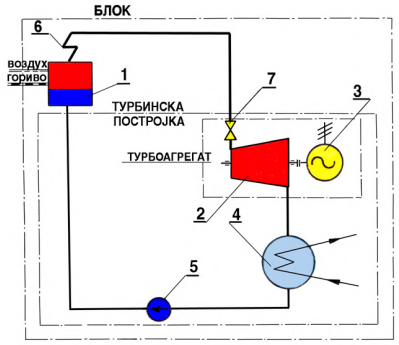
Сл. 1.15. Не блок-постројка

1.5. ТЕХНОЛОШКИ ШЕМИ НА ТЕП

Технолошката шема на ТЕП (сл. 1.16 и 1.17) се карактеризира со главниот технолошки систем за трансформација на примарната енергија на горивото во секундарен облик на енергија, односно заемната врска меѓу поединечните делови и редоследот на технолошките процеси, кој обезбедува ефикасна, сигурна и надежна работа на ТЕП. [21-30]

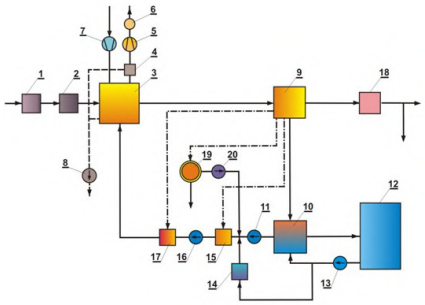
Во составот на ТЕП со парна турбина влегува (парнотурбинска ТЕП):

- складиште за гориво (1), опрема за прием и истовар на горивото, механизми за транспорт и складиште, а кај постројките на течно гориво пумпи за гориво, загревачи и цевководи за транспорт;
- постројки за подготовка на горивото (2), постројки за мелење и сушење на горивото, а кај гасно гориво подготовката со состои во регулација на притисокот и протокот;
- фаќачи на пепел (отпепелувачи) (4);
- вентилатор за чадни гасови (5);
- парен котел (3);
- оџак (6);
- вентилатор за свеж воздух (7);
- постројка за одведување на згурата и пепелта (8) за одведување на депонија;
- парна турбина (9), во која се добива механичка работа;
- електрогенератор (18), во кој се добива електрична енергија;
- основен кондензатор (10) за кондензација на парата;
- пумпа за вода за ладење (13);
- систем за снабдување со вода за ладење (12);
- пумпа за кондензат (11);
- нископритисен НП (15) и високопритисен ВП (17) регенеративен загревач на напојна вода.



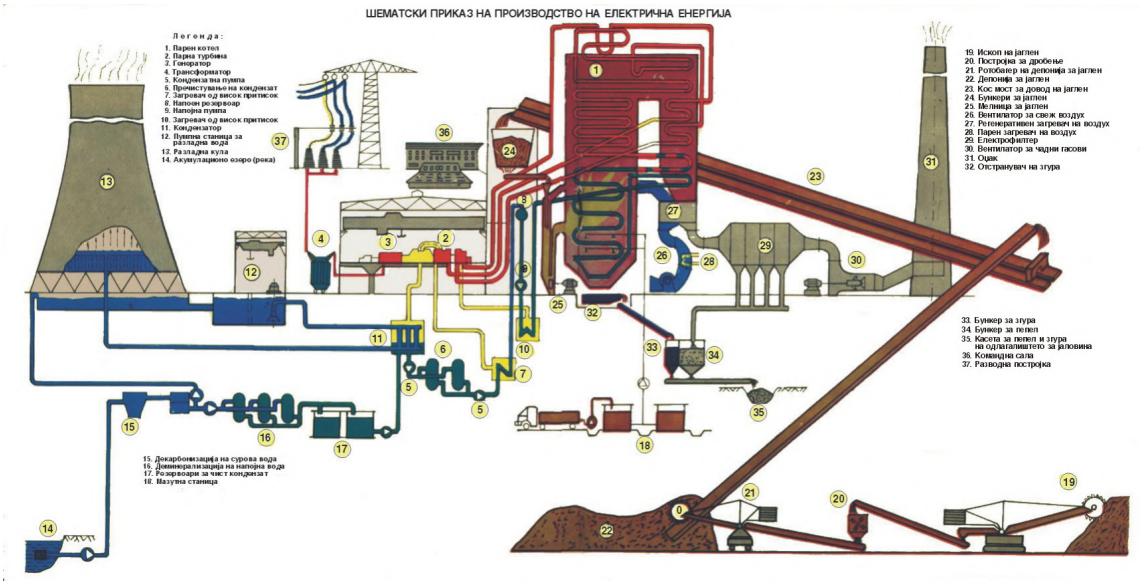
1. Парен котел; 2. Парна турбина;
3. Електрогенератор; 4. Кондензатор;
5. Напојна пумпа; 6. Прегревач на пара;
7. Регулационен вентил.

Сл. 1.16. Основна топлинска шема на парнотурбинска блок-постројка со кондензациона парна турбина



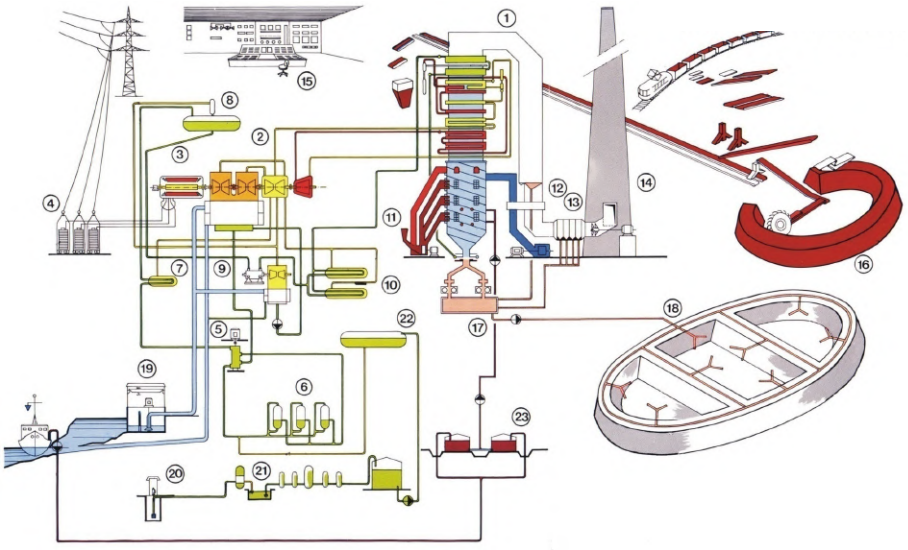
1. Складиште за гориво;
2. Подготовка на горивото;
3. Котел;
4. Фаќач на пепел;
5. Вентилатор за чадни гасови;
6. Оџак;
7. Вентилатор за свеж воздух;
8. Одвод на згура и пепел;
9. Парна турбина;
10. Кондензатор;
11. Кондензна пумпа;
12. Систем за снабдување со вода;
13. Пумпа за разладна вода;
14. ХПВ (хемиска припрема на вода);
15. НП регенеративен загревач;
16. Напојна пумпа;
17. ВП регенеративен загревач;
18. Електрогенератор;
19. Топлински конзум;
20. Пумпа за повратен кондензат.

Сл. 1.17. Принципиелна технолошка шема на парнотурбинска ТЕП



1. Парен котел; 2. Парна турбина; 3. Генератор; 4. Трансформатор; 5. Кондензна пумпа; 6. Филтри за кондензат; 7. НП загревач; 8. Напоен резервоар; 9. Напојни пумпи; 10. ВП загревач; 11. Кондензатор; 12. Пумпена станица за разладна вода; 13. Ладилна кула; 14. Брана; 15, 16, 17. ХПВ; 18. Мазутна станица; 19. Ископ на јаглен; 20. Дробилица; 21. Ротобагер; 22.Складиште за јаглен; 23. Кос мост; 24. Бункери за јаглен; 25. Мелница за јаглен; 26. Вентилатор за свеж воздух; 27, 28. Загревач на воздух; 29. Електрофилтер; 30. Вентилатор за чадни гасови; 31. Оџак; 32. Када за згура; 34. Бункер за згура; 35. Одлагање на пепел и згура; 36. Командна сала; 37. Разводна постројка.

Сл. 1.18. Принципиелна технолошка шема на РЕК Битола

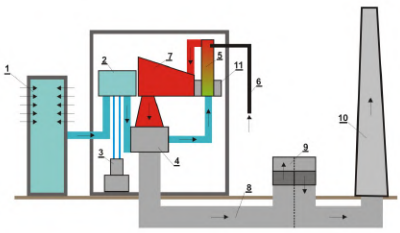


Сл. 1.19. Принципиелна технолошка шема на ТЕП Никола Тесла во Обреновац на цврсто гориво (јаглен)

Во составот на термоенергетска постројка (ТЕП) со гасна турбина - гаснотурбинска постројка (сл. 1.20), влегува:

- постројка за пречистување (филтер) (1) со придушувач на бучава,
- компресор (2) во кој се повишува притисокот,
- меѓуладилник на воздух (3),
- комора за согорување (5),
- рекуператор (4),

Околниот воздух во постројката влегува преку филтерот (1) во компресорот (2). Во компресорот со компримира воздухот до повисок притисок (паралелно се покачува и температурата на воздухот). Компримираниот воздух, помеѓу степените на компресорот, се лади во меѓуладилникот за воздух (3). Ладењето на компримираниот воздух најчесто се изведува со вода. Компримираниот воздух влегува во комората за согорување (5), во која се додава гориво (гасно или течно). Смесата од гориво и воздух согорува во комората за согорување (5), а како резултат на тоа се добиваат излезни гасови (продукти на согорување) со високи параметри (висока температура и притисок). Гасовите влегуваат во гасната турбина (7) во која се произведува механичка работа (експанзиона машина). Излезните гасови на излезот од турбината се со пониски параметри. За искористување на топлината на излезните гасови, на излезот од гасната турбина, поставен е рекуператор (4) (изменувач на топлина), кој служи за загревање на компримираниот воздух на влезот во комората за согорување. Оладените излезни гасови преку излезниот тракт (8) и пречистувачот на излезни гасови (9), се исфрлаат преку оџакот (10) во атмосферата.

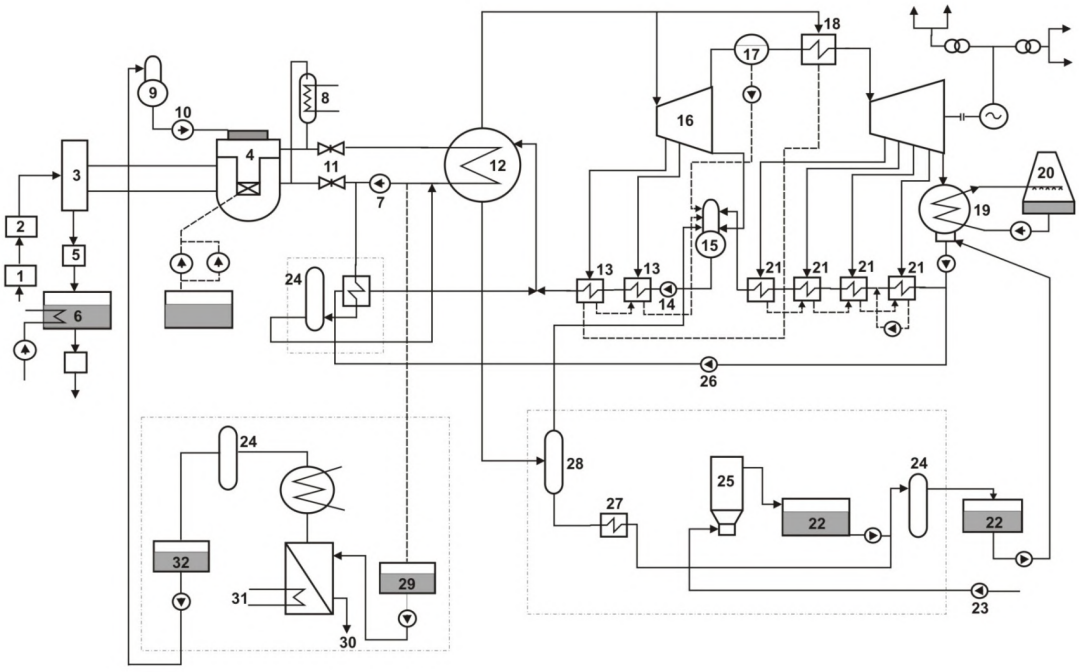


Сл. 1.20. Принципиелна технолошка шема на гаснотурбинска ТЕП

Нуклеарните ТЕП (сл.1.21 и 1.22), за разлика од класичните ТЕП, во својот состав имаат:

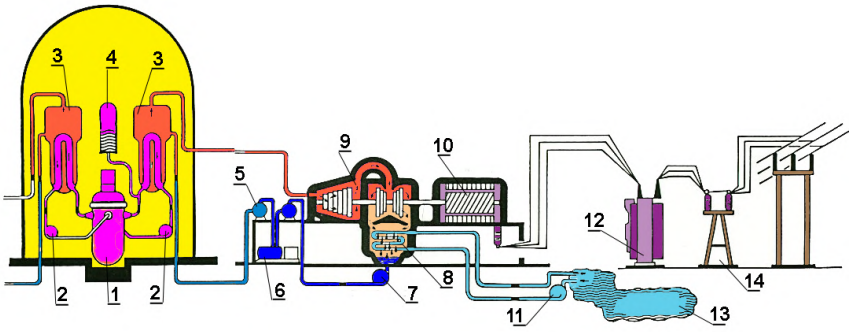
- нуклеарен реактор,
- постројка за подготовка и довод на горивото,
- постројка за празнење и одлагање на искористеното гориво (посебен начин за долгорочно одлагање на нуклеарниот отпад),
- постројка за ладење на нуклеарниот реактор,
- генератор на топлина,
- постројка за принудно запирање (придушување) на работата на нуклеарниот реактор.

Другите постројки за производство на електрична енергија се исти со класичните ТЕП.



(1-6). Довод на нуклеарно гориво; 4. Реактор; 7. Главна циркулациона пумпа; 12. Генератор на пара; 13. ВП Регенеративен загревач; 15. Деаератор; 16. Парна турбина; 17. Сепаратор на вода; 18. Прегревач на пара;19. Кондензатор; 20. Ладилна кула; 21. НП регенеративен загревач; 22. Резервоари; 24. Филтерска постројка;25. Пречистување на вода; 26. Напојна пумпа за хавариски режим; 28. Експандер; 29. Резервоар за радиоактивен кондензат;

Сл. 1.21. Принципиелна топлинска шема на нуклеарна ТЕП



1. Реактор; 2. Пумпи за ладење на реакторот; 3. Генератор на пара; 4. Сад за притисок; 5. Заревач на напојна вода; 6. Напојна пумпа; 7. Кондензатна пумпа; 8. Кондензатор; 9. Парна турбина; 10. Електрогенератор; 11. Циркулациона пумпа; 12. Трансформатор; 13. Извор на вода за ладење; 14. Пренос;

Сл. 1.22. Принципиелна технолошка шема на нуклеарна ТЕП

1.6. ТОПЛИНСКИ ШЕМИ НА ТЕП

Топлинската шема на ТЕП се карактеризира со воспоставување врска меѓу основните агрегати и апарати, во кои се произведува електрична енергија. При пресметката на топлинската шема се определуваат параметрите (енталпија, притисок и температура), како и количината на пара, кондензат и разладна вода. [2-30, 31-33]

Се разликуваат два вида на топлински шеми и тоа: основни (упростени) и развиени.

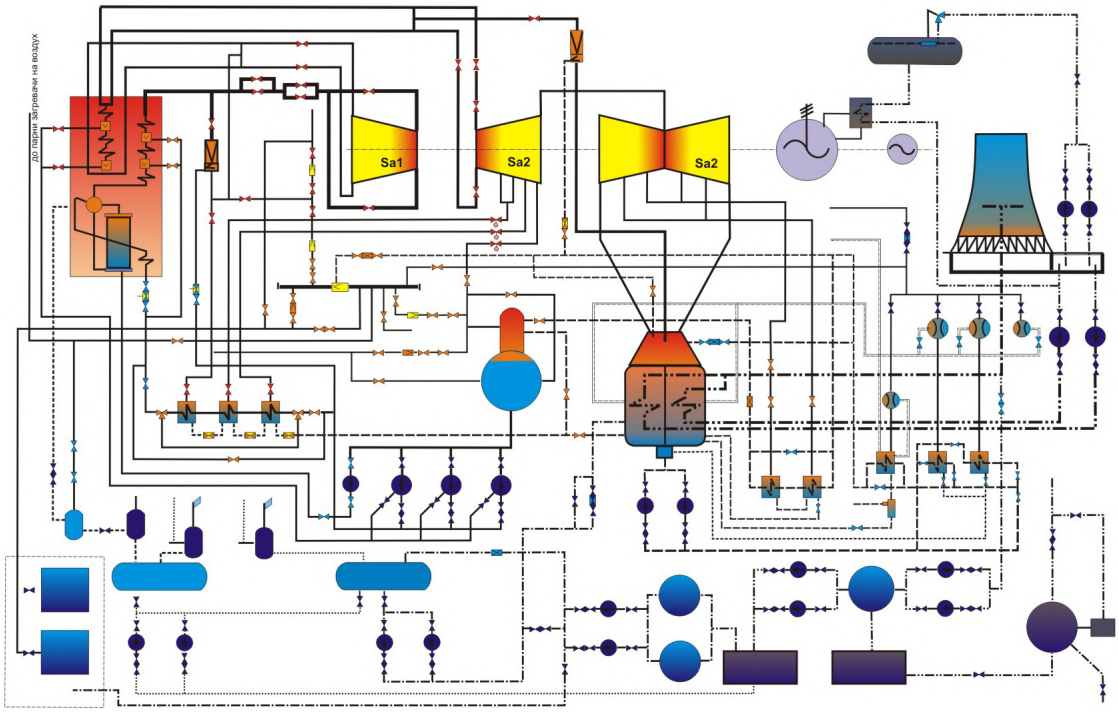
Во основните топлински шеми, графички се прикажуваат основните протоци на топлина и основните протоци на работниот флуид.

Во развиените топлински шеми, графички се прикажуваат полниот состав на сите топлински апарати и постројки (заедно со резервните агрегати) и сите врски со сите елементи на арматурата (вентили, одводнување и др.)

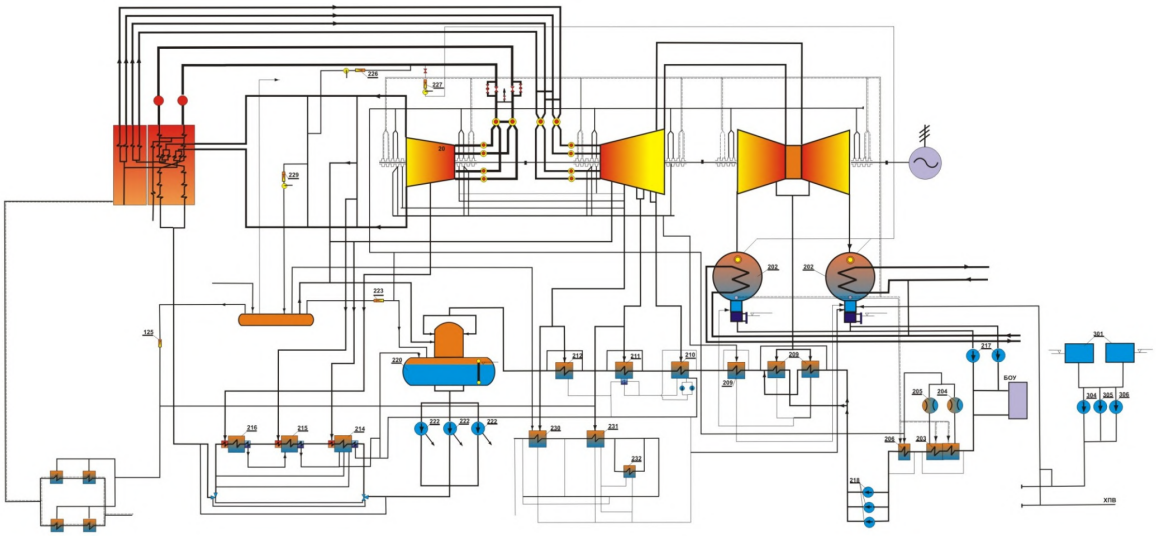
При составувањето на топлинската шема на една кондензациона ТЕП треба да се решат следните задачи:

- да се определат параметрите на свежата и повторно прегреаната пара;
- да се определи бројот на одземања на пара;
- приклучувањето на деаераторот;
- типот и погонот на напојни пумпи;
- типот на помошната турбина;
- шема на подготовка на додатна вода;
- проток на пара низ лавиринтските затинки;
- начин на доведување на додатна вода;
- избор на типот на парна турбина и др.

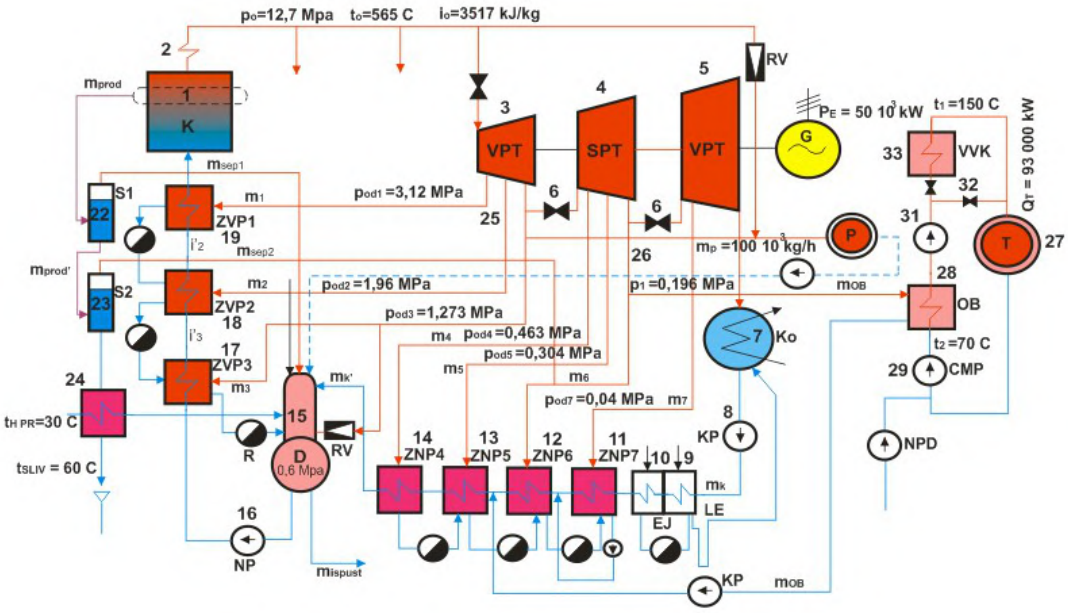
На следните сл. 1.23, 1.24, 1.25 и 1.26 се прикажани топлински шеми на постојни термоенергетски постројки во Македонија (класични парнотурбински ТЕП за производство на електрична енергија) и топлинска шема на парнотурбинска кондензациона ТЕП во Русија. На сл. 1.27 и 1.28 е прикажана топлинска шема на комбинирана когенеративна ТЕП ТЕ-ТО Скопје на природен гас и комбинирана когенеративна ТЕП со мотори СВС која работи на синтетички гас добиен со гасификација на биомаса.



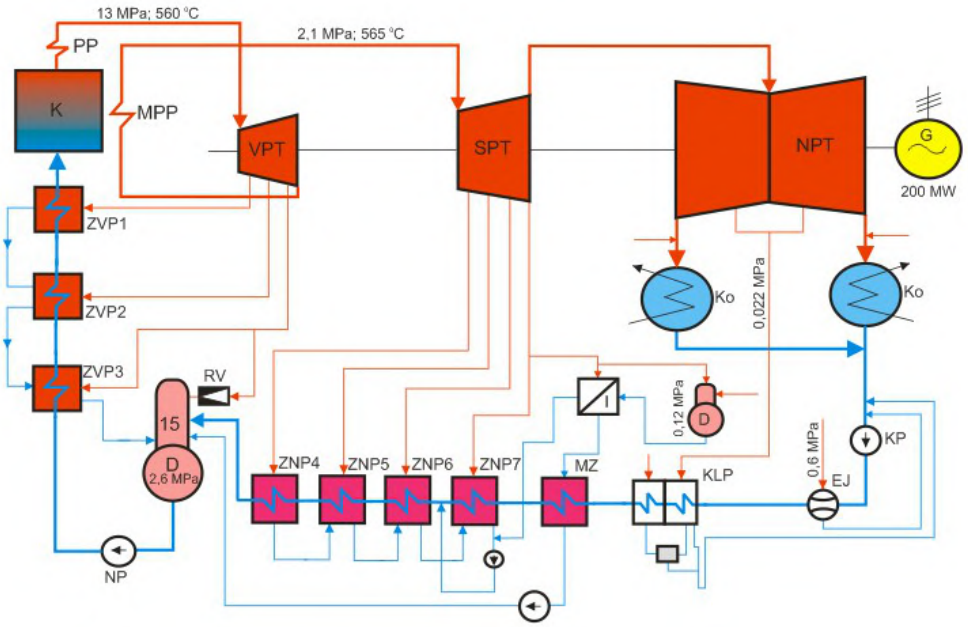
Сл. 1.23. Принципиелна топлинска шема на РЕК Осломеј



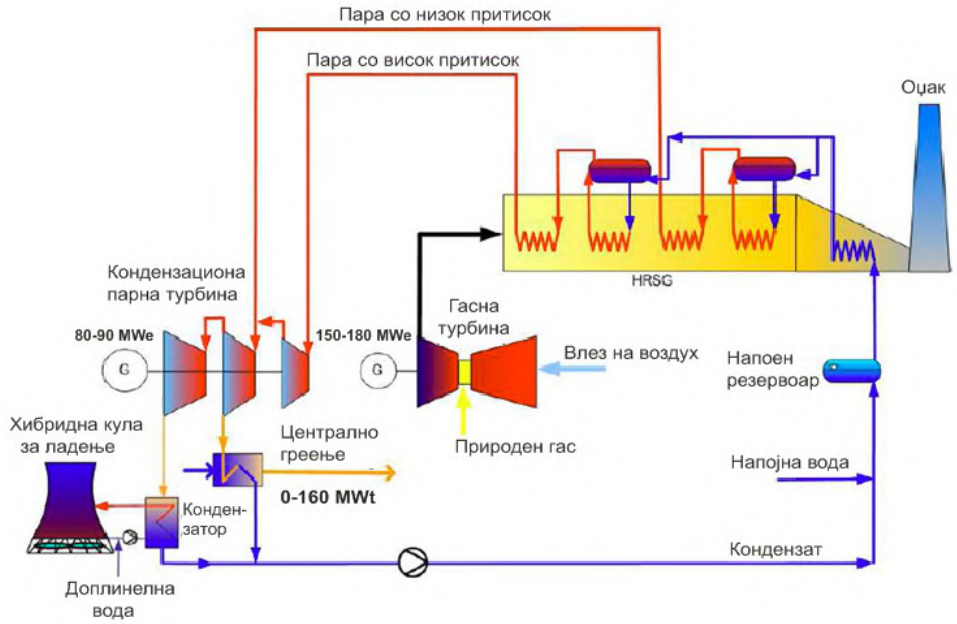
Сл. 1.24. Принципиелна топлинска шема на РЕК Битола



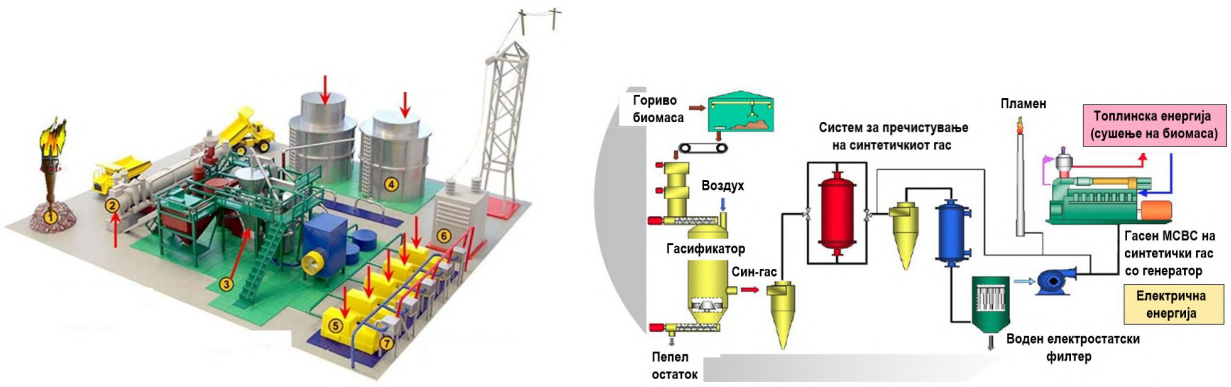
Сл. 1.25. Принципиелна топлинска шема на кондензациона парнотурнибнска ТЕП со регулирано одземање на пара за технолошки потреби



Сл. 1.26. Принципиелна топлинска шема на кондензациона парнотурбинска постројка K-200-130 (LMZ)



Сл. 1.27. Принципиелна топлинска шема на комбинирана когенеративна ТЕП ТЕ-ТО Скопје



1. Биомаса; 2. Гасификатор за синтетички гас; 3. Постројка за пречистување на синтетичкиот гас;
4. Резервоари за синтетички гас; 5. Гасни МСВС; 6. Трансформатор; 7. Електрогенератори.

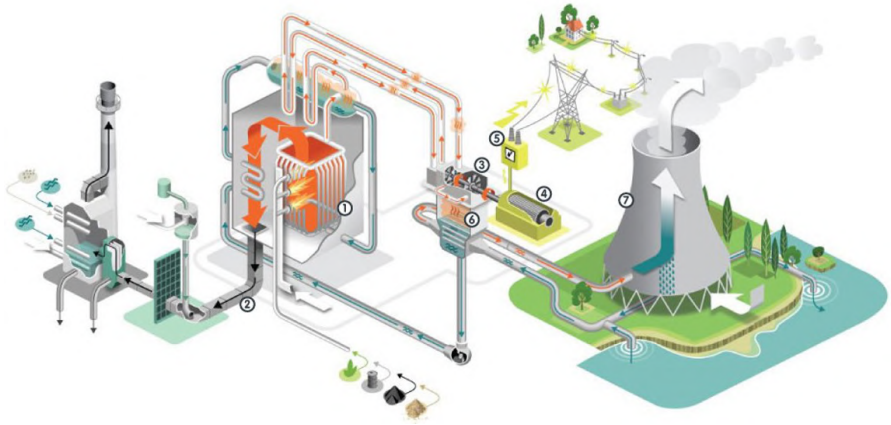
Сл. 1.28. Изглед и топлинска шема на комбинирана когенеративна ТЕП со гасни МСВС на биомаса (Sukhin)

2 ПАРНОТУРБИНСКИ ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ



2.1. ПАРНОТУРБИНСКИ КОНДЕНЗАЦИОНИ ТЕП

Парнотурбинските кондензациони термоенергетски постројки (ТЕП) спаѓаат во групата на ТЕП за производство на електрична енергија. Нивното име доаѓа од составните елементи на ТЕП, односно од примената на кондензационите парнотурбински постројки како нивен основен составен елемент. На сл. 2.1 е даден шематски приказ на парнотурбинска кондензациона ТЕП. Во парниот котел (1) напојна вода на влезот во котелот испарува и се прегрева. За испарување на напојната вода во парниот котел потребно е да се донесе гориво (цврсто, течно или гасно) и воздух (кислород) потребен за извршување на процесот на согорување. Добиената топлина од процесот на согорување се предава преку измењувачките површини на котелот на водата за нејзино испарување и прегревање. Добиената прегреана пара со носи во парната турбина (3) во која потенцијалната енергија на парата се претвора во механичка работа на излезното вратило од турбината. Парната турбина го движи елекрогенератот (4) во кој се произведува електрична енергија, која преку трансформаторот (5) и системите за пренос (далноводи) се дистрибуира до потрошувачите. Изработената пара на излезот од турбината се кондензира во кондензаторот (6) и преку пумпи за кондензат и напојни пумпи повторно се враќа на испарување во парниот котел (1). Кондензаторот (6) се лади со вода донесена од надвор (ладилна кула (7) или друга водна површина). Добиените излезни гасови од котелот, преку прочистувачот на гасови (2) со помош на вентилатор за излезни гасови се исфрлаат преку оџак во атмосферата. [1-30]



1. Парен котел: 2. Постројка за пречистување на излезните гасови: 3. Парна турбина: 4. Електрогенертор:
5. Трансформатор: 6. Кондензатор: 7. Ладилна кула – систем за снабдување со вода за ладење на кондензаторот.

Сл. 2.1. Шематски приказ на процесот на работа на парнотурбинска кондензациона ТЕП

За подобрување на коефициентот на полезно дејство (КПД) на овие ТЕП, покрај прегревање на парата, се применува повторно прегревање на парата помеѓу високопритисниот и среднопритисниот цилиндар на парната турбина и регенеративно загревање на напојната вода на влезот во парниот котел.

Мора да се напомене дека парнотурбинските кондензациони ТЕП работат со кондензатори во кои владее вакуум (притисок понизок од атмосферскиот), што значително влијае врз подобрувањето на КПД на ТЕП. Сите овие усовршувања на основната блок парнотурбинска кондензациона ТЕП ќе бидат прикажани во наредниот текст.

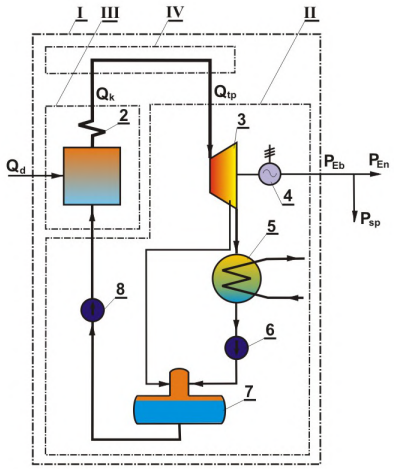
Парнотрубинските кондензациони термоенергетски блок постројки (ПКБП) работат по циклусот Rankine-Clausius. На сл. 2.2 е прикажана основна принципиелната топлинска шема на парнотурбинска кондензациона ТЕП. Во парниот котел (1) се произведува сувозаситена пара и се прегрева во прегревачот на пара (2). Во парната турбина (3) потенцијалната енергија на парата се претвора во кинетичка енергија и механичка работа за вртење на електрогенераторот. Во електрогенераторот (4) се произведува електрична енергија. Во кондензаторот (5), изработената пара се кондензира. Кондензатот со пумпа за кондензат (6) се транспортира до напојниот резервоар (7), а од него со напојна пумпа (8) се напојува парниот котел. [1-33]

На сл. 2.2 се прикажани границите за обележување на целата постројка и постројките во нејзин состав:

- контролна граница (I), цела постројка,
  - довод на примарна енергија, Q_d
  - одвод на електрична енергија, P_{eb}
- турбинска постројка (II) со елементи на ТП,
- парен котел (III), извор на топлинска енергија,
- парни цевководи (IV), врската меѓу котелот и парната турбина.

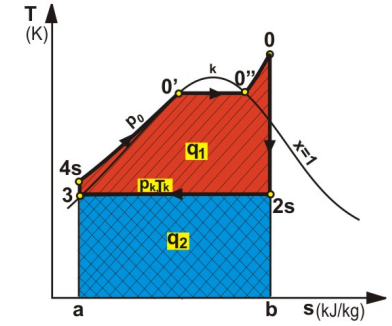
Опишаниот циклус во T-s дијаграм кој е прикажан на сл. 2.3 (десни топлински циклуси), се изведува на следниот начин:

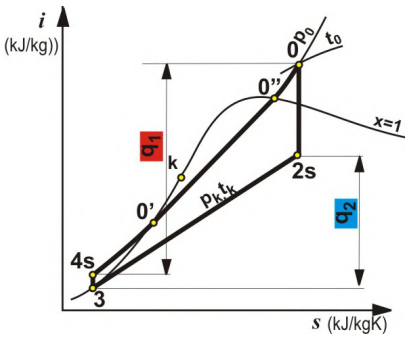
- напојна пумпа (адијабатска-изентропска компресија), линија (3-4s)
- парен котел, изобарно испарување, линија (4s-0)
- парна турбина (адијабатска-изентропска експанзија), линија (0-2s)
- кондензатор (изобарна кондензација), линија (2s-3)



1. Парен котел; 2. Прегревач на пара; 3. Парна турбина; 4. Електрогенератор; 5. Кондензатор; 6. Кондензатна пумпа; 7. Напоен резервоар; 8. Напојна пумпа

Сл. 2.2. Принципиелна топлинска шема на кондензациска ТЕЦ





Сл. 2.3. T-s и i-s дијаграм на циклусот Rankine-Clausius на ПКБП

2.1.1. Коефициенти на полезно дејство (КПД) на парнотурбински кондензациони ТЕП

2.1.1.1. Термодинамички (теоретски) КПД на циклусот

Од i-s дијаграмот прикажан на сл. 2.4 може да бидат определени големините прикажани во наредниот текст.

Топлина која се доведува во циклусот при изобарно испарување во парниот котел, прикажана со лимијата (4s-0), се определува:

$$q_1 = i_0 - i_{4s} = (i_0 - i_3) - (i_{4s} - i_3)$$

Топлина која се одведува од циклусот при изобарна кондензација на парата во кондензаторот, прикажана со линијата (2s-3), се определува:

$$q_2 = i_{2s} - i_3$$

Топлина која се искористува во циклусот, претставува разлика на доведената q_1 и одведената топлина q_2 или искористената работа l_0*, а се определува:

$$l_0^* = q_1 - q_2 = (i_0 - i_{2s}) - (i_{4s} - i_3)$$

Расположливиот топлински пад во турбината или работата извршена во турбината l_0 е:

$$l_0 = h_0 = (i_0 - i_{2s})$$

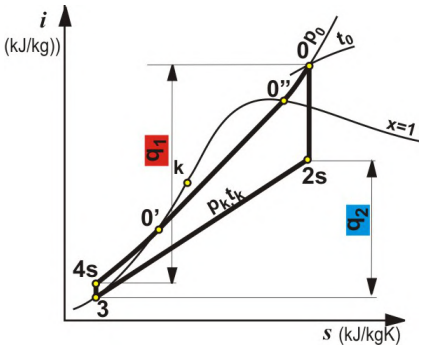
Работа што се троши во напојната пумпа (NP) за зголемување на притисокот (изентропска компресија) на напојната вода l_{NP} е:

$$l_{NP} = (i_{4s} - i_3)$$

Врз основа на претходните големини се определува термодинамичкиот коефициент на полезно дејство (КПД) на циклусот η_t:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_0^*}{q_1} = \frac{l_0 - l_{NP}}{q_1} = \frac{(i_0 - i_{2s}) - (i_{4s} - i_3)}{(i_0 - i_3) - (i_{4s} - i_3)} =$$

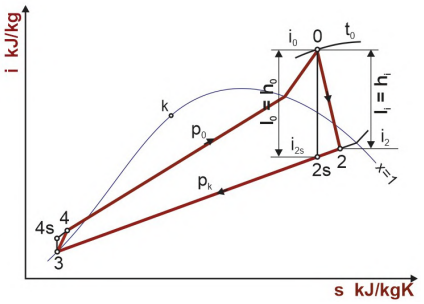
$$= \frac{(i_0 - i_{2s}) - (i_{4s} - i_3)}{(i_0 - i_{4s})}$$



Сл. 2.4. i-s дијаграм на циклусот Rankine-Clausius на основна ПКБП

2.1.1.2. Внатрешен КПД на турбината

Во реален процес експанзијата на парата во турбината не се изведува изентропски (s = const.) заради внатрешните загуби во турбината, туку по крива линија прикажана на сл. 2.5. Затоа во турбината не се искористува вкупниот теоретски расположлив пад $l_0 = h_0$, туку реален (индициран) топлински пад $l_i = h_i$, кој е помал во однос на теоретскиот расположлив пад за вредноста на внатрешните загуби во турбината.



Сл. 2.5. Реален процес во кондензациона ТЕП (реален процес во турбината)

Внатрешниот КПД на турбината е однос меѓу реалниот (индициран) l_i и теоретскиот расположлив пад l_0:

$$\eta_{oi} = \frac{l_i}{l_0} = \frac{i_0 - i_2}{i_0 - i_{2s}} = M_s \frac{i_0 - i_2}{i_0 - i_{2s}} = \frac{P_i}{P_0}$$

l_0 kJ/kg = теоретски расположлив топлински пад (0-2s)
l_i kJ/kg = реален (индициран) топлински пад (0-2)
M_s kg/s = проток на пара
P_0 kW = теоретска моќ на турбината
P_i kW = индицирана (реална) моќ на турбината

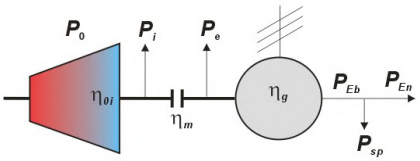
2.1.1.3. Механички КПД на турбината

Освен внатрешните загуби при струење на парата низ турбината постојат и надворешни загуби, коко што се:

- механички загуби на триење на лежиштата и
- загуби заради потрошувачка на енергија за погон на пумпите за масло.

Механичкиот КПД е однос меѓу ефективната моќ на спојката P_e KW и внатрешната моќ P_i kW на турбината (сл. 2.6):

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$



Сл. 2.6. Моќ и КПД на врската турбина и електрогенератор

2.1.1.4. КПД на електрогенераторот

КПД на електрогенераторот ги опфаќа следните загуби во електрогенераторот:

- механичките;
- електричните и
- топлинските загуби.

КПД на електрогенераторот е однос меѓу електричната моќ на клемите на електрогенератот - бруто P_{Eb} kW и ефективната моќ P_e kW на спојката на турбината (сл. 2.6):

$$\eta_g = \frac{P_{Eb}}{P_e}$$

2.1.1.5. КПД на котелот

%

Совршенството на трансформацијата и предавањето на топлината во котелскиот агрегат, се оценува со КПД на котелот - бруто и се определува со равенката:

$$\eta_k^{\ b} = \frac{Q_k}{Q_d} \cdot 100 \quad \% \quad \text{односно равенката:}$$

$$\eta_k^{\ b} = \frac{\dot{M}_s \cdot (i_s - i_{NV})}{\dot{M}_{gs} \cdot H_d} \cdot 100 \quad \%$$

Q_k kW = топлина што се предава на парата или топлата вода
Q_d kW = топлина што се доведува кон котелот
M_s kg/s = проток на пара
M_{gs} kg/s = секундна потрошувачка на гориво
$(i_s - i_{NV})$ kJ/kg = разлика на енталпии на пара и напојната вода
H_d kJ/kg = долна топлинска моќ на гориво

Топлината што се доведува кон котелот се определува со равенката:

$$Q_d = Q_g + Q_{fg} + Q_{voz} + Q_p \quad \text{kW}$$

Q_g = топлина ослободена при согорување на горивото
Q_{fg} = физичка топлина на загреано гориво
Q_{voz} = топлина доведена со загреаниот воздух
Q_p = топлина на парата за распрскување на горивото

Во случај кога топлините $Q_{fg} = Q_{voz} = Q_p = 0$, доведената топлина Q_d е еднаква на топлината ослободена при согорување на горивото Q_g:

$$Q_d = Q_g = M_{gs} \cdot H_d \quad \text{kW}$$

Доведената топлина во котелот Q_d може да се претстави и со следната равенка преку загубите на топлина во котелот Q_{ui}:

$$Q_d = Q_k + \sum_{i=1}^{8} Q_{ui} \quad \text{kW}$$

Q_k kJ/kg = искористена топлина во котелот (потребна топлина за испарување на водата)
ΣQ_{ui} kJ/kg = топлина што се одведува од котелот со загубите

Во контекст на претходното, КПД на котелот може да се изрази преку загубите на топлина u_i, со равенката:

$$\eta_k^{\ b} = 100 - \sum_{i=1}^{8} u_i$$

2.1.1.6. КПД на цевководите (при транспорт на парата)

Во пароводите, при транспорт на парата од котелот до парната турбина, низ изолацијата кон околината се одведува топлинска енергија и се снижува притисокот на парата (линиски и локални отпори), а кон турбината се доведува помала енергија (сл. 2.7).



сл. 2.7. Пароводи во ТЕП

Односот меѓу доведената топлина во турбинската постројка Q_{TP} и вкупно искористената топлина во котелот Q_k се нарекува КПД при транспорт на енергијата η_{tr}:

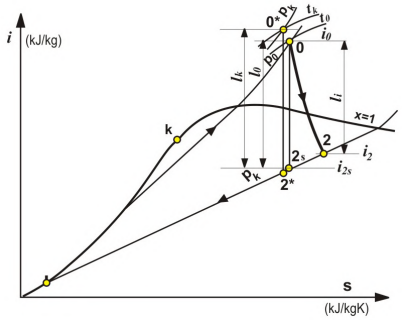
$$\eta_{tr} = \frac{Q_{TP}}{Q_k}$$

Заради одведување на топлинска енергија при транспорт на парата низ цевководите, се јавува (сл. 2.8):

- пад на притисок (линиски и локални отпори)
- пад на температурата (незначителен)

Параметрите на парата на влезот во турбината не се исти како на излезот од котелот. Расположливиот топлински пад во турбината се намалува од:

- l_k теоретски пад на
- l_0 расположлив топлински пад



Сл. 2.8. Пад на притисокот и температурата во цевководите за транспорт на пара на влезот во турбината

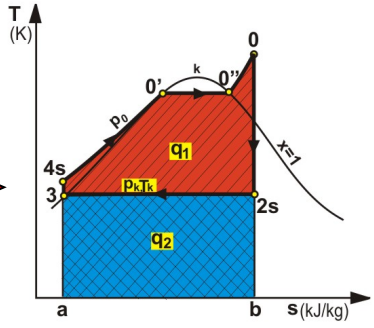
КПД на цевководите претставува однос меѓу теоретскиот пад l_k и расположливиот топлинскиот пад l_0:

$$\eta_{tr} = \frac{l_0}{l_k} = \frac{i_0 - i_{2s}}{i_{0^*} - i_{2^*}}$$

2.1.1.7. КПД на турбинската постројка

Експанзијата на парата во парната турбина се одвива изнетропски по линијата (0-2s) до температура блиска на околината. Целокупната енергија во турбинската постројка не се искористува поради постоење загуби.

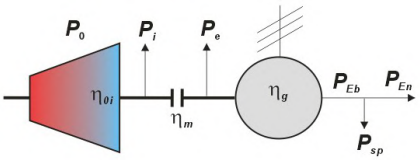
Загубата во кондензаторот по 1 kg пара е прикажана со површината (2s-3-a-b-2s) или како разлика на енталпиите (i_{2s}-i_3).



Односот меѓу теоретската моќ P_0 на турбинската постројка и вкупно доведената топлина Q_{TP} на влезот во турбинската постројка се нарекува термодинамички коефициент на полезно дејство на турбинската постројка и се пресметува по равенката (сл. 2.3):

$$\eta_t = \frac{P_0}{Q_{TP}}$$

Односот меѓу електричната P_{Eb} и вкупно доведената топлина кон турбинската постројка Q_{TP} се нарекува коефициент на полезно дејство на турбинската постројка – бруто:



$$\eta_{TPb} = \frac{P_{Eb}}{Q_{TP}} = \frac{P_0}{Q_{TP}} \cdot \frac{P_i}{P_0} \cdot \frac{P_e}{P_i} \cdot \frac{P_{Eb}}{P_e} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

Дел од електричната моќ P_{Eb} во износ од (4÷6)% се троши за сопствени потреби на постројката. Затоа е воведен уште еден коефициент на полезно дејство на турбинската постројка - нето и претставува однос меѓу електричната – нето моќ P_{En} и доведената топлина во турбинската постројка Q_{TP}:

$$\eta_{TPn} = \frac{P_{En}}{Q_{TP}}$$ односно:

Коефициентот на полезно дејство на турбинската постројка – нето може да се изрази:

$$\eta_{TPn} = \frac{P_{En}}{Q_{TP}} = \frac{P_{Eb} - P_{sp}}{Q_{TP}} = \frac{P_{Eb} \cdot (1 - \frac{P_{sp}}{P_{Eb}})}{Q_{TP}} = \frac{P_{Eb} \cdot \eta_{sp}}{Q_{TP}} =$$
$$= \eta_{TPb} \cdot \eta_{sp} = \eta_t \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_{sp}$$

Коефициентот на полезно дејство на турбинската постројка – нето може да се изрази и со равенката:

$$\eta_{TPn} = \frac{P_{En}}{Q_{TP}} = \frac{P_{Eb} - P_{sp}}{Q_{TP}} = \frac{P_{Eb} \cdot (1 - \frac{P_{sp}}{P_{Eb}})}{Q_{TP}} = \eta_{TPb}(1 - e_{sp}) =$$
$$= \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g (1\text{-}e_{sp})$$

e_{sp} = однос на моќност (енергија) за сопствена потрошувачка (P_{sp}) и на клемите на електрогенераторот - бруто (P_{Eb})

2.1.1.8. КПД на блокот

Односот меѓу електричната P_{Eb} и вкупно доведената топлина Q_d се нарекува коефициент на полезно дејство на блокот - бруто и може да се определи по равенката:

$$\eta_{Bb} = \frac{P_{Eb}}{Q_d}$$ односно по равенката:

$$\eta_{Bb} = \frac{P_{Eb}}{Q_d} = \frac{Q_k}{Q_d} \cdot \frac{Q_{TP}}{Q_k} \cdot \frac{P_{Eb}}{Q_{TP}} = \frac{P_{Eb}}{Q_{TP}} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} =$$

$$= \eta_{TPb} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} = \eta_t \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr}$$

Дел од P_{Eb} во вредност од (4÷6)% се троши за сопствени потреби P_{sp} на ТЕП.

Односот меѓу електричната – нето P_{En} и вкупно доведената топлина Q_d се нарекува коефициент на полезно дејство на блокот – нето и може да се определи по р-та:

$$\eta_{Bn} = \frac{P_{En}}{Q_d}$$ односно по равенката:

$$\eta_{Bn} = \frac{P_{En}}{Q_d} = \frac{P_{Eb} - P_{sp}}{Q_d} = \frac{P_{Eb} \cdot (1 - \frac{P_{sp}}{P_{Eb}})}{Q_d} = \frac{P_{Eb} \cdot \eta_{sp}}{Q_d} =$$

$$= \eta_{Bb} \cdot \eta_{sp} = \eta_t \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_{sp}$$

КПД на блокот – нето може да се определи и со р-та:

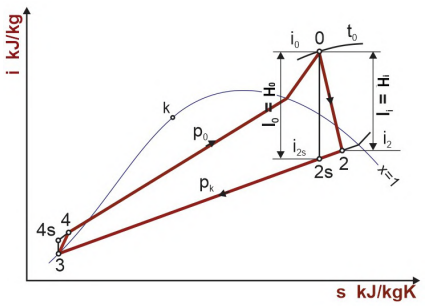
$$\eta_{Bn} = \frac{P_{En}}{Q_d} = \frac{P_{Eb} - P_{sp}}{Q_d} = \frac{P_{Eb} \cdot (1 - \frac{P_{sp}}{P_{Eb}})}{Q_d} = \frac{P_{Eb}}{Q_d}(1 - e_{sp})$$

e_{sp} = однос на моќност (енергија) за сопствена потрошувачка P_{sp} и на клемите на електрогенераторот - бруто P_{Eb}

2.1.2. Специфична потрошувачка на пара, топлина и гориво на парнотурбински кондензациони ТЕП

За определување електрична моќ – бруто на клемите на електрогенераторот P_{Eb}, се користи изразот:

$$P_{Eb} = \dot{M}_s \cdot H_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad \text{kW}$$



Специфичната електрична моќ на клемите на електрогенераторот – бруто l_{Eb}, еднаква е на:

$$l_{Eb} = l_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = H_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad \text{kJ/kg}$$

Потрошувачката на пара на КТЕП се определува:

$$M_s = \frac{P_{Eb}}{H_0 \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} = \frac{P_{Eb}}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kg/s}$$

Часовата потрошувачката на пара на КТЕП M_h е:

$$M_h = 3600 \cdot M_s = \frac{3600 \cdot P_{Eb}}{H_0 \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kg/h}$$

Мерка за техничкото совршенство на КТЕЦ е специфичната потрошувачка на работен флуид (пара) на блокот-бруто m_{pBb}:

$$m_{pBb} = \frac{\dot{M}_h}{P_{Eb}} = \frac{3600 \cdot \dot{M}_s}{\dot{M}_s \cdot H_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} = \frac{3600}{H_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} =$$

$$= \frac{3600}{l_{Eb}} \quad \text{kg пара/kWh}$$

Потрошувачката на топлина на КТЕП Q_{TP} е:

$$Q_{TP} = M_s \cdot (i_0 - i_4) \quad \text{kW} \quad \text{или}$$

$$Q_{TP} = M_s \cdot (i_0 - i_{NV}) \quad \text{kW}$$

i_{NV} kJ/kg = енталпија на напојната вода на влезот во котелот

Мерка за топлинската економичност, како и КПД на КТЕП е специфичната потрошувачка на топлина:

Специфичната потрошувачка на топлина на турбинската постројка – бруто q_{TPb}:

$$q_{TPb} = \frac{Q_{TPh}}{P_{Eb}} = \frac{3600 \cdot Q_{TP}}{P_{Eb}} = \frac{3600 \cdot \dot{M}_s \cdot (i_0 - i_4)}{\dot{M}_s \cdot H_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} =$$

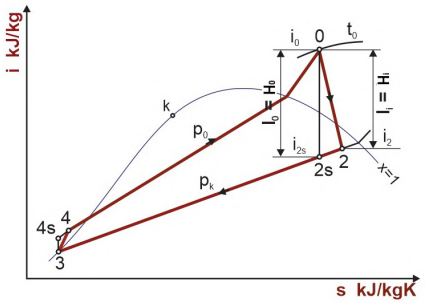
$$= \frac{3600}{\eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kJ/MWh}$$

Специфичната потрошувачка на топлина на блокот – бруто q_{Bb}:

$$q_{Bb} = \frac{Q_{dh}}{P_{Eb}} = \frac{3600 \cdot Q_d}{P_{Eb}} = \frac{3600 \cdot Q_{TP}}{P_{Eb} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr}} =$$

$$\frac{3600 \cdot \dot{M}_s \cdot (i_0 - i_4)}{\dot{M}_s \cdot H_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr}} =$$

$$= \frac{3600}{\eta_t \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kJ/MWh}$$



Општата равенка за топлинскиот биланс на КТЕП без повторно прегревање на парата е:

$$P_{Eb} = Q_{Bd} \cdot \eta_B^b = B_s \cdot H_d \cdot \eta_B^b \quad \text{kW}$$

Од овде може да се определи потрошувачката на гориво:

$$B_s = \frac{P_{Eb}}{H_d \cdot \eta_B^b} \quad \text{kg/s}$$

Часовата потрошувачка на гориво B_h на КТЕП без повторно прегревање на парата е:

$$B_h = 3600 \cdot B_s = \frac{3600 \cdot P_{Eb}}{H_d \cdot \eta_B^b} \quad \text{kg/h}$$

Мерка за топлинската економичност, заедно со КПД на КТЕП е и специфичната потрошувачка на гориво – бруто b_{gBb}:

$$b_{gBb} = \frac{B_{gh}}{P_{Eb}} = \frac{Q_{dh}}{H_d \cdot P_{Eb}} = \frac{q_{Bb}}{H_d} \quad \text{kg гориво/kWh}$$

Некои карактеристични бројни вредности на главните термодинамички параметри кај овие ТЕП:

- $m_{pBb} \sim 3$ kg пара/kWh
- $Q_{Bb} =$ (8640÷9360) kJ/kWh
- $m_{gBb} =$ (0,216÷0,234) kg/kWh - за мазут
- $m_{gBb} =$ (1,08÷1,2) kg/kWh - за јаглен
- $\eta_{Bb} =$ (0,37÷0,40)

2.1.3. Топлински биланс на кондензациони ТЕП

Топлинскиот биланс на парнотурбинска блок-постројка, претставува еднаквост (равенство) на моќноста или енергиите кои се внесуваат во блокот и збирот на искористената или загубената моќност (енергии). [1-33]

За кондензациона парнотурбинска блок-постројка, билансот на енергија се изведува со равенката:

$$Q_d = P_{Eb} + \Delta P_i + \Delta P_m + \Delta P_g + Q_{kon} + \Delta Q_{tr} + \Delta Q_k + \\ + Q_T + \Delta Q_g \quad \text{kW}$$

Q_d kW = вкупно доведена топлина кон котелот (блокот)
P_{Eb} kW = електрична моќ на клемите на генераторот - бруто
ΔP_i kW = загуби на моќност во парната турбина
ΔP_g kW = загуби на моќност во електрогенераторот
ΔP_m kW = загуби на моќност заради механички загуби во турбината
ΔQ_k kW = загуби на топлина во парниот котел
Q_{kon} kW = загуби на топлина во кондензаторот
ΔQ_{tr} kW = загуби на топлина при транспорт на парата и водата низ цевководите
ΔQ_g kW = загуби на топлина во системот за подготовка и транспорт на горивото
Q_T kW = топлина за топлификација

Загубите на енергија во електрогенераторот ΔP_g kW се разлика меѓу моќноста на спојката на турбината P_e и клемите на електрогенераторот – бруто P_{eb} и се изразуваат со равенката:

$$\Delta P_g = P_e - P_{Eb} = P_e \cdot (1 - \eta_g) \quad \text{kW}$$

Загубите на енергија заради механички загуби во парната турбина ΔP_m kW се разлика меѓу внатрешната моќност на турбината P_i и спојката на турбината P_e, а се изразуваат со равенката:

$$\Delta P_m = P_i - P_e = P_i \cdot (1 - \eta_m) \quad \text{kW}$$

Внатрешните загуби на енергија во парната турбина ΔP_i kW се разлика меѓу теоретската моќност P_0 и внатрешната (индицирана) моќност на турбината P_i и се изразуваат со равенката:

$$\Delta P_i = P_0 - P_i = P_0 \cdot (1 - \eta_i) \quad \text{kW}$$

Загубите на топлина во кондензаторот Q_{kon} kW се разлика меѓу топлината внесена во циклусот (искористена во котелот) Q_k и теоретската моќност на турбината P_0 и се изразуваат со равенката:

$$Q_{kon} = Q_k - P_0 = Q_k \cdot (1 - \eta_t) \text{ kW}$$

Загубите на топлина при транспорт на парата низ цевководите ΔQ_{tr} kW се разлика меѓу теоретската моќ која би се добила кога во турбината би експандира пара со параметри на излез од котелот P_0* и теоретската моќност на турбината P_0, а се изразува со равенката:

$$\Delta Q_{tr} = P_0^{*} - P_0 = P_0 \, ^{*} \cdot (1 - \eta_{tr}) \text{ kW}$$

Загубите на топлина во котелот ΔQ_k kW се разлика меѓу доведената (внесената) Q_d и искористената топлина во котелот Q_k и се изразуваат со равенката:

$$\Delta Q_k = Q_d - Q_k = Q_d \cdot (1 - \eta_k^{\,b}) \text{ kW}$$

Доколку се занемарат количините на топлина што се трошат за топлификација Q_T и во системот за подготовка на горивото ΔQ_g, топлинскиот биланс на ТЕП може да се изрази:

$$Q_d = P_{Eb} + \Delta P_i + \Delta P_m + \Delta P_g + Q_{kon} + \Delta Q_{tr} + \Delta Q_k \text{ kW}$$

Загубите во генераторот ΔP_g, механичките загуби ΔP_m и внатрешните загуби во турбината ΔP_i, како и загубите во кондензаторот Q_{kon} се загуби во турбинската постројка, па топлинскиот биланс на блок-постројката може да се изрази:

$$Q_d = P_{Eb} + \Delta Q_{TP} + \Delta Q_{tr} + \Delta Q_k \text{ kW}$$

Равенката за топлинскиот биланс на блок-постројката може да се изрази и со равенката:

$$Q_d = P_0 + Q_{kon} + \Delta Q_{tr} + \Delta Q_k \text{ kW}$$

Потрошувачката на топлина во турбинската блок-постројка Q_{TP} претставува збир на теоретската моќност P_0 и загубата на топлина во кондензаторот Q_{kon}. Така што топлинскиот биланс на блок-постројката може да се изрази и со равенката:

$$Q_d = Q_{TP} + \Delta Q_{tr} + \Delta Q_k \text{ kW}$$

Што значи дека доведената топлина ја покрива:

- потрошувачката на топлина во турбинската постројка
- загубите на топлина во цевководите и
- загубите на топлина во парниот котел

Доведената топлина во котелската постројка Q_d се состои од топлина предадена на водата (загревање, испарување и прегревање) Q_k и топлината за покривање на загубите во котелот ΔQ_k:

$$Q_d = Q_k + \Delta Q_k$$

Корисната топлина во котелската постројка Q_k се користи за покривање на топлината во турбинската постројка Q_{TP} и загубите на топлина при транспорт низ цевководите ΔQ_{tr}:

$$Q_K = Q_{TP} + \Delta Q_{tr}$$

2.2. ПАРНОТУРБИНСКИ КОНДЕЗАЦИОНИ ТЕП СО ПОВТОРНО ПРЕГРЕВАЊЕ НА ПАРАТА

Парните турбини, кои се елементи од термоенергетските постројки користат прегреана пара со состојба дефинирана со температура (t) и притисок (p). [1-33]

Еден од начините да се заштеди гориво во термоенергетските постројки, да се зголеми моќта и КПД на постројката е да се зголемат параметрите (p, t) на свежата пара, при што се зголемува топлинскиот пад во турбината.

Во текот на развојот на парните турбини кои се вградуваат во термоенергетските постројки, притисокот (p) од (1÷1,5) MPa се зголемил на (23,5÷24) MPa, односно за (12÷16) пати, а температурата (t) од 350 °C се зголемила на 550 °C (и повеќе), односно за (55÷60)%.

Историскиот развој на парните турбини започнал пред крајот на 19-тиот век, односно:

- 1883 год., индустриска примена на аксијално-акциона парна турбина (Gustav Patrik de Laval) т.н. Лавалова турбина со моќност 3,7 kW (5 KS);
- 1884 год., индустриска примена на аксијално-реакциона парна турбина (Charls Parsons) т.н. Парсонова турбина;
- 1912 год., индустриска примена на радијална парна турбина (браќата Љунгстрем од Шведска).

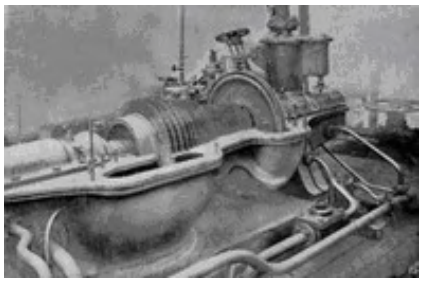
Етапите на развој на парните турбини во поглед на применуваните параметрите на парата (p, t), се следните:

- до 1914 год., p=(1,2÷1,6) MPa и t< 350 °C;
- од 1920÷1940 год., p=(12÷17) MPa и t<(500÷550) °C;
- по 1940 год., p=(9÷25/35) MPa и t<(500÷580) °C, а моќност P_{Eb} од 200, 300, 500, 800, 1000 MW и повеќе.

Енергетската ефикасност со покачување на температурата на прегреаната пара, се гледа од циклусот на Karnot. Коефициентот на полезно дејство (КПД) на циклусот на Karnot се определува по равенката:

$$\eta_t^C = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

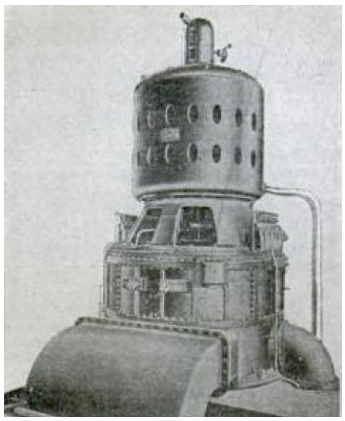
T_1 и T_2 K - температури на изворот и понорот



Парна турбина Parsons



Ротор од парна турбина Parsons 7,5 kW, по 1884 год.



Парна турбина Curtis, 1905 год.



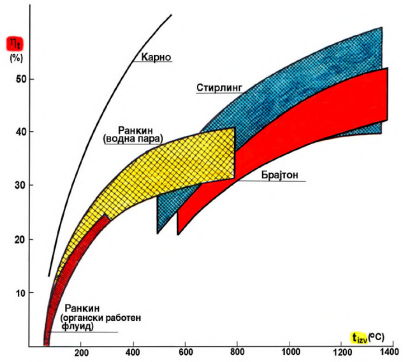
Индустриски сет генератор. Парна турбина со генератор, 1910 год.

Температурата на понорот (T_2), кај современите ТЕП се менува во релативно тесни граници од (23÷37) °C или (296÷310) K.

Во таб. 2.1 е прикажана зависноста на усвоената промена на температура на изворот T_1 и КПД на циклусот на Carnot. КПД на циклусот на Carnot релативно брзо расте со покачување на температурата на влезната пара (сл. 2.9).

Таб. 2.1. Зависност на температурата на извор на КПД на циклусот на Karnot:

Вредност	Димензија	Температура на изворот		
t_1	°C	350	550	650
T_1	K	623	823	923
η_t^C	-	0,534	0,636	0,675



Сл. 2.9. Промена на КПД на различни циклуси во зависност од температурата на влезната пара

Според тоа покачувањето на температурата на прегреаната пара поволно влијае и на циклусот на Rankine, а ограничена е од цврстината и технолошките карактеристики на материјалите, сигурноста при работа и поголемите инвестициони вложувања за поквалитетни материјали (челик). Така на пример:

- до t = 450 °C се користат јаглеродни челици;
- до t = 550 °C, слабо легирани перлитни челици;
- до t = (600÷700) °C, феритно-мартезитни, односно аустенитни челици.

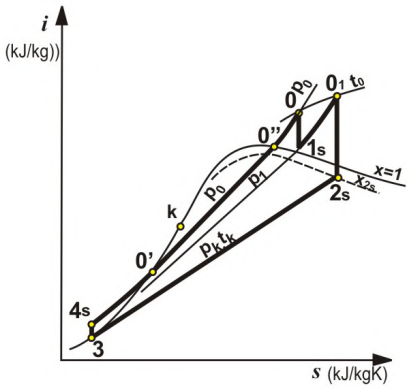
Покачувањето на притисокот на прегреаната пара, при зададена температура, доведува до:

- заштеда на гориво,
- зголемување на КПД на циклусот,
- зголемување на моќта на постројката при исти габаритни димензии,
- зголемување на густината на парата.

Со повторно прегревање на парата се постигнува:

- дополнително доведување на топлина кон парата;
- се зголемува работната способност на парата;
- се смалува влажноста на парата на излезот од турбината (последните турбински степени).

Обично се применува единечно повторно прегревање на парата (сл. 2.10). За ТЕП со поголема единечна моќ, кои трошат скапо гориво, се применува двапати (двојно) повторно прегревање на парата. Кај големите ТЕП задолжително се применува некаков вид на повторно прегревање на парата.



Сл. 2.10. i-s дијаграм на циклус со единечно повторно прегревање на парата

2.2.1. Зависност на топлинската економичност на парнотурбинските конензациони ТЕП од почетните параметри на парата

За постигнување на целта ќе биде разгледана зависноста на термичкиот коефициент на полезно дејство (КПД) η_t на циклусот на Rankine од почетните параметри на парата.

За циклус со прегреана пара без повторно прегревање на парата, термичкиот КПД се пресметува по р-та (сл. 2.11):

$$\eta_t = \frac{l_0}{q_1} = \frac{H_0}{q_1}$$

$H_0=i_0-i_{2s}$ kJ/kg - расположлив топлински пад
$q_1=i_0-i_{nv}$ kJ/kg - доведена топлина кон циклусот

Од i-s дијаграмот прикажан на сл. 2.12 се гледа дека, со покачување на влезниот притисок на парата, расположливиот топлински пад прво се зголемува, достигнува максимум, а потоа опаѓа.

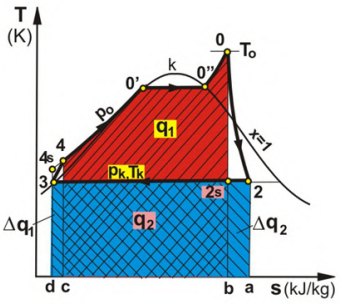
Топлинскиот пад достигнува максимум во точка А во која тангентата на граничната крива е паралелна со излезната изотерма (изобара, t_k = const, p_k = const).

Точката на кривата на сувозаситена пара A_{sz} која одговара на max топлински пад $H^{sz}{}_{0max}$ се наоѓа лево од max енталпија на сувозаситена пара В.

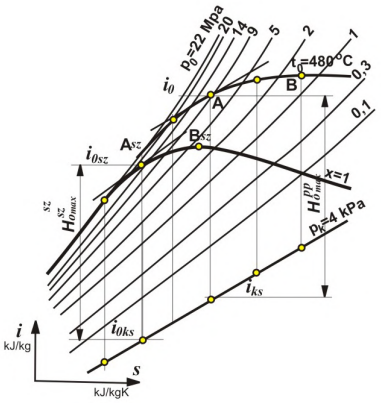
Кај прегреана пара (на пример 480 °С) точката на кривата А, која одговара на максималниот топлински пад $H^{pp}{}_{0max}$ се наоѓа лево од максималната енталпија на прегреана пара В. Тангентата во таа точка A_{sz} и А е паралелна на излезната изотерма (p_k = const).

Од пресметките за термичкиот КПД η_t на циклусот на Rankine со сувозаситена пара се потврдува дека максималната вредност на η_t се наоѓа околу притисок p_0 = 17 MPa и температура t_0 = 350 °С. На повисоки и пониски параметри на парата, η_t на циклусот на Rankine опаѓа. Зависноста на η_t на циклусот на Rankine со сувозаситена пара од температурата (притисокот) е прикажан на сл. 2.13.

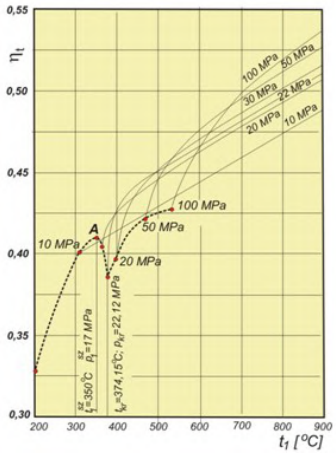
Преминот од циклусот Rankine со сувозаситена пара на циклус со прегреана пара може да се разгледува како додаток на делот на условно прегревање на првобитниот (основен) циклус (сл. 2.14).



Сл. 2.11. T-s дијаграм на циклус во КТЕП без повторно прегревање

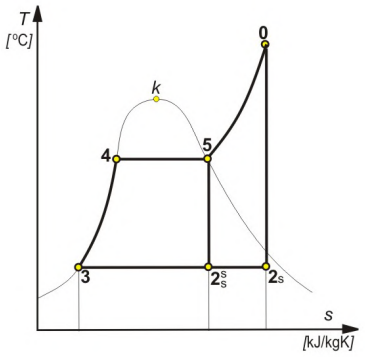


Сл. 2.12. i-s дијаграм на максимална вредност на топлинскиот пад

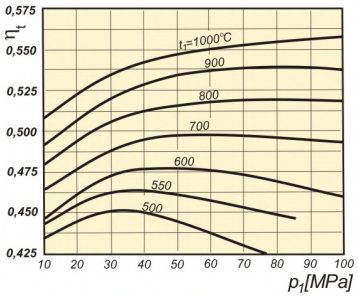


Сл. 2.13. Зависност на η_t на циклусот Rankine со сувозаситена пара од температурата и притисокот

Според тоа, со прегревањето на свежата пара секогаш го зголемува термичкиот КПД η_t на циклусот Rankine, и тоа за толку повеќе колку што е температурата до која се прегрева парата повисока. На сл. 2.15 е прикажана зависноста на η_t од влезниот притисок за различни температури на свежата пара.



Сл. 2.14. Споредба на циклусот Rankine со сувозаситена и прегреана пара



Сл. 2.15. Зависност на η_t од влезниот притисок за различни температури на свежата пара

2.2.2. Шеми на ТЕП со повторно прегревање на парата

Повторното прегревање на парата принципиелно може да се направи со:

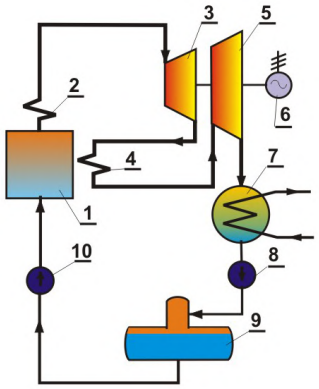
- чадните (излезните) гасови во парниот котел,
- пара и
- посебен носител на топлина.

Шема на ТЕП кај која повторното прегревање на парата се врши со чадните (излезните) гасови во парниот котел е прикажана на сл. 2.16. Експандираната пара од високопритисниот дел на турбината (3) се носи во парниот котел (1), каде се прегрева во прегревачот на пара (4) со помош на чадните гасови (размена на топлина од чадните гасови на парата). Прегреаната пара, потоа се спроведува до нископритисниот дел на турбината (5) на повторна експанзија. [1-33]

Предност на овој начин на повторно прегревање е високата термичка економичност, додека недостатоци се долгите цевководи, загубите на енергија и комплицираната конструкција. Големиот волумен на долгите цевководи претставуваат опасност при запирање на работата на постројката.

Прегревањето со чадни гасови, ја комплицира регулацијата на парниот котел, односно се појавува потреба од дополнително регулирање на температурата на прегреаната пара. На влезот на повторно прегреаната пара во турбината се поставуваат заштитни вентили, од нив парата се носи низ РЛП во кондензаторот (7), кои служат за насочување на парате со несоодветни параметри на кондензација во кондензаторот.

Наведените недостатоци ги нема кај постројката со шема како на сл. 2.17. Прегревањето на парата се врши делумно со свежа пара или одземена пара од високопритисната (ВП) турбина. Прегревањето се врши во изменувач на топлина (4) на температура блиска до критичната (374 °C).



Сл. 2.16. ТЕП со повторно прегревање на парата со чадни гасови

Оваа шема на ТЕП со повторно прегревање на парата има низа недостатоци и предности:

Недостатоци:

- недоволно висока температура на повторно прегреаната пара,
- снижен притисок на прегреаната пара,
- низок (мал) енергетски ефект.

Предности:

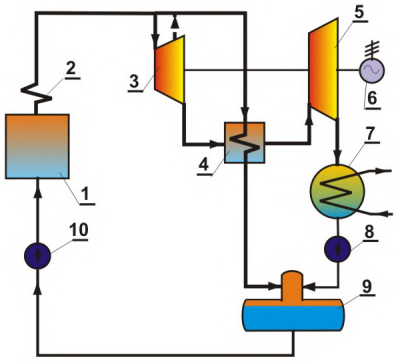
- должината на цевководите за повторно прегревање е значително помала,
- волуменот на системот е релативно помал,
- висок коефициент на премин на топлината.

Во шемата прикажана на сл. 2.18, со посреден (индиректен) носител на топлина, постојат два вида на изменувачи: еден во близина на турбината (4) и друг во котелот (11) со чадни гасови. Овие изменувачи се наоѓаат во циркулационен круг поврзан со циркулациона пумпа (12).

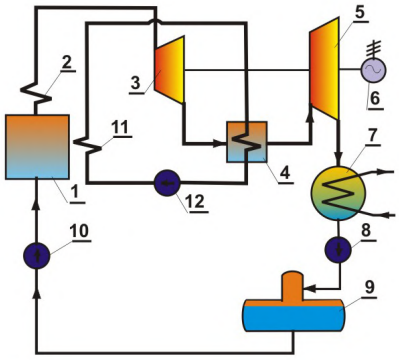
Носител на топлината е течност која циркулира во цевоводи со мал дијаметар со мали загуби во цевоводите. Висока температура на носителот на топлина се постигнува со:

- течни метали (Hg, Na, Ca и амалгам),
- органски течности (дифенил, дифенил оксид и др.) кои можат да се применат само за ниски температури и не ги задоволуваат барањата за сигурност.

Овој начин на прегревање не се користи кај ТЕП кои работат со органско гориво.



Сл. 2.17. ТЕП со повторно прегревање на парата со пара



Сл. 2.18. ТЕП со повторно прегревање на парата со посреден носител на топлина

2.2.3. Параметри на ТЕП со повторно прегревање на парата

Кај современите ТЕП на фосилно гориво по правило се применува прегревање на парата со чадните гасови во парниот котел, при што може да се добие висока температура на парата и да се избере оптимален притисок на повторно прегреаната пара. Температурата на повторно прегреаната пара обично се избира да биде еднаква со температурата на свежата пара од (540÷570) °C.

Кај некои ТЕП температурата на повторно прегреаната пара обично се избира да биде повисока за (20÷30) °C, што се постигнува со комбинација на прегревање со конвекција и зрачење. [1-33]

Циклусот со повторно прегревање на парата се состои од основен циклус (без повторно прегревање) во кој се доведува топлина q_1 и се добива работа $l_0=H_0$ при КПД η_t и дополнителен циклус (со повторно прегревање) со следните карактеристични вредности: q_{1p}, $l_{0p}=H_{0p}$ и η_{tp}.

Термодинамичкиот КПД на циклус со повторно прегревање на парата, се определува со равенката (сл. 2.19):

$$\eta_{t_{pp}} = \frac{l_0}{q_1} = \frac{H_0 + H_{0p}}{q_1 + q_{1p}}$$

Ако се воведе таканаречен енергетски коефициент:

$$A_{pp} = \frac{H_{0p}}{H_0}$$

Тогаш, термодинамичкиот КПД на циклус со повторно прегревање на парата ќе биде:

$$\eta_{t_{pp}} = \eta_t \cdot \frac{1 + A_p}{1 + A_0 \cdot \frac{\eta_t}{\eta_{t_p}}}$$

Релативната промена на термодинамичкиот КПД на циклус со повторно прегревање на парата, изнесува:

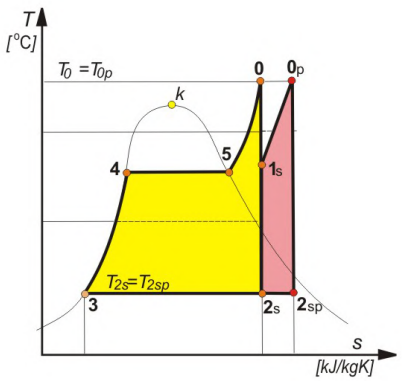
$$\Delta\eta_{t_{pp}} = \frac{\eta_{t_{pp}} - \eta_t}{\eta_t} = \frac{1 - \frac{\eta_t}{\eta_{t_p}}}{\frac{1}{A_p} + \frac{\eta_t}{\eta_{t_p}}}$$

Според тоа, термодинамичкиот КПД на циклус со повторно прегревање на парата, може да биде поголем, еднаков или помал од циклусот без повторно прегревање.

Ефикасноста на повторното прегревање на парата во реалниот циклус има поголемо влијание. Тоа се објаснува со поволното влијание на повторното прегревање на парата, односно повисокиот внатрешен КПД на среднопритисната (СП) и нископритисната (НП) турбина, при што се смалува влажноста на парата во последниот турбински степен.

Препораки за оптимален притисок на повторно прегревање се следните:

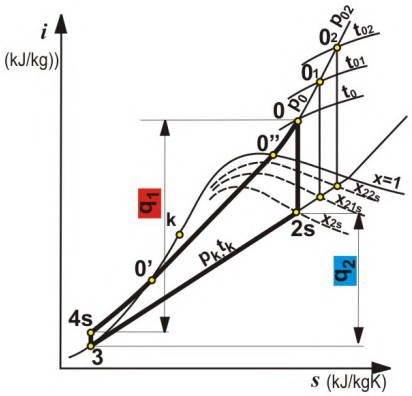
- за едностепено прегревање: $p_{0p} = (0{,}15 \div 0{,}20)p_0$
- за двостепено прегревање: $p_{0p} = (0{,}25 \div 0{,}30)p_0$
  $p_{0p1} = (0{,}15 \div 0{,}20)p_{0p}$
  $p_{0p2} = (0{,}06 \div 0{,}09)p_0$



Сл. 2.19. T-s дијаграм на споредба на циклус без (жолта) и со повторно прегревање на парата (црвена)

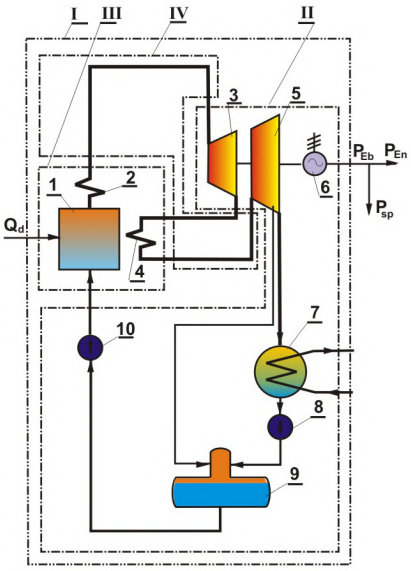
2.2.4. Термодинамички КПД на циклус со повторно прегревање на парата

Влажноста на парата во последните турбински степени не смее да биде повисока од (12÷13) %, поради ерозивното дејство на капките вода и намалување на КПД на последните турбински степени. Наједноставен начин за смалување на влажноста е со покачување на температурата на прегревање на парата. При константен притисок $p_0=p_{01}=p_{02}$ со покачување на температурата се намалува влажноста на парата од (1-x_{21s}) на (1-x_{22s}) (сл. 2.20). Затоа што, покачувањето на темепратурата на парата е ограничена од квалитетот на материјалите, турбината се дели на два дела, на турбина со висок и низок притисок, а парата по експанзија во првиот дел (висок притисок) се носи на повторно прегревање (меѓупрегревање) во парниот котел и потоа на експанзија во вториот дел (низок притисок). [1-33]



Сл. 2.20. Влијание на температурата на повторно прегревање на влажноста на парата

На сл. 2.21 е прикажана топлинска шема на кондензационен блок со повторно прегревање на парата. Сувозаситена пара се добива во парниот котел (1) и се прегрева во прегревачот (2). Прегреаната пара се носи во турбината со висок притисок (3) во која делумно експандира. Од неа парата оди во меѓупрегревачот (4), сместен во гасниот тракт на парниот котел и повторно се прегрева. Повторно прегреаната пара доекспандира до кондензациски притисок во турбината за низок притисок (5). Останатите елементи од оваа постројка се исти како кај постројката без повторно прегревање, односно парата се кондензира во кондензаторот (7), со циркулациона пумпа (8) кондензатот се транспортира до напојниот резервоар (9) и со напојната пумпа (10) се транспортира до парниот котел во кој испарува.



1. Парен котел;
2. Прегревач на пара;
3. Високопритисна турбина;
4. Повторно прегревање на парата;
5. Нископритисна турбина;
6. Електрогенератор;
7. Кондензатор;
8. Кондензатна пумпа;
9. Напоен резервоар;
10. Напојна пумпа;

Сл. 2.21. Поедноставена топлинска шема на кондензационен блок со повторно прегревање на парата

На сл. 2.22 во i-s дијаграм е прикажан циклусот Rankine-Clausius со повторно прегревање на парата, кој се одвива според следните промени:

(0-1s) - парата експандира изентропски во високопритисната турбина;

(1s-0_1) - парата повторно се прегрева во котелот;

(0_1-2s) - повторно прегреаната пара експандира во нископритисната турбина до притисок на кондензација p_k;

(2s-3) - парата се кондензира во кондензаторот;

(3-4s) - кондензатот се компримира во напојните пумпи

(4s-0) - добивање на свежа пара во котелот;

Топлината која се доведува во циклусот со повторно прегревање q_1, по 1 kg пара (kJ/kg) е:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = (i_0 - i_{4s}) + (i_{01} - i_{1s}) =$$
$$= (i_0 - i_3) + (i_{01} - i_{1s}) - (i_{4s} - i_3)$$

Топлината која се одведува во кондензаторот q_2, по 1 kg пара (kJ/kg) е:

$$q_2 = i_{2s} - i_3$$

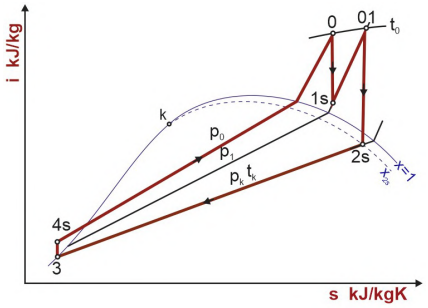
Корисната работа на циклусот l_0, по 1 kg пара (kJ/kg) е:

$$l_0 = q_1 - q_2 = (i_0 - i_{1s}) + (i_{01} - i_{2s}) - (i_{4s} - i_3)$$

Термодинамичкиот КПД на циклус со повторно прегревање на парата η_t е:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_0}{q_1} = \frac{l_{01} + l_{02} - l_{0NP}}{q_1} =$$
$$= \frac{(i_0 - i_{1s}) + (i_{01} - i_{2s}) - (i_{4s} - i_3)}{(i_0 - i_{4s}) + (i_{01} - i_{1s})}$$

l_{01} kJ/kg = специфична корисна работа во високопритисната турбина
l_{02} kJ/kg = специфична корисна работа во нископритисната турбина
l_{0NP} kJ/kg = специфична потрошена работа во напојните пумпи



Сл. 2.22. i-s дијаграм на циклусот Rankine-Clausius со повторно прегревање на парата

2.2.5. КПД на блокот со повторно прегревање на парата

Односот меѓу електричната P_{Eb} и вкупно доведената топлина Q_d се нарекува коефициент на полезно дејство на блокот – бруто и се пресметува по равенката:

$$\eta_{B_{pp}^b} = \frac{P_{Eb}}{Q_d}$$ односно равенката:

$$\eta_{B_{pp}^b} = \frac{P_{Eb}}{Q_d} = \frac{Q_k}{Q_d} \cdot \frac{Q_{TP}}{Q_k} \cdot \frac{P_{Eb}}{Q_{TP}} = \frac{P_{Eb}}{Q_{TP}} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} =$$

$$= \eta_{TP_{pp}^b} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} = \eta_{t_{pp}} \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr}$$

Дел од P_{Eb} (4÷6) % се троши за сопствени потреби P_{sp} на постројката. Затоа се воведува следниот КПД кој претставува однос меѓу електричната – нето P_{En} и вкупно доведената топлина Q_d , кој се нарекува коефициент на полезно дејство на блокот – нето и може да се изрази со равенката:

$$\eta_{B_{pp}^n} = \frac{P_{E_{pp}^n}}{Q_d}$$ односно равенката:

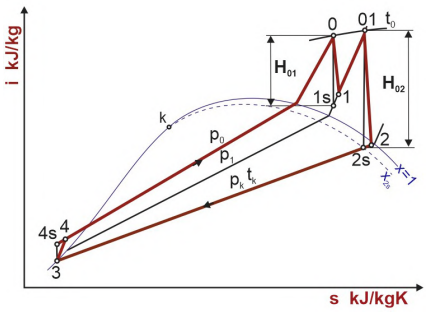
$$\eta_{B_{pp}^n} = \frac{P_{E_{pp}^n}}{Q_d} = \frac{P_{E_{pp}^b} - P_{sp}}{Q_d} = \frac{P_{E_{pp}^b} \cdot (1 - \frac{P_{sp}}{P_{E_{pp}^b}})}{Q_d} = \frac{P_{E_{pp}^b} \cdot \eta_{sp}}{Q_d} =$$

$$= \eta_{B_{pp}^b} \cdot \eta_{sp} = \eta_{t_{pp}} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_{sp}$$

2.2.6. Специфична потрошувачка на пара, топлина и гориво на блокот со повторно прегревање на парата

Специфичната електрична моќ на клемите на електрогенераторот – бруто l_{Eb}, еднаква е на:

$$l_{Eb} = l_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = (H_{o1} + H_{02}) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$ ⇒



Потрошувачката на пара на КТЕП со повторно прегревање на парата е:

$$M_s = \frac{P_{Eb}}{(H_{01} + H_{02}) \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g}$$ kg/s

Часовата потрошувачката на пара M_h на КТЕП со повторно прегревање на парата е:

$$M_h = \frac{3600 \cdot P_{Eb}}{(H_{01} + H_{02}) \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kg/h}$$

Специфичната потрошувачка на работен флуид (пара) на блокот – бруто m_{pBb}:

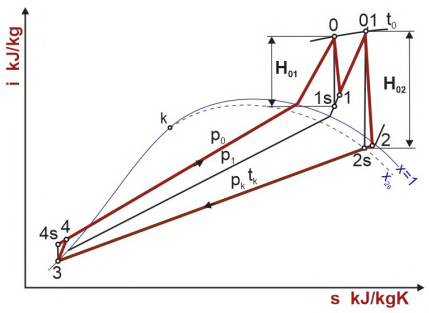
$$m_{pBb} = \frac{\dot{M}_h}{P_{Eb}} = \frac{3600 \cdot \dot{M}_s}{\dot{M}_s \cdot (H_{01} + H_{02}) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} =$$

$$= \frac{3600}{(H_{01} + H_{02}) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} = \frac{3600}{l_{Eb}} \quad \text{kg пара/kWh}$$

Потрошувачката на топлина на КТЕП со повторно прегревање на парата Q_{TP} е:

$$Q_{TP} = M_s \cdot [(i_0 - i_4) + (i_{01} - i_{1)}] \quad \text{kW} \quad \text{или}$$

$$Q_{TP} = M_s \cdot [(i_0 - i_{NV}) + (i_{01} - i_1)] \quad \text{kW}$$



i_{NV} kJ/kg – енталпија на напојната вода на влезот на котелот

Специфичната потрошувачка на топлина:

- на турбинската постројка – бруто:

$$q_{TP_{pp}^b} = \frac{Q_{TPh}}{P_{Eb}} = \frac{3600 \cdot Q_{TP}}{P_{Eb}} =$$

$$= \frac{3600 \cdot \dot{M}_s \cdot [(i_0 - i_4) + (i_{01} - i_1)]}{\dot{M}_s \cdot (H_{01} + H_{02}) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} =$$

$$= \frac{3600}{\eta_{t_{pp}} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kJ/kWh}$$

- на блокот – бруто:

$$q_{B_{pp}^b} = \frac{Q_{dh}}{P_{Eb}} = \frac{3600 \cdot Q_d}{P_{Eb}} = \frac{3600 \cdot Q_{TP}}{P_{Eb} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr}} =$$

$$= \frac{3600 \cdot \dot{M}_s \cdot [(i_0 - i_4) + (i_{01} - i_1)]}{\dot{M}_s \cdot (H_{01} + H_{02}) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr}} =$$

$$= \frac{3600}{\eta_{t_{pp}} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kJ/kWh}$$

Општата равенка за топлинскиот биланс на КТЕП со повторно прегревање на парата е:

$$P_{E_{pp}^{b}} = Q_{Bd} \cdot \eta_{B_{pp}^{b}} = B_s \cdot H_d \cdot \eta_{B_{pp}^{b}} \quad \text{kW}$$

Од овде може да се определи потрошувачката на гориво:

$$B_s = \frac{P_{E_B^b}}{H_d \cdot \eta_{B_{pp}^{b}}} \quad \text{kg/s}$$

Часовата потрошувачка на гориво M_h на КТЕП со повторно прегревање на парата е:

$$B_{h_{pp}} = 3600 \cdot B_{s_{pp}} = \frac{3600 \cdot P_{E_{pp}^{b}}}{H_d \cdot \eta_{B_{pp}^{b}}} \quad \text{kg/h}$$

Специфичната потрошувачка на гориво – бруто:

$$b_{gBb} = \frac{B_{h_{pp}}}{P_{E_{pp}^{b}}} = \frac{Q_{dh_{pp}}}{H_d \cdot P_{E_{pp}^{b}}} = \frac{q_{B_{pp}^{b}}}{H_d} \quad \text{kg гориво/kWh}$$

2.3. ПАРНОТУРБИНСКИ КОНДЕНЗАЦИОНИ ТЕП СО РЕГЕНЕРАТИВНО ЗАГРЕВАЊЕ НА НАПОЈНАТА ВОДА

Регенеративното загревање на напојната вода кај кондензациони ТЕП се остварува со пара одземена од турбината. Кај кондензационите термоенергетски постројки на турбината постојат специјални отвори за одземање пара за регенеративно загревање на напојната вода. [1-33]

Топлината на парата што се одзема за регенеративно загревање, прво се користи во турбината во која се прави експанзија до притисок на одземање и се извршува работа, а потоа топлината на парата се предава на напојната вода со која повторно се враќа во котелот. Според тоа, топлината на парата што се одзема за регенеративно загревање не се губи во кондензаторот, туку се предава на основниот кондензат или напојната вода. Може да се каже дека топлината се обновува регенерира во регенеративните загревачи, од каде доаѓа и името регенеративно загревање на напојната вода.

Топлинската економичност и енергетската ефикасност, според тоа е дефинирана со смалување на загубите на топлина во кондензаторот и покачување на КПД на блокот. Напојната вода може да се загрее и со свежа пара (се одзема меѓу котелот и турбината), но таквото загревање без парата да изврши работа во турбината не го смалува протокот на пара низ кондензаторот и не ги смалува загубите на топлина при кондензација.

Количината на пара што се одзема од турбината, се определува со помош на топлински биланс на регенеративните загревачи и изнесува мал дел од вкупниот проток на пара. Енергетската ефикасност на ТЕП со регенеративно загревање, се базира на извршената работа на одземената пара, без загуби во кондензаторот. Од овие причини:

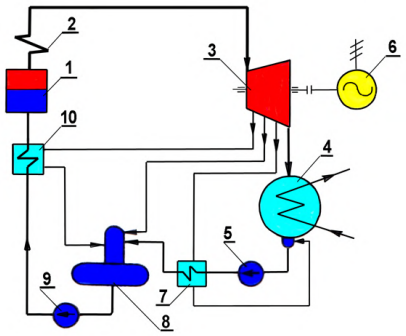
- се смалува потрошувачката на топлина за производство на пара во котелот,
- се смалува потрошувачката на гориво и
- се повишува КПД на турбинската постројка и блокот.

ТЕП со регенеративно загревање, може да се гледа и како внатрешна топлификациона ТЕП во која одземената пара се користи внатре во ТЕП, додека кај надворешна топлификациона ТЕП (со надворешни потрошувачи) топлината од одземената пара се користи надвор од ТЕП.

2.3.1. Термодинамички КПД на циклус со регенеративно загревање на напојната вода

Еден од начините за зголемување на КПД на кондензационите ТЕП е регенеративното загревање на напојната вода. Регенеративното загревање на напојната вода е процес на загревање на напојната вода со пара која се одзема од парната турбина.

На сл. 2.23 е прикажана топлинска шема на кондензациона ТЕП со два регенеративни загревачи на напојната вода. Во парниот котел (1) се добива сувозаситена пара која се прегрева во прегревачот на пара (2), во состав на котелот. Прегреаната пара експандира во парната турбина (3), која го задвижува електрогенераторот (6) за производство на електрична енергија. Експандираната пара се кондензира во кондензаторот (4) и со циркулациона пумпа (5) се транспортира преку нископритисниот загревач на вода (7) во напојниот раезервоар (8). За загревање на водата во нископритисниот регеративен загревач (НПЗ) се одзема α_2 kg/kg количина на пара од нископритисниот дел на турбината. Со напојната пумпа (9) загреаниот кондензат преку високопритисниот загревач (ВПЗ) на напојна вода (10) се транспортира до парниот котел. За загревање на кондензатот во високопритисниот загревач на напојна вода се одзема α_1 kg/kg количина на пара од високопритисниот дел на турбината. Одземената пара за регенеративно загревање на напојната во РЗ, по оддавањето на топлина на напојната вода, се кондензира и се враќа на излезот од кондензаторот и во напојниот резервоар.



Сл. 2.23. Топлинска шема на кондензациона ТЕП со регенеративно загревање на напојната вода

На сл. 2.24 во i-s дијаграм е прикажан циклусот Rankine-Clausius со регенеративно загревање на напојната вода, кој се одвива според следните промени:

(0-o1) – изентропска експанзија во турбината со количина на пара 1 kg/kg ;

(o1-o2) – изентропска експанзија во турбината со количина на пара (1-α_1) kg/kg;

(o2-2) – изентропска експанзија во турбината со количина на пара (1-α_1-α_2) kg/kg до притисок p_k;

(2-3) – парата се кондензира во кондензаторот;

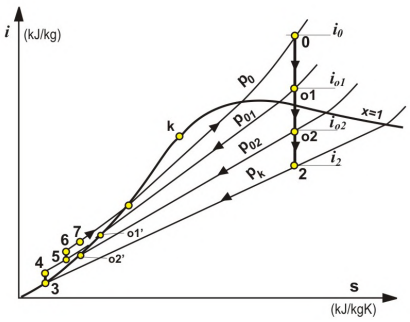
(3-4) – кондензатот се компримира во напојните пумпи;

(5-6, 6-7) – загревање на кондезатот во НПРЗ и ВПРЗ;

(o1-o1') – кондензација на парата во ВПРЗ (α_1 kg/kg);

(o2-o2') – кондензација на парата во НПРЗ (α_2 kg/kg);

(7-0) – испарување на кондензатот во парниот котел;



Сл. 2.24. i-s дијаграм на циклусот Rankine-Clausius со регенеративно загревање на напојната вода

За определување на одземените количини пара за регенеративно загревање на напојната вода α_1 и α_2 kg/kg се прави топлински биланс на регенеративните загревачи, односно (сл. 2.25):

Топлинскиот биланс на ВПРЗ е:

$$\alpha_1 \cdot (i_{o1} - i_{o1'}) = i_7 - i_6 \quad \text{од каде:} \quad \alpha_1 = \frac{i_7 - i_6}{i_{o1} - i_{o1'}}$$

Топлинскиот биланс на НПРЗ е:

$$\alpha_2 \cdot (i_{o2} - i_{o2'}) = i_5 - i_4 \quad \text{од каде:} \quad \alpha_2 = \frac{i_5 - i_4}{i_{o2} - i_{o2'}}$$

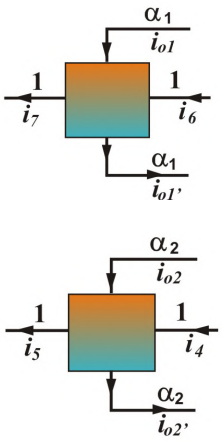
Специфичната еквивалентна теоретска работа l_{0ek} е:

$$l_{0ek} = i_0 - i_2 - \alpha_1 \cdot (i_{o1} - i_2) - \alpha_2 \cdot (i_{o2} - i_2) \quad \text{или}$$

$$l_{0ek} = i_0 - i_{o1} + (1 - \alpha_1) \cdot (i_{o1} - i_{o2}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot (i_{o2} - i_2)$$

Термичкиот коефициент на блокот (циклусот) η_{tBR} е:

$$\eta_{tB_R} = \frac{l_{0ek}}{q_1} = \frac{i_0 - i_2 - \alpha_1 \cdot (i_{o1} - i_2) - \alpha_2 \cdot (i_{o2} - i_2)}{(i_0 - i_7)}$$



Сл. 2.25. Топлински биланс на ВПРЗ и НПРЗ за регенеративно загревање на напојната вода

2.3.2. Потрошувачка на пара и топлина кај ТЕП со регенеративно загревање на напојната вода

Потрошувачката на пара низ турбина со регенеративно загревање се определува со изразот (како и кај топлификациона ТЕП):

$$m_0 = m_{ko} + \sum_1^z y_{or} \cdot m_{or} \quad \text{kg/s}$$

m_{ko} kg/s = потрошувачка на пара при чисто кондензациски режим на работа на турбината (при режим без одземање на пара)
m_{or} kg/s = количина на пара што се одзема за регенеративно загревање, r
y_{or} = коефициент на недоизработеност на парата од регенеративно одземање, r

Потрошувачката на пара при чисто кондензационен режим на работа на турбината се определува:

$$m_{ko} = \frac{P_{Eb}}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kg/s}$$

P_{Eb} kW - електрична моќ на постројката
H_i kJ/kg - индициран топлински пад на парата

Коефициентот на недоизработеност се пресметува по равенката (сл. 2.26):

$$y_{or} = \frac{H_i - H_{ir}}{H_i} = 1 - \frac{H_{ir}}{H_i}$$

H_r kJ/kg = топлински пад на парата што се одзема од одземање број r.

$H_i - H_{ir}$ kJ/kg = недоизработен топлински пад на парата што се одзема од одземање број r.

Количината на одземена пара, пример m_{or} се определува од топлинскиот биланс на регенеративниот загревач и зависи од протокот на напојна вода низ загревачот и параметрите на пара и вода на влезот и излезот од загревачот.

Во ТЕП првенствено се користат површински регенеративни загревачи низ метален ѕид (цевка) (сл. 2.27). Обликот на равенката зависи од видот на регенеративниот загревач. Заради термичките отпори на ѕидот, не е можно да се покачи температурата на напојната вода до температурата на заситената пара, туку постои разлика на недогреаност.

Температурата на напојната вода на излезот од површинскиот загревач изнесува:

$$t_r^v = t_{or}^v - \delta_t \quad ^oC$$

Според тоа, енталпијата на напојната вода на излезот од површинскиот загревач е помала од енталпијата на кондензатот на одземената пара:

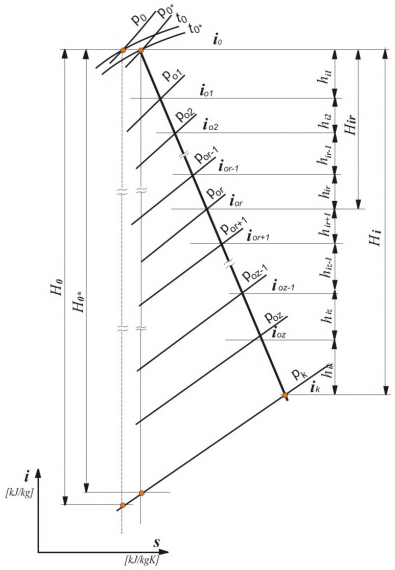
$$i_r^v = i_{or}^v - \Delta i \quad \text{kJ/kg}$$

Освен површински, се применуваат и загревачи со мешање (смесителни), каде топлината од парата се предава на водата со директен контакт (сл. 2.28). Затоа што кај нив не постои отпор на цевките, водата може да се загрее до температура на вриење, односно:

$$t_r^v = t_{or}^v \ ^oC \qquad \text{односно} \qquad i_r^v = i_{or}^v \ \text{kJ/kg}$$

Протокот на вода (кондензат) m_{or}, односно пара што се одзема и минува низ еден регенеративен загревач (пример број r) се определува во зависност од количината на напојна вода m_{nv}, која при тоа се загрева за количина на топлина Δq_r:

$$m_{or}^v = \alpha_{or}^v \cdot m_{nv} = \alpha_{or}^v \cdot m_0 \quad \text{kg/s}$$



Сл. 2.26. i-s дијаграм на топлинскиот пад на парата во турбината при регенеративно загревање на напојната вода

Во случај на смесителен загревач, топлинскиот биланс изнесува:

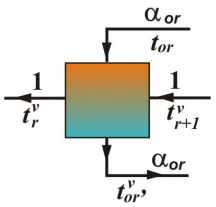
$$m_r^v \cdot i_r^v = m_{r+1}^v \cdot i_{r+1}^v + m_{or} \cdot i_{or}$$

Од материјалниот биланс:

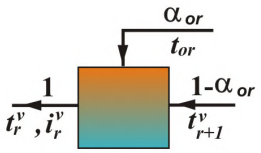
$$m_{or} + m_{r+1}^v = m_r^v \quad \text{kg/s}$$

Според тоа се добива дека е:

$$m_{or} = \frac{\Delta q_r}{q_r + \Delta q_r} \cdot \alpha_{or}^v \cdot m_0 = \alpha_{or} \cdot m_0 \quad \text{kg/s}$$



Сл. 2.27. Површински регенеративен загревач



Сл. 2.28. Смесителен регенеративен загревач

Загревањето на водата во регенеративните загревачи изнесува:

- (60÷160) kJ/kg – загревање на напојната вода
- (2000÷2200) kJ/kg – топлина што се ослободува при кондензација на парата
- (0,03÷0,08), односно (3÷8)% – количина на одземена пара во однос на количината на свежа пара

Бројот на регенеративни одземања, односно бројот на регенеративни загревачи кај современите ТЕП со кондензациони турбини се движи од (7÷10) загревачи.

Вкупната количина на пара што се одзема од турбината достигнува (0,3÷30) % од количината на свежа пара.

Ако се изрази количината на одземена пара за регенеративно загревање, како дел од количината на свежа пара α_{or}, се добива:

$$m_0 = m_{ko} + \sum_1^z y_r \cdot \alpha_{or} \cdot m_0$$

Протокот на свежа пара низ кондензациона турбина со регенеративно загревање, е:

$$m_0 = \frac{m_{ko}}{1 - \sum_1^z y_r \cdot \alpha_{or}} \quad \text{kg/s}$$

или:

$$m_0 = \frac{P_{Eb}}{H_i (1 - \sum_1^z y_r \cdot \alpha_{or}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kg/s}$$

Потрошувачката на пара низ кондензациона турбина со регенеративно загревање е еднаква на потрошувачката на пара низ кондензациона турбина без одземања со еквивалентен топлински пад:

$$H_{iek} = H_i(1-\sum_{1}^{z} y_r \cdot \alpha_{or}) \quad \text{kJ/kg}$$

Од овој израз очигледно е дека е $H_{iek}<H_i$ за вредноста на изразот во заградата, односно обично $H_{iek}=(0,8\div0,9)H_i$.

Специфичната потрошувачка на пара е:

$$m_{pB} = \frac{m_0}{P_{Eb}} = \frac{1}{H_i(1-\sum_{1}^{z} y_r \cdot \alpha_{or}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kJ/kg}$$

Бидејќи за мерење на енергијата се користи kWh равенката за специфичната потрошувачка на пара е:

$$m_{pB} = \frac{3600}{H_i(1-\sum_{1}^{z} y_r \cdot \alpha_{or}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g} = \frac{3600}{H_{iek} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kg/kWh}$$

2.3.3. КПД на ТЕП со регенеративно загревање на напојната вода

КПД на ТЕП претставува производ меѓу:

- термодинамичкиот КПД на циклусот (η_t),
- внатрешниот КПД на турбината (η_{oi}),
- механичкиот КПД на турбината (η_m) и
- КПД на електрогенераторот (η_g).

Бидејќи механичкиот и коефициентот на полезно дејство на електрогенераторот не влијаат на КПД на постројката, тој може да се напише како апсолутен внатрешен КПД на постројката, односно:

$$\eta_i^{TP} = \eta_t \cdot \eta_{oi}$$

Овој КПД може да се дефинира како однос меѓу работата во постројката, односно разлика меѓу доведената топлина q_d во постројката и загубата во кондензаторот q_{ko} и доведената топлина во постројката q_d:

$$\eta_i^{TP} = \frac{q_d - q_{ko}}{q_d} = 1 - \frac{q_{ko}}{q_d}$$

При регенеративно загревање на напојната вода, без повторно прегревање, по 1 kg пара се троши:

$$q_d = i_0 - i_{nv} \text{ kJ/kg}$$

i_0 kJ/kg = енталпија на парата на влезот во турбината
i_{nv} kJ/kg = енталпија на напојната вода

Загубите во кондензаторот кај постројка со регенеративно загревање на напојната вода, можат да се претстават во облик:

$$q_{ko} = \alpha_{ko} \cdot (i_2 - i_2^v) = \alpha_{ko} \cdot q_2 \quad \text{kJ/kg}$$

α_{ko} kg/kg = удел на парата која стигнува до кондензаторот
i_2 kJ/kg = енталпија на парата на излезот во турбината
i_{2v} kJ/kg = енталпија на главниот кондензат

Учеството на парата која стигнува во кондензаторот кај постројки со регенеративно загревање, претставува однос меѓу протокот што се кондензира m_{ko} и протокот на свежа пара m_0:

$$\alpha_{ko} = \frac{m_{ko}}{m_0} \quad \text{односно} \quad \alpha_{ko} = 1 - \sum_1^z \alpha_{or}$$

α_{or} = удел на протокот на r-тото одземање во вкупниот проток на пара

Според тоа, апсолутниот внатрешен КПД на постројката со регенерација може да се изрази:

$$\eta_{ir}^{TP} = 1 - \frac{\alpha_{ko} \cdot q_2}{q_d}$$

Во постројка со регенерација и повторно прегревање на парата, по 1 kg пара се троши:

$$q_d = i_0 - i_{nv} + \alpha_{pp} \cdot q_{pp} \text{ kJ/kg}$$

α_{pp} = удел на парата која се носи на повторно прегревање
q_{pp} kJ/kg = топлина што ја прима 1 kg пара при повторното прегревање

Учеството на парата која се одведува на повторно прегревање, претставува однос меѓу протокот што повторно се прегрева m_{pp} и протокот на свежа пара m_0:

$$\alpha_{pp} = \frac{m_{pp}}{m_0} \quad \text{односно} \quad \alpha_{pp} = 1 - \sum_1^z \alpha_{or}^V$$

α_{or}^v = удел на протокот на r-тото одземање од високопритисната турбина во вкупниот проток на пара

2.3.4. Шеми на ТЕП со регенеративно загревање на напојната вода

Шемата на постројка со регенеративно загревање на напојната вода ги опфаќа следните елементи:

- парен котел,
- парна турбина со кондензатор,
- регенеративни загревачи,
- линии (цевководи) за одземање пара,
- линија (цевковод) на основниот кондензат,
- линија (цевковод) на напојната вода,
- линија (цевковод) на кондензатот од одземената пара, и
- напојни, кондензни и дренажни пумпи.

Според типот на регенеративните загревачи, постројките можат да се поделат на шеми со:

- загревачи со мешање (смесителни, контактни),
- површински загревачи, и со
- комбинација на овие два типа.

Кај постројките со површински загревачи, шемите зависат од начинот на одведување на кондензатот од парата што се одзема (дренажата). Дренажата од површинските загревачи може да се одведува со сливање (самоток) во загревачот со понизок притисок или со дренажна пумпа во линијата на основниот кондензат.

Како основна цел при пресметката на регенеративната шема на постројката обично се јавува:

- определување на количината на пара што се одзема од турбината за загревачите,
- протокот на пара во турбината, и
- количината на пара што се пушта во кондензаторот при зададена P_{Eb} на турбината.

Врз основа на пресметката на регенеративното загревање на напојната вода, може да се определат енергетските параметри на турбинската постројка и блокот.

2.3.4.1. Шеми со регенеративни загревачи со мешање

На сл. 2.29 е дадена шема на регенеративно загревање на напојната вода со смесителни загревачи. Равенките за топлинскиот биланс на смесителен загревач од *r*-ти регенеративен степен е:

$$\alpha_{or} \cdot i_{or} + \alpha^{v}_{r+1} \cdot i^{v}_{r+1} = \alpha^{v}_{or} \cdot i^{v}_{r}$$

α_{or}, α^{v}_{or} , α^{v}_{r+1} = удел на пара и вода за *r*-то и (*r*+1)-то одземање

i_{or}, i_r, i_{r+1} kJ/kg = енталпија на уделот на пара и вода за за *r*-то и (*r*+1)-то одземање

Равенката за материјалниот биланс на смесителен загревач од *r*-тиот регенеративен степен е:

$$\alpha_{or} + \alpha^{v}_{r+1} = \alpha^{v}_{r}$$

Протокот на влезот во турбината е усвоен да изнесува 1 kg/s. Од овие две равенки се добива:

$$\alpha_{or} = \alpha^{v}_{r} \frac{\Delta q_r}{\Delta q_r + q_r}$$

$\Delta q_r = i^{v}_{r} - i^{v}_{r+1}$ kJ/kg = загревање на водата во *r*-тиот регенеративен загревач

$q_r = i_{or} - i^{v}_{r}$ kJ/kg = топлина ослободена при кондензација на одземената пара за *r*-тиот регенеративен загревач

Енталпиите на водата i^{v}_{r} и i^{v}_{r+1} се совпаѓаат со вредностите на кривата на заситување при притисок p_r и p_{r+1}.

Од регенеративниот загревач број *r*, водата излегува со количина:

$$\alpha^{v}_{r} = 1 - \sum_{j=1}^{j=r-1} \alpha_j$$

Тоа е количина на вода еднаква на количината на свежа пара, односно на количината на напојна вода во котелот.

За загревачот број 1, равенката е:

$$\alpha^{v}_{1} = 1$$

За загревачот број 2, равенката е:

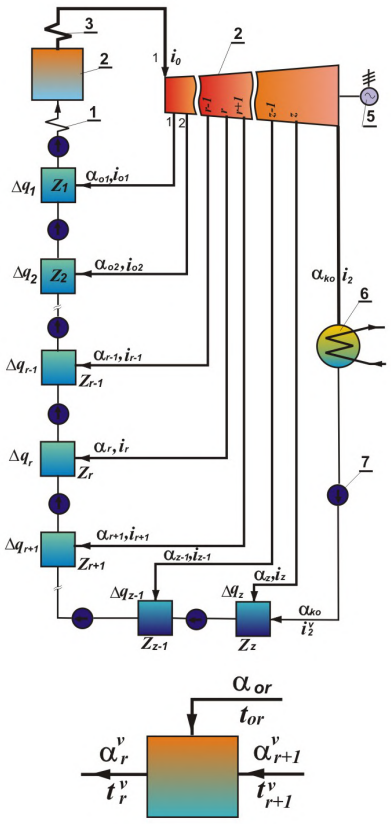
$$\alpha^{v}_{2} = 1 - \alpha_{o1} = 1 - \frac{\Delta q_1}{\Delta q_1 + q_1} = \frac{q_1}{q_1 + \Delta q_1}$$

За загревачот број 3, равенката е:

$$\alpha^{v}_{3} = 1 - \alpha_{o1} - \alpha_{o2}$$

Количината на пара што протекува кон кондензаторот:

$$\alpha_{ko} = 1 - \sum_{1}^{z} \alpha_r$$



r-ти регенративен загревач

Сл. 2.29. Шема на регенеративно загревање на напојната вода со смесителни загревачи

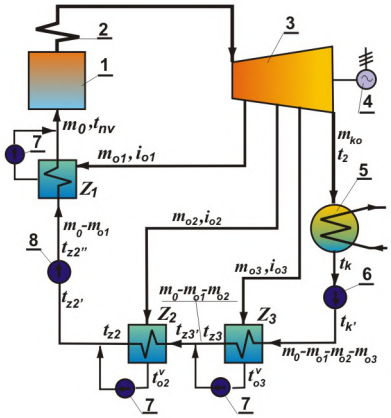
2.3.4.2. Шеми со регенеративни загревачи од површински тип

Кај регенеративните загревачи од површински тип нема мешање на парата од одземањето со кондензатот, односно напојната вода. Затоа е потребно овој кондензат да се помеша со основниот кондензат. [1-33]

Според начинот на внесување на кондензатот во основниот кондензат или напојната вода, постојат четири вида на топлински шеми и тоа:

- кондензатот со дренажна пумпа се „уфрла“ (меша) со кондензатот зад разгледуваниот загревач,
- кондензатот со дренажната пумпа се „уфрла“ во основниот кондензат пред разгледуваниот загревач,
- со каскадно сливање на кондензатот, и
- обратно каскадно сливање на кондензатот.

Основни елементи на шемата кај која кондензатот со дренажната пумпа се „уфрла“ во основниот кондензат зад разгледуваниот загревач, прикажана на сл. 2.30, се загревачи и мешачи.



Сл. 2.30. Шема каде кондензатот со дренажна пумпа се „уфрла“ во основниот кондензат зад разгледуваниот регенеративен загревач

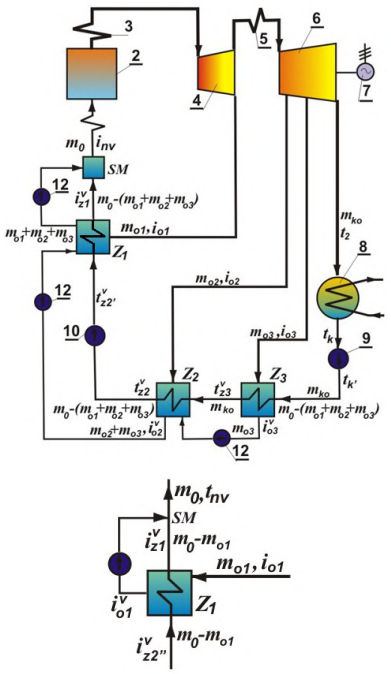
Недогреаноста на водата во површинските измену-вачи е:

$$t_r^v = t_{or}^v - \delta t_r$$

Сразмерно на ова, енталпијата на загреаната вода е:

$$i_r^v = i_{or}^v - \Delta i_r$$

Кај шемата прикажана на сл. 2.31 постои обратно каскадно сливање на кондензатот на одземената пара а дренажата од разгледуваниот загревач се префрла во парниот простор на соседниот загревач со повисок притисок.



Сл. 2.31. Шема на обратно каскадно сливање на кондензатот на одземената пара и дренажа со префрлање во парниот простор на соседниот регенеративен загревач со повисок притисок

Топлинскиот биланс на површинскиот регенеративен загревач Z_1 е:

$$m_{o1} \cdot (i_{o1} - i_{o1}^v) = (m_0 - m_{o1}) \cdot (i_{z1}^v - i_{z2''}^v)$$

Од овде се добива одземената количина на пара за регенеративен загревач Z_1:

$$m_{o1} = m_0 \frac{i_{z1}^v - i_{z2''}^v}{(i_{o1} - i_{o1}^v) + (i_{z1}^v - i_{z2''}^v)}$$

Топлинскиот биланс на точката на мешање (SM) е:

$$m_0 \cdot i_{nv} = m_{o1}^v \cdot i_{o1}^v + (m_0 - m_{o1}) \cdot i_{z1}^v$$

Кај шемата прикажана на сл. 2.32 дренажните пумпи го префрлуваат кондензатот на одземената пара во линијата на основниот кондензат пред разгледуваниот загревач.

Топлинскиот биланс на површинскиот регенеративен загревач Z_1 е:

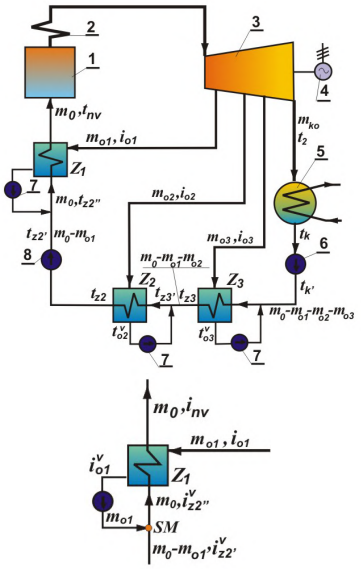
$$m_0 \cdot (i_{nv} - i^v_{z2"}) = m_{o1} \cdot (i_{o1} - i^v_{o1})$$

Од овде се добива одземената количина на пара за регенеративен загревач Z_1:

$$m_{o1} = m_0 \frac{i_{nv} - i^v_{z2"}}{i_{01} - i^v_{01}}$$

За m_0=1 се добива:

$$\alpha_{o1} = \frac{i_{nv} - i^v_{z2"}}{i_{01} - i^v_{01}}$$



Сл. 2.32. Шема каде дренажните пумпи го префрлуваат кондензатот на одземената пара во линијата на основниот кондензат пред регенеративниот загревач

Кај шемата прикажана на сл. 2.33 постои каскадно сливање на кондензатот на одземената пара во парниот простор на соседниот регенеративен загревач со помал притисок.

Топлинскиот биланс на површинскиот регенеративен загревач Z_2 е:

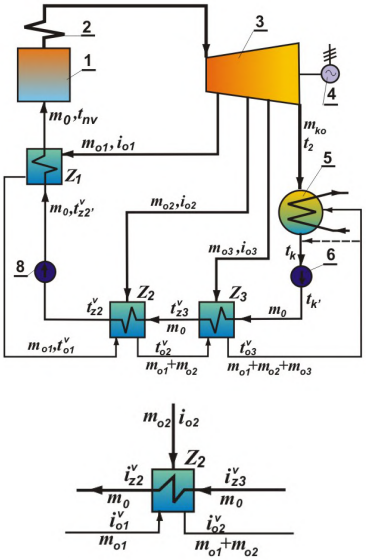
$$m_0 \cdot (i^v_{z2} - i^v_{z3}) = m_{o2} \cdot (i_{o2} - i^v_{o2}) + m_{o1} \cdot (i^v_{o1} - i^v_{o2})$$

Од овде се добива одземената пара за регенеративен загревач Z_2:

$$m_{o2} = m_0 \frac{i^v_{z2} - i^v_{z3}}{i_{02} - i^v_{02}} - m_{o1} \frac{i^v_{o1} - i^v_{o2}}{i_{02} - i^v_{02}}$$

За m_0=1 се добива:

$$\alpha_{o2} = \frac{i^v_{z2} - i^v_{z3}}{i_{02} - i^v_{02}} - \alpha_{o1} \frac{i^v_{o1} - i^v_{o2}}{i_{02} - i^v_{02}}$$



Сл. 2.33. Шема на каскадно сливање на кондензатот на одземената пара во парниот простор на соседниот регенеративен загревач со помал притисок

Кај шемите со регенеративни загревачи од површински тип во споредба со загревачите со мешање при еднакво загревање на водата, количината на пара што оди во кондензаторот е поголема, а со тоа КПД на постројката е понизок. Кај шемите со каскадно сливање на кондензатот, натпритисокот на кондензатот се смалува со отпорите на цевките низ кои струи кондензатот или со придушни бленди. Според тоа кај овие шеми се појавуваат енергетски загуби од придушување на кондензатот.

2.3.4.3. Шеми со регенеративни загревачи од комбиниран тип

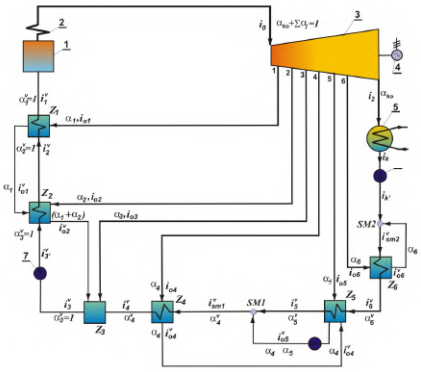
Во практиката се употребува комбинирана шема на регенеративно загревање на напојната вода. При тоа ВПЗ и НПЗ се од површински тип, а деаераторот е од типот на мешање, сместен е меѓу НПЗ и ВПЗ. Кај овие шеми и дренажата се изведува на различен начин, односно од ВПЗ дренажата се слива во смесителниот загревател (деаераторот), а од НПЗ дренажата се слива каскадно во основниот кондензат зад пумпата за кондензат или во кондензаторот.

На сл. 2.34 е прикажана принципиелна топлинска шема на постројка со регенеративно загревање, без повторно прегревање на парата. [1-33]

Количината на одземена пара за загревателот r, m_r се изразува во делови α_r од протокот на свежа пара, односно:

$$m_{or} = \alpha_{or} \cdot m_0$$

Пресметката на загревачите треба да почне од високопритисните загревачи (ВПЗ). Равенките на површинските загревачи се составуваат на принципот на размена на топлина, односно топлината што се одзема од одземената пара се додава на топлината на загреваната вода.



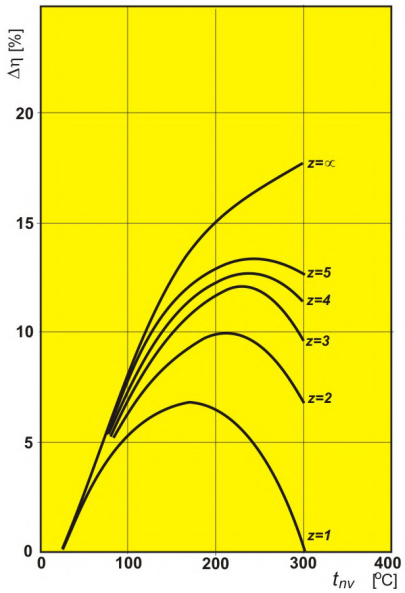
Сл. 2.34. Топлинска шема на постројка со регенеративно загревање од комбиниран тип

2.3.5. Оптимален број на регенеративни загревачи

КПД на постројката се зголемува со покачување на температурата на напојната вода на влезот во котелот. За загревање на напојната вода, потребно е да се одземе пара со што повисок притисок на одземање. Во таков случај парата врши помала работа во турбината и се намалува економичноста на постројката.

Заради тоа оптималната температура на напојната вода се наоѓа во средината помеѓу температурата на кондензатот на излезот од кондензаторот и температурата на прегреаната пара. Температурата на напојната вода се определува во зависност од бројот на регенеративни загревачи. Од сл. 2.35 се гледа дека парата врши помала работа во турбината при што се намалува економичноста на постројката, а со зголемување на бројот на регенеративни загревачи се зголемува КПД на постројката.

Основното зголемување на КПД е со првиот загревач, а потоа за секој следен е помало. Оптималниот број на регенеративни загревачи се определува со техноекономска анализа и кај современите постројки тој се движи меѓу (7÷9).



Сл. 2.35. Дијаграм на зависноста меѓу бројот на регенеративни загревачи и КПД на постројката

2.4. ПАРНОТУРБИНСКИ ТОПЛИФИКАЦИОНИ ТЕП

Во топлификациони термоенергетски постројки (блок) истовремено се произведува електрична и топлинска енергија. Овие ТЕП можат да се сретнат и под името когенеративни постројки или комбинирани ТЕП за производство на електрична и топлинска енергија. [1-33]

Во случај кога електричната енергија се предава на електроенергетскиот систем, а топлинската енергија на потрошувачите во близина на ТЕП, се работи за термоцентрала – топлана (ТЕ-ТО) или топлификациона ТЕП (ТТЕП).

Во случај кога со електричната и топлинската енергија се покриваат потребите на одредено претпријатие, се работи за индустриска енергана.

Топлификационите ТЕП (ТТЕП) имаат зголемена топлинска економичност и повисоки енергетски показатели, како резултат на тоа што изработената топлина од турбината (топлината што се одведува од турбината) се предава на приемникот на топлина за топлинските потрошувачи. При целосно искористување на топлината не постои загуба на топлина во кондензаторот (ладилникот). При делумно искористување на топлината во кондензаторот се предава значително помала топлина во однос на кондензациона ТЕП.

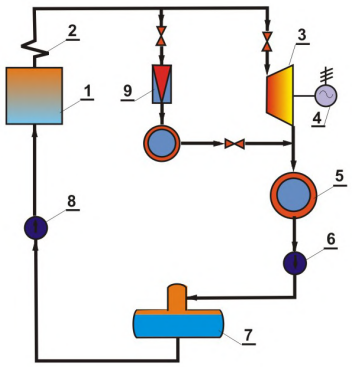
Кај топлификационите ТЕП се применуваат два вида на турбини и тоа:

- противпритисни турбини и
- кондензациони турбини со регулирано одземање пара

Кај турбините со противпритисок, парата експандира до определен притисок (противпритисок), а потоа се одведува кон потрошувачот при притисокот кој е еднаков на оној кај потрошувачот (сл. 2.36).

Топлификационите постројки со кондензациони турбини се изведуваат со едно или две одземања, кои можат да бидат регулирани или нерегулирани, при притисокот кој е еднаков на притисокот на потрошувачот.

Моќта на топлификационата постројка со турбина со противпритисок се избира во зависност од топлинскиот капацитет (конзум), а електричната енергија претставува спореден производ. Заради драстичното опаѓање на КПД на противпритисна турбина, пожелно е потрошувачката на топлина да биде константна.



1. Парен котел;
2. Прегревач на пара;
3. Парна турбина;
4. Електрогенератор;
5. Потрошувач на топлина;
6. Кондензатна пумпа;
7. Напоен резервоар;
8. Напојна пумпа;
9. Редукционо-разладна постројка

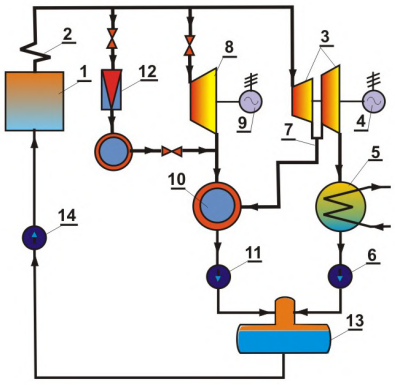
Сл. 2.36. Принципиелна топлинска шема на топлификациона ТЕП со противпритисна турбина

Заради тоа противпритисните турбини најмногу се применуваат во мали индустриски енергани во кои се произведува топлинска енергија во вид на технолошка пара, но исто така тие се користат и како извор на топлина за централно греење во урбани средини.

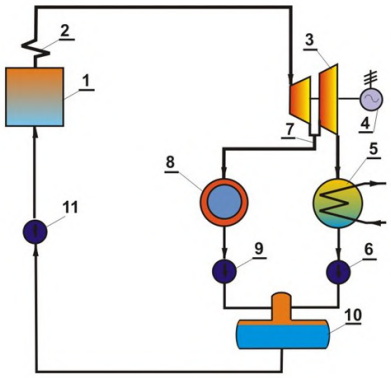
Потребната топлина за греење се менува во зависност од надворешната температура. Во текот на грејната сезона надворешната температура може значително да варира од длабоко минусни температури (-15 °C проектна надворешна температура за Скопје) до позитивни температури (12÷15 °C прекин со греење за Скопје). Мора да се напомене дека времетраењето на грејната сезона е ограничено во текот на годината (од 15 октомври до 15 април во Скопје). За таква намена погодни се ТТЕП со кондензациона турбина со регулирано одземање пара (сл. 2.37).

За разлика од регенеративното загревање напојна вода, регулираното одземање пара за топлификациони потреби се менува од 0 до max, односно кога се одзема пара за греење постројката работи во топлификационен режим, а кога не се одзема пара за греење постројката работи како кондензациона ТЕП. Постројката со регулирано одземање на пара е многу еластична во работата (може да работи и лете кога нема греење) и затоа се применуваат како топлински извор кај градските топлани со голема моќност. [1-33]

Кај големите индустриски претпријатија, кај кои потрошувачката на топлина е голема и променлива, се применува постројка со две турбини, односно противпритисна и кондензациона турбина (сл. 2.38).

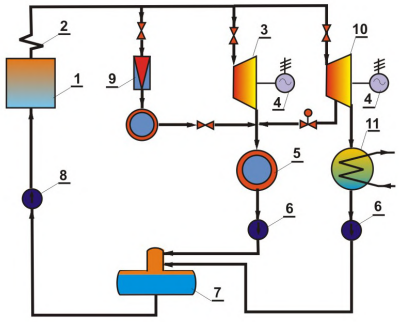


1. Парен котел; 2. Прегревач на пара; 3.Кондензациона парна турбина;
4, 9. Електрогенератор; 5. Кондензатор; 6. Кондензатна пумпа; 7. Регулирано одземање;
8. Противпритисна парна турбина; 10. Потрошувач на топлина; 11. Пумпа за повратен кондензат; 12. Редукционо-ладилна постројка; 13. Напоен резервоар; 14. Напојна пумпа;



1. Парен котел; 2. Прегревач на пара;
3. Парна турбина; 4. Електрогенератор;
5. Кондензатор; 6. Кондензатна пумпа;
7. Регулирано одземање;
8. Потрошувач на топлина;
9. Пумпа за повратен кондензат;
10. Напоен резервоар; 11. Напојна пумпа;

Сл. 2.37. Принципиелна топлинска шема на топлификациона ТЕЦ со кондензациона турбина со регулирано одземање на пара

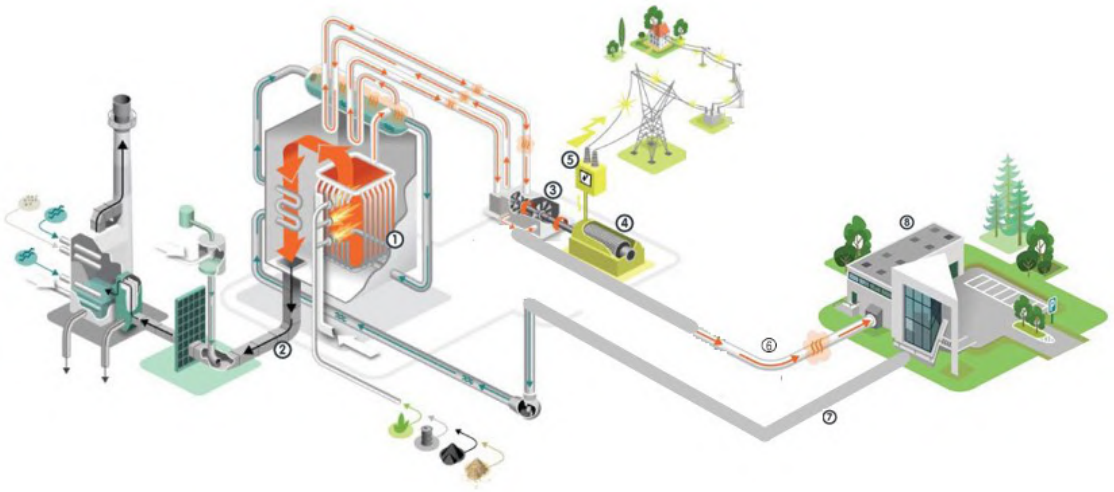


1. Парен котел;
2. Прегревач на пара;
3. Противпритисна парна турбина;
4. Електрогенератор;
5. Потрошувач на топлина;
6. Кондензатна пумпа;
7. Напоен резервоар; 8. Напојна пумпа;
9. Редукционо-разладна постројка;
10. Кондензациона турбина;
11. Кондензатор;

Сл. 2.38. Принципиелни топлински шеми на топлификациони ТЕП со противпритисна и кондензациона турбина со регулирано одземање пара

2.4.1. ТТЕП со противпритисна парна турбина

На сл. 2.39 е прикажана топлификациона ТЕП со противпритисна турбина. [1-33]



1. Парен котел; 2. Постројка за прочистување на излезните гасови; 3. Парна турбина; 4. Електрогенератор; 5. Трансформатор; 6. Пара кон топлинскиот потрошувач; 7. Враќање на кондензатот од топлинскиот потрошувач; 8. Топлински потрошувач.

Сл. 2.39. ТТЕП со противпритисна турбина

Во парниот котел (1) согорува горивото (цврсто, течно, гасно) со довод на воздух. Добиените излезни гасови (продукти на согорување) пред да се исфрлат преку оџакот во атмосферата се прочистуваат во посебна постројка (2). Топлината од горивото се предава на водата во парниот котел, при што се добива пара која се користи за движење на парната турбина (3), која служи за погон на електрогенераторот (4). На клемите на електрогенерторот се добива електрична енергија, која пред да се транспортира до потрошувачите се трансформира во транформаторот (5). Изработената пара во противпритисната парна турбина (3) под одреден притисок (6) се носи на искористување во топлинскиот потрошувач (8), а од него во вид на кондензат (7) со помош на напојна пумпа повторно се враќа на испарување во парниот котел (1).

Од претходното може да се заклучи дека овој тип на ТЕП се користи за комбинирано производство на електрична (електрогенератор 5) и топлинска енергија (пара за топлинскиот потрошувач 8).

2.4.1.1. Коефициенти на полезно дејство (КПД) на ТТЕП со противпритисна турбина

КПД на турбинска постројка:

Односот меѓу електричната P_{ETb} и вкупно доведената топлина Q_{TP} на влезот во турбинската постројка се нарекува коефициент на полезно дејство на турбинската постројка – бруто:

$$\eta_{TP_{Tb}} = \frac{P_{E_{Tb}}}{Q_{TP_T}}$$

каде е (сл. 2.40 и 2.41):

$$P_{E_{Tb}} = m_T \cdot (i_0 - i_{2Ts}) \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

m_T kg/s = количина на пара што се предава на надворешниот потрошувач
i_0 kJ/kg = енталпија на парата на влезот во турбината
i_{2Ts} kJ/kg = теоретска енталпија на парата што се предава на надворешниот потрошувач
η_{0i} = внатрешен КПД на турбината
η_m = механички КПД на турбината
η_g = КПД на елекрогенераторот

$$Q_{TP_T} = m_T \cdot (i_0 - i_{PK})$$

m_T kg/s = количина на пара што се предава на надворешниот потрошувач
i_0 kJ/kg = енталпија на парата на влезот во турбината
i_{PK} kJ/kg = енталпија на повратен кондензат од надворешниот потрошувач

КПД на турбинската постројка – нето со противпритисна турбина може да се изрази со равенката:

$$\eta_{TP_{Tb}} = \frac{P_{E_{Tb}}}{Q_{TP_T}} = \frac{P_0}{Q_{TP_T}} \cdot \frac{P_i}{P_0} \cdot \frac{P_e}{P_i} \cdot \frac{P_{E_{Tb}}}{P_e} = \eta_{t_T} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

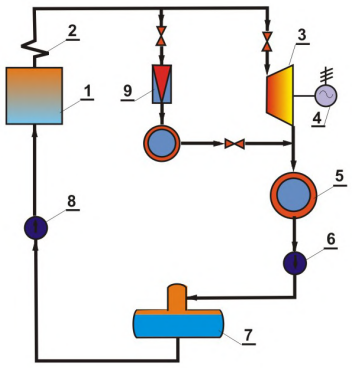
КПД на турбинската постројка – нето со противпритисна турбина може да се изрази и со равенката:

$$\eta_{TP_{Tn}} = \frac{P_{E_{Tn}}}{Q_{TP_T}} = \frac{P_{E_{Tb}} - P_{sp_T}}{Q_{TP_T}} = \frac{P_{E_{Tb}} \cdot (1 - \frac{P_{sp_T}}{P_{E_{Tb}}})}{Q_{TP_T}} =$$

$$= \eta_{TP_{Tb}} (1 - e_{sp_T}) = \eta_{t_T} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g (1\text{-}e_{sp_T}) =$$

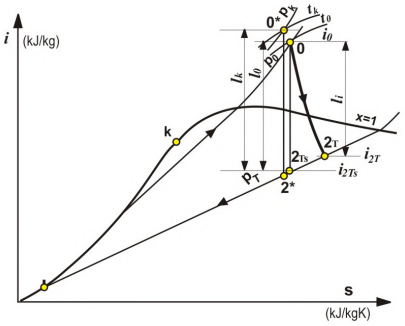
$$= \eta_{t_T} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_{sp}$$

e_{spT} = однос на моќ (енергија) за сопствена потрошувачка (P_{sp}) и на клемите на електрогенераторот – бруто (P_{Eb})



1. Парен котел;
2. Прегревач на пара;
3. Парна турбина;
4. Електрогенератор;
5. Потрошувач на топлина;
6. Кондензатна пумпа;
7. Напоен резервоар;
8. Напојна пумпа;
9. Редукционо-разладна постројка

Сл. 2.40. Принципиелна топлинска шема на топлификациона ТЕП со противпритисна турбина



Сл. 2.41. i-s дијаграм за циклус на топлификациона ТЕП со противпритисна турбина

КПД на блокот на ТТЕП:

Односот меѓу електричната P_{ETb} и вкупно доведената топлина Q_d се нарекува коефициент на полезно дејство на блокот – бруто:

$$\eta_{B_{Tb}} = \frac{P_{E_{Tb}}}{Q_d}$$

односно:

$$\eta_{B_{Tb}} = \frac{P_{E_{Tb}}}{Q_d} = \frac{Q_k}{Q_d} \cdot \frac{Q_{TP}}{Q_k} \cdot \frac{P_{E_{Tb}}}{Q_{TP}} = \frac{P_{E_{Tb}}}{Q_{TP}} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} =$$

$$= \eta_{TP_{Tb}} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr}$$

Дел од P_{Eb} (4÷6)% се троши за сопствени потреби. Односот меѓу електричната – нето P_{ETn} и вкупно доведената топлина Q_d се нарекува коефициент на полезно дејство на блокот – нето:

$$\eta_{B_{Tn}} = \frac{P_{E_{Tn}}}{Q_d}$$

односно:

$$\eta_{B_{Tn}} = \frac{P_{E_{Tn}}}{Q_d} = \frac{P_{E_{Tb}} - P_{sp}}{Q_d} = \frac{P_{E_{Tb}} \cdot (1 - \frac{P_{sp}}{P_{E_{Tb}}})}{Q_d} = \frac{P_{E_{Tb}} \cdot \eta_{sp}}{Q_d} =$$

$$= \eta_{B_{Tb}} \cdot \eta_{sp} = \eta_{t_T} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_{sp}$$

Коефициент на полезно дејство на блокот – нето, може да се изрази и со равенката:

$$\eta_{B_{Tn}} = \frac{P_{E_{Tn}}}{Q_d} = \frac{P_{E_{Tb}} - P_{sp}}{Q_d} = \frac{P_{E_{Tb}} \cdot (1 - \frac{P_{sp}}{P_{E_{Tb}}})}{Q_d} =$$

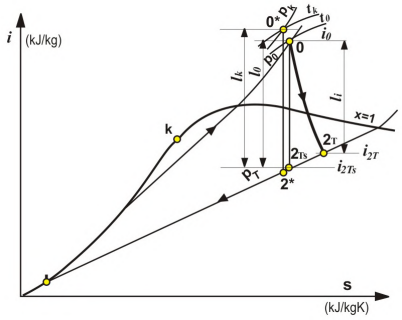
$$= \frac{P_{E_{Tb}}}{Q_d}(1 - e_{spT})$$

e_{sp} - однос на моќност (енергија) за сопствената потрошувачка *(P_{sp})* и на клемите на електрогенераторот – бруто *(P_{Eb})*

2.4.1.2. Потрошувачка на пара и топлина на ТТЕП со противпритисна турбина

Топлината кон надворешниот потрошувач изнесува:

$$Q_{Tp} = Q_T \cdot \eta_{pm} = m_T \cdot (i_{2T} - i_{PK}) \cdot \eta_{pm} \quad \text{kW}$$



Q_T kW = потрошена топлина од надворешниот потрошувач,
i_{2T} kJ/kg = енталпија на парата на излезот од турбината,
i_{PK} kJ/kg = енталпија на повратен кондензат од надворешниот потрошувач,
m_T kg/s = пара кон надворешен потрошувач,
η_{pm} - КПД на парната мрежа кон потрошувачите (изменувач на топлина, цевководи, арматура)

Од оваа равенка се определува протокот на пара низ противпритисната турбина:

$$m_T = \frac{Q_{Tp}}{(i_{2T} - i_{PK}) \cdot \eta_{pm}}$$

Електричната моќ на клемите на електрогенераторот:

$$P_{E_{Tb}} = P_{0_T} \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = m_T \cdot (i_0 - i_{2Ts}) \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

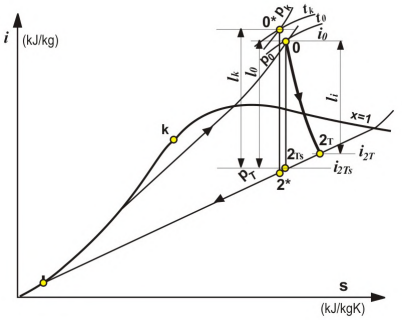
Потрошувачката на пара во противпритисна турбина:

$$m_T = \frac{P_{E_{Tb}}}{(i_0 - i_{2Ts}) \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g}$$

Врската меѓу електричната моќ l_{0T} и топлината на надворешните потрошувачи q_T, се добива преку равенката:

$$P_{E_{Tb}} = \frac{(i_0 - i_{2Ts}) \cdot Q_{Tp} \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{(i_{2T} - i_{PK}) \cdot \eta_{pm}}$$

$$P_{E_{Tb}} = \frac{l_{0T}}{q_T} \cdot Q_{Tp} \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$



i_{0T} kJ/kg = специфичен топлински пад во турбината
q_T kJ/kg = специфична потрошувачка на топлина кон надворешните потрошувачи за 1 kg пара

За оценка на енергетското совршенство на процесот се користи поимот специфично производство на електрична енергија y_{ET}:

$$y_{E_T} = \frac{P_{E_{Tb}}}{Q_{Tp}} = \frac{(i_0 - i_{2Ts})}{(i_{2T} - i_{PK})} \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = \frac{l_{0T}}{q_T} \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

Потрошувачката на топлина, во случај на враќање на целиот кондензат и занемарување на внатрешната работа на напојната пумпа, се пресметува по равенката:

$$Q_{dp} = Q_{d_T} = m_T \cdot (i_0 - i_{PK}) \text{ kW}$$

Оваа топлина се троши за покривање на внатрешната моќ на турбината:

$$P_{iT} = m_T \cdot (i_0 - i_{2T}) \text{ kW}$$

и на покривање на потребната топлина кон надворешните потрошувачи:

$$Q_{Tp} = Q_T = m_T \cdot (i_{2T} - i_{PK}) \text{ kW}$$

односно:

$$Q_{d_T} = m_T \cdot (i_0 - i_{2T}) + m_T \cdot (i_{2T} - i_{PK}) = P_{iT} + Q_T \text{ kW}$$

Специфичната потрошувачка на работен флуид (пара) на блокот со противпритисна турбина – бруто е:

$$m_{pB_{Tb}} = \frac{m_{Th}}{P_{E_{Tb}}} = \frac{3600 \cdot m_{Ts}}{m_{Ts} \cdot H_{o_T} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} =$$

$$= \frac{3600}{H_{o_T} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} = \frac{3600}{l_{E_{Tb}}} \text{ kg пара/kWh}$$

Специфичната потрошувачка на топлина на блокот со противпритисна турбина – бруто:

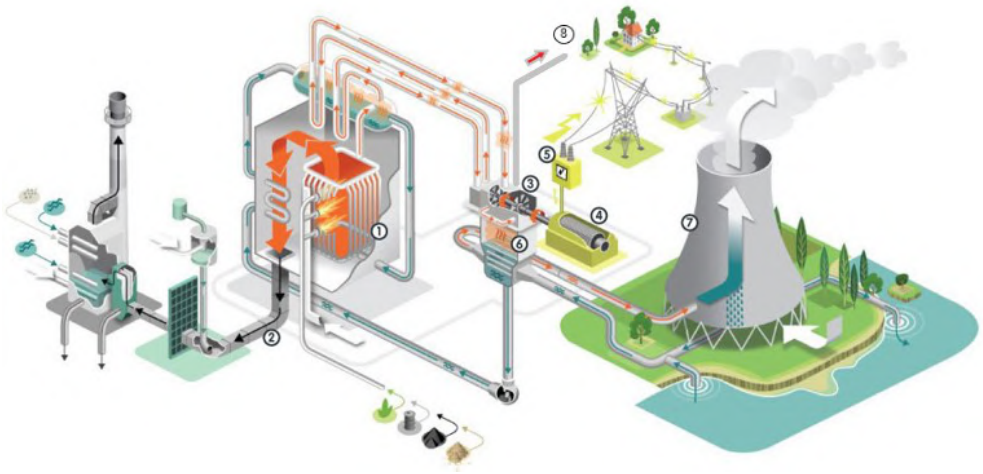
$$q_{B_{Tb}} = \frac{Q_{Tph}}{P_{E_{Tb}}} = \frac{3600 \cdot Q_{Tp}}{P_{E_{Tb}}} = \frac{3600 \cdot Q_{TP_T}}{P_{E_{Tb}} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr}} =$$

$$= \frac{3600 \cdot m_{Ts} \cdot (i_0 - i_{PK})}{m_{Ts} \cdot H_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr}} =$$

$$= \frac{3600}{\eta_{t_T} \cdot \eta_k^b \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \text{ kJ/kWh}$$

2.4.2. ТТЕП со кондензациона парна турбина со регулирано одземање пара

На сл. 2.42 е прикажана топлификациона ТЕП со кондензациона парна турбина со регулирано одземање пара за технолошки потреби. [10-33]



1. Парен котел; 2. Постројка за пречистување на излезните гасови; 3. Парна турбина; 4. Електрогенератор; 5. Трансформатор; 6. Кондензатор; 7. Ладилна кула; 8. Пара кон топлинскиот потрошувач.

Сл. 2.42. ТТЕП со кондензациона парна турбина со регулирано одземање пара за технолошки потреби

Во парниот котел (1) согорува горивото (цврсто, течно, гасно) со довод на воздух. Добиените излезни гасови (продукти на согорување) пред да се исфрлат преку оџакот во атмосферата се прочистуваат во посебна постројка (2). Топлината од горивото се предава на водата во парниот котел, при што се добива пара која се искористува за движење на парната турбина (3), која служи за погон на електрогенераторот (4). На клемите на електрогенерторот се добива електрична енергија, која пред да се транспортира до потрошувачите се трансформира во транформаторот (5). Дел на пара кондензационата парна турбина (3) преку цевководот за регулирано одземање на парата се носи на искористување во топлинскиот потрошувач (8), а од него во вид на кондензат се враќа во системот за кондензат и со помош на напојна пумпа повторно се враќа на испарување во парниот котел (1). Преостанатиот дел на изработената пара преку излезниот отвор на турбината се кондензира во кондензаторот (6) и се враќа во системот за кондензат, а потоа во парниот котел (1) на повторно испарување. Кондензаторот се лади со помош на вода од ладилната кула (7).

Протокот на пара низ кондензациона турбина со регулирано одземање е (сл. 2.43 и 2.44):

- m_0 низ високопритисната турбина (ВПТ);
- m_T одземање за топлинскиот потрошувач;
- m_k по одземањето низ кондензаторот.

Според тоа, масениот биланс на кондензациона турбина со регулирано одземање е:

$$m_0 = m_T + m_k \quad \text{kg/s}$$

Потрошувачката на пара кај кондензациона турбина со регулирано одземање може да се определи од енергетскиот биланс на турбинската постројка:

- моќта на турбината до одземањето и
- моќта на турбината по одземањето

$$P_i = P_{iVP} + P_{iNP} = m_0 \cdot (i_0 - i_T) + m_k \cdot (i_T - i_2) \quad \text{kW}$$

Равенката за внатрешната моќност на кондензациона турбина со регулирано одземање пара може да се напише и во следниот облик:

$$P_i = m_0 \cdot (i_0 - i_T) + (m_0 - m_T) \cdot (i_T - i_2) \quad \text{kW}$$

Потрошувачката на пара на кондензациона турбина со регулирано одземање пара е:

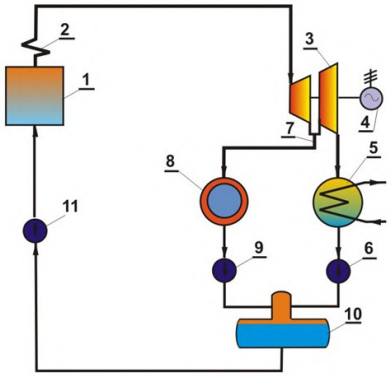
$$m_0 = \frac{P_i}{i_0 - i_2} + \frac{i_T - i_2}{i_0 - i_2} \cdot m_T \quad \text{kg/s}$$

Во колку се знае електричната моќ P_{Eb}, потрошувачката на пара на кондензациона турбина со регулирано одземање пара е:

$$m_0 = \frac{P_{Eb}}{(i_0 - i_2) \cdot \eta_m \cdot \eta_g} + \frac{i_T - i_2}{i_0 - i_2} \cdot m_T \quad \text{kg/s}$$

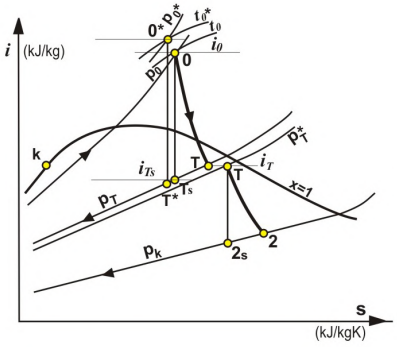
Првиот дел од оваа равенка е еднаква на количината на пара на кондензациона турбина без регулирано одземање пара со иста моќ со ист топлински пад ($h_{ik} = i_0 - i_2$):

$$m_{ko} = \frac{P_i}{i_0 - i_2} = \frac{P_{Eb}}{(i_0 - i_2) \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kg/s}$$



1. Парен котел; 2. Прегревач на пара;
3. Парна турбина; 4. Електрогенератор;
5. Кондензатор; 6. Кондензатна пумпа;
7. Регулирано одземање;
8. Потрошувач на топлина;
9. Пумпа за повратен кондензат;
10. Напоен резервоар; 11. Напојна пумпа;

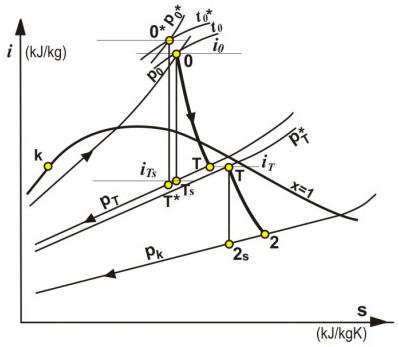
Сл. 2.43. Принципиелна топлинска шема на топлификациона ТЕЦ со кондензациона турбина со регулирано одземање пара



Сл. 2.44. i-s дијаграм за циклус на топлификациона ТЕП со кондензациона турбина со регулирано одземање пара

Коефициентот на недоизработеност на парата y_T се дефинира како однос меѓу топлинскиот пад во нископритисниот дел h_{NPT} кон вкупниот топлински пад на турбината h_i:

$$y_T = \frac{i_T - i_2}{i_0 - i_2}$$



Со коефициентот на недоизработеност за материјалниот биланс, односно количината на пара низ турбината се добива:

$$m_0 = m_{ko} + y_T \cdot m_T$$

Коефициентот на недоизработеност на парата може да се претстави и со равенката:

$$y_T = \frac{m_0 - m_{ko}}{m_T}$$

Количината на пара што навлегува во кондензаторот се пресметува со равенката:

$$m_k = m_0 - m_T = m_{ko} + y_T \cdot m_T - m_T = m_{ko} - (1 - y_T) \cdot m_T$$

Намалувањето на количината на пара што поминува низ нископритисната турбина (НПТ) кај кондензациона турбина со регулирано одземање пара, во однос на чисто кондензациона турбина е:

$$\Delta m_k = m_{ko} - m_k = (1 - y_T) \cdot m_T = \frac{i_0 - i_T}{i_0 - i_2} \cdot m_T$$

Вкупната потрошувачка на топлина кај кондензациона турбина со регулирано одземање пара, без повторно прегревање на парата е:

$$Q_{Tk} = m_0 \cdot (i_0 - i_{NV}) \ \text{kW}$$

i_{NV} = енталпија на напојната вода (смеса на главниот и повратниот кондензат)

Енталпијата на напојната вода се определува со р-те:

- топлински биланс:

$$m_0 \cdot i_{nv} = m_k \cdot i_k^v + m_T \cdot i_T^v$$

- материјален биланс:

$$m_0 = m_T + m_k \ \text{kg/s}$$

За вкупната потрошувачка на топлина се добива:

$$Q_{Tk} = [m_0 \cdot (i_0 - i_T) + m_k \cdot (i_T - i_2) + m_k \cdot (i_2 - i_2^v) + \\ + m_T \cdot (i_T - i_T^v)]$$

Равенката за вкупната потрошувачка на топлина може да се напише во следниот облик:

$$Q_{Tk} = P_i + Q_{ko} + Q_T \quad \text{kW}$$

каде е:

- внатрешна моќ на турбината:

$$P_i = m_0 \cdot (i_0 - i_T) + m_k \cdot (i_T - i_2) \quad \text{kW}$$

- загуби на топлина во кондензаторот:

$$Q_{ko} = m_k \cdot (i_2 - i_2^v) = m_k \cdot \mathrm{q_k} \quad \text{kW}$$

- топлина предадена на надворешниот потрошувач:

$$Q_T = m_T \cdot (i_2 - i_2^v) = m_T \cdot q_T \quad \text{kW}$$

2.4.2.1. Топлинска економичност на ТТЕП со кондензациона турбина со регулирано одземање пара

Потрошувачка на гориво на ТТЕП со кондензациона турбина со регулирано одземање пара се определува преку равенката за вкупната потрошувачка на гориво, која може да се напише во следниот облик:

$$B_{Tk} = B_{TE} + B_T$$

B_{TE} kg/s = потрошувачка на гориво за производство на електрична енергија
B_T kg/s = потрошувачка на гориво за производство на топлина кон потрошувачите

Секоја од овие големини е поврзана со КПД со следните равенки:

$$B_{Tk} \cdot H_d \cdot \eta_{Bb}^{E} = P_{Eb}^{T} + Q_T \quad \text{kW}$$

Потрошувачка на гориво за производство на електрична енергија по равенката:

$$B_{ET} \cdot H_d \cdot \eta_{BE}^{b} = P_{Eb}^{T}$$

Потрошувачка на гориво за производство на топлинска енергија по равенката:

$$B_T \cdot H_d \cdot \eta_{Bb}^{T} = Q_T$$

Од овие изрази може да се определи потрошувачката на гориво во колку се знаат P_{EbT} и Q_T како и соодветните КПД.

Потрошувачка на гориво за производство на топлинска енергија за надворешните потрошувачи, се определува:

$$B_T = \frac{Q_T}{H_d \cdot \eta_{Bb}^{\ T} \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_k^b} \quad \text{kg/s}$$

Со позната потрошувачка на гориво за топлификација B_T и позната вкупна потрошувачка на гориво B_{Tk} може да се определи потрошувачката на гориво за производство на електрична енергија по равенката:

$$B_{ET} = B_{Tk} - B_T$$

Специфичната потрошувачка на гориво за ТТЕП со кондензациона турбина, се определува по равенката:

$$b_{BTk} = \frac{B_{ETh}}{P_{Eb}^{\ T}} = \frac{Q_{ETb}}{H_d \cdot P_{Eb}^{\ T}} = \frac{q_{ETb}}{H_d}$$

2.4.2.2. Споредба на топлинската економичност на ТТЕП со кондензациона турбина и разделено производство на енергија

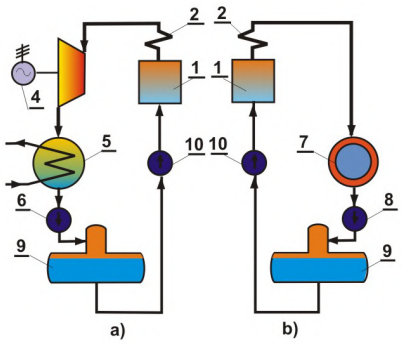
Под термоенергетска постројка со разделено производство на енергија се подразбира постројка која се состои од (сл. 2.45):

- кондензациона ТЕП во која се произведува само електрична енергија, и
- котелска постројка во која се произведува топлинска енергија во вид на пара или топла вода (топлана).

Споредбата меѓу двете термоенергетски постројки кои произведуваат два вида на енергија, треба да се направи при иста количина на произведена топлинска и електрична енергија.

Топлинската економичност се споредува според потрошувачката на гориво или топлина потребна за производство на двата вида енергии.

Исто така, споредбата на топлинската економичност се прави при еднаква произведена електрична и одведена топлинска енергија од двете постројки.



1. Парен котел;
2. Прегревач на пара;
4. Електрогенератор;
5. Кондензатор;
6. Кондензатна пумпа;
7. Потрошувач на топлина;
8. Кондензатна пумпа;
9. Напоен резервоар;
10. Напојна пумпа

Сл. 2.45. Постројка за разделено производство на електрична (a) и топлинска енергија (b)

Споредба на потрошувачката на пара:

Потрошувачката на пара во топлификациона постројка се определува по равенката:

$$m_0 = m_{ko} + y_T \cdot m_T$$

Вкупната потрошувачка на пара во топлификациона ТЕП е збир од потрошувачката во кондензационата постројка m_{ko} и во топланата m_{Top}:

$$m_{RP} = m_{ko} + m_{Top}$$

Според тоа, разликата во потрошувачката на пара во топлификациона ТЕП и разделено производство е:

$$\Delta m = m_{RP} - m_0 = (1 - y_T) \cdot m_T = \frac{i_0 - i_T}{i_0 - i_2} \cdot m_T \quad \text{kg/s}$$

Намалувањето на потрошувачката на пара во топлификациона постројка во споредба со разделено производство е резултат на смалувањето на протокот на пара во кондензаторот на ТТЕП во споредба со кондензациона ТЕП.

Споредба на потрошувачката на топлина:

Потрошувачката на топлина во топлификациона постројка, во зависност од P_{Eb} и Q_T се определува по равенката:

$$Q_{Tk} = m_0 \cdot (i_0 - i_{nv}) =$$
$$= m_{ko} \cdot (i_0 - i_{nv}) + y_T \cdot m_T (i_0 - i_{nv}) \text{ kW}$$

Со замена на:

$$Q_{ko} = m_{ko} \cdot (i_0 - i_{nv}) \text{ kW}, \quad \text{и}$$

$$m_T = \frac{Q_T}{i_T - i_T^v}$$

Q_{ko} = потрошувачка на топлина на кондензациона ТЕП со моќност P_{Eb}

Q_T = потрошувачка на топлина на надворешниот потрошувач

Потрошувачката на топлина во топлификациона постројка, се определува по равенката:

$$Q_{Tk} = Q_{ko} + y_T \cdot \frac{i_0 - i_{nv}}{i_T - i_T^v} \cdot Q_T \quad \text{kW}$$

$$Q_{Tk} = Q_{ko} + \xi_T \cdot Q_T \quad \text{односно:} \quad \xi_T = \frac{Q_{Tk} - Q_{ko}}{Q_T}$$

каде:

$\xi_T = y_T \cdot \frac{i_0 - i_{nv}}{i_T - i_T^v}$ = коефициент на вредноста на одземената пара

$\xi_T = \frac{Q_{Tk} - Q_{ko}}{Q_T}$ = покажува зголемена потрошувачка на топлина во ТТЕП во однос на КТЕП сведено на единица топлина кон потрошувачите

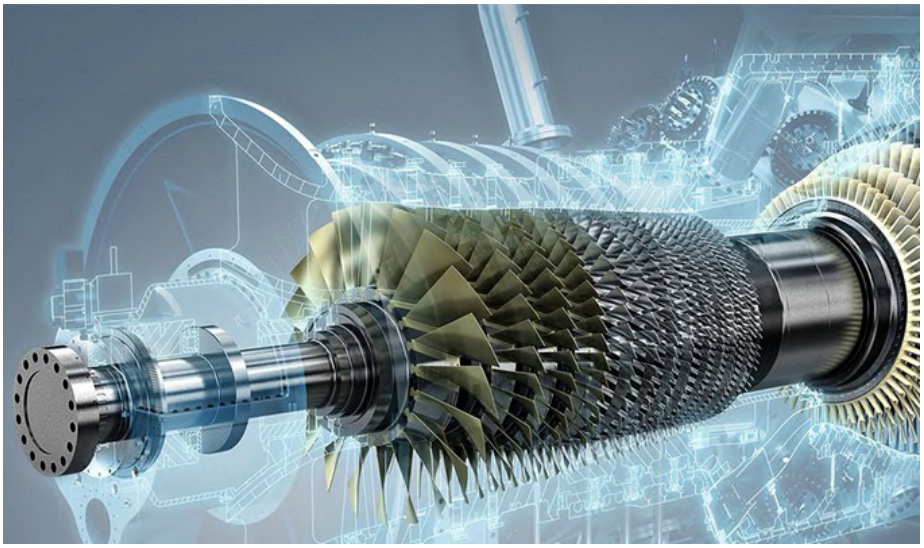
Потрошувачката на топлина при разделено производство на електрична P_{Eb} и топлинска Q_T енергија, се определува по равенката:

$$Q_{RP} = Q_{ko} + Q_T$$

Зголемувањето на потрошувачката на топлина изнесува:

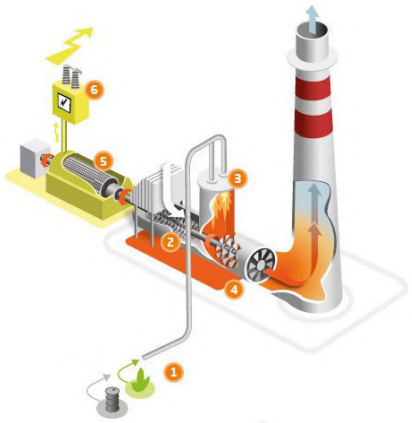
$$\Delta Q_{RP} = Q_{RP} - Q_T \quad \text{kW}$$

3 ГАСНОТУРБИНСКИ ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ



Името на гаснотурбинските ТЕП доаѓа од примената на гасните турбини како основен нивен составен елемент. Принципот на работа на гаснотурбинските постројки е прикажан на сл. 3.1.

Течно или гасно гориво (1) се доведува во комора за согорување (3). Покрај, горивото во комората за согорување за поддршка на процесот на согорување се доведува и компримиран воздух, добиен во компресорот (2). Во компресорот (2) влегува амбиентален воздух (воздух од околината). Во комората за согорување (3) при процесот на согорување се добиваат гасови (продукти на согорување на смесата гориво/воздух). Добиените гасови со високи параметри (притисок и температура) влегуваат во гасна турбина (4) во која потенцијалната енергија на гасовите се претвора во механичка работа на вртење на вратилото од гасната турбина. На вратилото од турбината е приклучен електрогенератор (5) во кој на клемите се добива електрична енергија која се трансформира во трансформаторот (6) и преку далноводи се носи кон потрошувачите на електрична енергија. Мора да се напомене, дека дел од добиената механичка работа во турбината се троши за вртење на компресорот. [34-66]



1. Влез на горво (течно или гасно);
2. Компресор; 3. Комора за согорување;
4. Гасна турбина; 5. Електрогенератор;
6. Трансформатор;

3.1. Шематскі приказ и принцип на работа на гаснотурбински ТЕП

Гасната турбина претставува мотор (двигател) во кој како работен флуид се користи смеса на гасните продукти од согорувањето на горивото (течно или гасно) и воздух или соодветен гас (како воздух) загреан на висока температура.

Гасната турбина заедно со уредите за довод и подготовка на воздухот, каналите за воздух и гасови, системите за управување и други помошни уреди се нарекува гаснотурбинска постројка.

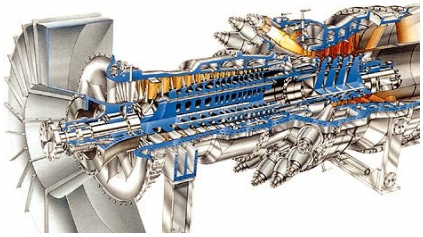
Принципот на работа на гасната турбина е многу сличен на оној кај парната турбина, односно работниот флуид (гасот) експандира низ проточниот дел на турбината и потенцијалната енергија во вид на топлина се трансформира во кинетичка енергија на гасниот проток, која потоа се трансформира во механичка енергија во вид на вртење на вратилото на турбината. [34-66]

Со оглед на тоа што карактеристиките на гасот значително се разликуваат од оние на парата, постои разлика на гаснотурбинската постројка во однос на парнотурбинската:

- работното тело по излегувањето од гасната турбина не се кондензира, туку останува во гасна состојба, и
- зголемувањето на притисокот на работниот флуид (гасна состојба) се врши со компресор.

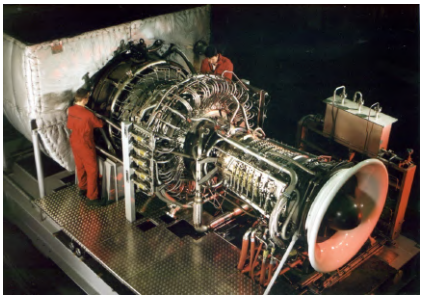
Предности на гаснотурбинската во однос на парно-турбинската ТЕП се:

- мала маса и мали димензии по единица моќ,
- брзо влегување во работа (30 s ÷ 30 min),
- горивото согорува во мала комора за согорување,
- нема потреба од вода за ладење,
- едноставно автоматско управување,
- мал број на персонал за опслужување и др.



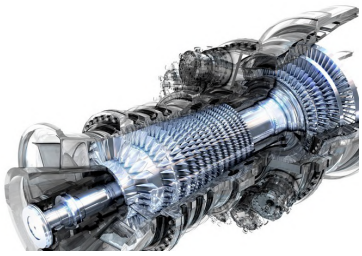
Недостатоци во однос на парнотурбинската ТЕП:

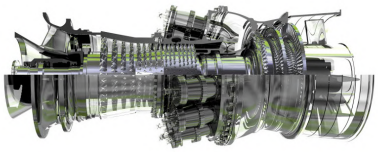
- помал КПД, а со тоа и помала економичност и единечна моќност,
- понеповолни во однос на изборот на горивото (не може да се користат цврсти горива и мазут),
- помал работен век.



Гаснотурбинската постројка најчесто се користи за:

- покривање на вршните и полувршните оптоварувања на електричната мрежа,
- можат да работат и во базниот режим во колку отпадната топлина се користи за топлификација,
- заради малата маса, малите димензии, високата мобилност и едноставно одржување, се користат за погон на авиони, автомобили и возови.





3.1. ПРИНЦИП НА РАБОТА И КЛАСИФИКАЦИЈА НА ГАСНОТУРБИНСКИТЕ ТЕП

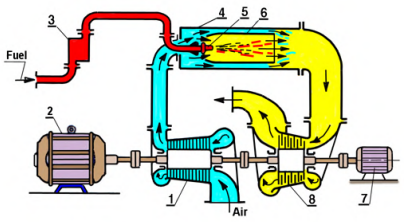
Гаснотурбинската постројка се состои од:

- воздушен компресор;
- регенеративен изменувач на топлина;
- комора за согорување;
- гасна турбина;
- електрогенератор;
- електромотор за стартување;
- филтер и др.

На сл. 3.2 и 3.3 е даден шематски приказ и принципот на работа на гаснотурбинска постројка (ГТЕП) со изобарно согорување на горивото (изобара $p = const$). Воздухот од атмосферата, претходно филтриран во филтерот за воздух (7), се шмука со компресорот (1) и компримиран влегува во комората за согорување (2) во која се доведува гориво со пумпа/компресор (5). Во комората за согорување (КС) (2), воздухот се дели на два дела: еден дел (20÷40) % се користи за изобарно согорување на горивото, а другиот дел (60÷80) % го обиколува перфорираниот цилиндар и се меша со гасовите од гасната струја и влегува во гасната турбина (3). Смесата на излезни гасови составена од продукти на согорување и воздух, експандира во гасната турбина (3), при што се добива механичка работа, која во поголем дел се троши за погонување на компресорот (1), а остатокот во електрогенераторот (4) за производство на електрична енергија. Електромоторот (6) се користи за почетно пуштање (задвижување на компресорот) на ГТЕП. На сл. 3.4 во T-s дијаграм е прикажан кружниот циклус на гаснотурбинска постројка, кој се одвива:

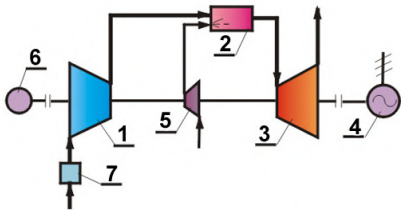
- (1÷2), компресија во компресорот (1);
- (2÷3), изобарно согорување во КС (2);
- (3÷4), експанзија во гасната турбина (3);
- (4÷1), излез на излезните гасови во атмосферата;

Температурата во активната зона на согорување се одржува на ниво (1800÷2100) K, а додека температурата на гасовите на влезот во гасната турбина се одржува на ниво (1000÷1500) K. [34-66]



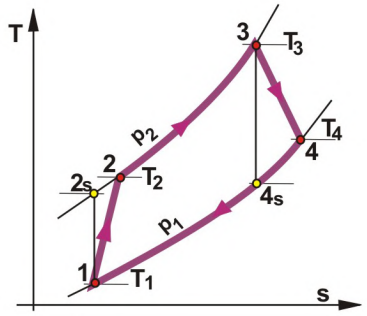
1. Компресор; 2. Електромотор;
3. Пумпа или компресор за гориво;
4. Комора за согорување; 5. Прскалка;
6. Внатрешен перфориран цилиндар од комората за согорување;
7. Електрогенератор; 8. Гасна турбина

Сл. 3.2. Шема на гаснотурбинска постројка со изобарно согорување на горивото (при $p = const$)



1. Компресор;
2. Комора за согорување;
3. Гасна турбина;
4. Електрогенератор;
5. Пумпа/компресор за гориво;
6. Електромотор
7. Филтер за воздух

Сл. 3.3. Принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска блок-постројка



Сл. 3.4. T-s дијаграм на кружен циклус на гаснотурбинска постројка со изобарно согорување на горивото (при $p = const$)

Гаснотурбинските постројки (ГТЕП) се класифицираат:

1. Според намената на:
   - енергетски, за добивање електрична енергија,
   - погонски, за погон на пумпи, компресори, вентилатори и др.
2. Според сложеноста на термодинамичкиот циклус на ГТЕП со:
   - едноставен циклус,
   - сложен циклус.
3. Според врската на гасот со околината на ГТЕП со:
   - отворен циклус кога гасовите се исфрлаат во околината (сл. 3.2 и 3.3),
   - затворен циклус кога работното тело врши кружен циклус (сл. 3.5).

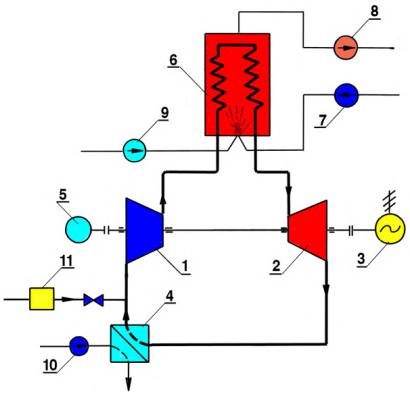
Предности на ГТЕП со отворен циклус во однос на затворен се:

- воздухот се користи за согорување на горивото и како работно тело,
- значително помала цена на комората за согорување, во однос на цената на површинскиот загревач кај ГТЕП со затворен процес на работа,
- нема потреба од ладење на работниот флуид по напуштањето на гасната турбина, односно нема ладилник.

Недостатоци на ГТЕП со отворен циклус во однос на затворен се:

- нема можност за примена на кој било вид на гориво (цврсто, мазут и др.),
- продуктите на согорување содржат кислород, кој потекнува од воздухот или горивото, поради што доаѓа до корозија на виталните елементи од гасната турбина и останатите делови од постројката.

4. Според бројот на вратила на ГТЕП со:
   - едно вратило,
   - две вратила,
   - три и повеќе вратила.



1. Компресор;
2. Гасна турбина;
3. Електрогенератор;
4. Ладилник за воздух;
5. Електромотор;
6. Загревач на воздух;
7. Вентилатор за воздух;
8. Вентилатор за чадни гасови;
9. Пумпа за гориво;
10. Пумпа за разладна вода;
11. Филтер за воздух

Сл. 3.5. Принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска блок-постројка со затворен процес на работа

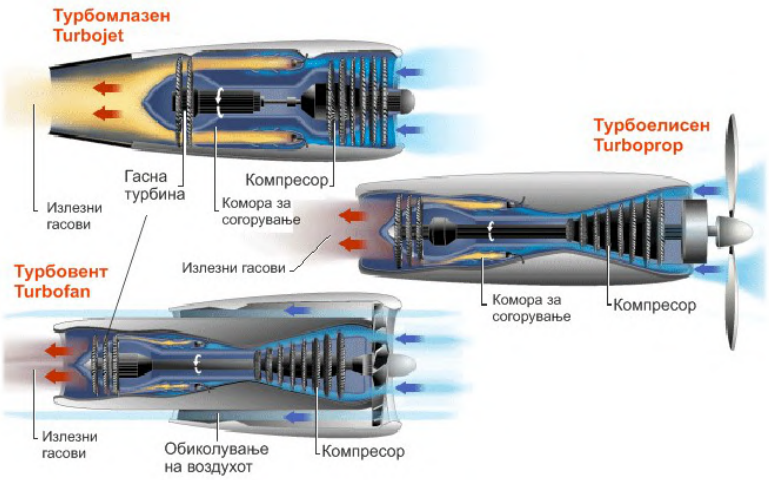
5. Според принципот на дејствување на ГТЕП со:
   - согорување при константен притисок ($p = const$),
   - согорување при константен волумен ($v = const$).

6. Во зависност од намената ГТЕП можат да се поделат на ГТЕП кои се применуваат во (сл. 3.6):
   - енергетиката,
   - металургијата, и
   - сообраќајот.

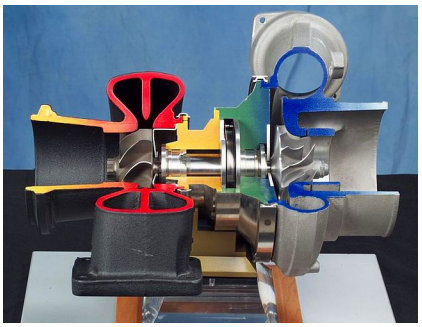
Во енергетиката, ГТЕП се користат за производство на електрична енергија и тоа самостојно и во комбинација со парни (парно-гасни) ТЕП.

Во металургијата ГТЕП се користат за погон на турбо-компресори за довод на воздух кон печките.

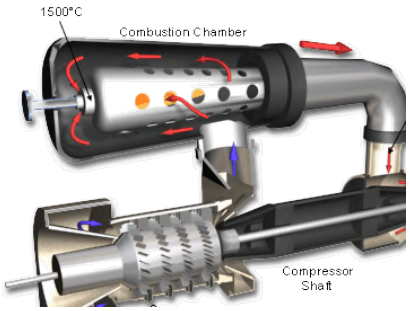
Во сообраќајот ГТЕП имаат голема примена за погон на локомотиви во железничкиот сообраќај, погон на автомобили, камиони, тенкови во автомобилскиот сообраќај, погон на торпеда, ракетни чамци и бродови во водениот сообраќај, како и погон на авиони и хеликоптери во авионскиот сообраќај (сл. 3.7). [75-90]



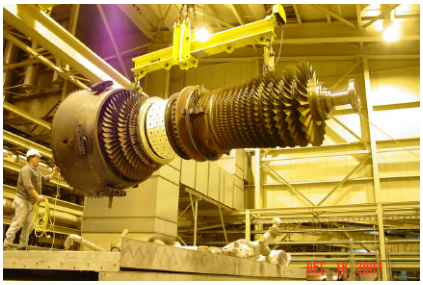
Сл. 3.7. Примена на ГТЕП во авионскиот сообраќај

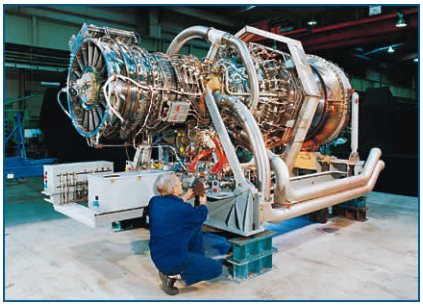


ГТЕП (микротурбина) за производство на електрична и топлинска енергија



Примена на ГТЕП кај автомобилите





Примена на ГТЕП во енергетиката

Сл. 3.6. Различна примена на ГТЕП

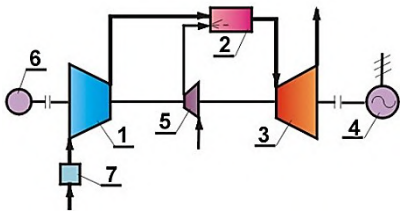
3.2. ШЕМИ НА ЦИКЛУСИ НА ГАСНОТРУБИНСКИ ТЕП

Од претходниот текст може да се уочи дека според сложеноста на термодинамичкиот циклус, гаснотурбинските термоенергетски постројки (ГТЕП) можат да бидат со едноставен и сложен циклус. [34-66]

3.2.1. ГТЕП со отворен циклус со изобарно доведување топлина

3.2.1.1. ГТЕП со еден компресор и една гасна турбина без рекуператор

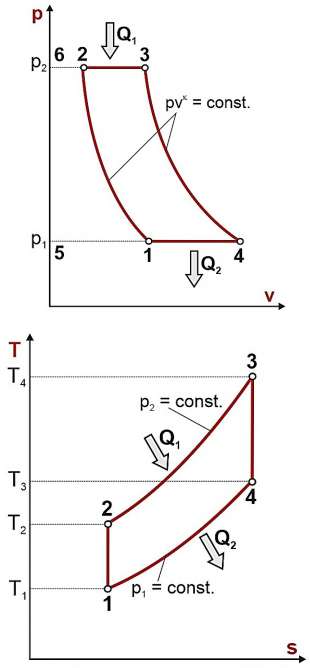
Принципиелна шема на една проста изобарна ГТЕП со отворен процес на работа, претставена е на сл. 3.8. Теоретски (идеален) циклус на оваа ГТЕП прикажан во p-v и T-s дијаграм е даден на сл. 3.9.



1. Компресор;
2. Комора за согорување;
3. Гасна турбина;
4. Електрогенератор;
5. Пумпа/компресор за гориво;
6. Електромотор
7. Филтер за воздух;

Сл. 3.8. Принципиелна шема на изобарна ГТЕП

Воздух со температура T_1 (апсолутна температура, K) и со притисок p_1 (атмосферски притисок) адијабатски се компримира во компресор до притисок p_2 (линија 1-2). Во комора за согорување, во процесот на согорување на гориво, температурата се покачува од T_2 до T_3 (тоа е температура на работните гасови пред турбината) при p_2 = konst. (линија 2-3). Во турбината на сметка на адијабатска експанзија на гасовите се намалува и притисокот и температурата, што е на дијаграмите претставено со линијата (3-4). Линијата (4-1) го претставува одведувањето на топлината Q_2 со изработените гасови во атмосферата. Количината на топлина доведена во комората за согорување во единица време еднаква е на Q_1 (линија 2-3).



Сл. 3.9. p-v и T-s дијаграм на изобарна ГТЕП

Овој топлински процес е предложен од Џул (Joule) во 1851 година и се нарекува Џулов процес. Тој е основен процес на денешните гасни турбини, иако неговиот термички коефициент на полезно дејство (КПД) е помал од тој што се добива во ГТЕП со доведување на топлина при константен волумен (изохорни ГТЕП). Воедно тој е помал од термичкиот КПД што се добива во циклусот на Карнот, при исти гранични температури.

Термичкиот КПД на идеален циклус се определува:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

Занемарувајќи ги малите разлики помеѓу специфичните топлини на гасот и воздухот и усвојувајќи ги еднакви и константни, во тој случај може да се напише дека е:

$$Q_1 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$Q_2 = c_p(T_4 - T_1)$$

c_p kJ/kg°C = специфична топлина на гасовите и воздухот при константен притисок.

Сега може да се напише дека термичкиот КПД е:

$$\eta_t = \frac{c_p(T_3 - T_2) - c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4\left(1 - \frac{T_1}{T_4}\right)}{T_3\left(1 - \frac{T_2}{T_3}\right)}$$

Од равенката на адијабатска промена на состојбата следува дека :

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \varepsilon_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \varepsilon_1^m = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

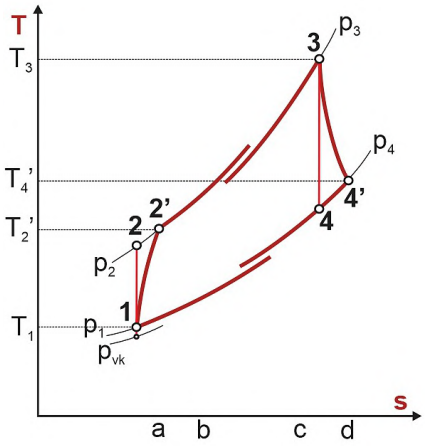
$\varepsilon_1 = p_2/p_1$ = степен на наголемување на притисоците, или однос на притисоците во компресорот,
κ = адијабатски експонент (за воздух κ = 1,4),
$m = (\kappa\text{-}1)/\kappa$ експонент.

Внесувајќи ги овие изрази во равенката за термичкиот КПД се добива изразот:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{1}{\frac{T_3}{T_4}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_1^m}$$

Од овој израз се гледа дека термичкиот КПД се зголемува со покачување на температурата на работните гасови и со намалување на температурата на изработените гасови. Термичкиот КПД зависи само од степенот на покачување на притисокот во компресорот.

Реалниот процес на ГТЕП секогаш се изведува со загуби: при шмукањето на воздух во компресорот, загуби на притисок во водовите, во комората за согорување, во рекуператорите (ако ги има), во излезниот дел на турбината и заради внатрешни загуби во турбината и компресорот. Затоа и КПД на реалниот процес е понизок во однос на идеалниот процес, кога загубите не се земаат во обзир. Реалниот циклус на ГТЕП без регенеративно загревање со земање предвид на загубите на притисок и внатрешните загуби во T-s дијаграм претставен на сл 3.10.



Сл. 3.10. Реален циклус на изобарна ГТЕП во T-s дијаграм (земени се предвид загубите)

Линијата (1'-1) ги прикажува загубите на притисок на влезот во компресорот. Бројната вредност е еднаква на разликата на притисокот на атмосферата p_1 и на притисокот што владее во роторските работни лопатки на првиот степен од компресорот p_{vk}.

$$\Delta p = p_1 - p_{vk}$$

При пресметките овој притисок p_{vk} се усвојува да биде понизок од атмосферскиот p_1 за околу 2%, односно $p_{vk} = 0{,}98 \cdot p_1$, затоа загубата на притисок при шмукање на атмосферскиот воздух изнесува:

$$\Delta p = p_1 - 0{,}98 \cdot p_1 = 0{,}02 \cdot p_1$$

Процесот на компресија се одвива по линија (1- 2'). Од точка 2` до точка 3 се врши загревање на воздухот, Во комората за согорување и водовите на воздухот од компресорот до комората за согорување, притисокот на воздухот, односно на продуктите на согорување се намалува од p_2 до p_3. Оваа загуба на притисокот е:

$$\Delta p_{ks} = p_2 - p_3$$

Големината на оваа загуба обично изнесува (2÷4) % од притисокот p_2. На таков начин се добива дека:

$$\Delta p_{ks} = (0.02 \div 0.04) \cdot p_2$$

Процесот на експанзија на гасот во турбината кога се земени предвид внатрешните загуби, протекува по линијата (3-4'). Во излезната цевка на турбината загубите на притисок може да се пресметаат со равенката:

$$\Delta p = \left(c_{pf}/100\right)^2 \cdot p_1$$

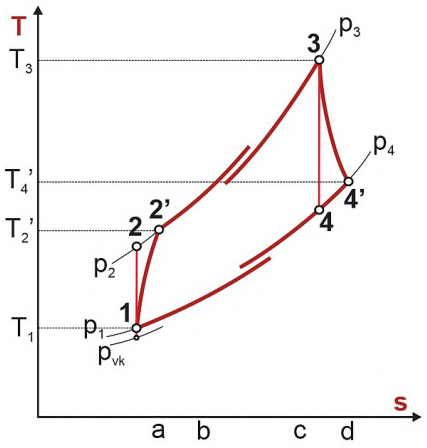
Со линијата (4'-1) условно се затвара циклусот.

Термичкиот (теоретскиот) коефициент на полезно дејство (КПД) на циклусот се определува:

$$\eta_t^{GTP} = \frac{l_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

Апсолутниот внатрешен КПД на ГТЕП е:

$$\eta_i^{GTP} = \frac{l_i}{q_1} = \frac{(i_3 - i_{4'}) - (i_{2'} - i_1)}{i_3 - i_{2'}} = \frac{(T_3 - T_{4'}) - (T_{2'} - T_1)}{(T_3 - T_{2'})}$$



Теоретска моќ на компресорот и турбината се:

$$P_{0K} = m_v \cdot c_{pv} \cdot (T_2 - T_1) \qquad \text{kW}$$

$$P_{0T} = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_3 - T_4) \qquad \text{kW}$$

Индицирана моќ на компресорот и турбината се:

$$P_{iK} = \frac{P_{0K}}{\eta_{ad}^{K}}$$ - компресор

$$P_{iK} = m_v \cdot c_{pv} \cdot (T_{2'} - T_1) \quad \text{kW}$$

$$P_{iT} = P_{0T} \cdot \eta_{oi}^{T}$$ - гасна турбина

$$P_{iT} = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_3 - T_{4'}) \quad \text{kW}$$

Електрична моќ на ГТЕП - бруто, изнесува:

$$P_{Eb}^{GTP} = (P_{iT} - P_{iK}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad \text{kW}$$

4.2.1.2. ГТЕП со еден компресор и турбина со рекуператор

Принципиелна шема на ГТЕП со отворен процес на работа со рекуператор и реалниот циклус во T-s дијаграм, претставен на сл. 3.11.

Овој циклус се разликува од претходниот циклус само во тоа што во него се постигнува загревање на воздухот од температура T_2' до T_2" за сметка на делумно искористената топлина на изработените гасови. Температурата на излезните гасови се намалува од T_4' на T_4".

Загубите на притисок во рекуператорот од гасната страна може да пораснат за (2÷3) % во однос на големината на притисокот p_1, а од воздушната страна се наголемуваат загубите на притисок за (1÷2) % во однос на големината на притисокот p_2. Според тоа загубата на притисок во водовите на воздух при поставување на рекуператор е:

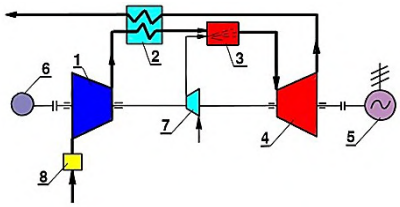
$$\Delta p_{Rg} = (2 \div 3)\% \cdot p_1$$

$$\Delta p_{Rv} = (1 \div 2)\% \cdot p_2$$

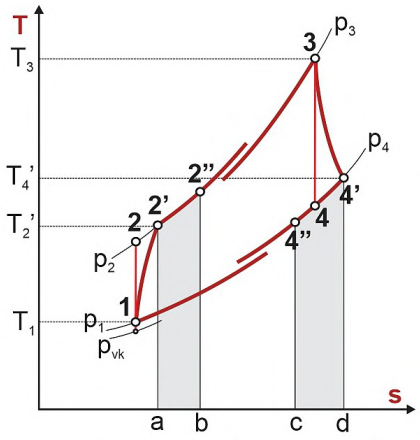
$$\Delta p_{KS}^{'} = (1{,}02 \div 1{,}03)\Delta p_{KS}$$

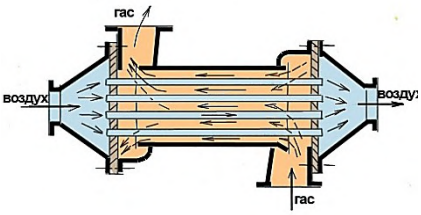
Површината a2'2"b е еквивалентна на количината на топлина, предадена на воздухот. Површината е еквивалентна на количината на топлина од изработените гасови. Односот на количината на топлина, која ја примил воздухот при негово загревање од T_2' до T_2", кон топлината потребна за негово гранично можно загревање до температура T_4' се нарекува степен на регенерација:

$$\sigma = \frac{T_2^{"} - T_2^{'}}{T_4^{'} - T_2^{'}} < 1$$



1. Компресор;
2. Рекуперативен загревач;
3. Комора за согорување;
4. Гасна турбина;
5. Електрогенератор;
6. Електромотор;
7. Пумпа/компресор за гориво;
8. Филтер за пречистување на воздухот





Принцип на измена на топлината во рекуператорот

Сл. 3.11. Шема и циклус во T-s дијаграм на ГТЕП со отворен цилус на работа со рекуператор

Со примена на регенерација се наголемува КПД на постројката и нејзината економичност. Но од друга страна, тоа придонесува и до поскапување на самата ГТЕП и ги наголемува загубите во рекуператорот.

Оптималната вредност на степенот на регенерација за ГТЕП се определува по пат на техно-економски пресметки. Во пракса најчесто овој степен на регенерација се усвојува да биде во границите од (0,7÷0,8).

Кога степенот на регенерација е зададен температурата на загревање на воздухот ќе биде:

$$T_2'' = \sigma\left(T_4' - T_2'\right) + T_2'$$

Температурата на гасот зад регенеративниот загревател може да се определи од равенката на топлинскиот биланс:

$$c_{pg}\left(T_4' - T_4''\right)\cdot \eta_R = c_{pv}\left(T_2'' - T_2'\right)$$

$$T_4'' = T_4' - \frac{c_{pv}\left(T_2'' - T_2'\right)}{c_{pg}\eta_R}$$

η_R = КПД на рекуператорот, кој ги зема во обзир топлинските загуби, а се усвојува во границите од (0,96÷0,98).

Треба да се воспостави една приближна врска помеѓу површината на загревање на рекуператорот и степенот на регенерација. За таа цел се смета дека коефициентот на премин на топлината во рекуператорот не зависи од температурата, а протоците на воздухот и гасот и нивните специфични топлини се еднакви:

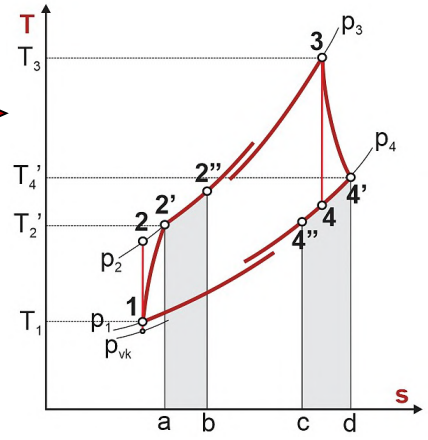
$$m_g = m_v = m$$

$$c_{pg} = c_{pv} = c_p$$

Количината на топлина што се предава од гасот на воздухот е:

$$Q_R = m\cdot c_p\left(T_4' - T_4''\right) = m\cdot c_p\left(T_2'' - T_2'\right) = K\cdot A\cdot \Delta t_{sr}$$

K J/m^{2}sK или W/m^{2}K = коефициент на премин на топлината,
A m^2 = загревна површина на рекуператорот,
Δt_{sr} °C = среден температурен отпор.



Според тоа доведената специфична топлина во комората за согорување е:

$$q_{KS_R} = c_{pg}\cdot\left(T_3 - T_2''\right) \quad \text{kJ/kg}$$

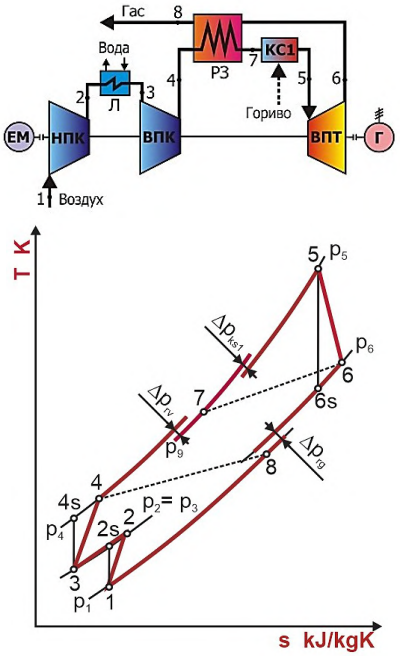
а таа е помала во однос на ГТЕП без регенерација:

$$q_{KS} = c_{pg}\cdot\left(T_3 - T_2'\right) \quad \text{kJ/kg}$$

3.2.1.3. ГТЕП со два компресора и една гасна турбина со рекуператор

Со цел да се намали работата што се вложува во компресорот се применува двостепена компресија со меѓуладење на воздухот меѓу степениците, најчесто со вода. На тој начин вториот компресор може да прими поголем проток на воздух, а со тоа се зголемува моќта и ефикасноста (КПД) на постројката (сл. 3.12).

Воздухот (1) се шмука од атмосферата со нископритисниот компресор (НПК) (претходно се филтрира). Од НПК се внесува во ладилникот (Л), каде се лади до температура $t_3 \cong t_1$. Со температура t_3 воздухот се внесува во високопритисниот компресор (ВПК), каде се компримира до притисок p_4. Од ВКП се внесува во регенеративниот загревач (РЗ), а потоа во комората за согорување (КС). Во КС се доведува и гориво. Добиените гасови од КС се внесуваат во гасната турбина (ГТ), каде експандираат. Од гасната турбина (ГТ), гасовите се внесуваат во регенеративниот загревач (РЗ), каде топлината ја предаваат на компримираниот воздух, пред да се исфрлат во атмосферата.

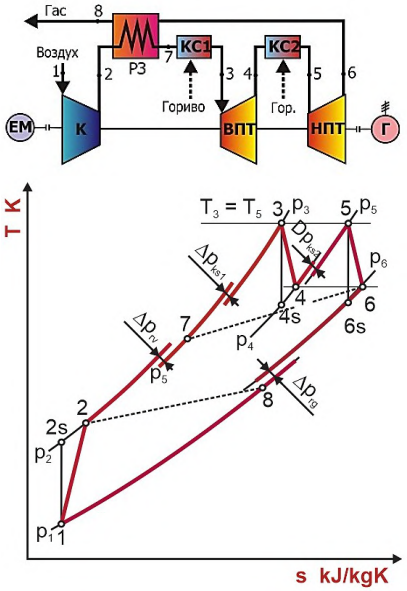


Сл. 3.12. Циклус на ГТЕП со двостепена компресија и една гасна турбина со регенерација на топлината

3.2.1.4. ГТЕП со еден компресор и две гасни турбини со рекуператор

Со цел да се зголеми ефикасноста на циклусот, и намали специфичната потрошувачка на гориво се применува двостепено согорување на горивото во комората за согорување и двостепена експанзија на гасот во две гасни турбини (експанзијата е поблиска до изентропската) (сл. 3.13).

Воздухот се шмука од атмосферата со компесорот (К) (претходно се филтрира). Од компресорот (К), компримираниот воздух се загрева во регенеративниот загревач (РЗ) и загреан се внесува во првата комора за согорување (КС1). Во КС1 се доведува и гориво. Од првата комора за согорување (КС1), гасовите се внесуваат во високопритисната турбина (ВПТ), каде експандираат до притисок p_4. Експандираните гасови од ВПТ се внесуваат во втората комора за согорување (КС2) во која се загреваат до температура $T_5=T_3$, а потоа влегуваат во нископритисната турбина (НПТ) во која експандираат. Од НПТ гасовите се внесуваат во регенеративниот загревач (РЗ), од каде се исфрлаат во атмосферата. Моќта добиена во првата турбина (ВПТ) се троши за погон на компресорот, додека моќта добиена од втората турбина (НПТ) се користи за задвижување на електрогенераторот (Г) и производство на електрична енергија. [75]



Сл. 3.13. Циклус на ГТЕП со еден компресор и две гасни турбини со регенерација на топлината

3.2.1.5. ГТЕП со два компресора и две гасни турбини со рекуператор

Во едноставните ГТЕП не можат да се добијат високи вредности на КПД, дури ни кога во постројката се користи рекуператор за загревање на воздухот.

Покачувањето на степенот на компресија на воздухот, неговото меѓуладење, секундарното загревање на работните гасови и употребата на рекуператорите за регенеративно загревање на воздухот, се начини кои го наголемуваат КПД на овие постројки. Како примена на тоа служи постројката со два степена на компресија и со две комори за согорување, со меѓуладење на компримираниот воздух и со рекуператор, прикажана на сл. 3.14. Реалниот циклус на оваа сложена ГТЕП во T-s дијаграм, претставен е на сл. 3.15.

Загубите на притисок во воздушните водови се:

во филтерот за воздух (14) $\Delta p_1 = p_a - p_{vk}$
во ладилникот на воздух (2) $\Delta p_2 = p_1 - p_1'$
во рекуператорот (4) $\Delta p_3 = p_2 - p_2'$

Загубите на притисок во гасните водови се:

во комората за согорување (5) $\Delta p_4 = p_2' - p_3$
во комората за согорување (7) $\Delta p_5 = p_4 - p_5$
во рекуператорот (4) $\Delta p_6 = p_6 - p_a$

Топлинскиот циклус се изведува на следниот начин:

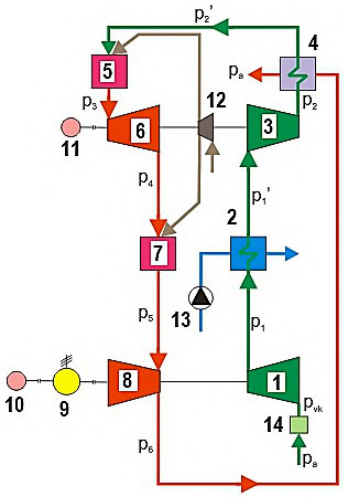
1-2 - компресија во нископритисниот компресор (1)
2-1' - ладење на воздухот
1'-2' - компресија во високопритисниот компресор (3)
2'-2'' - загревање на воздухот во рекуператорот
2''-3 - доведување на топлина во комората за согорување (5)
3-4' - експанзија на гасот во високопритисната турбина
4'-5 - довод на топлина во комората за согорување (7)
5-6' - експанзија на гасот во нископритисната турбина (8)
6'-6'' - ладење на изработените гасови во рекуператорот
6''-1 - условно затворање на циклусот

Во наредниот текст е дадена подетална топлинска пресметка и начинот на определување на енергетските големини на сложени ГТЕП со двостепена компресија и двостепена експазија.

Притисок на влезот во нископритисниот компресор, се определува:

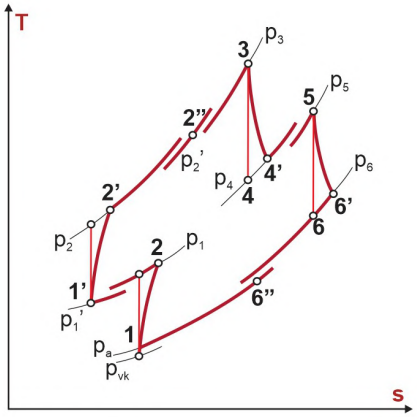
$$p_{vk} = p_a - \Delta p_1 \quad \text{MPa}$$

Δp_1 MPa = пад на притисокот во филтерот на воздух,
p_a MPa = амбиентен притисок.



1. Нископритисен компресор
2. Меѓуладење на воздухот
3. Високопритисен компресор
4. Рекуператор
5. Високопритисна комора за согорување
6. Високопритисна турбина
7. Нископритисна комора за согорување
8. Нископритисна турбина
9. Електрогенератор
10, 11. Електрозадвижувачи
12. Пумпа за гориво
13. Пумпа за разладна вода
14. Филтер

Сл. 3.14. Шематско претставување на сложена ГТЕП



Сл. 3.15. Реален топлински циклус на ГТЕП со двостепена компресија и двостепена експанзија

Однос на притисоците во нископритисниот компресор:

$$\Pi_{K1} = \frac{p_1}{p_{vk}}$$

Теоретската температурата на излезот од нископритисниот компресор се определува:

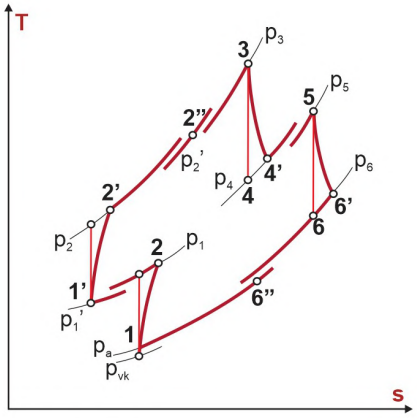
$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_{vk}} \right)^{\frac{\kappa_v - 1}{\kappa_v}} \quad \text{K}$$

Од равенката за адијабатскиот КПД (0,76÷0,84) на нископритисниот компресор:

$$\eta_{ad}^{K1} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

се определува реалната температура на излезот од нископритисниот компресор:

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{ad}^{K}} + T_1 \quad \text{K}$$



Притисок на влезот во високопритисниот компресор:

$p_1' = p_1 - \Delta p_2$ MPa

Δp_2 = пад на притисокот во ладилникот на воздух

Однос на притисоци во високопритисниот компресор:

$$\Pi_{K2} = \frac{p_2}{p_1'} \quad \text{MPa}$$

Теоретската температурата на излезот од високопритисниот компресор се определува:

$$T_{2s}' = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1'} \right)^{\frac{\kappa_v - 1}{\kappa_v}} \quad \text{K}$$

Од равенката за адијабатскиот КПД (0,76÷0,84) на високопритисниот компресор:

$$\eta_{ad}^{K2} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} = \frac{T_{2s}' - T_1'}{T_2' - T_1'}$$

се определува реалната температура на излезот од високопритисниот компресор:

$$T_2' = \frac{T_{2s}' - T_1'}{\eta_{ad}^{K}} + T_1' \quad \text{K}$$

Од степенот на регенерација (σ = 0,6÷0,7):

$$\sigma = \frac{T_2'' - T_2'}{T_6' - T_2'}$$

се добива температурата на воздухот со која тој влегува во комората за согорување (температурата зад рекуператорот):

$$T_2'' = \sigma \cdot \left(T_6' - T_2'\right) + T_2'$$

Притисок на излезот од рекуператорот од воздушна страна, односно на влезот во комората за согорување:

$p_2' = p_2 - \Delta p_3$ MPa

Δp_3 = пад на притисокот во рекуператорот од воздушна страна

Притисок на излезот од првата комора за согорување, односно влезот во високопритисната гасна турбина:

$P_3 = p_2' - \Delta p_4$ MPa

Δp_4 = пад на притисокот во првата комора за согорување

Теоретската температура на гасовите на излезот од високопритисната гасна турбината е:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \quad \text{K}$$

Реалната температура на гасовите на излезот од високопритисната гасна турбината (η_{0i} = 0,85÷0,9) е:

$$T_4' = T_3 - \eta_{0i}{}^{T1} \cdot \left(T_3 - T_4\right) \quad \text{K}$$

Притисок на излезот од втората комора за согорување, односно влезот во нископритисната гасна турбина:

$p_5 = p_4 - \Delta p_5$ MPa

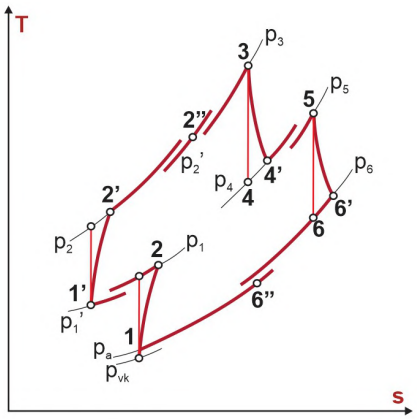
Δp_5 = пад на притисокот во втората комора за согорување

Теоретската температура на гасовите на излезот од нископритисната гасна турбина е:

$$T_6 = T_5 \cdot \left(\frac{p_6}{p_5}\right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \quad \text{K}$$

Реалната температура на гасовите на излезот од високопритисната гасна турбината (η_{0i} = 0,85÷0,9) е:

$$T_6' = T_5 - \eta_{0i}{}^{T2} \cdot \left(T_5 - T_6\right) \quad \text{K}$$



Притисок на излезот од нископритисната гасна турбина:

$p_6 = p_{vk} + \Delta p_6$ MPa

Δp_6 = пад на притисокот во рекуператорот од гасната страна

Топлината предадена во коморите за согорување (KS1 и KS2) се определува:

$$Q_{KS1} = m_{g1} \cdot c_{pg} \left(T_3 - T_2^{''} \right) = \eta_{KS1} \cdot B_1 \cdot H_d \quad \text{kW}$$

$$Q_{KS2} = m_{g2} \cdot c_{pg} \left(T_5 - T_4^{'} \right) = \eta_{KS2} \cdot B_2 \cdot H_d \quad \text{kW}$$

Материјален биланс на коморите за согорување:

$m_{g1} = B_1 + m_v$ (KS1)

$m_{g2} = B_2 + m_{g1}$ (KS2)

Индицирана моќ на компресорите и гасните турбини:

$$P_{iK1} = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot \left(T_2 - T_1 \right) \quad \text{kW}$$

$$P_{iK2} = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot \left(T_2^{'} - T_1^{'} \right) \quad \text{kW}$$

$$P_{iT1} = \dot{m}_{g1} \cdot c_{pg} \cdot \left(T_3 - T_4^{'} \right) \quad \text{kW}$$

$$P_{iT2} = \dot{m}_{g2} \cdot c_{pg} \cdot \left(T_5 - T_6^{'} \right) \quad \text{kW}$$

Индицирана моќ на ГТЕП:

$$P_{iGTP} = \left(P_{iGT1} + P_{iGT2} \right) - \left(P_{iK1} + P_{iK2} \right) \quad \text{kW}$$

Електрична моќ на ГТЕП – бруто во kW, изнесува:

$$P_{Eb}^{GTP} = \left[\left(P_{iT1} + P_{iT2} \right) - \left(P_{ik1} + P_{iK2} \right) \right] \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad \text{kW}$$

Индициран КПД на ГТЕП:

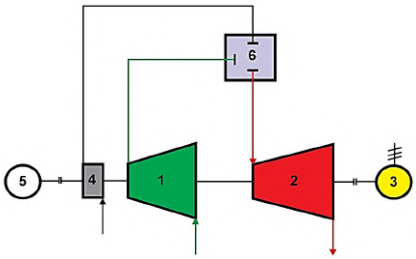
$$\eta_i^{GTP} = \frac{P_{iGTP}}{Q_{KS1} + Q_{KS2}} = \frac{\left(P_{iGT1} + P_{iGT2} \right) - \left(P_{iK1} + P_{iK2} \right)}{Q_{KS1} + Q_{KS2}}$$

Електричен – бруто КПД на ГТЕП:

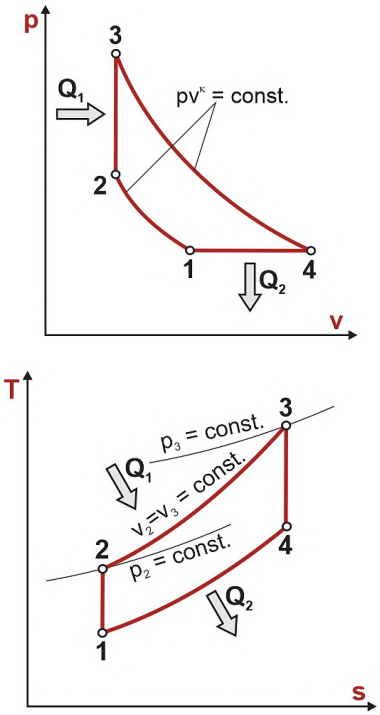
$$\eta_{Eb}^{GTP} = \eta_i^{GTP} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

3.2.2. ГТЕП со отворен циклус со изохорно доведување топлина

Принципиелна шема на изохорна ГТЕП претставена е на сл. 3.16. Кога комората за согорување (6) ќе се исполни со гориво, се запалува смесата на гориво со воздухот и согорува. Со отворање на долниот вентил гасовите навлегуваат во турбината. Кога притисокот во комората за согорување ќе се намали, се отвора страничниот вентил и во комората навлегува воздух од компресорот, а долниот вентил се затвора. Кога комората за согорување се полни со воздух се отвора и горниот вентил, преку кој навлегува гориво, се образува смеса, вентилите се затвораат со палењето на смесата и процесот се повторува. Шематско претставување на овој процес во p-v и T-s дијаграми, е прикажано на сл 3.16.



1. Компресор;
2. Гасна турбина;
3. Електрогенератор;
4. Пумпа за гориво;
5. Електромотор;
6. Комора за согорување (v = const.)



Сл. 3.16. Принципиелна шема и циклус во p-v и T-s дијаграм на изохорна ГТЕП

Доведената и одведената топлина во циклусот е:

$$Q_1 = c_v(T_3 - T_2)$$
$$Q_2 = c_p(T_4 - T_1)$$

Со користење на p-ките за адијабатска промена, се добиваат следните p-ки за доведена и одведена топлина:

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \qquad Q_1 = c_v\left[T_3 - T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]$$

$$T_4 = T_3\left(\frac{p_1}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \qquad Q_2 = c_p\left[T_3\left(\frac{p_1}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - T_1\right]$$

Термичкиот КПД е:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \kappa\frac{T_1}{T_2}\frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

Односот на волумените при адијабатската компресија се нарекува коефициент на компресија:

$$\theta = \frac{v_1}{v_2} > 1$$

Се воведува односот на максималниот кон минималниот волумен во процесот:

$$\delta = \frac{v_4}{v_3} = \frac{v_4}{v_2} = \frac{v_{max}}{v_{min}}$$

Од равенката за адијабатска компресија следува дека:

$$\frac{T_1}{T_2}=\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\kappa-1}=\frac{1}{\theta^{\kappa-1}}=\frac{\theta}{\theta^{\kappa}}$$

Од равенката за адијабатска експанзија, при што се знае дека $v_3=v_2$, се добива:

$$T_4\cdot v_4^{\kappa-1}=T_3\cdot v_3^{\kappa-1} \quad \text{и} \quad T_1\cdot v_1^{\kappa-1}=T_2\cdot v_2^{\kappa-1}$$

Од последните две равенки се добива:

$$\frac{T_4}{T_1}\left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{\kappa-1}=\frac{T_3}{T_2}$$

Соединетиот Бојл-Мариотов и Гејл-Лисаков закон го има следниот вид:

$$\frac{p_1\cdot v_1}{T_1}=\frac{p_2\cdot v_2}{T_2}=\frac{p\cdot v}{T}=const.$$

Во согласност со овој закон, а при $p_1=p_4$ = konst. е:

$$\frac{T_4}{T_1}=\frac{v_4}{v_1}$$ и од тука следува дека е: $$\frac{T_3}{T_2}=\left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{\kappa}$$

Тогаш термичкиот КПД го добива следниот вид:

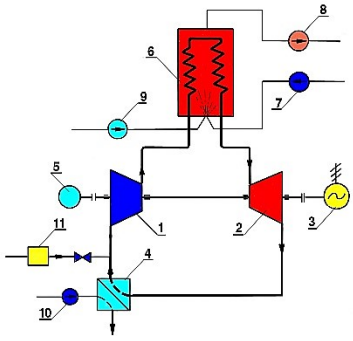
$$\eta_t=1-\kappa\frac{\theta}{\theta^{\kappa}}\frac{\frac{v_4}{v_1}-1}{\left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{\kappa}-1}=1-\kappa\frac{\theta\left(\frac{v_4}{v_1}\right)-\theta}{\theta^{\kappa}\left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{\kappa}-\theta^{\kappa}}$$

ако: $\theta\frac{v_4}{v_1}=\frac{v_1}{v_2}\frac{v_4}{v_1}=\frac{v_4}{v_2}=\delta$ па според добива: $\eta_t=1-\kappa\frac{\delta-\theta}{\delta^{\kappa}-\theta^{\kappa}}$

При денешната состојба на развој на гасните турбини, поголема примена нашле турбините со доведување на топлина (со согорување) при константен притисок, заради нивната конструктивна едноставност во однос на изохорните ГТЕП. Но, тоа не значи дека изохорните гасни турбини се бесперспективни. При одредени услови, тие имаат предности подобри од изобарните ГТЕП. Кога ќе се постигне едно конструктивно прифатливо решение, овие турбини би нашле поголема примена во практиката, што може да се заклучи врз основа на споредбената термодинамичка анализа по методата на Стодола, од која може да се види дека изохорните ГТЕП имаат значително повисок КПД во однос на изобарните ГТЕП.

3.2.3. ГТЕП со затворен процес на работа

Принципиелната шема на ГТЕП со затворен процес на работа, претставена е на сл. 3.17. Во затвореният циклус како работен флуид најчесто се употребува чист воздух кој циркулира во затворена контура. Како работен флуид се употребува и хелиум (He), јаглероден диоксид (CO_2), и некои други гасови. Компресијата на флуидот се врши во компресорот, а загревањето во комората за согорување, која во овој случај е еден вид на котел. За да се излади изработениот флуид, се води во ладилник сместен пред компресорот.

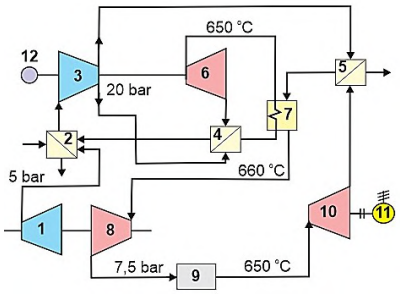


1. Компесор;
2. Гасна турбина;
3. Електрогенератор;
4. Ладилник на воздух;
5. Електромотор;
6. Комора за согорување – котел;
7. Пумпа за гориво;
8. Вентилатор за гасови;
9. Вентилатор за воздух.

Сл. 3.17. ГТЕП со затворен процес на работа

Споредувајќи ги двете шеми, со отворен и затворен процес на работа, веднаш може да се види дека шемата со затворен процес на работа е многу посложена. Таа содржи многу повеќе помошни инсталации и бара многу поголеми трошоци за градба. Затоа што во турбината не работат продуктите на согорување. туку топлината се предава од нив на работниот флуид преку ѕидовите на цевките, а јасно е дека постојат и загуби заради премин на топлина, постигнатите температури се пониски, со што се намалува термичкиот КПД. Како основна предност на оваа шема е тоа да може да се користи секој вид на гориво, па дури и цврсто гориво. Не е потребно да се внимава дали течното гориво содржи поголема количина на сулфур кој би ги оштетил лопатките. Тоа значи дека турбината работи со чисти гасови и не постои опасност од механичка ерозија, ниту пак од хемиски оштетувања. Во исто време и можноста за регулирање е подобрена, затоа што може да се дејствува и на работниот флуид, а и на воздухот потребен за согорување.

За да се избегне скапиот и многу голем загревател на работен флуид, кој е сместен во комората за согорување, во швајцарската фирма Sulzer е разработен комбиниран (полузатворен) процес на работа (сл. 3.18).



1. Нископритисен компресор;
2. Ладилник
3. Високопритисен компресор;
4, 5. Загревачи;
6. Високопритисна турбина која работи со воздух;
7. Главен загревач на воздухот;
8. Високопритисна турбина која работи со продукти на согорување;
9. Комора за согорување на секундарно загревање;
10. Нископритисна турбина која работи со продукти на согорување;
11. Електрогенератор;
12. Електромотор за почетно задвижување.

Сл. 3.18. Комбиниран (полузатворен) процес на работа

Нископритисниот компресор го компримира надворешниот воздух до 5 bar. Откако ќе се излади во ладилникот (2), воздухот навлегува во високопритисниот компресор (3) каде што се компримира до 20 bar. Од високопритисниот компресор воздухот оди во паралелен тек во два рекуператора. Едниот дел оди во загревачот за воздух низ цевки и остварува затворен процес работејќи во турбината (6). Другиот дел од компримираниот воздух, преку загревачите на воздух (5 и 7) оди во турбината (10), остварувајќи затворен процес на работа. Максималната температура на загреаниот воздух во затворениот процес на работа е 650 °C, на влезот во турбината (10). По експанзијата во турбината (8) и предавањето на

топлината, при температура од 660 °C и притисок 7,5 bar, воздухот влегува во комората за согорување (9) во која согорува горивото и добиените гасови со температура од 650 °C влегуваат во турбината (10), која го врти генераторот (11) во кој се произведува електрична енергија. Излезните гасови влегуваат во загревачот на воздух (5) и излегуваат во атмосфера, односно отворен циклус на работа.

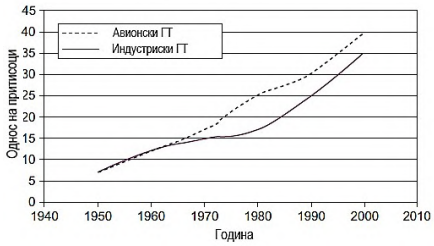
КПД на оваа ГТЕП е η = 30 %, но поради комплицираноста не нашла широка примена.

3.3. КОНСТРУКЦИЈА НА ГТЕП

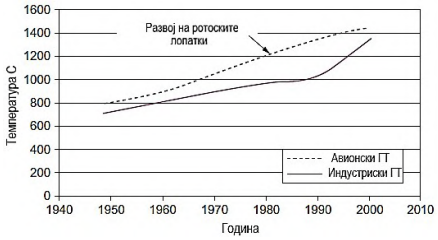
Од историскиот развој на ГТЕП, може да се види дека побрзо се развивале ГТЕП за авионски мотори во однос на ГТЕП за друга намена. [34-66]

Најголемо влијание врз ефикасноста на ГТЕП имало се постојаното покачување на односот на притисоците и температурата на влезот во гасната турбина. На сл. 3.19 и 3.20 е прикажан порастот на односот на притисоците и температурите во текот на годините.

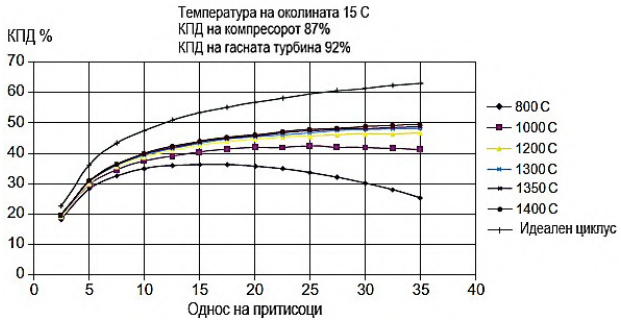
На следниот дијаграм сл. 3.21 е прикажано влијанието на односот на притисоците и температурата на влезот во гасната турбина врз КПД. Од дијаграмот може да се види дека при повисок однос на притисоците се зголемува КПД на гасните турбини, кој кај модерните гасни турбини се движи до 50 %.



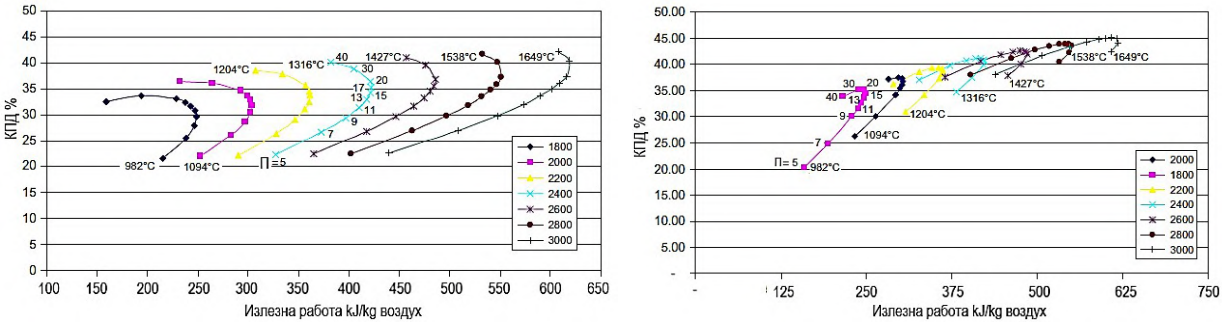
Сл. 3.19. Пораст на односот на притисоците кај гасните турбини во текот на годините



Сл. 3.20. Пораст на температурата на влезот во гасната турбина во текот на годините



Сл. 3.21. Зависност на големината на односот на притисоци и температури врз КПД на ГТЕП



Циклус без рекуператор

Циклус со рекуператор

Сл. 3.22. Зависност на односот на притисоци и температури врз КПД за ГТЕП со циклус без и со рекуператор

На дијаграмите сл. 3.22 е прикажано влијанието на односот на притисоците и температурата на влезот во гасната турбина за ГТЕП без и со рекуператор врз КПД на ГТЕП. Од сликата може да се види дека кај циклусот со рекуператор кај модерните ГТЕП, КПД може да биде до 50 %.

Кај ГТЕП без рекуператор со зголемување на односот на притисоци се зголемува и КПД, што не е случај кај ГТЕП со рекуператор. КПД кај циклусите со рекуператор по одредена вредност на односот на притисоци се намалува. Сепак, КПД кај ГТЕП постројки со рекуператор е повисок за (15÷20) % во однос на тие без рекупаратор. Тоа важи при исти температури на влезот во гасната турбина, односно при високи температури кои се сретнуваат кај модерните ГТЕП.

Примената на рекуператори денес се користи кај ГТЕП со моќ помала од 10 MW, при пониски влезни температури во гасната турбина и однос на притисоци помал од 10. Оптималниот однос на притисоци се движи од 20 за циклус со рекуператор и 4 за циклус без рекуператор, при високи влезни температури до 1650 ^{o}C кај денешните гасни турбини.

За постигнување на добра надлежност и сигурност во работата на ГТЕП потребно е да бидат задоволени повеќе фактори:

- напрегањата на лопатките и вратилото,
- оптоварувањата врз лопатките,
- интегритет на користените материјалите,
- користењето на помошните системи,
- контролни системи и сл.

Високите температури на влезот во гасната турбина може да предизвикаат значителни оштетувања на лопатките. Затоа е потребно ладење на лопатките и одржување на температурите во температурен интервал од (537÷704) ^{o}C, односно температури под нивото на појава на топла корозија.

Битен дел при конструкција на гасните турбини е експлоатацијата и одржувањето, односно намалување на нивните трошоци. Кај новите конструкции наменски се оставаат отвори за спроведување на бареskопска контрола на врелите елементи кај гасните турбини, без расклопување на кој било дел од турбината.

Загадувањето на животната средина е битен и ограничувачки фактор при конструкција на модерните гасни турбини. Со покачувањето на работната температура се зголемуваат емисиите на NOx. Постојат нови технологии на согорување кои ќе бидат објаснети во наредниот текст.

Во наредниот текст се прикажани различни конструкции на ГТЕП во зависност од нивната намена. ГТЕП се практични за употреба во доста различни апликации, како на пример за производство на електрична енергија, за различен погон во индустријата, во превозните средства во сообраќајот и сл. [34-90]

ГТЕП можат да се поделат во следните 6 групи:

1. Тешки ГТЕП (heavy-duty) за производство на електрична енергија со моќ од (3÷480) MW, со циклус без рекуперација и КПД од (30÷48) %.
2. Индустриски ГТЕП се користат во петрохемиската индустрија, за движење на компресори и сл. Се прават со моќ од (2,5÷20) MW со КПД < 30 %.
3. Авионски ГТП (Aircraft-derivative) се користат како основен погон на авиони во авионската индустрија. Овие турбини може да се искористат за производство на електрична енергија со отстранување на вентилаторите за носење на воздух од околу и модификација на излезниот дел од турбината. Се прават со моќ од (2,5÷50) MW и КПД (35÷45) %.
4. Мали ГТЕП. Тоа се турбини со мала моќ од (0,5÷2,5) MW. Најчесто тоа се радиаксијални турбини со центирфугален компресор. Нивниот КПД се движи од (15÷25) %.
5. Микротурбини, се ГТЕП со моќ од (20÷350) kW. Нивното производство започнало во доцните 90-ти год. и од тогаш се сретнуваат на пазарот.
6. Гасни турбини за возила. Овие турбини се со моќ од (300÷1500) KS. Првата турбина за возила била направена во компанијата Chrysler во 1954 год. за камионски мотори. Голема примена нашле за погон на тенкови.

Во наредниот текст пред сѐ ќе бидат прикажани конструкциите ГТЕП кои се применуваат за производство на електрична енергија и во индустријата, независно од нивната моќ. Но, сепак во мал обем ќе бидат прикажани и конструкциите на гаснотурбински постројки за друга намена.

3.3.1. ГТЕП за производство на електрична енергија

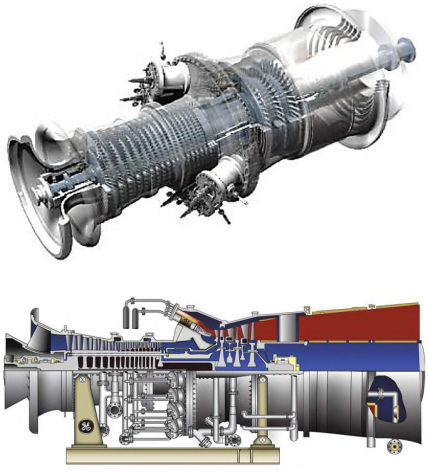
Тешките стабилни ГТЕП за производство на електрична енергија комерцијално се појавиле во раните 1950 год. Тие биле робусни по конструкција, затоа што во тој период не се водела сметка за просторот во кој тие се поставувале. Се граделе обвивки со големи дебелини, комори за согорување со големи дијаметри, габаритни лежишта и ракавци, роторски и статорски лопатки со големи дебелини и кабасти влезни површини. Односот на притисоци кај постарите конструкции се движел околу 5, а кај модерните до 35. Температурите на влезот во турбината се движат до 1500 °C, што значително придонесе до драстично зголемување на КПД и денес веќе се доближува до 60 % кај комбинираните ТЕП. Со конструктивен развој и постигнување на температури од 1649 °C (цел) на влезот во гасната турбина вредноста на КПД уште ќе се зголеми. За да може реално да се изведат турбини со овие високи температури потребно е задолжително ладење на лопатките (на пример со пара). [75-90]

Тешките ГТЕП за индустрија имаат аксијални компресори со (15÷25) турбински степени, повеќестепени прстенести или единечни прстенести комори за согорување со повеќестепени бризгалки со вкрстени цевки. Со вкрстените цевки се овозможува довод на гориво во кој било цилиндар на комората за согорување и се осигурува еднаквост на притисокот во секоја комора за согорување. Во Европа се развивале конструкции на едностепени или силос-комори за согорување. Денес се користат странични или прстенести силос-комори за согорување.

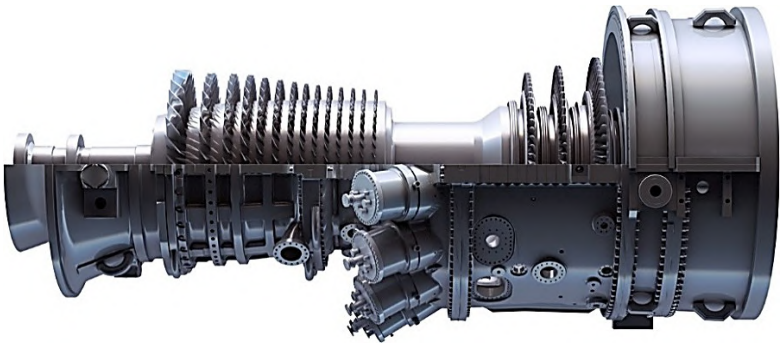
Предности на тешките ГТЕП се: големиот работен век, висока надежност и висок вкупен КПД. Нивото на бучава кај овие турбини е пониско во однос на авионските турбини.

Како претставник на новите генерации на ГТЕП е земена постројка со моќ од 480 MW, со температура на влезот во гасната турбина од 1427 °C, со ладени лопатки и се користи во комбинирана ТЕП со КПД повисок од 60%. На сл. 3.23 е прикажана гасна турбина на фирмата GE 9 FA со моќ од 256 MW и КПД од 37%, со 17 степен аксијален компресор, однос на притисоци 16,6, 14 прстенести комори за согорување и 3-степена аксијална гасна турбина.

На следните слики се прикажани повеќе пресеци на ГТЕП од познати светски производители со нивните работни карактеристики.

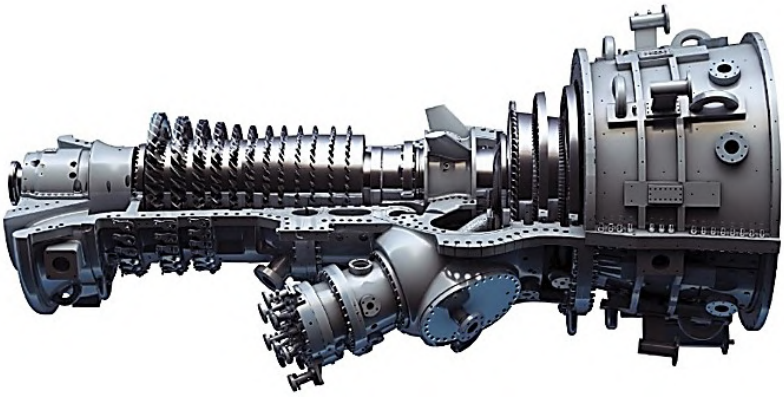


Сл. 3.23. Пресек на ГТЕП GE 9 FA со моќ од 256 MW

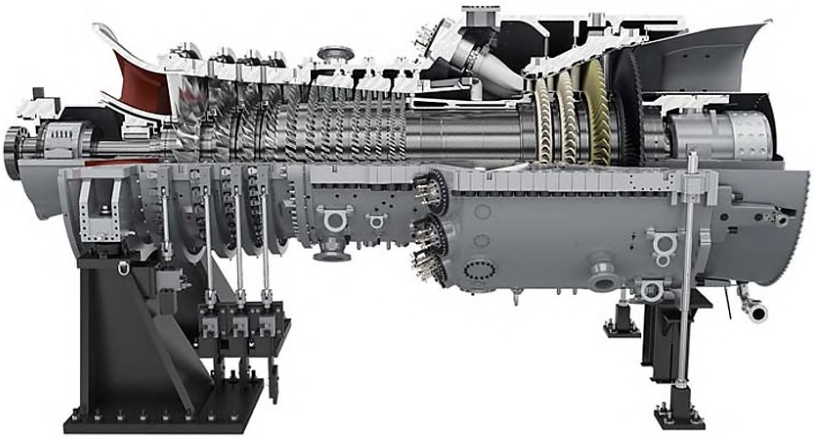


GE Power	9F.03	9F.04
Моќ MW	265	288
КПД %	37.8	38.7

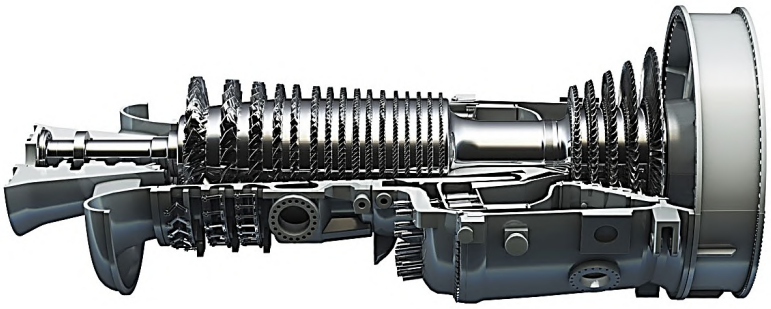
Сл. 3.24. Пресек на ГТЕП GE 9F.04



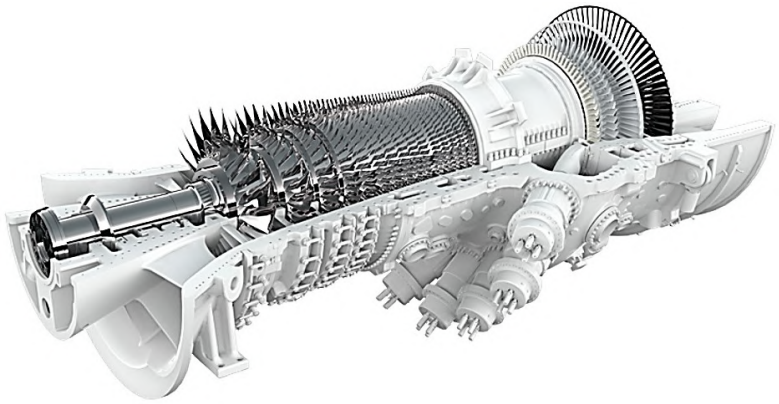
Сл. 3.25. Пресек на ГТЕП GE 6F.01 со моќ од 100 MW



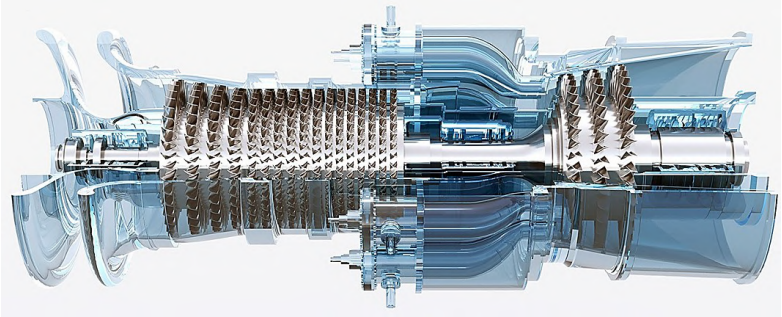
Сл. 3.26. Пресек на ГТЕП од производителот Siemens
со моќ од 450 MW



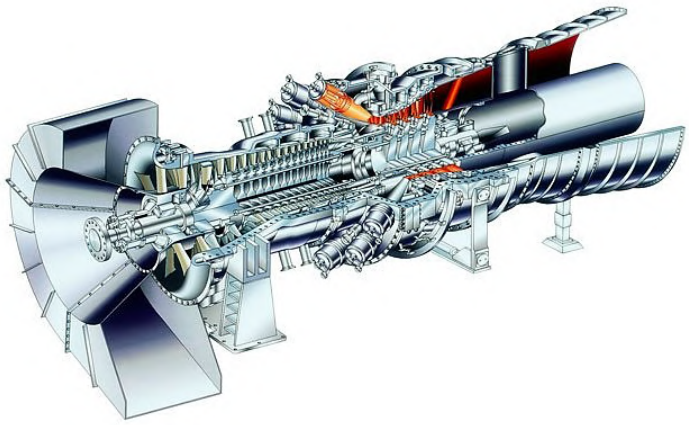
Сл. 3.27. Пресек на ГТЕП од производителот Alstom GT13E2 со моќ од 185 MW и КПД 38 %



Сл. 3.28. Пресек на ГТЕП од производителот AE Group GT36S5 со моќ од 538 MW и КПД 42,8 %

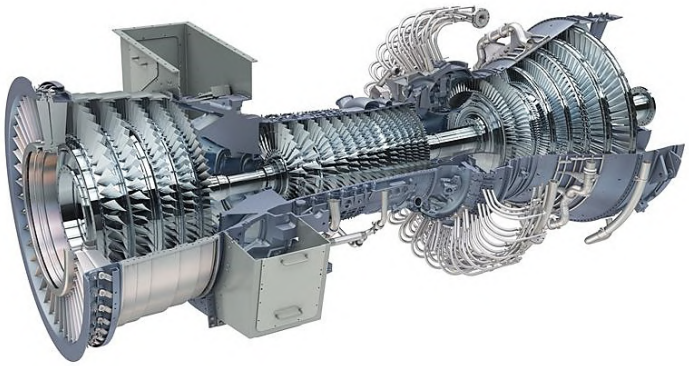


Сл. 3.29. Пресек на ГТЕП од производителот Kawasaki L2 со моќ од 18 MW и КПД 33,7 %

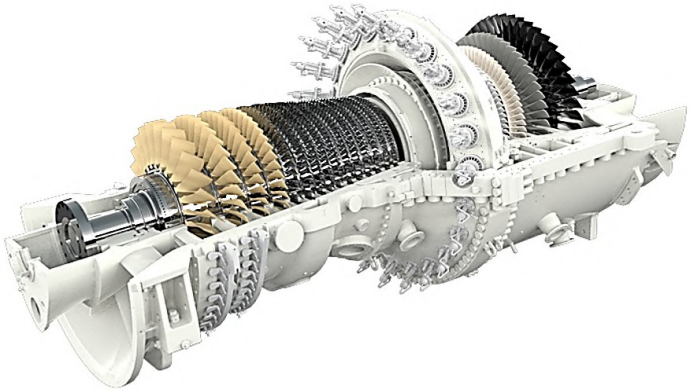


Mitsubishi	LMS100PB	LMS100PA
Моќ MW	98	103
КПД %	45	43,9

Сл. 3.30. Пресек на ГТЕП од производителот Mitsubishi LMS100PA

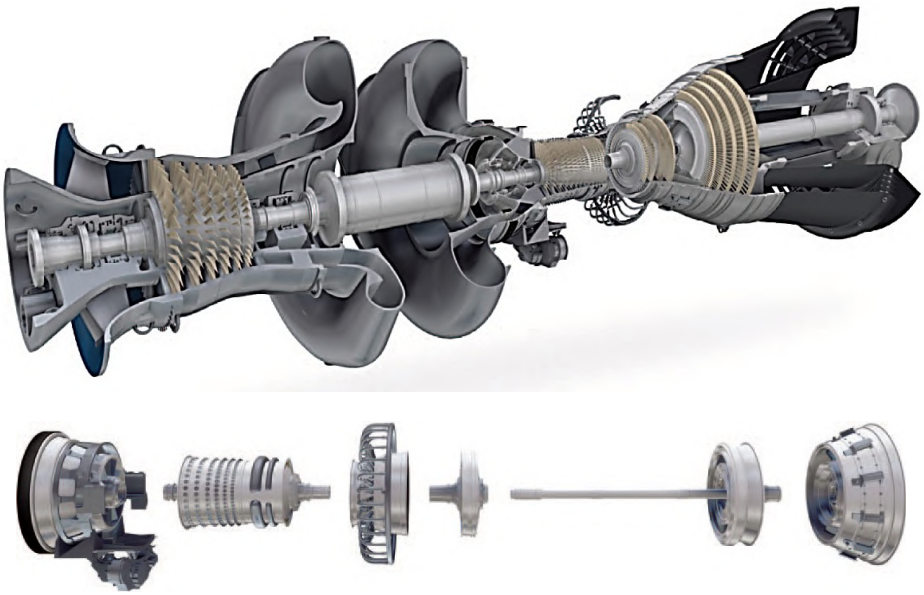


Сл. 3.31. Пресек на ГТЕП со компресор за низок и висок притисок со меѓуладилник меѓу компресорите и една гасна турбина



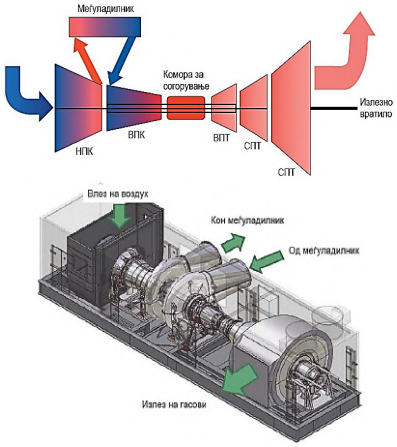
Сл. 3.32. Пресек на ГТЕП од производителот AE Group AE94 со моќ од 340 MW и КПД 40,3 %

На сл. 3.33 е даден пресек на ГТЕП составена од компресор за низок притисок со 5 компресорски степени и компресор за висок притисок со 14 компресорски степени. Помеѓу двата компресори постои меѓуладилник за воздух. Најчесто меѓуладењето на воздухот се изведува со вода, односно со изменувач на топлина (вода-воздух). ВП гасната турбина е составена од 2, а НП од 5 турбински степени.



Сл. 3.34. ГТЕП со два компресора за низок и висок притисок со меѓуладилник и две гасни турбини со виок и низок притисок

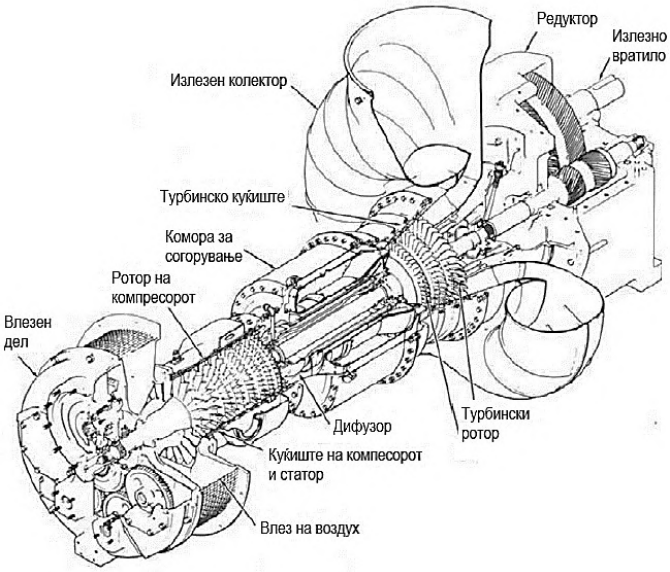
На сл. 3.34 е прикажана интересна конструкција на модерна високоефикасна ГТЕП од призводителот GE тип LMS 100. ГТЕП е составена од нископритисен (6 степени) и високопритисен (14 степени) компресор, комора за согорување, високопритисна гасна турбина (3 степени), дводелна среднопритисна (5 степени) турбина. Компримираниот воздух на излезот од нископритисниот компресор се носи во меѓуладилник воздух-воздух или воздух-вода, а потоа оладен се носи во високопритисниот компресор. Двата компресори се аксијални. Во комората се носи гориво и компримиран воздух и се прави смеса која согорува. Добиените гасови (продукти на согорување) прво експандираат во високопритисната (1 степен), а потоа во дводелната среднопритисна турбина (2+5 степени). ВПТ и првиот дел од СПТ служат за движење на компресорите, а вториот дел на СПТ за предавање моќ на излезното вратило. Принципот на работа е прикажан на сл. 3.35.

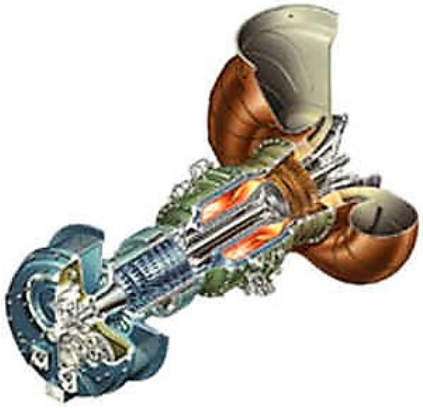


Сл. 3.35. Принцип на работа и поглед на ГТЕП GE LMS 100

3.3.2. Индустриски гаснотрубински ТЕП

Индустриски ГТЕП најчесто се со моќ од (2,5÷20) MW. По конструкција се слични на тешките ГТЕП за производство на електрична енергија, но со помала дебелина на обвивката. Се конструираат најчесто со разделени вратила и нивната ефикасност е добра при повремени оптоварувања. Висока ефикасност се постигнува при високи брзини на вртење, особено кога се користат за движење на компресори. Компресорите кај овие ГТЕП се супсонични аксијални компресори со (10÷16) компресорски степени и однос на притисоците од (5÷15). Американските производители најчесто кај овие ГТЕП користат прстенести комори за согорување (околу 5÷10 комори во круг). Во Европа претежно се користат странични комори за согорување. [75-90]



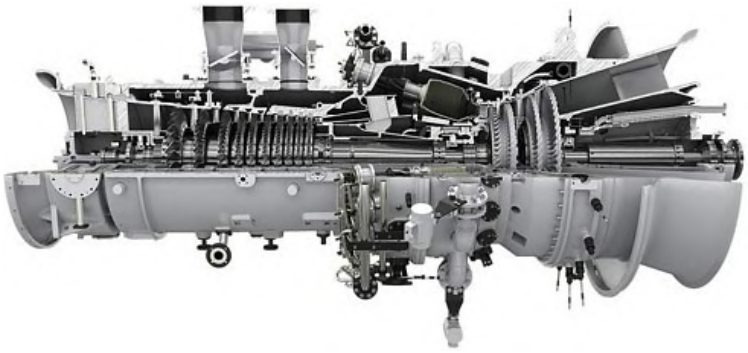


Сл. 3.36. Индустриска ГТЕП, производител Solar Turbines

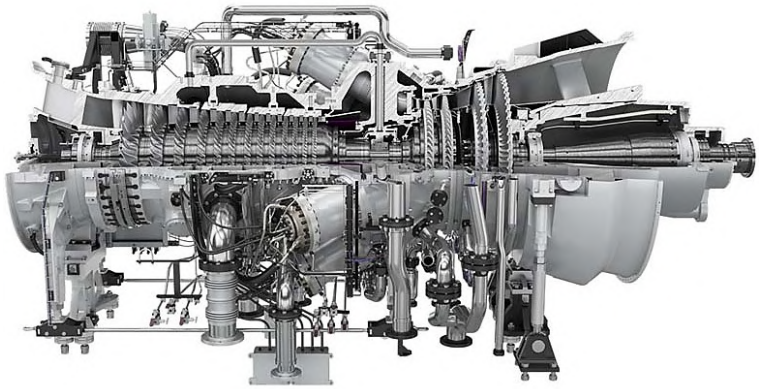
На сл. 3.36 е прикажана индустриска ГТЕП од Solar Turbines со моќ 1,2 MW и КПД 24,3 % со специфична потрошувачка на топлина од 16000 kJ/kWh.

Овие ГТЕП имаат во состав аксијални гасни турбини со (2÷3) турбински степени со воздушно ладење на лопатките од првиот турбински степен. Најчесто се користи циклус со рекуператор за подобрување на КПД.

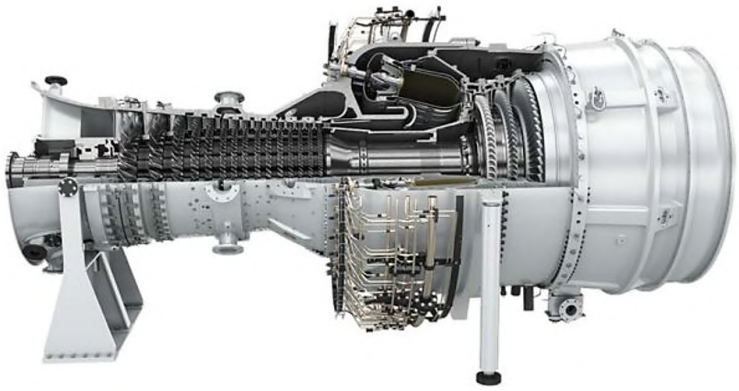
На следните слики се прикажани примери на индустриски ГТЕП од различни производители со приказ на нивните карактеристики.



Сл. 3.37. Индустриска ГТЕП од фирмата Siemens SGT-600



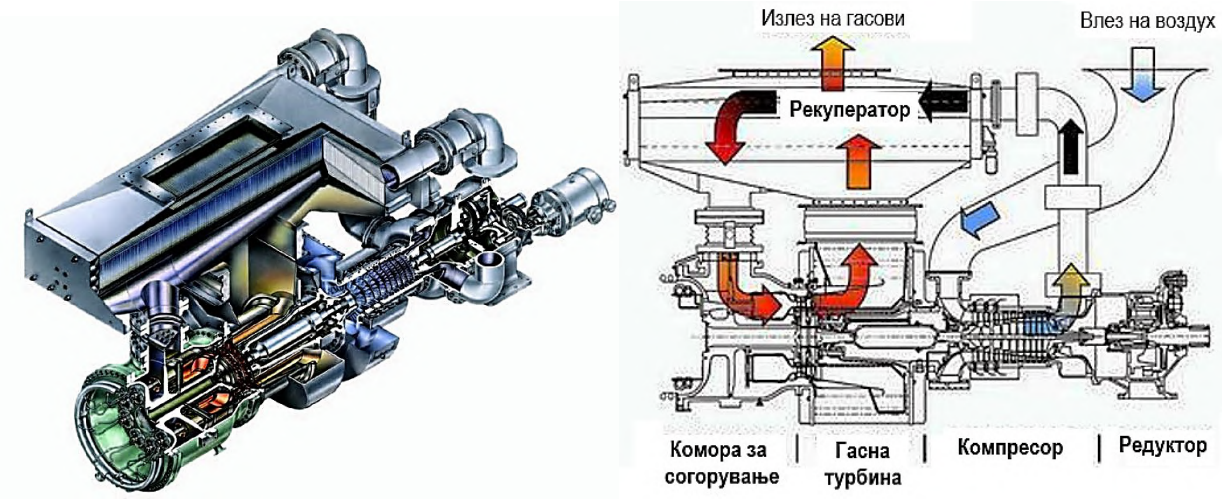
Сл. 3.38. Индустриска ГТЕП од фирмата Siemens SGT-700



Сл. 3.39. Индустриска ГТЕП од фирмата Siemens SGT-800

Siemens	SGT-400	SGT-500
Гориво	ПГ	ПГ
Моќ MW	12,9	19,1
КПД %	34,8	33,8
Број на вртежи min^{-1}	9500	3600
Специфична топлина kJ/kWh	10355	10664
Однос на притисоци	16,8	13
Проток на гасови kg/s	39,4	97,9
Температура на гасовите на излез °C	565	369
Siemens	SGT-600	
Гориво	ПГ	
Моќ MW	24,77	
КПД %	34,2	
Број на вртежи min^{-1}	7700	
Специфична топлина kJ/kWh	10533	
Однос на притисоци	14	
Проток на гасови kg/s	80,4	
Температура на гасовите на излез °C	543	
Siemens		SGT-800
Гориво	ПГ	ПГ
Моќ MW	31,21	47
КПД %	36,4	37,5
Број на вртежи min^{-1}	6500	6600
Специфична топлина kJ/kWh	9882	9597
Однос на притисоци	18,6	19
Проток на гасови kg/s	94	131,5
Температура на гасовите на излез °C	528	544

На сл. 3.40 е прикажана интересна конструкција на индустриска ГТЕП со рекуператор од производителот Solar Turbines со КПД 41 % и специфична потрошувачка на топлина 9351 kJ/kWh. Рекуператорот е изменувач на топлина меѓу излезните гасови од гасната турбина и компримираниот воздух на излезот од компресорот. Рекуператорот е направен од легура 625. Од сликата може да се види движењето на гасовите и воздухот. Воздухот со атмосферски притисок влегува во 10 степен аксијален компресор со однос на притисоци 9,9, а потоа во рекуператорот во кој се загрева. Загреаниот воздух влегува во прстенеста комора за согорување каде го помага процесот на согорување на горивото кој се одвива на 1204 °C. Добиените гасови од согорувањето влегуваат во двостепена аксијална гасна турбина и по експанзијата се носат во рекуператорот во кој својата топлина ја предаваат на компримираниот воздух.



Сл. 3.40. Конструкција на индустриска ГТЕП со рекуператор од производителот Solar Turbines

3.3.3. Турбореактивни гаснотурбински постројки

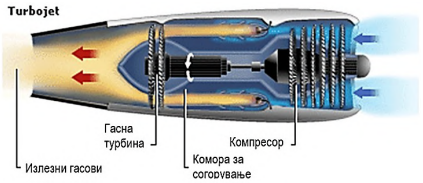
За време на Втората светска војна, се поставиле пред техничките стручни лица тешки задачи во врска со авионските мотори. На авионите требало да им се наголеми брзината, да им се наголеми носивоста на корисниот товар, способноста да поминат што поголем пат, да можат да се искачат што е можно повисоко и за покусо време, а во височините да не ја губат моќта и брзината. Самата основа, принципот на работа и клипните авионски мотори, поставил една граница која не можела да биде надмината. Сите зголемени барања на авијацијата ги задоволил новиот авионски мотор којшто во помала или поголема мера ја користи силата на млазот на издувните гасови, па за тоа се нарекуваат и млазни мотори. Тој мотор се нарекува и реактивен, затоа што работи на принципот на реакција (сл. 3.41). [75-90]

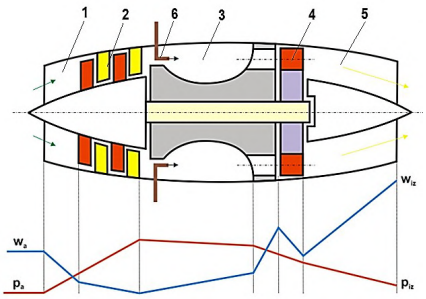
Развиени се неколку типови на вакви мотори и тоа:

- турбопропелерни (TURBO PROP),
- турбомлазни (TURBO JET),
- и турбовентилаторски (TURBO FAN).

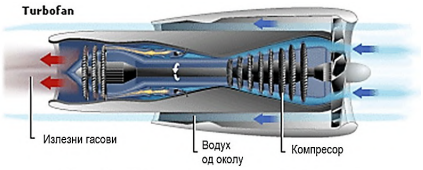
Турбомлазниот мотор работи на следниот начин. Воздухот со брзина w_a, којашто е еднаква на брзината на летањето и со притисокот p_a навлегува во дифузорот (1), каде што врз база на намалувањето на брзината, се наголемува притисокот до p_b со кој влегува во компресорот. Во компресорот се извршува дополнителна адијабатска компресија на воздухот до притисок p_c со кој горивото доведено преку бризгалката (6) согорува, а продуктите на согорување експандираат во гасната турбина (4), којашто го движи компресорот. Работата на гасот во турбината одговара точно на потребната работа за движење на компресорот. Изработените гасови во турбината експандираат адијабатски во излезниот дифузор, односно млазник, до притисок којшто е еднаков на атмосферскиот.

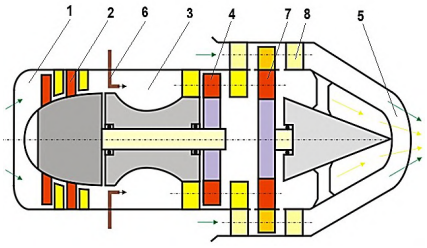
Кај турбовентилаторските мотори, гасовите експандираат и во турбината (8), а работата од таа турбина служи да го движи вентилаторот (7), со што се наголемува масениот проток низ млазникот (5), а со тоа се наголемува притисокот. Кај турбопропелерните двигатели, гасот експандира целосно во гасната турбина, а турбината го движи и компресорот и пропелерот, а сосема мал дел од гасниот проток служи за рактивно движење, односно за создавање потисок. Силата на потисокот е резултанта на сите сили што дејствуваат на внатрешните и надворешните површини на моторот.



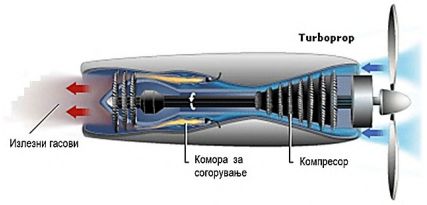


а) турбомлазен





б) турбовентилаторски

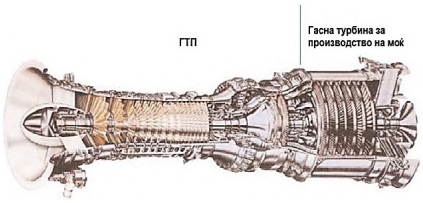


в) турбопропелерен

1. Влезен дифузор
2. Аксијален компресор
3. Комора за согорување
4. Турбина за погон на компресорот
5. Млазник
6. Довод на гориво
7. Вентилатор
8. Турбина за погон на вентилаторот

Сл. 3.41. Принципиелна шема на реактивни мотори

Конструкцијата на авинските мотори во принцип не се разликува од конструкцијата на претходно прикажаните ГТЕП. Авионските мотори најчесто се составени од две основни компоненти: класична гаснотурбинска постројка (ГТЕП) и дополнителна слободна гасна турбина за производство на моќ (сл. 3.42). Класичната ГТЕП се користи како генератор за производство на енергијата на гасот со висока температура и притисок. Кај авионските ГТЕП во комората за согорување согорува авионско гориво, керозин. Целата конструкција се прави за работа со долг работен век и за услови на движење (летање).

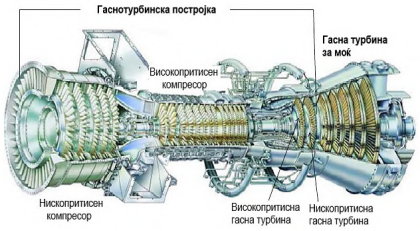


Сл. 3.42. Главни компоненти на турбомлазен мотор

Кај контрукцијата на турбомлазните мотори, вентилаторите на влезот се тргнати и неколку компресорски степени се додаваат на влезот на компресорот. Аксијалните компресори се прават во два дела: дел за низок и висок притисок. Во тој случај и гасната турбина е дводелна: со висок и низок притисок. Секој дел на турбините го задвижува соодветниот дел на компресорите. Вратилото за секој дел за висок и низок притисок соодветно се оптимира. Дополнителната гасна турбина за производство на моќ е одвоена (не е споена) и има врска само со аеродинамичниот излез на моторот. Тоа значи дека турбините имаат практично три вратила. Турбинското вратило на дополнителната турбина е погонско со независна брзина на вртење.

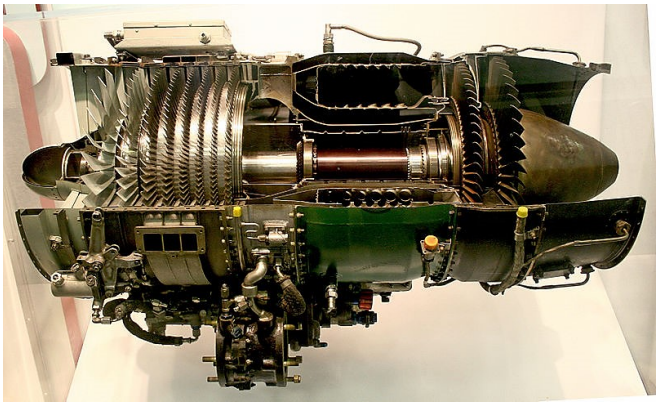
Постројката за генерирање на енергијата на гасот е наменета за производство на излезни гасови со соодветни излезни параметри од (3÷5) bar и (704÷927) ^{o}C или параметри на влезот во дополнителната гасна турбина за моќ.

На сл. 3.43 е прикажан пресек на турбомлазен мотор од производителот GE тип LM 6000 со моќ 48 MW и КПД 41 %. Моторот се состои од два компресори со низок и висок притисок и две турбини за низок и висок притисок. Гасните турбини ги погонуваат компресорите. Меѓу компресорите е поставено меѓуладење со вода. Високопритисната гасна турбина ги движи компресорите, а нископритисната турбина се користи за добивање на моќ. Компресорите и високопритисната турбина се поврзани на исто вратило, а нископритисната турбина има засебно вратило.



Сл. 3.43. Конструкција на турбомлазен мотор

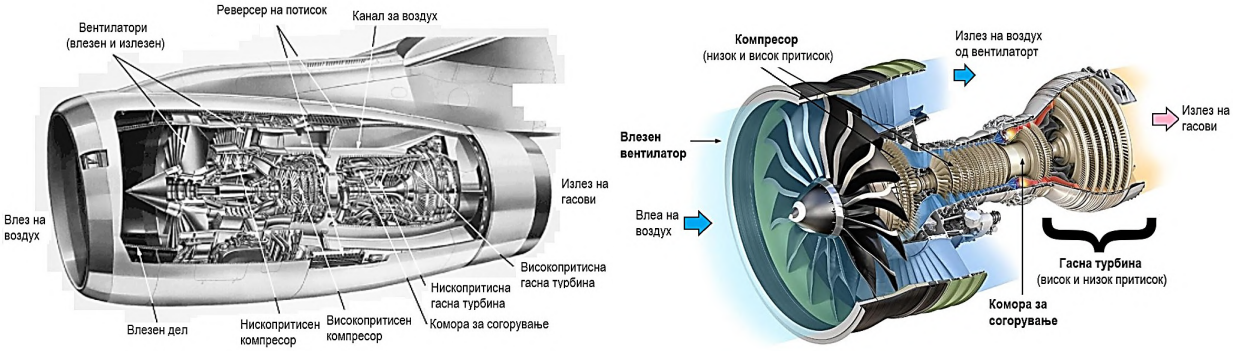
На сл. 3.44 е прикажан турбомлазен мотор од производителот General Electric Aircraft Engines тип J85-GE-17A. Моторот е со едно вратило, со сила на потисок од 12680 N, број на вртежи од 16500 min^{-1} и тежина од 181 kg. Составен е од 8 степен аксијален компресор, прстенеста комора за согорување и 2 степена аксијална гасна турбина.



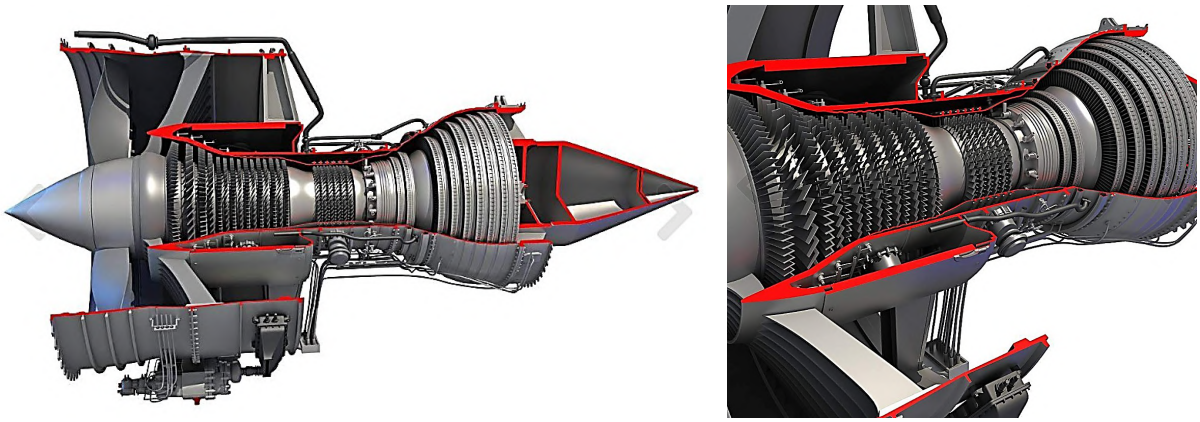


Сл. 3.44. Турбомлазен мотор од GE Aircraft Engines (J85-GE-17A)

На следните сл. 3.45 се дадени пресеци на турбовентилаторски мотори. Претставник на овие мотори е прикажан на сл. 3.46, односно мотор на BMW Rolls-Royce, тип BR715 вграден во авионот Boeing 717.

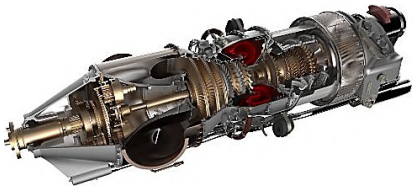


Сл. 3.45. Пресеци на турбовентилаторски мотори со основните делови



Сл. 3.46. Турбовентилаторски мотор на BMW Rolls-Royce BR715 вграден во Boeing 717 [94]

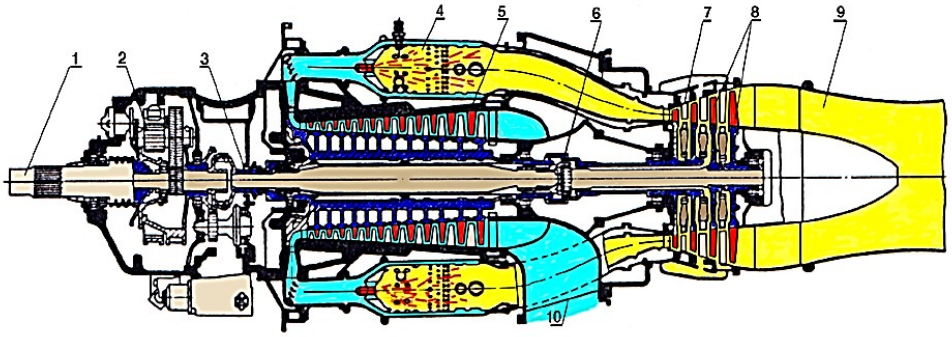
Кај турбомлазните мотори силата на потисок во најголем дел се добива од излезните гасови (над 80 %) и остатокот поради аеродинамиката на излезниот отвор. Силата на потисок кај турбовентилаторските мотори се добива од излезот на гасовите од гасната турбина и излезниот воздух кој се носи од околу.



Сл. 3.47. Турбопропелерен мотор од фирмата GE (типови H75, H80, H85, EEPC)

Кај турпопропелерните мотори силата на потисок се добива со вртење на пропелерот и струење на воздухот околу крилата и телото на авионот. Целата моќ добиена во гасната турбина се предава на вртење на пропелерот на моторот.

На следните сл. 3.47 и 3.48 се прикажани пресеци и конструкции на турбопропелерни мотори од различни производители.

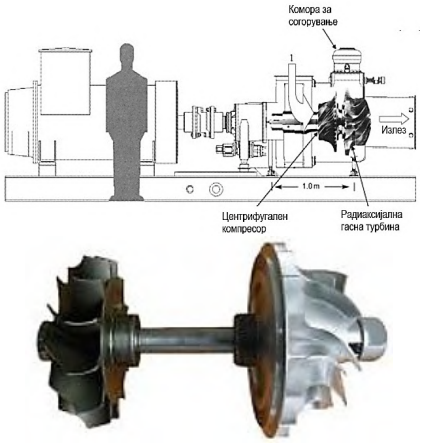


1. Излезно вратило; 2. Редуктор; 3. Радиаксијално лежиште;
4. Комора за согорување; 5. Компресор. 6. Спојка; 7. Обвивка;
8. Гасна турбина; 9. Излезен отвор за гасови.

Сл. 3.48. Пресек со основни елементи на турбопропелерен мотор

3.3.4. Мали гаснотурбински ТЕП

ГТЕП со моќ помала од 5 MW се нарекуваат мали ГТЕП и се со иста конструкција како големите ГТЕП. Но, сепак кај нив можат да се сретнат конструкции со центрифугални компресори или комбинација на центрифугални и аксијални компресори. Гасните турбини во состав на овие ГТЕП најчесто се радиаксијални турбини. Најчеста конструкција е со едно-степен аксирадијален центрифугален компресор со однос на притисоци повисок од 8, единечни странични комори за согорување со температури на согорување од околу 982 °C и радиаксијална гасна турбина (сл. 3.49). [34-66]



Сл. 3.48. Мала гаснотурбинска постројка

Со автоматизација и контрола на смесата во комората за согорување се определува температурата на гасовите на влезот во радиаксијалната турбина и со тоа се влијае на нејзината работа, односно излезната моќ. Ефикасноста на малите ГТЕП обично е пониска во однос на големите ГТЕП, поради пониските температури на гасот на влезот во турби-ната. Повисоки температури не се дозволени затоа што кај овие постројки не е предвидено ладење на лопатките. Од друга страна и КПД на центрифугалните компресори е понизок од КПД на аксијалните компресори. Најчеста вредност на КПД кај овие ГТЕП се движи од (18÷23) % и ретко се повисоки.

На следната сл. 3.49 е прикажана мала ГТЕП од фирмата OPRA Turbines тип OP16 со моќ од 2 MW.



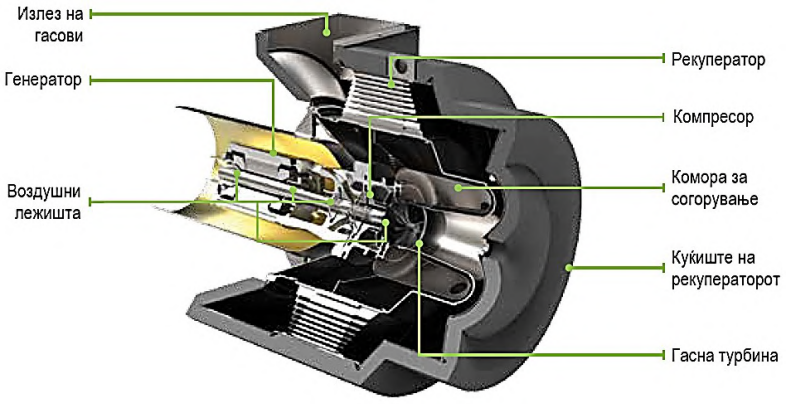
Сл. 3.49. Мала ГТЕП од фирмата OPRA Turbines тип OP16 со моќ од 2 MW

3.3.5. Микротурбини (микро ГТЕП)

Микротрубините се ГТЕП со моќ од (20÷350) kW. Главните компоненти на микротурбините се аксирадијален компресор, прстенеста комора за согорување и радиаксијална гасна турбина. Најчесто се изведуваат со рекуператор за зголемување на КПД. И покрај тоа, постигнуваат релативно ниски КПД помали од околу 30 %. За наголемување на КПД на ГТЕП се комбинираат со топлински изменувачи, односно за комбинирано производство на електрична и топлинска енергија.

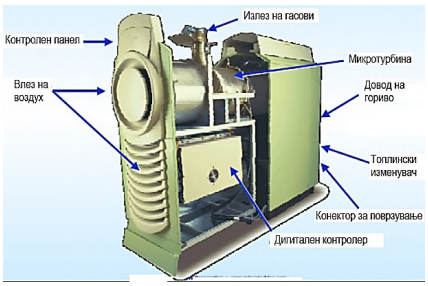
Во зависност од конструкцијата и производителот за улежиштување се користат воздушни (фирма Capstone) или керамички (фирма Elliott) лежишта. [71-74]

На сл. 3.50 е прикажан пресек на микротурбина од производителот Capstone од САД и модул со топлински изменувач, како и карактеристиките на различни типови на ГТЕП.



Capstone	C30	C65	C200S
Моќ kW	29	65	200
КПД %	25	29	33
Гориво	ПГ	ПГ	ПГ
Притисок на горивото bar	0,35	0,20	0,55
Специфична потрош. на топлина kJ/kWh	13400	11600	10900
Проток на излезни гасови kg/s	0,31	0,49	1,3
Излезна температура °C	275	309	280
Топлинска моќ kW	-	120	300
Вкупен КПД %	-	82	-

Сл. 3.50. Пресек на микротурбина од производителот Capstone, модул со топлински изменувач и карактеристиките на различни типови



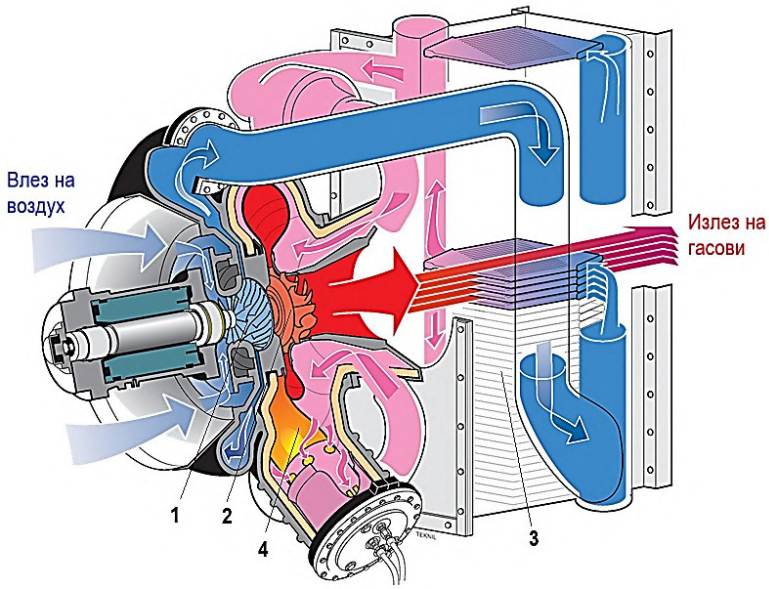
Capstone модул за производство на електрична и топлинска енергија



Сериски поставени модули на фирмата Capstone

За зголемување на моќта постои можност од сериско врзување на повеќе модули со микротурбини. Сериското поврзување на модулите не влијае на вкупниот КПД кај овие постројки.

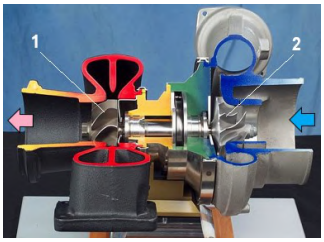
На следната сл. 3.51 е прикажан пресек, шематски приказ на протокот на воздух и гасови и модул на микротурбина од прозводителот Turbec, Шведска. [71-74]



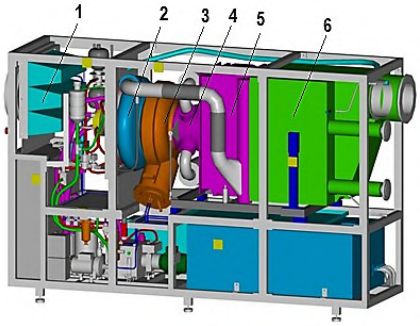
1. Компресор; 2. Гасна турбина; 3. Рекуператор; 4. Комора за согорување

Сл. 3.51. Пресек и проток на воздух и гасови на микротурбина Turbec VT100 (Електрична моќ 100 kWe, Топлинска моќ 167 kWt, Електричен КПД 30%, Вкупен КПД 48 %)

На сл. 3.52 е прикажан модул со микротурбина од производителот Elliott, САД тип TA100 CHP со електрична моќ од 100 kW и топлинска моќ од 172 kW. Електричниот КПД е околу 30 %, а додека вкупниот КПД на постројката е 75 %. Концепцијата на конструкцијата е иста како кај другите производители. Разликата е во улежиштувањето на вратилото ГТЕП, односно производителот користи керамички лежишта.



1. Гасна турбина
2. Компресор



1. Филтер за воздух
2. Компресор
3. Комора за согорување
4. Гасна турбина
5. Рекуператор
6. Топлински изменувач

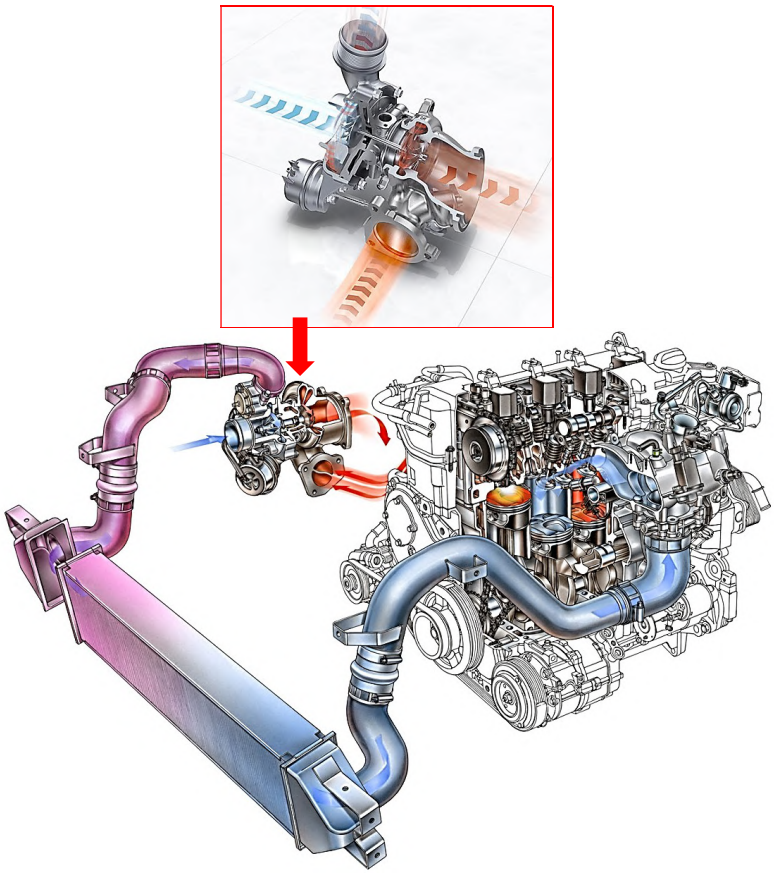
Модул на микротурбина за производство на електрична и топлинска енергија



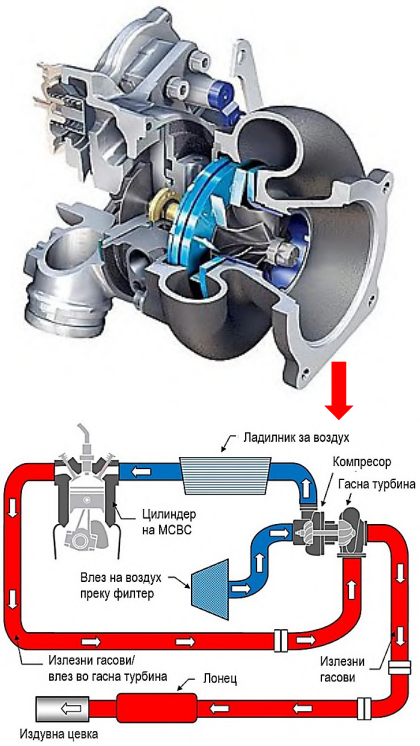
Сл. 3.52. Модул со микротурбина од Elliott тип TA100 CHP

3.3.6. Гасни турбини за возила

Гасните турбини кои се користат во автомобилите се со моќ од (300÷1500) KS. Денес, практично е незамисливо да кај новите автомобили со дизел (а и кај ото-мотори) МСВС не се користи гасна турбина. Гасните турбини кај автомобилите се користат за движење на компресор, односно турбокомпресија (сл. 3.53). [85-90]



Сл. 3.53. Турбокомпресија кај МСВС

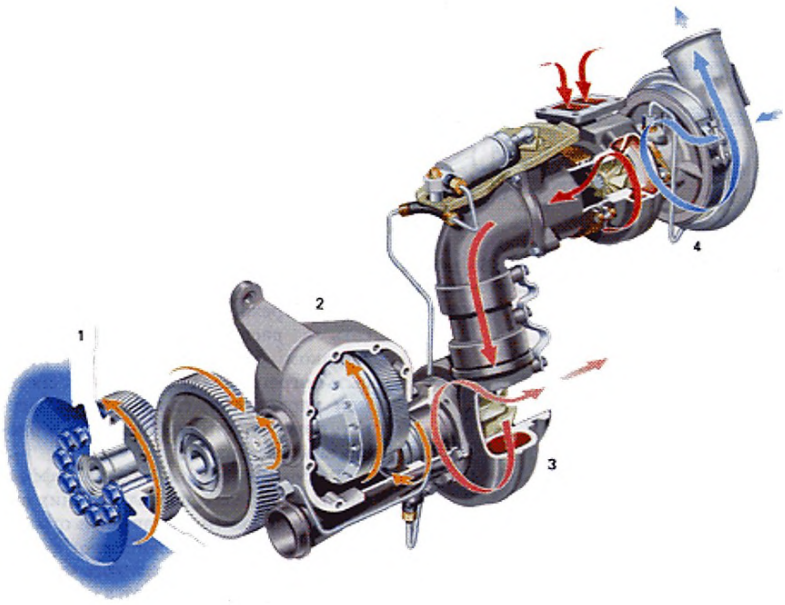


Принцип на работа и поглед на турбокомпресорот

Најголемата предност на моторите со гасна турбина во однос на атмосферските МСВС е во постигнувањето на голем вртежен момент при мал број на вртежи. Кај овие мотори максималниот вртежен момент и максималната моќ се постигнува при понизок број на вртежи. За правилна работа на моторот потребна е соодветна смеса од воздух и гориво при одреден број на вртежи. Меѓутоа, кога е потребна поголема моќ потребно е да се зголеми бројот на вртежи и да

се внесе поголема количина на воздух. Кај моторите без гасна турбина тоа е проблем (недостаток) и во одредени моменти не може да се постигне бараната моќ. Овој недостаток се елиминира со користење на гасните турбини со кои се постигнува поголема моќ без промена на димензиите на моторот (користење мотори со помала моќ).

Кај автомобилите се применуваат радиаксијални гасни турбини кои погонуваат аксирадијален компресор. За движење на гасните турбини се користи кинетичката енергија на излезните гасови од моторот.



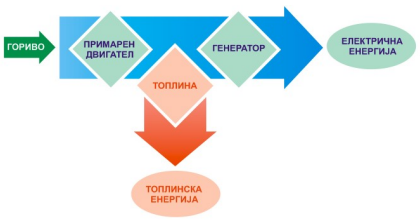
Сл. 3.54. Систем со две гасни турбини за преполнување на гориво кај МСВС

На сл. 3.54 е прикажан систем за преполнување на моторот со две радиаксијални турбини. Високопритисната турбина (4) го движи компресорот и се активира на голем број на вртежи на моторот. Од високопритисната турбина излезните гасови влегуваат во нископритисната радиаксијална гасна турбина (3). Преку механички преносник со запчаници (1 и 2) се обезбедува преполнување на моторот при мал број на вртежи на моторот (кога тоа е најпотребно).

4 КОМБИНИРАНИ КОГЕНЕРАТИВНИ ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ



Под поимот когенерација или комбинирано производство на енергија се подразбира истовремено производство на два вида енергија, односно механичка (електрична) и топлинска енергија (сл. 4.1). [106-147]



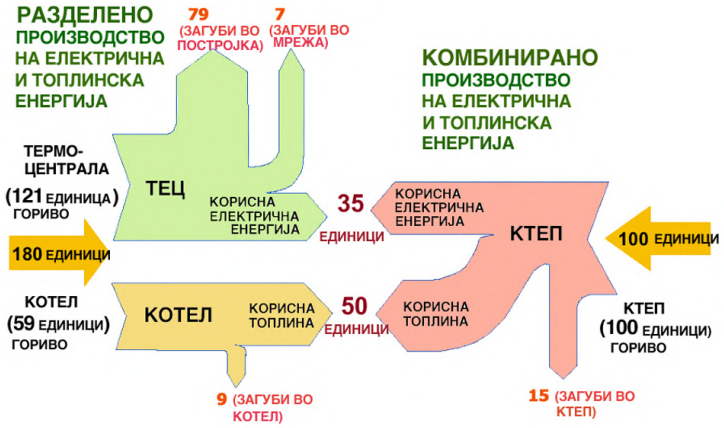
Сл. 4.1. Комбинирано производство на електрична и топлинска енергија (когенерација)

Механичката енергија се користи за погон на:

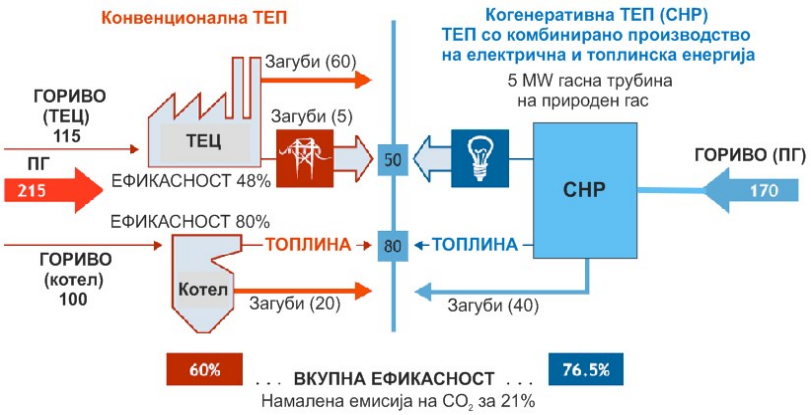
- електрогенератори,
- компресори,
- пумпи, или
- вентилатори.

Кај комбинираното производство на енергија ефикасноста е повисока и се движи (40÷70) %, а вкупното искористување на енергијата се движи до 90 %. Со примена на комбинирано производство се намалува потрошувачката и трошоците на енергија, како и загадувањето на околината. Една когенеративна постројка може да заштеди околу 40 % од примарната енергија.

На сл. 4.2 и 4.3 е прикажана споредба на доведената со гориво енергија и искористената електрична и топлинска енергија при разделно и комбинирано производство на енергија. Од сликите може да се види дека при разделно производство на електрична и топлинска енергија се потребни 180 (215) единици, а при комбинираното 100 (170) единици на доведена енергија со горивото.



Сл. 4.2. Распоред на доведената со гориво енергија и искористената електрична и топлинска енергија при разделено и комбинирано производство на електрична и топлинска енергија



Сл. 4.3. Споредба на доведената со гориво енергија и искористената електрична и топлинска енергија при разделено и комбинирано производство на електрична и топлинска енергија

Друга придобивка од когенерацијата е:

- замена на старата, неефикасна и нечиста опрема со современа, многу поефикасна и почиста технологија, и
- ефикасно прилагодување на производството на топлинска и електрична енергија.

Односот на електричната кон топлинската енергија, односно моќноста кон топлината се нарекува когенеративен однос. Големината на когенеративниот однос има влијание на вкупната ефикасност на когенеративните ТЕП (таб. 4.1). Со зголемување на когенеративниот однос или односот на електричната и топлинската моќ се намалува вкупната ефикасност на когенеративната ТЕП.

Таб. 4.1. Влијание на когенеративниот однос на вкупната ефикасност кај когенеративните ТЕП:

Однос електрична/топлинска моќ	Вкупна ефикасност во %
0,11	88
0,25	82
0,50	76
1,00	69
2,00	63
4,00	59
9,00	57

Во наредната таб. 4.2 е прикажана споредба на технологиите за комбинирано производство на топлинска и електрична енергија.

Таб. 4.2. Споредба на технологиите за комбинирано производство на електрична и топлинска енергија:

Систем за когенерација	Однос kWt/kWe	Електричен КПД %	Вкупен КПД %
Противпритисна парна турбина	4,0÷14,3	14÷28	84÷92
Кондензациона парна турбина со одземање пара	2,0÷10,0	22÷40	60÷80
Гасна турбина	1,3÷2,0	24÷35	70÷85
Комбиниран паро-гасен циклус	1,0÷1,7	55÷65	69÷83
Мотори СВС	1,1÷2,5	33÷53	75÷85

Од таб. 4.2 може да се види дека највисока ефикасност се постигнува кај когенеративните ТЕП со противпритисна турбина. Примената на противпритисните турбини бара постоење од доволно голем и постојан во текот на целата година технолошки потрошувач на топлинска енергија.

ТЕП за когенерација во принцип се состојат од четири основни елементи и тоа:

- погонски мотор (парна или гасна турбина или мотор СВС),
- електрогенератор,
- изменувач или котелска постројка за искористување на отпадната топлина (котел утилизатор), и
- систем за контрола.

Според технологиите за добивање механичка, односно електрична енергија (погонскиот мотор), се делат на системи со:

- мотор СВС со котелска постројка, или изменувач за искористување на отпадната топлина,
- парна противпритисна или кондензациона турбина со регулирано одземање на пара,
- гасна турбина со котелска постројка за искористување на отпадната топлина (котел утилизатор, топлински изменувач),
- камбинирана гасна и парна турбина со котелска постројка за искористување на отпадната топлина (котел утилизатор) и
- горивни ќелии, гасна и парна турбина со котелска постројка за искористување на отпадната топлина (котел утилизатор).

Во однос на корисниците на добиената енергија, когенеративните постројки можат да се класифицираат на:

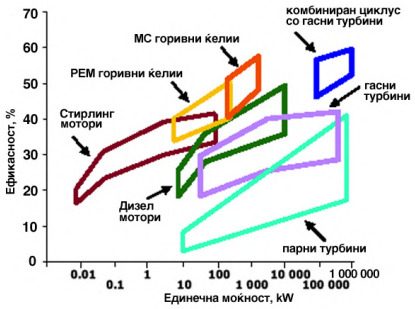
- Комунална когенерација, обезбедува централно греење или ладење;
- Индустриска когенерација, високотемпературна (рафинерии, челичани, цементарници, индустрија за керамика и стакло) и нискотемпературна топлина (индустрија за кожа и хартија, текстилна, прехранбена и индустрија за пијалаци); и
- Комерцијална/административна когенерација, посебно применлива за установи како што се хотели, болници, универзитетски и образовни објекти и др.

Истовремено производство на електрична и топлинска енергија може да се добие и со комбинирање на два или повеќе погонски мотори, односно термодинамички циклуси. Во зависност од бројот на применетите термодинамички циклуси, системите за когенерација можат да се поделат на системи со:

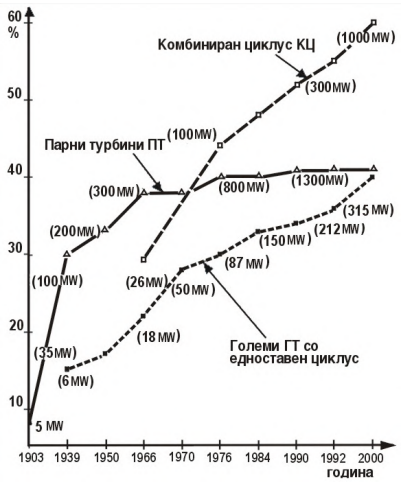
- единичен,
- двоен (бинарен), и
- троен циклус.

Од дијаграмот прикажан на сл. 4.4 може да се види дека електричниот КПД на комбинираните ТЕП се движи до околу 60 % и зависи од видот на погонскиот мотор. Овој КПД е повисок во однос на класичните ТЕП кој се движи помеѓу (30÷40) %. Повисокиот КПД на комбинираните ТЕП е резултат на заштедата на гориво кај овие ТЕП која се движи од (15÷40) %. Во последните сто години е постигнат значителен развој на турбинските, односно комбинираните ТЕП. Пред сто години се произведувале ТЕП со мала моќ од (5÷35) MW, кои работеле со ниска ефикасност помеѓу (10÷20) %. По 2000 година, веќе се произведуваат ТЕП со голема моќ (1000 MW), кои работат со висока ефикасност од околу 60 %. Овој релативно брз развој на ТЕП се должи на развојот на турбинските постројки и котелските постројки (котлите утилизатори), кои се користат кај комбинираните ТЕП (циклуси). Развојот на ТЕП е прикажан на дијаграмот на сл. 4.5.

Во таб. 4.3 е направена споредба на технологиите за комбинирано производство на електрична и топлинска енергија во зависност од видот на погонскиот мотор.



Сл. 4.4. Ефикасност на циклусите со различни погонски мотори во зависност од единечната моќност

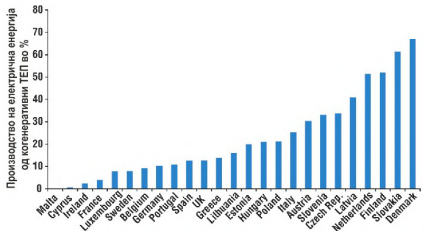


Сл. 4.5. Зголемување на КПД на парните, гасните и комбинираните циклуси во периодот од 1900÷2000 година

Таб. 4.3. Споредба на технологиите за комбинирано производство на електрична и топлинска енергија:

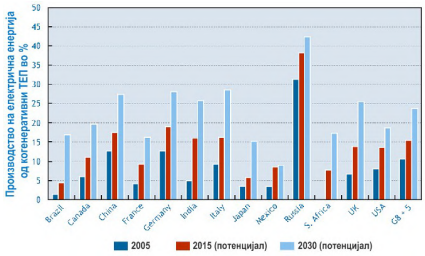
Големина	Дим.	Дизел мотор	Гасен мотор	Парна турбина	Гасна турбина	Микро турбина	Горивна ќелија
Електричен КПД	%	30-50	25-45	30-42	25-40	20-30	40-70
Номинална моќ	MW	0,05-5	0,05-5	Неоган.	3-200	0,025-0,25	0,2-2
Специфична цена	$/kW	400-700	400-800	800-1000	700-900	500-1000	>2000
Расположливост	%	90-95	92-97	~100	90-98	90-98	>95
Притисок на гориво	bar	<0,35	0,07-3,1		8,3-34,5	2,76-6,9	0,035-3,1
Гориво		Дизел Отпадно	ПГ, ТНГ Биогас	Сите	ПГ, ТНГ Биогас	ПГ, ТНГ Биогас	ПГ, ТНГ Биогас
Емисија на NOx	kg/MWh	1,36-15	1-12,7	0,82	0,14-1,8	0,18-1,0	<0,009
Користење на топлинската енергија		Топла вода ВП пара Централно греење	Топла вода ВП пара Централно греење	Пара Централно греење	Дир. топлина Топла вода ВП пара Цент. греење	Дир. топлина Топла вода ВП пара	Топла вода ВП и НП пара
Специфична потрош. на топлина	kJ/kWh	3590	1055-5280		3590-12670	4220-15830	530-3900
Температура	°C	83-483	149-260		260-594	205-344	60-371

Примената на когенеративните ТЕП во Европа и во светот сè повеќе се зголемува. Најголемо производство на електрична енергија, изразено во проценти (%) од вкупното производство на електрична енергија, е забележано во Данска и другите скандинавски земји (сл. 4.6). Не е мал и процентот на производство на електрична енергија во когенеративни постројки во Г8 земјите во светот. Од сл. 4.7 може да се види дека во тој поглед во предност е Русија, Канада и Кина.



Сл. 4.6. Примена на когенерацијата во поединечни земји во Европа

Во Македонија се изградени две когенеративни ТЕП. Првата е ТЕ-ТО Скопје со електрична моќ од 220 MW и топлинска моќ од 160 MW. Оваа ТЕП е комбинирана ТЕП со паро-гасен циклус, односно гасна турбина, котел утилизатор и кондензациона парна турбина со регулирано одземање на парата (преку топлински изменувач) за централно греење на градот Скопје. Постројката работи на природен гас. Втората когенеративна постројка е ЕСМ Енергетика (порано Когел) Скопје со електрична моќ од 30 MW и топлинска моќ од 13 MW. Оваа постројка како погонски мотор користи гасни МСВС. Постројката се наоѓа во кругот на Железарница Скопје, а како гориво користи природен гас. Топлинската енергија се користи за технолошките процеси во Железарницата. Во иднина се планира изградба на дополнителни когенеративни ТЕП со моќ од 1000 MW (Стратегија за развој на енергетиката во РМ до 2030, МАНУ).



Сл. 4.7. Примена (2005 и 2015) и прогноза (2030) на когенерацијата во Г8 земјите во светот

4.1. КОГЕНЕРАТИВНИ ТЕП СО МОТОРИ СВС

Основни карактеристики што ги прават моторите СВС погодни како погонски мотори кај когенеративните постројки се:

- изработуваат со единечна моќ во широк дијапазон,
- брзо влегуваат во работа,
- влегуваат во работа со многу мала помошна опрема,
- имаат висока расположливост (околу 95 %),
- висока ефикасност при производство на електрична енергија,
- висока надежност и едноставно одржување.

Предност на моторите СВС:

- мали инвестициони вложувања,
- надежно производство на енергија,
- ниски трошоци на експлоатација,
- чиста енергија,
- лесни за одржување,
- широка инфраструктура за одржување.

Во следната таб. 4.4 е прикажана распределбата на енергиите кај МСВС без и со искористување на отпадната топлина. Лесно може да се види дека со искористување на отпадната топлина се постигнува висока вкупна ефикасност на овој тип на ТЕП.

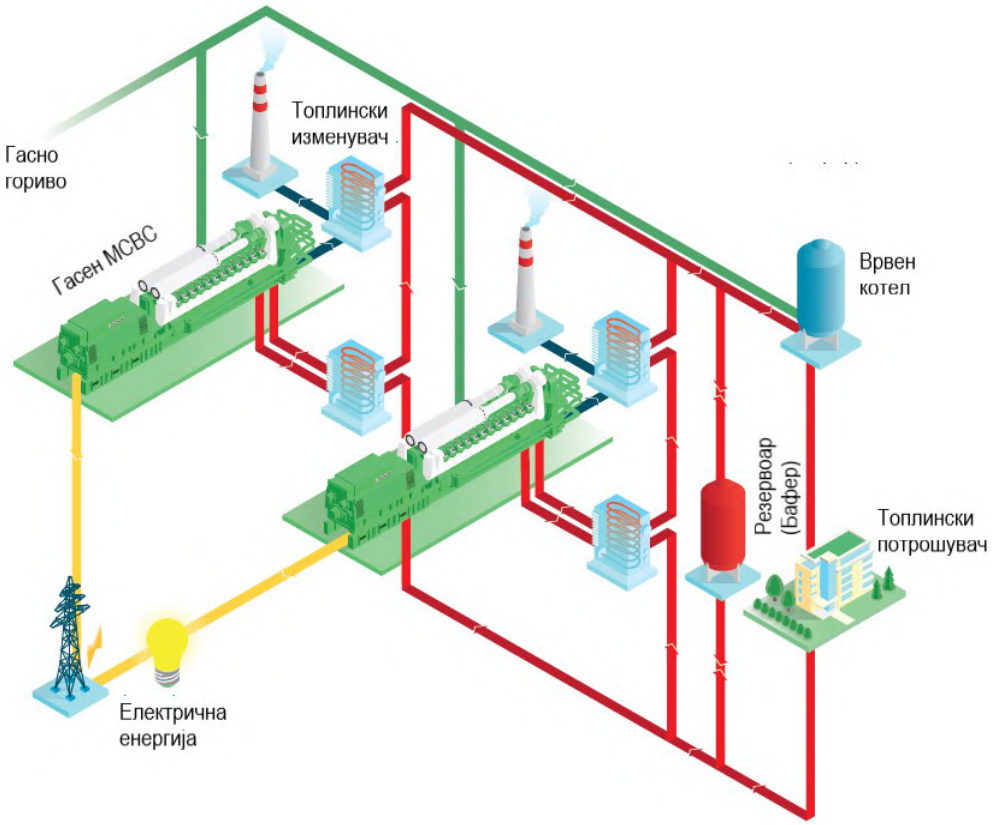
Таб. 4.4. Распределба на енергиите кај мотор СВС без и со искористување на отпадната топлина:

	Без искористување на отпадната топлина, во %	Со искористување на отпадната топлина, во %
Ефективна моќ на моторот	35	35
Неискористена топлина	65	21
Искористена топлина	0	44
Вкупно искористена топлина	35	79

Постојниот капацитет на топлинска енергија добиена од комбинирани постројки со МСВС може да биде искористен во различни индустрии како што се хемиска, хартија и преработката на храна, како и производството на метали. Може да се користат (голем потенцијал) за задоволување на енергетските потреби на училишта, болници, хотели и други комерцијални и административни објекти.

Ова решение заштедува пари со значително намалување на загубите во преносот и дистрибуцијата, особено кога се изградени во близина на објектите. [106-147]

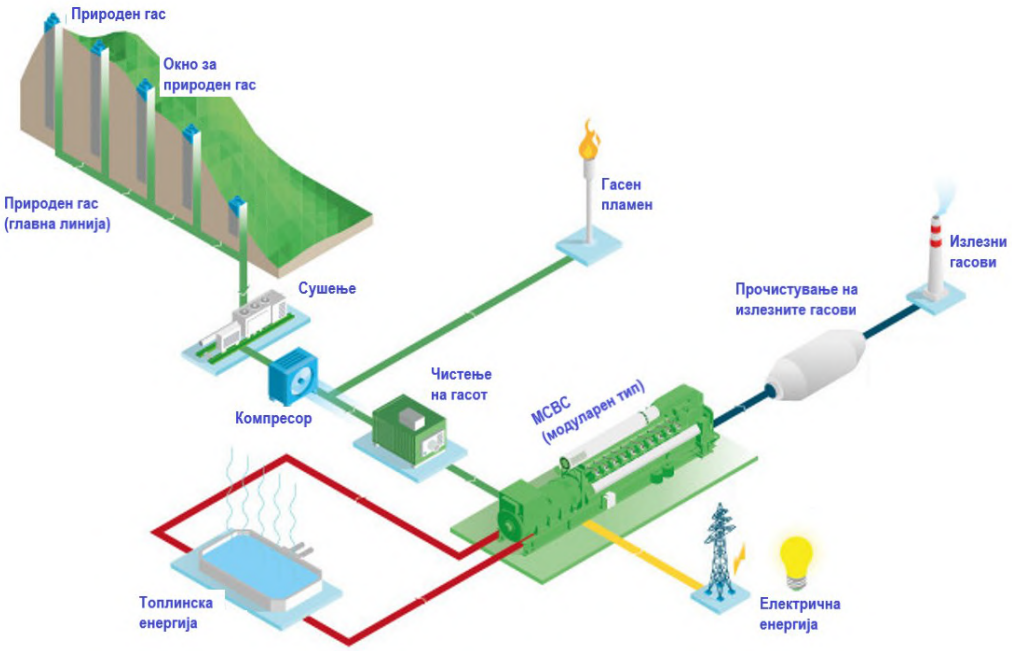
На сл. 4.9 е прикажана принципиелната шема на когенеративна постројка со мотори со внатрешно согорување.



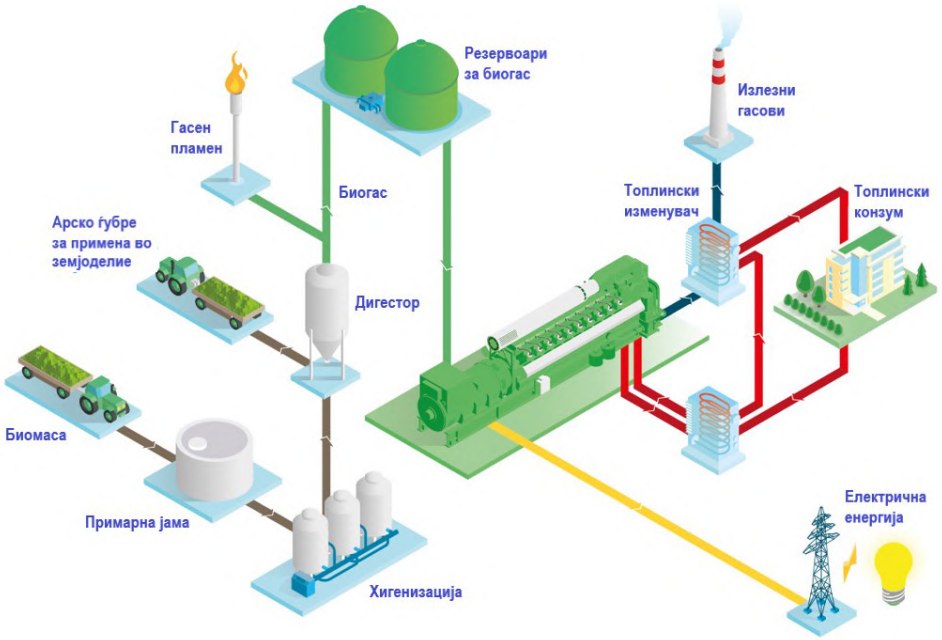
Сл. 4.9. Принципиелна шема на когенеративна постројка со МСВС

Когенеративните постројки со МСВС можат да работат на различни гасни горива, а најпримснувани и воедно најпогодни за примена во Македонија се природниот гас и биогасот.

На сл. 4.10 и 4.11 се дадени принципиелни шеми на когенеративни постројки со МСВС на природен гас и биогас.



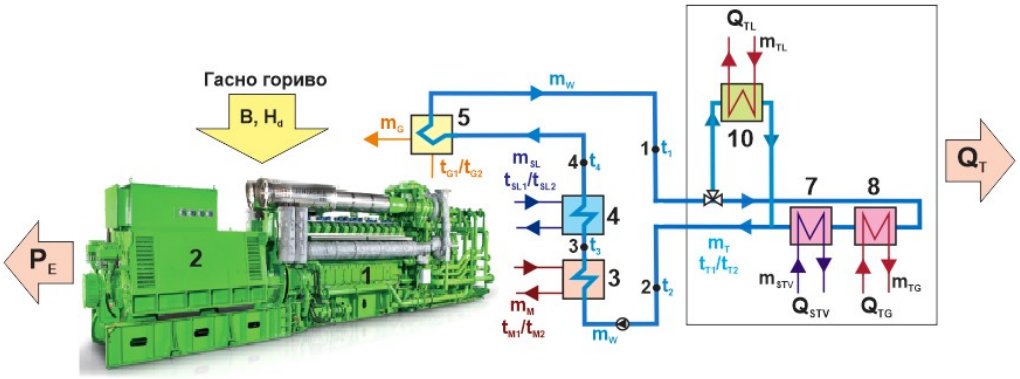
Сл. 4.10. Когенеративна постројка со МСВС на природен гас



Сл. 4.11. Когенеративна постројка со МСВС на биогас

Тригенерација или комбинирано производство на електрична енергија и топлинска енергија за ладење и греење има низа предности во однос традиционалните методи на ладење. Кај тригенерацијата топлинската енергија се користи за ладење со примена на апсорпциони ладилни машини (парни или топловодни). Овие ладилни машини имаат низа предности во однос на класичните компресорски ладилни машини, затоа што немаат подвижни делови. Тие се речиси тивки, а намаленото абење на компонентите резултира со помали трошоци при експлоатација и зголемување на работниот век. Затоа што се користи вода како средство за ладење, системот за апсорпција не испушта никакви штетни материи во атмосферата, што поволно влијае на вкупната еколошка слика на овие постројки. [106-147]

На сл. 4.12 е прикажана тригенеративна постројка со гасен МСВС за производство на електрична и топлинска енергија која се користи за греење, ладење и подготовка на санитарна топла вода. Во овој случај топлинската енергија добиена од МСВС со два топлински изменувачи вода/вода (7 и 8) и топловодна апсорпциона ладилна машина (10) се предава кон потрошувачите. Главната разлика кај оваа комбинација е тоа што покрај греењето со систем за греење 90/70 °C и систем за подготовка на санитарна топла вода - СТВ (заедно со греењето 90/40 °C), дополнително е поставена и топловодна апсорпциона ладилна машина со однос на температурите 90/72 °C. Тоа значи дека влезната топла вода во ТАЛМ влегува со температура од 90 °C, а излегува со температура 72 °C (многу слично на системот за греење).



1. Мотор СВС на гасно гориво; 2. Електрогенератор; 3. Топлински изменувач масло/вода; 4. Топлински изменувач средство за ладење/вода; 5. Топлински изменувач излезни гасови/вода; 7. Топлински изменувач за греење; 8. Топлински изменувач за СТВ; 10. Топловодна апсорпциона ладилна машина.

Сл. 4.12. Тригенеративна постројка со гасен МСВС за производство на електрична и топлинска енергија (греење, ладење и СТВ)

Топлинскиот биланс на кругот со топлински изменувачи и ТАЛМ може да се изрази:

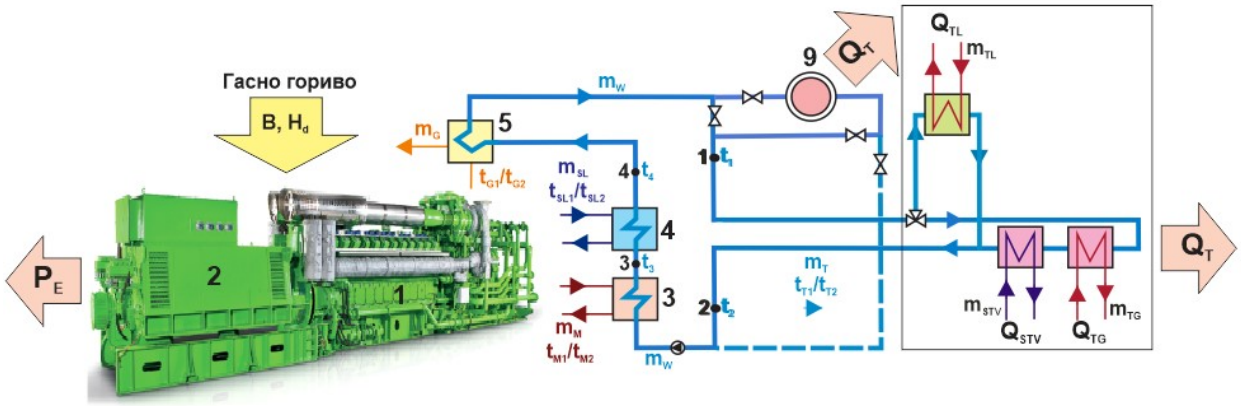
$$Q_W = Q_T \cdot \eta_{TIT} = (Q_{TL,G} + Q_{STV}) \cdot \eta_{TIT}$$

$$m_W \cdot c_{pW} \cdot (t_1 - t_2) = m_T \cdot c_{pW} \cdot (t_{T2} - t_{T1}) \cdot \eta_{TIT} \quad \text{или}$$

$$m_W \cdot c_{pW} \cdot (t_1 - t_2) = m_{TL,G} \cdot c_{pW} \cdot (t_{TL,G2} - t_{TL,G1}) \cdot \eta_{TIL,G} + m_{STV} \cdot c_{pW} \cdot (t_{STV2} - t_{STV1}) \cdot \eta_{STV}$$

m_T kg/s = проток на вода за греење, ладење и СТВ,
t_{T1}, t_{T2} °C = температура на водата за греење, ладење и СТВ на излезот и влезот од топлинскиот изменувач (систем за греење, ладење и СТВ 90/40 °C, систем за греење 90/70 °C, за ладење 90/72 °C),
m_W kg/s = проток на вода во кругот на топлински изменувачи,
c_{pW} kJ/kgK = специфичен топлински капацитет на вода (4,187 kJ/kgK)
t_1, t_2 °C = температура на водата во кругот на влезот и излезот во топлинскиот изменувач,
η_{TI} = КПД на топлинските изменувачи (усвоено 0,98).

На сл. 4.13 е прикажана тригенеративна постројка со гасен МСВС за производство на електрична и топлинска енергија која се користи како технолошка пара за искористување во технолошкиот потрошувач и топла вода за греење, ладење и подготовка на СТВ. Доколку температурата на повратниот кондензат од технолошкиот потрошувач на пара се враќа со температура од 90 °C, може да се искористи за греење, ладење и подготовка на СТВ.



1. Мотор СВС на гасно гориво; 2. Електрогенератор; 3. Топлински изменувач масло/вода; 4. Топлински изменувач средство за ладење/вода; 5. Топлински изменувач излезни гасови/вода; 9. Потрошувач на технолошка пара.

Сл. 4.13. Тригенеративна постројка со гасен МСВС за производство на електрична и топлинска енергија (технолошка пара, греење, ладење и опција СТВ)

Топлинскиот биланс на технолошкиот потрошувач е:

$$(Q_M + Q_{SL} + Q_G) \cdot \eta_{TI} = Q_{Tp} + Q_{TG,STV}$$

$$m_M \cdot c_{pM} \cdot (t_{M2} - t_{M1}) \cdot \eta_{TIM} + m_{SL} \cdot c_{pSL} \cdot (t_{SL2} - t_{SL1}) \cdot \eta_{TISL} + m_G \cdot c_{pG} \cdot (t_{G2} - t_{G1}) \cdot \eta_{TIG} =$$

$$= m_0 \cdot (i_1 - i_2) + m_0 \cdot c_{pW} \cdot (t_{T2} - t_{T1})$$

m_0 kg/s = проток на пара (кондензат),
i_1, i_2 kJ/kg = енталпија на парата и енталпија на кондензатот,
t_{T1}, t_{T2} °C = температура на водата за греење и СТВ на излезот и влезот од топлинскиот изменувач
η_{TI} = КПД на топлинските изменувачи (усвоено 0,98).

Вкупниот коефициент на полезно дејство (КПД) на когенеративната постројка се определува:

$$\eta_{vkKP} = \frac{P_E + Q_T}{Q_d} = \frac{P_E + Q_T}{B \cdot H_d}$$

P_E kW = електрична моќ,
Q_T kW = топлинска моќ,
B kg/s = потрошувачка на гориво,
H_d kJ/kg = долна топлинска моќ на горивото.

Покрај претходните големини, во пресметката е битно определувањето на дополнителни (помошни) големини:

Топлинската енергија за централно греење Q_{TG} и ладење Q_{TL} се менува во зависност од надворешната температура и се пресметува:

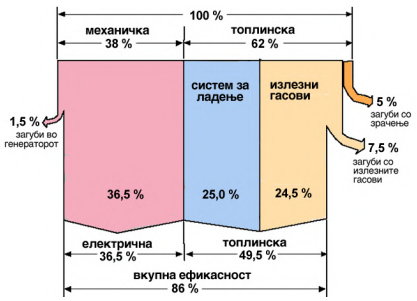
$$Q_{TG} = Q_{TG\max} \frac{t_v - t_{nsr}}{t_v - t_n} \quad \text{kW}$$

$$Q_{TL} = Q_{TL\max} \frac{t_{nsr} - t_v}{t_n - t_v} \quad \text{kW}$$

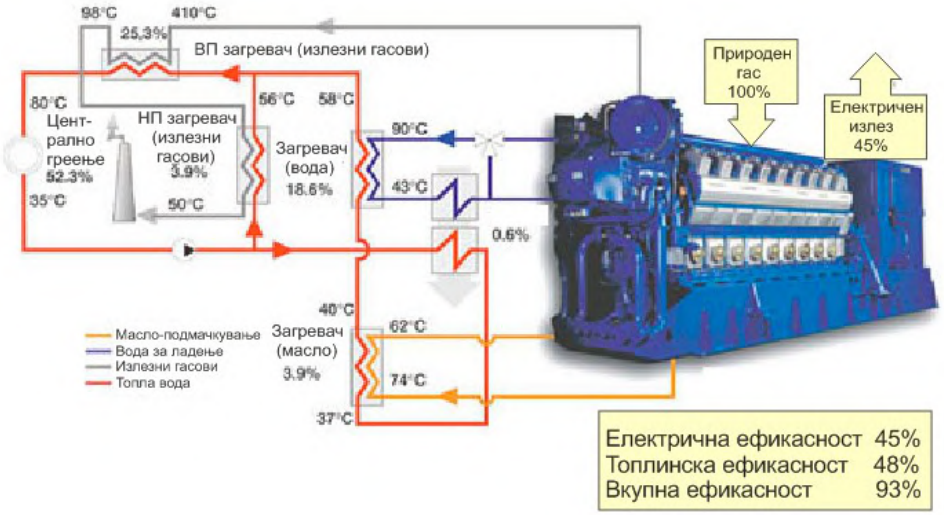
$Q_{TG,Lmax}$ kW = максимална топлина греење и ладење при проектна надворешна температура,
t_v °C = средна внатрешна температура,
t_{nsr} °C = средна месечна надворешна температура,
t_n °C = надворешна проектна температура (за греење -15 °C и за ладење 35 °C за Скопје).

На сл. 4.14 е прикажана распределбата на доведената енергија кај систем за когенерација на енергијата со мотор СВС на гасно гориво. Од вкупно доведената топлина кон моторот може ефикасно да се искористи приближно (75÷85)%.

На сл. 4.15 е прикажана шема на комбинирано производство на електрична и топлинска енергија од гасен мотор СВС на природен гас. Електричната енергија се добива на клемите на електрогенераторот поврзан со излезното вратило од МСВС (електричен КПД 45 %). Отпадната топлина од моторот од излезните гасови, системот за ладење и системот за подмачкување на моторот се искористува за загревање на топла вода, односно за централно греење (топлински КПД 48 %). Вкупниот КПД на ТЕП изнесува 93 %. [106-147]



Сл. 4.14. Распределба на доведената енергија кај систем за когенерација на енергијата со МСВС на гасно гориво



Сл. 4.15. Шема на комбинирано производство на електрична и топлинска со МСВС на природен гас

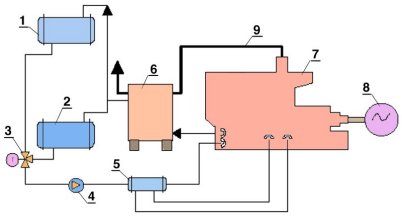
Топлата вода од системот за централно греење се враќа со температура од 35 °C. Со помош на циркулациона пумпа прво еден дел од топлата вода се носи во загревач вода-средство за ладење каде се загрева до 37 °C. Потоа, се загрева во загревачот вода-масло од системот за подмачкување на моторот до 40 °C. До 58 °C се загрева во вториот загревач вода-средство за ладење. Потоа, се загрева во високопритисниот загревач вода-излезни гасови до 80 °C, со која температура топлата вода влегува во системот за централно греење. Другиот дел од топлата вода директно се носи во нископритисниот загревач вода-излезни гасови во кој се загрева до 56 °C и се меша со првиот дел на топлата вода.

На следните слики се прикажани и други начини за искористување на отпадната топлина од МСВС.

На сл. 4.16 е дадена принципиелна шема на мотор СВС со затворен систем на ладење на моторот и искористување на топлината на излезните гасови. Механичката енергија добиена од МСВС (7) се претвора во електрична во електрогенераторот (8). Излезните гасови (9) излегуваат од МСВС (7) и ја предаваат топлината кон водата во изменувачот (6). Топлата вода ја предава топлината на потрошувачот во топлинскиот изменувач (1) и во дополнителниот топлински изменувач (2), а на сметка на тоа се лади. Искористувањето на изменувачите (1) и (2) се регулира со трокракиот вентил (3). Оладената вода со циркулационата пумпа (4) се транспортира преку ладилникот за масло (5) (се користи за ладење на маслото од МСВС), на повторно загревање во топлинскиот изменувач (6) во кој ја прима топлината од излезните гасови.

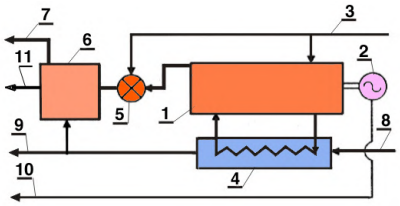
На сл. 4.17 е прикажана шема на когенеративна постројка со мотор СВС со рекуператори за искористување на отпадната топлина со средството за ладење и помошен котел. Механичката енергија добиена од МСВС (1) се претвора во електрична во елктрогенераторот (2). Средството за ладење на МСВС топлината ја предава кон напојната вода (8) во изменувачот на топлина (4). Добиената топла вода може директно да се користи (9) или да се носи на испарување во котелот (6) за добивање на процесна пара (7). За добивање пара во котелот (6) се користи топлината на излезните гасови од МСВС, кои претходно се загреваат во помошниот горилник (5), во кој се користи истото гориво како во МСВС. Загреаните гасови ја предаваат топлината на топлата вода во котелот (6).

На сл. 4.18 е дадена шема на когенеративна постројка со мотор СВС со рекуператори за искористување на отпадната топлина од средството за ладење и излезните гасови. Механичката енергија добиена од МСВС (1), при согорување на горивото (2), се претвора во електрична во елктрогенераторот (3). Напојната вода прво се загрева во изменувачот на топлина (4), со помош на предадената топлина од средството за ладење на МСВС. Потоа, загреаната напојна вода се догрева во изменувачот на топлина (5), со помош на предадената топлина од излезните гасови (6). На излезот од овој изменувач на топлина може да се добие топла вода или пара (7) за искористување. Системите со затворени циркулациони кругови можат да работат на температури на ладење меѓу (88÷121) °C.



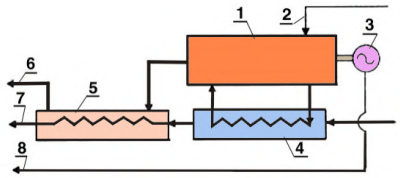
1-изменувач на топлина кај потрошувачот; 2-дополнителен изменувач на топлина; 3-трокрак вентил; 4-циркулациона пумпа; 5-ладилник на масло; 6-изменувач за одземање на топлината на излезните гасови; 7-мотор СВС; 8-електрогенератор; 9-излезни гасови.

Сл. 4.16. Принципиелна шема на мотор СВС со затворен систем на ладење на моторот и искористување на топлината на излезните гасови



1-мотор СВС; 2-електрогенератор; 3-довод на гориво; 4-изменувач на топлина; 5-помошен горилник; 6-котел; 7-процесна пара; 8-напојна вода; 9-топла вода;10-електрична енергија; 11-излезни гасови.

Сл. 4.17. Шема на когенеративна постројка со мотор СВС со рекуператори за искористување на отпадната топлина со средството за ладење и помошен котел

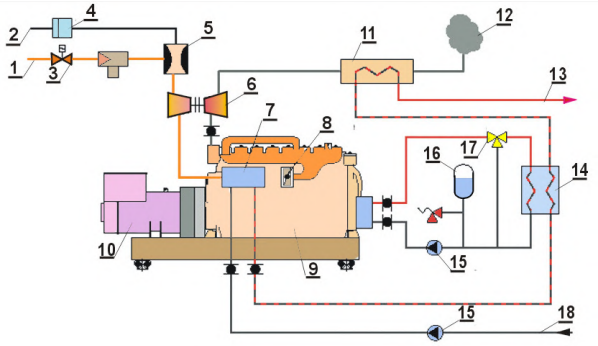


1-мотор СВС; 2-довод на гориво; 3-електрогенератор; 4, 5-изменувачи на топлина; 6-излезни гасови; 7-пара или топла вода; 8-електрична енергија;

Сл. 4.18. Шема на когенеративна постројка со мотор СВС со рекуператори за искористување на отпадната топлина од средството за ладење и излезните гасови

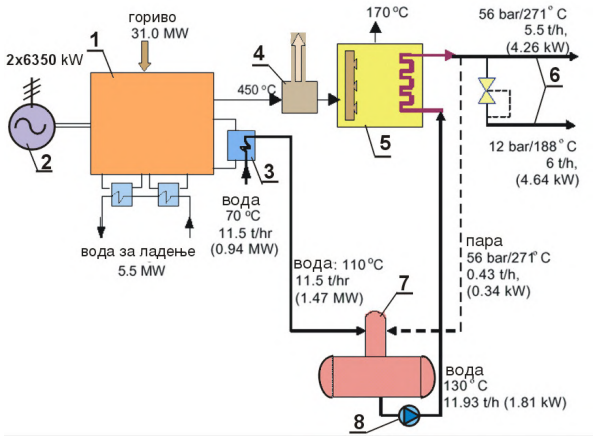
На сл. 4.19 е прикажана принципиелна шема на постројка за когенерација со МСВС вградена во болницата во градот Eeclo во Белгија. Постројката е пуштена во експлоатација 1995 година, а нејзините технички карактеристики се:

Постројка, Eeclo во Белгија	
Гориво	природен гас
Електрична моќ	300 kWe
Топлинска моќ	460 kWt
Вкупен електричен КПД	34,2 %
Вкупно искористување на енергијата	51,4 %



1-гориво; 2-воздух; 3-вентил за гас; 4-филтер за воздух; 5-регулатор, 6-турбо полнач; 7-ладилник на смесата; 8-регулационен вентил; 9-мотор СВС; 10-генератор; 11-изменувач на топлина излезни гасови/вода; 12-отпадни гасови; 13-одвод на топла вода; 14-изменувач течност за ладење/вода; 15-циркулациона пумпа; 16-експанзионен сад; 17-трокрак вентил; 18-довод на ладна вода.

Сл. 4.19. Принципиелна шема на постројка за когенерација со МСВС вградена во болницата во градот Eeclo во Белгија

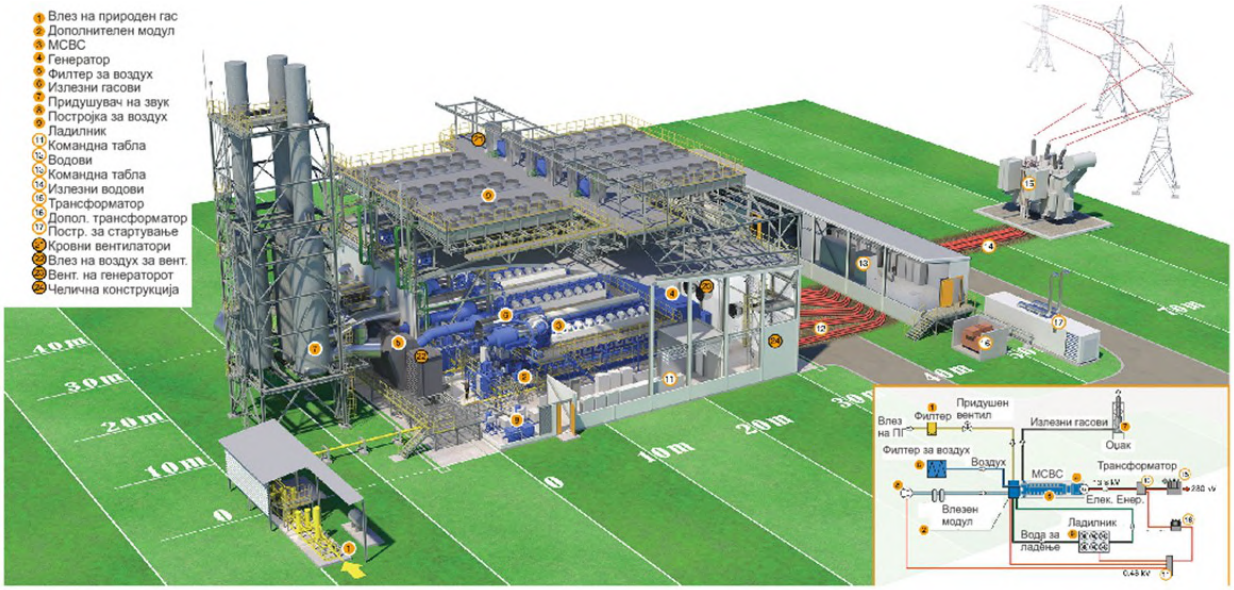


1-мотор СВС; 2-електрогенератор; 3-воздушен ладилник; 4-пепруткест вентил; 5-котел утилизатор; 6-процесна пара; 7-деаератор; 8-напојна пумпа.

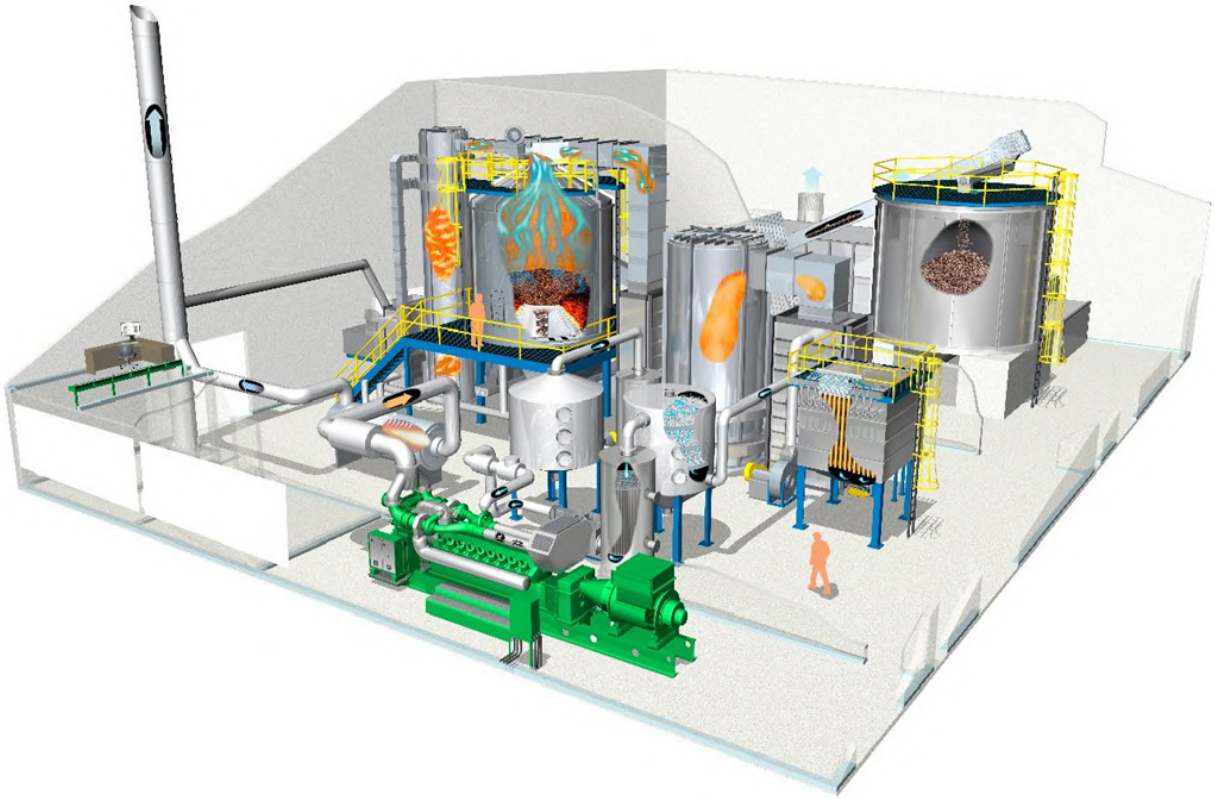
Сл. 4.20. Принципиелна шема на постројка за когенерација со МСВС и котел утилизатор наменета за текстилна фабрика

На сл. 4.20 е прикажана принципиелна шема на постројка за когенерација со МСВС и котел утилизатор наменета за текстилна фабрика. Механичката работа добиена во МСВС (1) се трансформира во електрогенераторот (2) во електрична енергија. При директното ладење на МСВС се добива топлинска енергија. Во воздушниот ладилник на МСВС (3) се загрева вода која се носи во деаераторот (8), каде дополнително се загрева. Топлината на излезните гасови од МСВС преку пепруткестиот вентил (4) се искористува во котелот утилизатор (5) за загревање и испарување на водата донесена од деаераторот. Добиената процесна пара (со различни параметри) (6) се користи за задоволување на топлинските потреби на текстилната фабрика, а помал дел за загревање на водата во деаераторот.

Гасните МСВС може да работат самостојно како погонски мотор или да се комбинираат со други соодветни постројки. На сл. 4.21 е прикажана ТЕП со гасни МСВС на природен гас за производство на електрична енергија со моќ од 50 MW, а на сл. 4.22 е прикажана комбинирана ТЕП на биомаса и МСВС со моќ од 2 MW.



Сл. 4.21. ТЕП со гасни МСВС за производство на електрична енергија со моќ од 50 MW

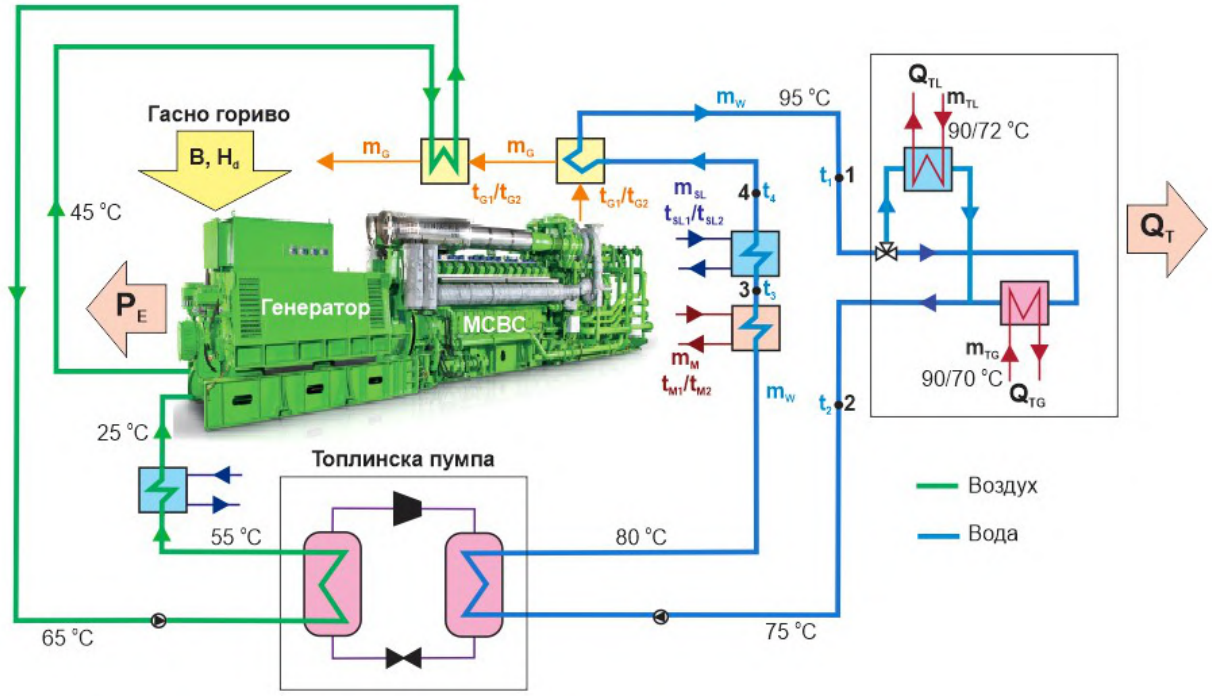


сл. 4.22. Комбинирана ТЕП на биомаса и МСВС со моќ од 2 MW

Во топлинската шема прикажана на сл. 4.23 се користи топлинската пумпа воздух/вода за предгревање на водата пред топлинските изменувачи на МСВС, а таа корисна топлинска енергија понатаму може да се искористи за греење и ладење.

Температурата на воздухот на влезот во генераторот се движи од (20÷25) °C. При ладење на генераторот воздухот се загрева за (20÷40) °C, што зависи од протокот на воздух. Потоа, воздухот дополнително се загрева во вториот топлински изменувач гасови/воздух и се доведува во испарувачот на топлинската пумпа, во која преку примарниот круг на работниот флуид во топлинската пумпа се предава преку кондензаторот на водата. Воздухот на излезот од испарувачот (од топлинската пумпа) пред влезот во генераторот се лади во ладилник со вода и оладен влегува во генераторот.

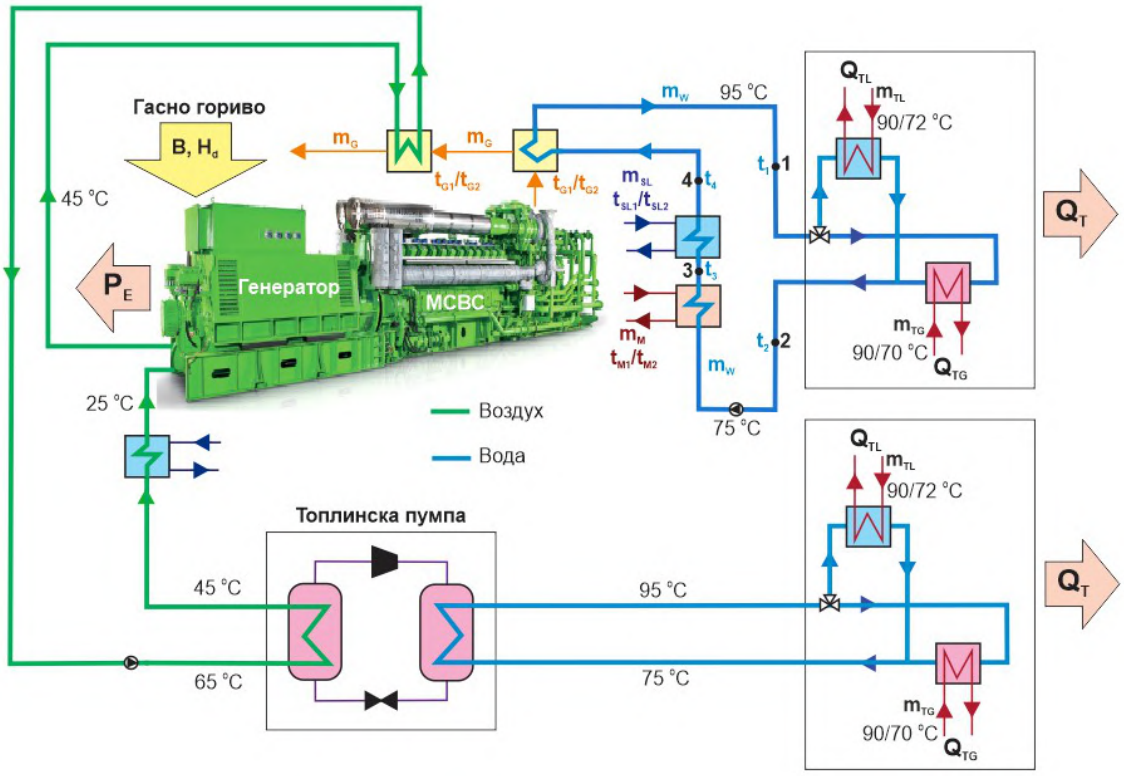
Кај овие постројки влијанието на топлинската пумпа на корисната топлинска моќ не е изразено, туку таа се користи како дополнителен извор на топлина за предгревање на водата и може да влијае на големината на протокот на вода за греење и ладење. Оваа топлинска шема е дополнително доволно усложнета и не може драстично да влијае на ефикасноста на когенеративната (тригенеративната – греење и ладење) постројка со МСВС.



Сл. 4.23. Тригенеративна постројка со МСВС и топлинска пумпа за предгревање на водата

Во топлинската шема на сл. 4.24 топлинската пумпа воздух/вода се користи директно за добивање на корисна топлинска енергија за греење и ладење. Кај оваа шема вкупната добиена корисна топлинска енергија е збир на топлинската енергија добиена во топлинските изменувачи на МСВС и топлинската енергија од топлинската пумпа, односно добиената топлината на воздухот при ладење на генераторот.

Кај оваа топлинска шема очекувано е да се добие повисока вредност на топлинската моќ на тригенеративната постројка и воедно повисока топлинска и вкупна ефикасност на постројката.



Сл. 4.24. Тригенеративна постројка со МСВС и топлинска пумпа за дополнително греење и ладење

4.2. КОГЕНРАТИВНИ ТЕП СО ПАРНИ ТУРБИНИ

Парните турбини наменети за употреба кај когенеративните постројки се класифицираат во две групи и тоа:

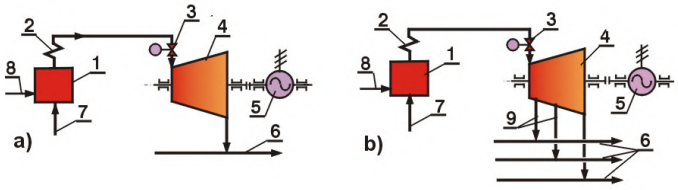
- без кондензација на парата или противпритисни парни турбини (сл. 4.25 а),
- кондензациони турбини со регулирано одземање на парата наменета за технолошки процес или за загревање на вода (сл. 4.25 б).

Изборот на едниот или другиот тип на парна турбина зависи пред сè од:

- количината на добиена електрична и топлинска енергија,
- квалитетот на добиената топлинска енергија,
- економските фактори.

На сл. 4.26 се прикажани принципиелни шеми на противпритисни парни турбини без одземање (а), со едно (b) и две (c) регулирани одземања на парата. Регулираните одземања на парата (6) и (8) се изведуваат на различни притисоци (среден и низок притисок), во зависност од потребата на технолошките потрошувачи. Регулацијата се изведува со помош на регулационите вентили (5) и (7). [106-147]

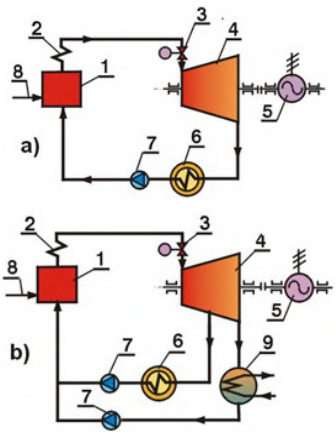
На сл. 4.27 се прикажани принципиелни шеми на системи за комбинирано производство на енергија со противпритисни парни турбини без одземање (а) и со две одземања (b) на парата за потрошувачите на пара. Напојната вода (7) испарува во парниот котел (1), во кој се доведува гориво (8). Парата се прегрева во прегревачот на пара (2) и преку регулациониот вентил (3), влегува во противпритисната парна турбина (4), во која се добива механичка работа на вратилото за погон на електрогенераторот (5), во кој се добива електрична енергија. Парата од одземањата (9) и изработената пара во турбината се искористува во технолошките потрошувачи (6).



а) без одземање пара; b) со две одземања пара.

1. Парен котел; 2. Прегревач на пара; 3. Регулационен вентил на влезот во турбината; 4. Парна турбина; 5. Електрогенератор; 6. Потрошувач на пара; 7. Напојна вода, 8. Довод на гориво; 9. Одземања на пара.

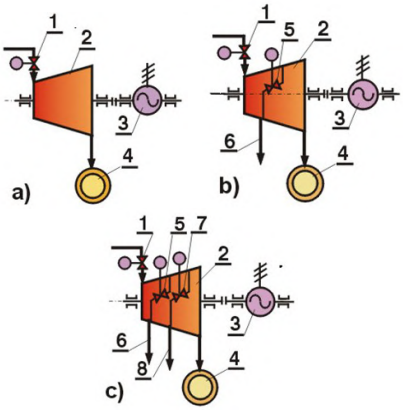
Сл. 4.27. Принципиелна шема на систем за комбинирано производство на енергија со противпритисни парни турбини



а) противпритисна;
b) кондензациона со регулирано одземање пара.

1. Парен котел; 2. Прегревач на пара; 3. Регулационен вентил на влезот во турбината; 4. Парна турбина; 5. Електрогенератор; 6. Потрошувач на пара; 7. Напојна пумпа, 8. Довод на гориво; 9. Кондензатор.

Сл. 4.25. Принципиелни шеми на систем за комбинирано производство на енергија со парни турбни

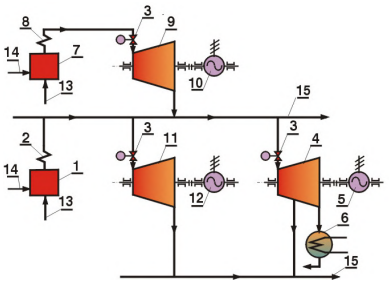


а) без одземање пара;
b) со едно;
c) со две регулирани одземања пара.

1. Регулационен вентил на влезот во турбината; 2. Парна турбина; 3.Генератор; 4. Потрошувач на пара; 5,7. Регулационен вентил на пара на влезот на средниот и нискиот притисок, 6, 8. Одземање пара.

Сл. 4.26. Принципиелни шеми на противпритисни парни турбини

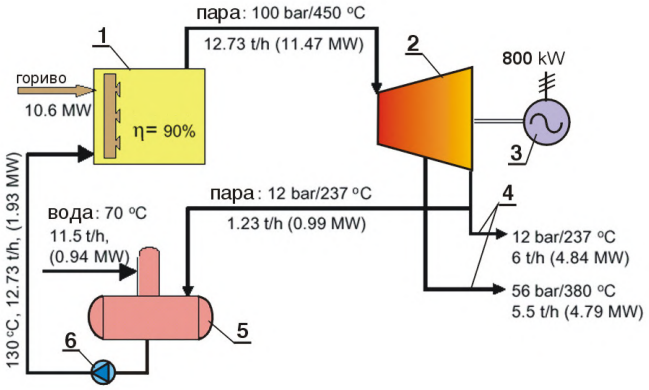
На сл. 4.28 е дадена принципиелна шема на систем за комбинирано производство на енергија со противпритисна вршна парна турбина. Во парниот котел (1) испарува напојната вода (13), со помош на топлината од горивото (14). Добиената пара се прегрева во прегревачот на пара (2) и преку регулационите вентили (3) се носи во противпритисната (11) и кондензационата парна турбина (4) со регулирано одземање на парата за технолошки потреби на потрошувачот (15). За вршни топлински потреби се користи парата произведена во ВП котел (7) и прегреана во прегревачот (8). Оваа пара се искористува во противпритисната парна турбина (9). Искористената пара од оваа турбина се носи на вршно искористување во ВП потрошувач (15). Во електрогенераторите на сите три турбини (5, 10, 12) се произведува електрична енергија.



1. Парен котел; 2. Прегревач на пара; 3. Регулационен вентил на влезот во турбината; 4. Парна турбина; 5. Генератор; 6. Кондензатор; 7. Нов парен високопритисен котел; 8. Прегревач на пара; 9. Нова високопритисна противпритисна парна турбина; 10, 12. Нови електрогенератори; 11. Нова нископритисна противпритисна турбина; 13. Напојна вода; 14. Довод на гориво; 15. Потрошувач на пара;

Сл. 4.28. Принципиелна шема на систем за комбинирано производство на енергија со противпритисна вршна парна турбина

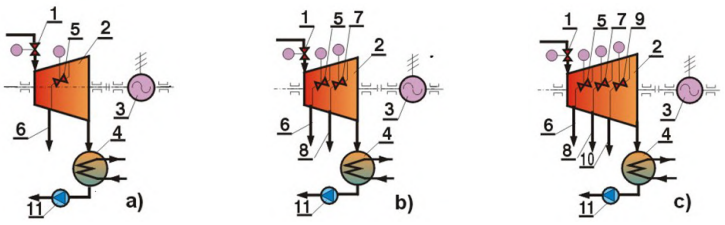
На сл. 4.29 е прикажана принципиелна шема на постројка за когенерација со противпритисна парна турбина, наменета за една текстилна фабрика. Во парниот котел (1) се произведува пара која се искористува во противпритисната парна турбина (2). Турбината е со едно одземање на пара со високи параметри, а пара со низок притисок се добива на излезот од турбината. Двата излези (4) на процесна пара се користат за задоволување на топлинските потреби на потрошувачите. Електрична енергија се произведува во генераторот (3). Дел од парата со низок притисок се користи за деаерација на напојната вода во деаераторот (5). Деаерираната напојна вода со напојната пумпа (6), повторно се транспортира на испарување во котелот (1). [106-147]



1. Парен котел; 2. Парна турбина; 3. Електрогенератор; 4. Процесна пара; 5. Деаератор; 6. Напојна пумпа.

Сл. 4.29. Шема на постројка за когенерација со противпритисна парна турбина, наменета за една текстилна фабрика.

На сл. 4.30 е прикажана принципиелна шема на кондензациони парни турбини со регулирано одземање на пара со едно (a), две (b) и три (c) регулирани одземања на парата за технолошки потреби. Парата преку регулациониот вентил (1) влегува во парната турбина (2). Добиената механичка работа на вратилото на турбина за погон на генераторот (3) се користи за производство на електрична енергија. Изработената пара со различни притисоци се одзема за задоволување на потребите од топлинска енергија на потрошувачите (6, 8.10). За регулација на одземената пара се користат регулациони вентили (5, 7, 9).



a) со едно; b) со две; c) со три одземања пара.

1. Регулационен вентил на влезот во турбината; 2. Парна турбина; 3. Електрогенератор; 4. Кондензатор;
5,7,9. Регулационен вентил на пара на влезот во средниот и нискиот притисок, 6, 8,10. Одземање пара; 11. Кондензатна пумпа

Сл. 4.30. Шеми на кондензациони парни турбини со регулирано одземање пара

4.3. КОГЕНЕРАТИВНИ ТЕП СО ГАСНИ ТУРБИНИ

Гасните турбини се едни од најприменуваните во ТЕП за когенерација. До скоро гасните турбини се изработувани со температура на влезот од (700÷1100) °C и моќност од 100 MWe. Денес гасните турбини се изработуваат со температура на влезот од (1500÷1600) °C и моќност од (500÷600) MWe.

Гасните турбини можат да се поделат во зависност од намената на:

- енергетски (добивање електрична енергија),
- погонски (погонување пумпи, компресори, пропелери или вентилатори).

Според сложеноста на термодинамичкиот циклус се делат на:

- едноставен (компресија, согорување, експанзија),
- сложен (со ладење на воздухот во процесот на компресија и загревање на гасот.

Во однос на врската на работното тело со околната средина се делат на:

- отворен процес на работа (воздухот се зема од и исфрла во атмосферата),
- затворен процес на работа (работното тело е во затворен кружен циклус независен од околината).

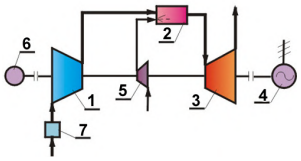
Во зависност од бројот на вратила на гасната турбина можат да бидат со:

- едно вратило,
- две вратила,
- три и повеќе вратила.

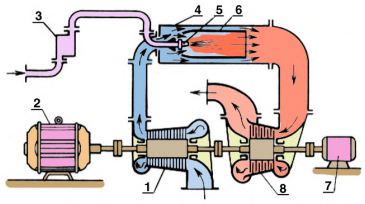
4.3.1. Гаснотурбински постројки со отворен циклус

Отворените циклуси можат да бидат:

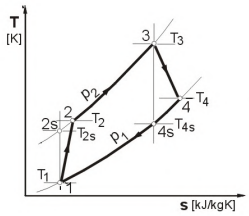
- едноставен циклус (сл. 4.31),
- едноставен циклус со рекуператор на топлината (сл. 4.32),
- едноставен циклус со котелска постројка за искористување на отпадната топлина (котел утилизатор) (сл. 4.33),
- едноставен циклус со рекуператор и котел утилизатор (сл. 4.34),
- сложен циклус со меѓуладилник и предгревање и др.



1. Компресор; 2. Комора за согорување;
3. Гасна турбина; 4. Генератор; 5. Пумпа или компресор за гориво; 6. Електромотор;
7. Филтер за пречистување на воздухот;

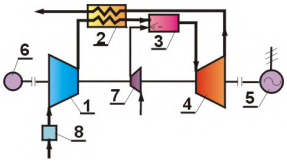


1. Компресор; 2. Електрогенератор;
3. Пумпа или компресор за гориво;
4. Комора за согорување; 5. Прскалка;
6. Внатрешен перфориран цилиндар од комората за согорување;
7. Електромотор; 8. Гасна турбина;



Шема и кружен циклус на гаснотурбинска постројка со согорување на горивото (*p = const*)

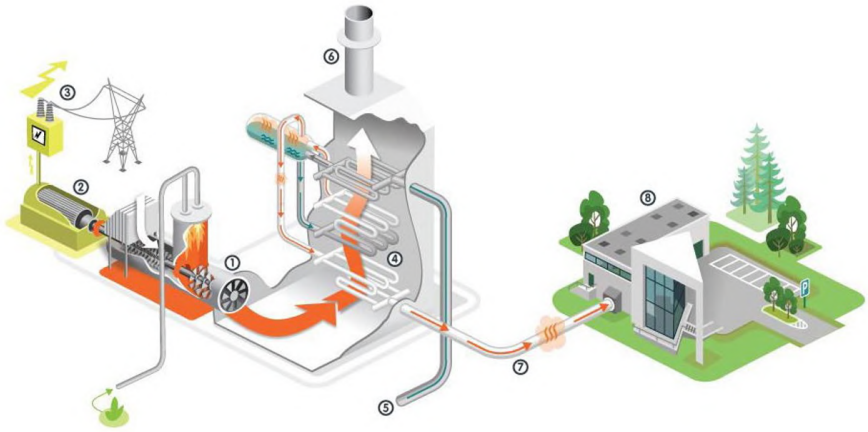
Сл. 4.31. Принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска постројка со едноставен отворен циклус



1. Компресор; 2. Рекуперативен загревач;
3. Комора за согорување; 4. Гасна турбина;
5. Електрогенератор; 6. Електромотор;
7. Пумпа или компресор за гориво; 8. Филтер за пречистување на воздухот

Сл. 4.32. Принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска постројка со едноставен отворен циклус со рекуперација

На сл. 4.33 е прикажана принципиелна шема на постројка за когенерација со едноставна гаснотурбинска постројка со отворен циклус на работа и котел утилизатор за производство на пара за технолошкиот потрошувач. [106-147]

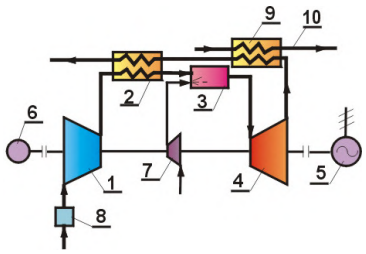


1. Гасна турбина; 2. Електрогенератор; 3. Трансформатор; 4. Котел утилизатор; 5. Влез на вода (кондензат); 6. Излез на гасови – оџак; 7. Паровод; 8. Технолошки (топлински) потрошувач.

Сл. 4.33. Принципиелна шема на постројка за когенерација со гаснотурбинска постројка со отворен циклус и котел утилизатор за снабдување пара на технолошкиот потрошувач

Горивото (гасно или течно) влегува во комората за согорување од гаснотурбинската ТЕП (1). Во комората за согорување покрај гориво се носи компримиран воздух од компресорот на гаснотурбинската ТЀП (1). Добиените гасови експандираат во гасната турбина на гаснотурбинската ТЕП (1) во која на излезното вратило се добива механичка работа на вртење на електрогенераторт (2), на кој на клемите се добива електрична енергија, која се трансформира во трансформаторот (3) и се предава на системот за пренос на електрична енергија до потрошувачите.

На сл. 4.34 е прикажана топлинска шема на гаснотурбинска постројка со двоен циклус со регенератор и котел утилизатор. Претходно филтрираниот амбиентен воздух во филтерот (8) се компримира во компресорот (1). Компримираниот воздух се загрева во регенераторот (2) и влегува во комората за согорување (3). Во комората се додава гасно или течно гориво со компресор или пумпа (7), а се добиваат гасови (продукти на согорување на горивото). Добиените гасови експандираат во гасната турбина (4), при што се добива механичка енергија за вртење на електрогенераторот (5), во кој се добива електрична енергија. Експандираните гасови на излезот од гасната турбина се со релативно висока темпера-

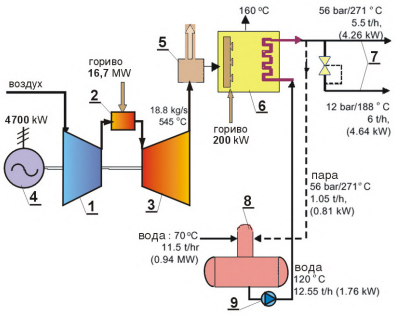


1. Компресор; 2. Рекуперативен загревач; 3. Комора за согорување; 4. Гасна турбина; 5. Електрогенератор; 6. Електромотор; 7. Пумпа или компресор за гориво; 8. Филтер за пречистување на воздухот; 9. Генератор на пара (котел утилизатор); 10. Водна пара.

Сл. 4.34. Принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска постројка со двоен циклус со регенератор и котел утилизатор

тура, а нивната топлина се искористува во котелот утилизатор (9) за испарување на водата, односно добивање водна пара (10) потребна за технолошки цели (технолошки потрошувач). Топлината на излезните гасови се доискористува во регенераторот (2) за загревање на компримираниот воздух. Оладените излезни гасови по регенераторот (2) се исфрлаат во атмосферата. За стартување на постројката се користи електромоторот (6).

На сл. 4.35 е прикажана принципиелна шема на постројка за когенерација со гаснотурбинска постројка и котел утилизатор, наменета за една текстилна фабрика. Во компресорот (1) се добива компримиран воздух за поддршка на согорувањето на горивото во комората за согорување (2). Добиените гасови (продукти на согорување на горивото), експандираат во гасната турбина (3). Гасовите на излезот од гасната турбина се со висока температура (545 °C) и нивната топлина се искористува (предава) во котелот утилизатор (6) за испарување на напојната вода. Регулацијата на количината на гасови на влезот во котелот утилизатор се изведува со пеперуткест вентил (5). Водата најпрво се дегасира во деаераторот (8) и со напојната пумпа (9) се транспортира до котелот утилизатор (6) на испарување. Добиената процесна пара (7), со различни параметри, се искористува за технолошки потреби во фабриката. Дел од произведената процесна пара се носи во деаераторот (8) за изведување на процесот на дегасацијата на напојната вода. Процесната пара која се користи во фабриката во напојниот резервоар на деаераторот се враќа во вид на кондензат (вода).

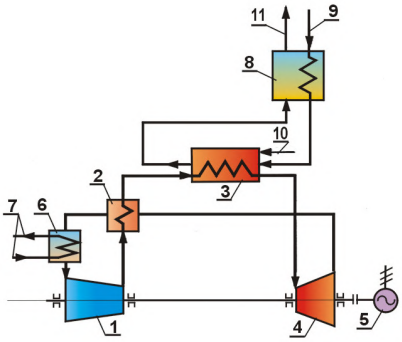


1. Компресор; 2. Комора за согорување;
3. Гасна турбина; 4. Електрогенератор;
5. Пеперуткест вентил; 6. Котел утилизатор;
7. Процесна пара; 8. Деаератор;
9. Напојна пумпа.

Сл. 4.35. Принципиелна шема на постројка за когенерација со гаснотурбинска постројка и котел утилизатор, наменета за една текстилна фабрика.

4.3.2. Гаснотурбински постројки со затворен циклус

На сл. 4.36 е прикажана принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска постројка со затворен циклус. Работниот флуид (најчесто воздух) се компримира во компресорот (1). Компримираниот работен флуид се загрева во рекуператорот (2). Предгрејаниот компримиран работен флуид се загрева на висока температура во загревачот (3). За негово загревање се користат гасови (продукти на согорување) на горивото (10) и воздух (9), загреан во загревачот на воздух (8). Гасовите по предавањето на топлината на работниот флуид се исфрлаат во атмосферата (11). Од излезот на загревачот на работен флуид (3), компримираниот и загреан работен флуид на висока температура се носи во гасната турбина (4), каде експандира. При тоа се добива механичка работа на вртење на вратилото од турбината и електрогенераторот (5) во кој на клемите се добива електрична енергија. Експандираниот работен флуид, на излезот

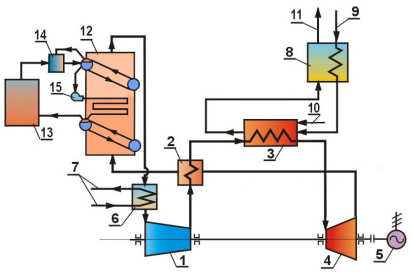


1. Компресор; 2. екуператор; 3. Загревач на работен флуид; 4. Гасна турбина;
5. Електрогенератор; 6. Ладилник на работен флуид; 7. Вода за ладење;
8. Загревач на воздух; 9. Воздух; 10. Гориво;
11. Отпадни гасови;

Сл. 4.36. Принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска постројка со затворен циклус

од гасната турбина е со релативно висока температура. Топлината на работниот флуид се искористува во рекуператорот (2) за загревање на компримираниот работен флуид. Пред влезот во компресорот (1) работниот флуид се лади во ладилникот (6) со вода за ладење (7). Оладениот работен флуид влегува во компресорот (1) каде се компримира и со тоа продолжува топлинскиот циклус.

На сл. 4.37 е прикажана принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска блок постројка со затворен циклус и котел за искористување на отпадната топлина (котел утилизатор). Топлинскиот процес на гаснотурбинската постројка со затворен циклус се изведува потполно исто како кај претходната шема прикажана на сл. 4.36. Разликата е во тоа што искористениот работен флуид на излезот од рекуператорот (2) не оди директно на компримирање, туку неговата топлина се искористува во котелот утилизатор (12) за испарување на водата (кондензатот), која се враќа од идустрискиот потрошувач (13). Водата (кондензатот) претходно се загрева во загревачот на вода (14) и со циркулациона пумпа (15) циркулира низ котелот утилизатор и испарува во него. Добиената пара се искористува во потрошувачот на пара и во вид на вода (кондензат) се враќа на повторно испарување во котелот утилизатор (паро-гасен циклус). Искористениот работен флуид од котелот утилизатор (12) се лади во ладилникот (6) со вода за ладење (7) и се носи во компресорот (1) каде се компримира итн.



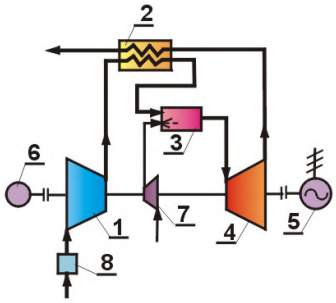
1. Компресор; 2. Рекуператор; 3. Загревач на работниот флуид; 4. Гасна турбина; 5. Електрогенератор; 6. Ладилник на работниот флуид; 7. Вода за ладење; 8. Загревач на воздух; 9. Воздух; 10. Гориво; 11. Отпадни гасови; 12. Котел за искористување на отпадната топлина (котел утилизатор); 13. Индустриски потрошувач на пара; 14. Загревач на напојна вода; 15. Циркулациона пумпа.

Сл. 4.37. Принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска блок постројка со затворен циклус и котел за искористување на отпадната топлина (котел утилизатор)

4.3.3. Микро гасни турбини како погонски мотор

Микро гасните турбини се мали по моќ гаснотурбински постројки и се произведуваат со моќност од (25÷250) kWe. Микротурбинските ТЕП се гаснотурбински постројки со отворен циклус со рекуператор за искористување на топлината на излезните гасови од турбината. Бројот на вртежи кај овие постројки се движи од (40000÷120000) vr/min. Специфичната цена на овие постројки е од (500÷1000) $/kWe, а нивната расположливост се движи од (90÷95)%. [71-74]

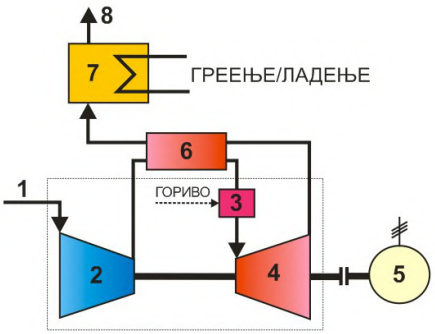
На сл. 4.38 и 4.39 се прикажани гаснотурбински постројки со микротурбини со една и две оски, а на сл. 4.40 е прикажана когенеративна гаснотурбинска постројка со микротурбина. Воздухот (1) влегува во компресорот (2), каде се компримира. Компримираниот воздух се загрева во рекуператорот (6) и влегува во комората за согорување (3). Во комората за согорување (3) се додава гориво, кое согорува под дејство на воздухот и се добиваат продукти на согорувањето (гасови). Добиените гасови влегуваат во гасната турбина (4),



1. Компресор; 2. Рекуперативен загревач; 3. Комора за согорување; 4. Гасна турбина; 5. Електрогенератор; 6. Електромотор; 7. Пумпа или компресор за гориво; 8. Филтер за пречистување на воздухот;

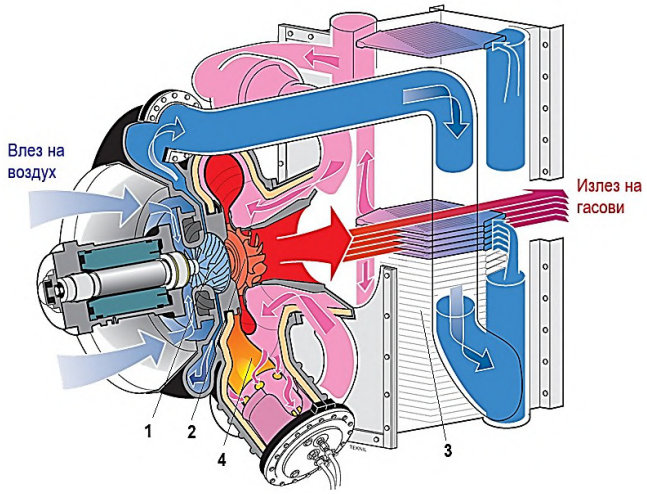
Сл. 4.38. Принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска постројка со микротурбина

каде експандираат. Турбината го врти електрогенераторот (5) во кој се произведува електрична енергија. Излезните гасови од гасната турбина, влегуваат во рекуператорот (6), во кој топлината ја предаваат на компримираниот воздух. Сè уште загреаните излезни гасови се искористуваат во топлинскиот изменувач (7), каде топлината ја предаваат на водата и се добива топла вода за греење или преку апсорпциона ладилна машина за ладење објекти.



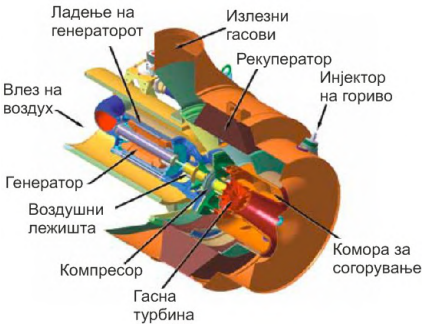
1. Влез на воздух; 2. Компресор; 3. Комора за согорување; 4. Гасна турбина; 5. Електрогенератор; 6. Рекуператор; 7. Топлински изменувач (греење/ладење); 8. Излезни гасови.

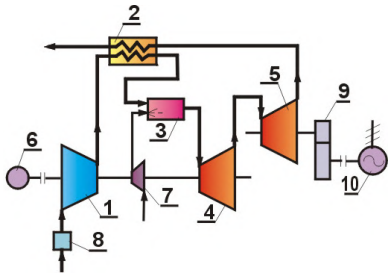
Сл. 4.40. Принципиелна топлинска шема на когенеративна гаснотурбинска постројка со микротурбина



1. Компресор; 2. Гасна турбина; 3. Рекуператор; 4. Комора за согорување.

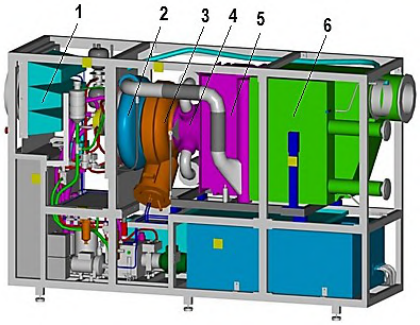
Пресек и проток на воздух и гасови на микротурбина Turbec VT100 (Електрична моќ 100 kWe, Топлинска моќ 167 kWt, Електричен КПД 30 %, Вкупен КПД 48%)





1. Компресор; 2. Рекуперативен загревач; 3. Комора за согорување; 4. Гасна турбина за погон на компресорот; 5. Гасна турбина за погон на генераторот; 6. Електромотор; 7. Пумпа или компресор за гориво; 8. Филтер за пречистување на воздухот; 9. Редуктор; 10. Електрогенератор.

Сл. 4.39. Принципиелна топлинска шема на гаснотурбинска постројка со микротурбина со две оски

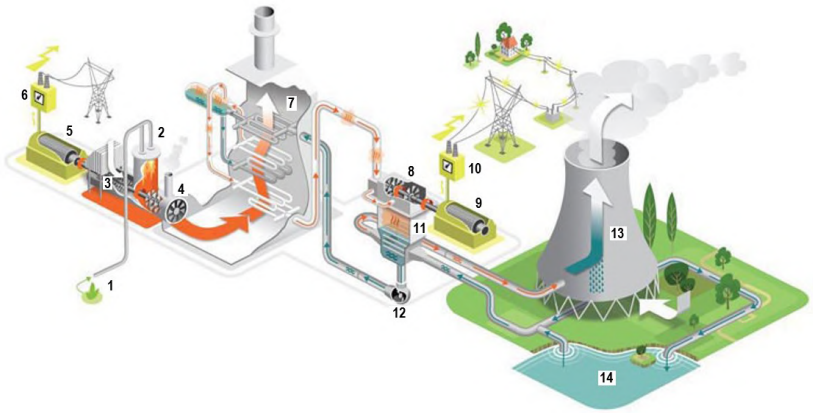


1. Филтер за воздух; 2. Компресор; 3. Комора за согорување; 4. Гасна турбина; 5. Рекуператор; 6. Топлински изменувач.

Модул на микротурбина за производство на електрична и топлинска енергија

4.4. КОМБИНИРАНИ КОГЕНЕРАТИВНИ ТЕП СО КОТЛИ УТИЛИЗАТОРИ

Комбинираните когенеративни постројки (ККТЕП) се ТЕП составени од комбинација на гаснотурбинска и парнотурбинска ТЕП (паро-гасен циклус), заемно поврзани со котел утилизатор (котел за искористување на отпадната топлина од гаснотурбинската ТЕП) и најчесто се користат за производство на електрична и топлинска енергија (когенерација). ККТЕП постигнуваат висок КПД, повисок во однос на класичните постројки за производство на електрична енергија или едноставните ТЕП за комбинирано производство. [106-147]



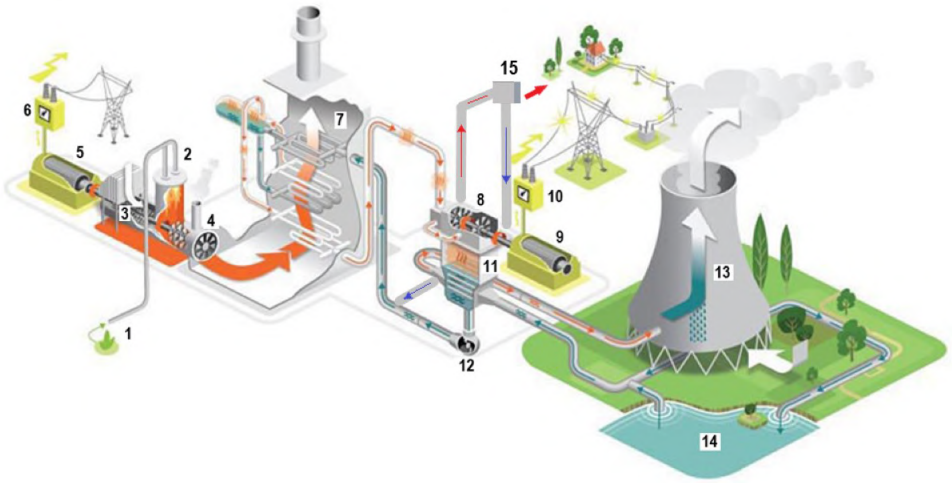
1. Влез на гасно гориво; 2. Комора за согорување; 3. Компресор; 4. Гасна турбина; 5. Електрогенератор; 6. Трансформатор: 7. Котел утилизатор; 8. Парна турбина; 9. Електрогенератор; 10. Трансформатор; 11. Кондензатор; 12. Напојна пумпа; 13. Ладилна кула; 14. Водена површина.

Сл. 4.41. Шематски приказ и принцип на работа на комбинирана ТЕП

На сл. 4.41 е даден шематски приказ и принцип на работа на комбинирана ТЕП. Гасното гориво (1) се доведува во комората за согорување (2), која е составен елемент на ГТЕП. Во комората за согорување (2) покрај гориво се доведува и компримиран воздух добиен во компресорот (3). Во комората за согорување согорува смесата гориво-воздух и се добиваат гасови (продукти на согорувањето). Потенцијалната енергија на гасовите се искористува за добивање на механичка работа на излезното вратило на гасната турбина (4) за погон на електрогенераторот (5). На клемите на електрогенераторот (5) се добива електрична енергија, која преку трансформаторот (6) се носи кон потрошувачите. Излезните гасови од гасната турбина имаат висока температура и својата топлина во котелот утилизатор (7) ја предаваат на водата од која се добива пара потребна за ПТЕП. Искористените гасови во котелот утилизатор (7) се исфлаат во атмос-

ферата преку оџакот. Добиената прегреана пара од котелот утилизатор се носи во парната турбина (8) која го погонува електрогенераторот (9) во кој се произведува електрична енергија, која по трансформаторот (10) се носи кон потрошувачите. Искористената излезна пара од парната турбина се кондензира во кондензаторот (11) и во вид на кондензат преку напојната пумпа (12) повторно се враќа на испарување во котелот утилизатор (7). За кондензирање на парата во кондензаторот (11) се доведува вода за ладење од ладилна кула (13). Како дополнителна количина на вода потребна во кулата за ладење (13) се користи водената површина (14).

На сл. 4.42 е даден шематски приказ и принципот на работа на комбинирана когенеративна ТЕП. Принципот на работа е многу сличен на претходната постројка, со една основна разлика, а тоа е во типот на парнотурбинската ТЕП. Имено, од парнотурбинската ТЕП се одзема пара за технолошки потреби на топлинскиот потрошувач (15). За разлика од претходната комбинирана ТЕП, во оваа комбинирана когенеративна ТЕП покрај производството на електрична енергија на двата електрогенератори се произведува и топлинска енергија. [106-147]



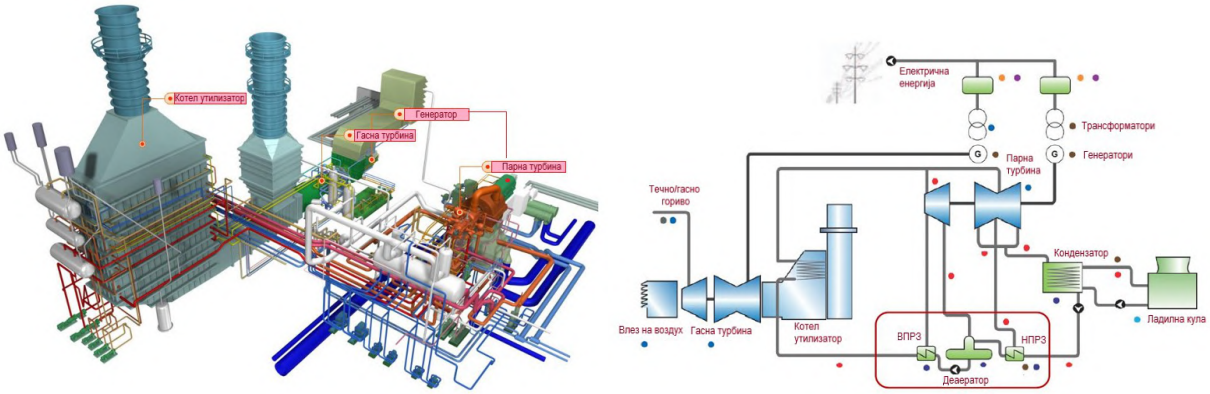
1. Влез на гасно гориво; 2. Комора за согорување; 3. Компресор; 4. Гасна турбина; 5. Електрогенератор; 6. Трансформатор: 7. Котел утилизатор; 8. Парна турбина; 9. Електрогенератор; 10. Трансформатор; 11. Кондензатор; 12. Напојна пумпа; 13. Ладилна кула; 14. Водена површина; 15. Топлинска енергија – пара за технолошкиот потрошувач.

Сл. 4.42. Комбинирана когенеративна ТЕП

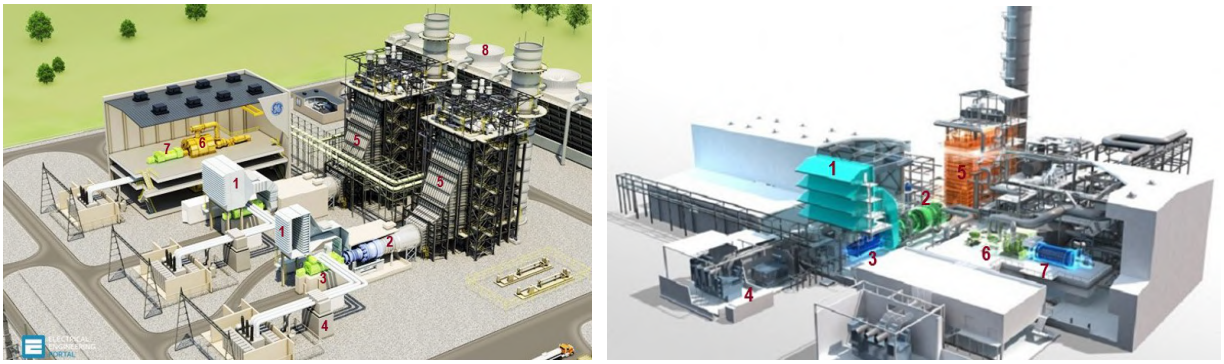
На сл. 4.43 е прикажан изгледот и составните елементи на комбинирани когенеративни ТЕП. Од составните елементи на овие ТЕП зависи нивната крајна комбинација. Имено, гаснотурбинската ТЕП може да биде едноставна или сложена. Од типот на парнотурбинската постројка зависи следното:

- доколку во комбинацијата се примени парнотурбинска кондензациона ТЕП, тогаш комбинираната ТЕП е само за производство на електрична енергија,

- доколку во комбинацијата се примени парнотурбинска кондензациона ТЕП со регулирано одземање пара или парнотурбинска ТЕП со противпритисна парна турбина, тогаш комбинираната ТЕП е за производство на електрична и топлинска енергија (когенерација).



Комбинирана ТЕП за производство на електрична енергија



1. Филтер за воздух (влез на воздух); 2. Гаснотрубинска ТЕП; 3. Електрогенератор; 4. Трансформатор; 5. Котел утилизатор; 6. Парнотурбинска ТЕП; 7. Електрогенератор; 8. Ладилни кули.

Сл. 4.43. Изглед, шема и составни елементи на комбинирани когенеративни ТЕП

4.4.1. Шеми на комбинирани когенеративни ТЕП

КПД на ККТЕП е повисок во однос на КПД на две независни класични постројки, што едноставно се покажува на следниот начин:

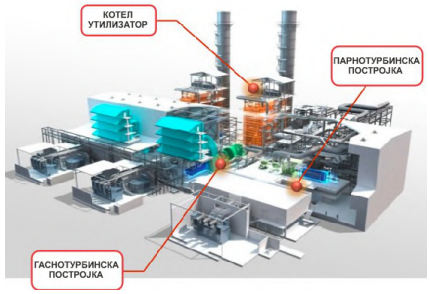
$$\eta_{iGTP} = \frac{l_{GTP}}{q_1} \text{ и } \eta_{iPTP} = \frac{l_{PTP}}{q_1} < \eta_{iBTP} = \frac{l_{GTP} + l_{PTP}}{q_1}$$

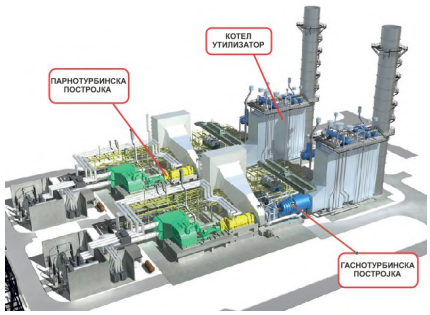
l_{GTP}, l_{PTP} kJ/kg – специфична извршена работа во гаснотурбинската и парнотурбинската постројка,

q_1 kJ/kg – специфична доведена топлина во постројката

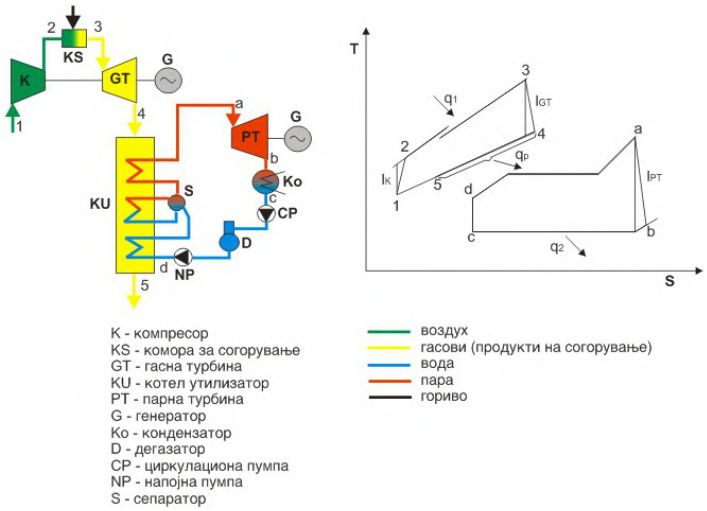
η_{iGTP}, η_{iPTP}, η_{iBTP} – индициран КПД на гаснотурбинската, парнотурбинската и бинарната когенеративна постројка.nm

На следните неколку слики се прикажани различни комбинации ККТЕП составени од едноставни и сложени гаснотурбински ТЕП и различни типови на парнотурбински ТЕП, како и нивните соодветени индицирани КПД. [106-147]



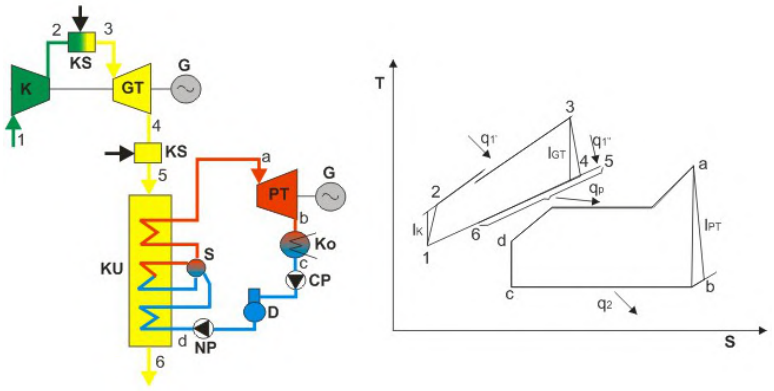


ККТЕП со котли утилизатори



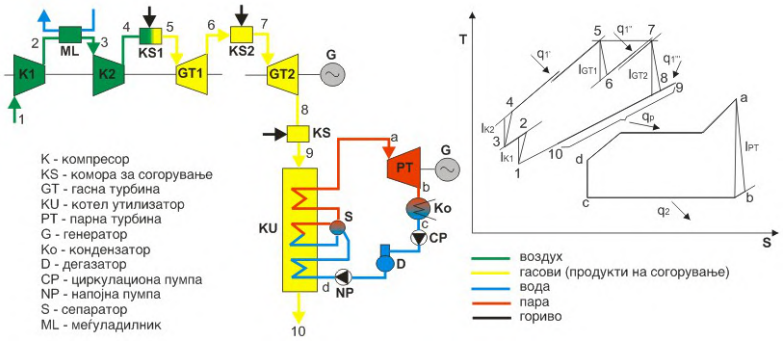
$$\eta_{iBTP} = \frac{l_{GTP} + l_{PTP}}{q_1} = \frac{(l_{GT} - l_K) + l_{PT}}{q_1} = \frac{[(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)] + (i_a - i_b)}{(i_3 - i_2)}$$

Сл. 4.44. ККТЕП со едноставна гаснотурбинска ТЕП и парнотурбинска кондензациона ТЕП со котел утилизатор



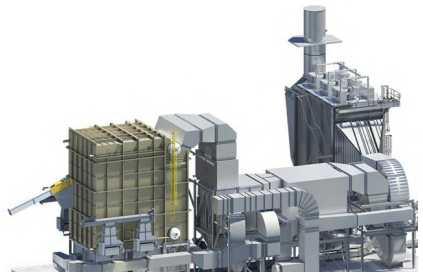
$$\eta_{iBTP} = \frac{(l_{GT} - l_K) + l_{PT}}{q_1} = \frac{(l_{GT} - l_K) + l_{PT}}{q'_1 + q''_1} = \frac{[(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)] + (i_a - i_b)}{(i_3 - i_2) + (i_5 - i_4)}$$

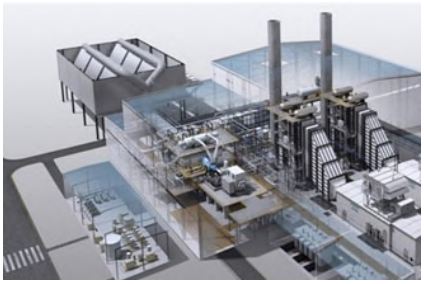
Сл. 4.45. ККТЕП со котел утилизатор со дополнителен горилник за согорување и парнотурбинска постројка со кондензациона турбина



$$\eta_{iBTP} = \frac{[(l_{GT1} + l_{GT2}) - (l_{K1} + l_{K2})] + l_{PT}}{q_1} = \frac{l_{GT2} + l_{PT}}{q'_1 + q''_1 + q'''_1} = \frac{(i_7 - i_8) + (i_a - i_b)}{(i_5 - i_4) + (i_7 - i_6) + (i_9 - i_8)}$$

Сл. 4.46. ККТЕП со котел утилизатор со гаснотурбинска постројка со двостепена компресија и двостепена експанзија и парнотурбинска постројка со кондензаиона турбина



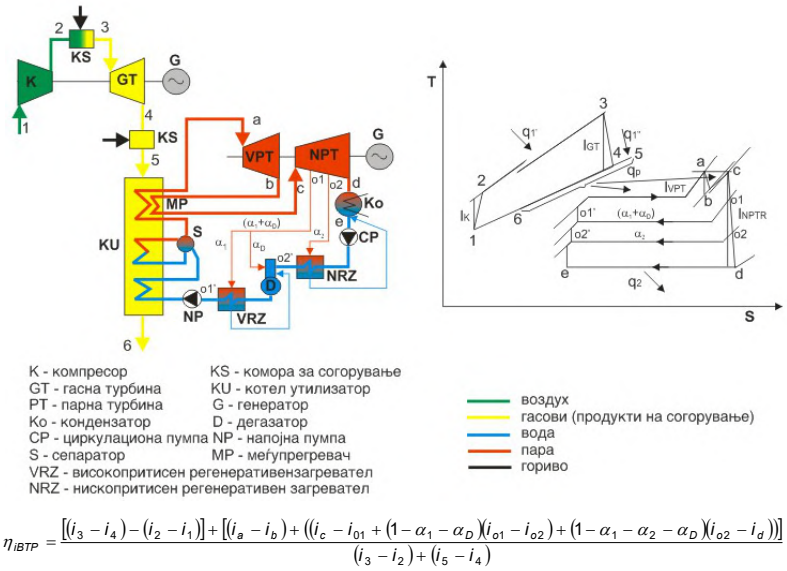








ККТЕП со котли утилизатори



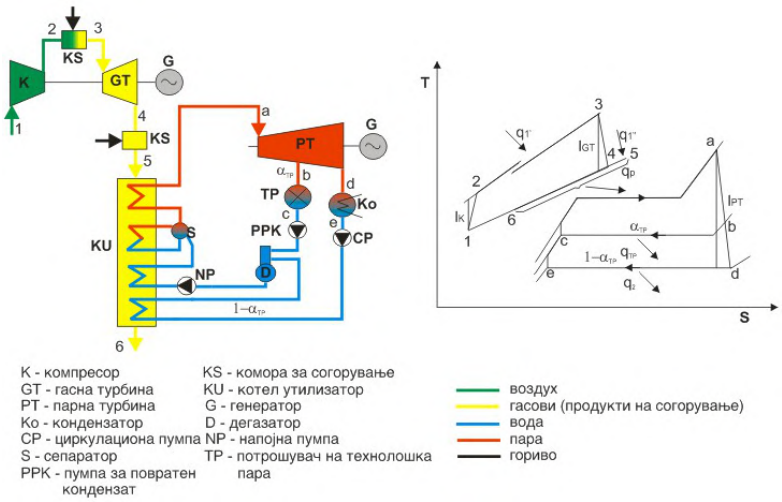
$$\eta_{iBTP} = \frac{[(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)] + [(i_a - i_b) + ((i_c - i_{01} + (1 - \alpha_1 - \alpha_D)(i_{01} - i_{02}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_D)(i_{02} - i_d))]}{(i_3 - i_2) + (i_5 - i_4)}$$

Сл. 4.47. ККТЕП со KU со парнотурбинска постројка со меѓупрегревање на парата и регенерација на напојната вода.



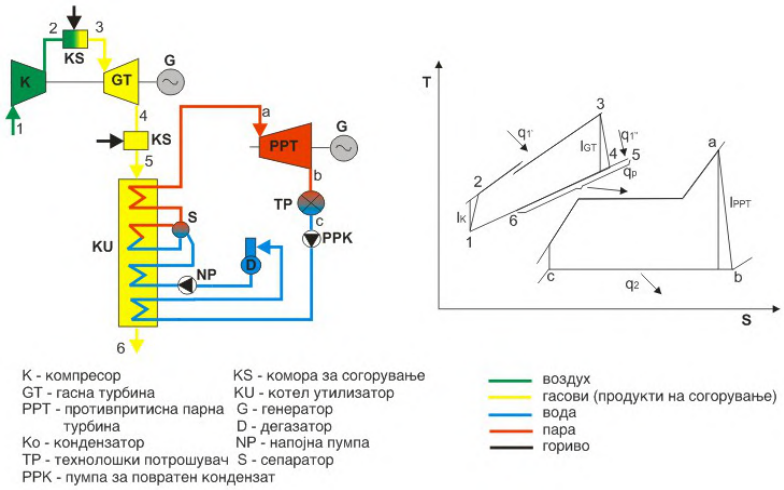


ККТЕП со котли утилизатори



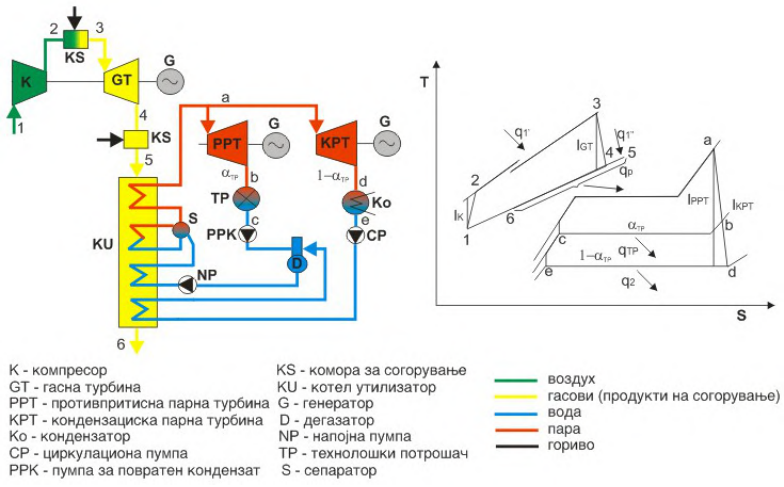
$$\eta_{iBKP} = \frac{(I_{GT} - I_K) + I_{PT} + q_{PT}}{q'_1 + q''_1} = \frac{[(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)] + [(i_a - i_b) + (1 - \alpha_{TP})(i_b - i_d)] + \alpha_{TP}(i_b - i_c)}{(i_3 - i_2) + (i_5 - i_4)}$$

Сл. 4.48. ККТЕП постројка со кондензациона парна турбина со едно регулирано одземање на пара за технолошки потреби



$$\eta_{iBKP} = \frac{l_{GTP} + l_{PTP} + q_{TP}}{q_1} = \frac{(l_{GT} - l_K) + l_{PPT} + q_{TP}}{q'_1 + q''_1} = \frac{[(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)] + (i_a - i_b) + (i_b - i_c)}{(i_3 - i_2) + (i_5 - i_4)}$$

Сл. 4.49. ККТЕП со противпритисна парна турбина

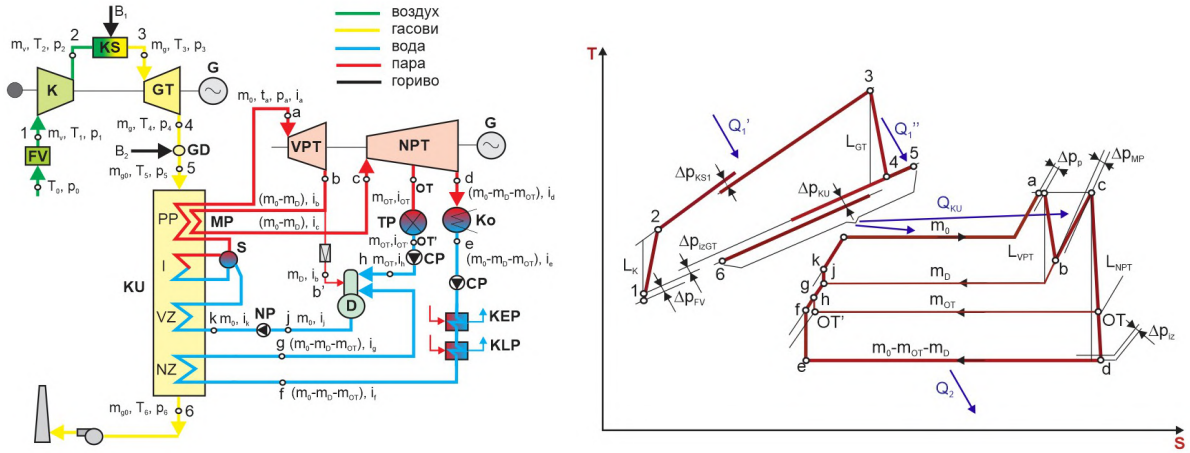


$$\eta_{iBKP} = \frac{l_{GTP} + l_{PTP} + q_{TP}}{q_1} = \frac{[(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)] + \{\alpha_{TP}(i_a - i_b) + [(1 - \alpha_{TP})(i_a - i_d)]\} + \alpha_{TP}(i_b - i_c)}{(i_3 - i_2) + (i_5 - i_4)}$$

Сл. 4.50. ККТЕП со противпритисна и кондензациона парна турбина

4.4.2. Пресметка на комбинирани когенеративни ТЕП со котли утилизатори (ККТЕПКУ)

4.4.2.1. Топлинска пресметка на ККТЕПКУ со кондензациона парнотурбинска постројка со регулирано одземање пара



K – компресор; KS – комора за согорување; GT – гасна турбина; KU – котел утилизатор; G – генератор; S – сепаратор; Ko кондензатор; PP – прегревач на пара; D – деаератор; I – испарувач; CP – циркулациона пумпа; VZ – високопритисен загревач на вода; NP – напојна пумпа; NZ – нископритисен загревач на вода; MP – меѓупрегревач на пара; KEP – кондензатор на ејекторска пара; KLP – кондензатор на лабиринтска пара; VPT – високопритисна парна турбина; NPT – нископритисна парна турбина; TP – технолошки (топлински) потрошувач; GD – горилник за дополнително согорување.

Сл. 4.51. Шематски приказ и циклус во T-s дијаграм на комбинирана когенеративна постројка со котел утилизатор со парнотурбинска постројка со регулирано одземање пара за технолошки потреби.

Топлинска пресметка на гаснотурбинската постројка:

Притисок на воздухот на влезот во компресорот, p_1 :

$$p_1 = p_0 - \Delta p_{FV} = p_0 - 0{,}02 p_0 = 0{,}98 p_0 \ \text{MPa}$$

p_0 MPa = атмосферски притисок, може да се усвои 0,1 MPa,
Δp_{FV} MPa = загуба на притисок при всисување на атмосферски воздух низ филтерот за воздух, која може да се усвои дека изнесува 2 % од атмосферскиот притисок.

Температура на воздухот на влезот во компресорот, T_1:

$$T_1 = t_1 + 273 \quad \text{K}$$

t_1 °C = температура на влезот во компресорот (средна температура за целогодишен режим на работа, се усвојува 15 °C).

Притисок на излезот од компресорот, p_2 :

$$p_2 = p_1 \cdot \Pi_K \quad \text{MPa}$$

Π_K = однос на притисоците во компресорот, кој се определува од изразот:

од условот: $\Pi_K = \frac{p_2}{p_1} > \Pi_T = \frac{p_3}{p_4}$, односно:

$$\Pi_K = \frac{\Pi_T}{\nu} \quad \text{каде:} \quad \nu = \left(1 - \frac{\Delta p_{FV}}{p_0}\right)\left(1 - \frac{\Delta p_{KS}}{p_2}\right)\left(1 - \frac{\Delta p_{IZ}}{p_0}\right)$$

Π_T = однос на притисоците во гасната турбина,
Δp_{KS} MPa = загуба на притисокот во комората за согорување,
Δp_{IZ} MPa = загуба на притисок на излезот од гасната турбина.

Теоретска температура на излезот од компресорот, $T_{2'}$:

$$T_{2'} = T_1 \cdot \Pi_K^{\frac{\kappa_v - 1}{\kappa_v}} \quad \text{K}$$

κ_v - адијабадски експонент, кој за воздух изнесува 1,4.

Реална температура на воздухот на излезот од компре сорот, T_2 :

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2'} - T_1}{\eta_{ad}^K} \quad \text{K}$$

η_{ad}^K = (0,85 - 0,88) - адијабатски КПД на компресорот.

За определување на потрошувачката на гориво B_1 kg/s или протокот на гасови m_g kg/s при изобарно согорување, (сл. 4.52) можат да се користат следните изрази:

Количина на топлина добиена во комората за согорување (KS), Q_{KS} :

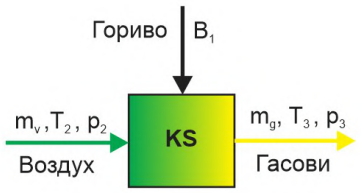
$$Q_{KS} = m_g c_{pg} (T_3 - T_2) \quad \text{kW}$$

Доведената количина на на топлина при согорување на горивото Q_1', се определува:

$$Q_1' \cdot \eta_{KS} = Q_{KS} \Rightarrow Q_1' = \frac{Q_{KS}}{\eta_{KS}}$$

$$B_1 \cdot H_d \cdot \eta_{KS} = m_g c_{pg} (T_3 - T_2)$$

c_{pg} kJ/kg K = среден специфичен топлински капацитет на гасовите при константен притисок,
H_d kJ/kg = долна топлинска моќ на горивото,
η_{KS} = (0,97 - 0,99) = КПД на комората за согорување.



Сл. 4.52. Комора за согорување

Материјален биланс на комората за согорување (KS):

$$B_1 + m_v = m_g$$

m_v kg/s = проток на воздух,

Притисок на гасовите на влезот во гасната турбина, p_3:

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{KS1} = p_2 - (0{,}02 \div 0{,}04)p_2 \quad \text{MPa}$$

Δp_{KS1} = (0,02 - 0,04)p_2 MPa - загуба на притисок во комората за согорување.

Притисок на гасовите на излез од гасната турбина, p_3:

$$p_4 = p_0 + \Delta p_{iz} \quad \text{MPa}$$

p_0 MPa = атмосферски притисок,
$\Delta p_{iz} = \lambda(C_{pf}/100)^2 p_0 =$ 0,004 MPa - загуба на притисок на излезот од гасната турбина.

Температура на гасовите на влезот во гасната турбина T_3, се усвојува $T_3 = (1200 \div 1900)$ K.

Теоретска температура на излез од гасната турбина:

$$\frac{T_3}{T_{4'}} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \Rightarrow T_{4'} = \frac{T_3}{\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}}} \quad \text{K}$$

κ_g = 1,333 - адијабадски експонент на излезните гасови.

Реална температура на излез од гасната турбина, T_4:

$$T_4 = T_3 - \eta_{oi}^{GT}(T_3 - T_{4'}) \quad \text{K}$$

η_{oi}^{GT} = (0,87 - 0,93) - релативен внатрешен КПД на гасната турбина.

Индицирана моќ на компресорот, P_{iK}:

$$P_{iK} = m_v c_{pv}(T_2 - T_1) \quad \text{KW}$$

c_{pv} = 1,005 kJ/kg K = специфичен топлински капацитет на воздух при константен притисок.

Индицирана моќ на гасната турбина, P_{iGT}:

$$P_{iGT} = m_g c_{pg}(T_3 - T_4) \quad \text{kW}$$

Индицирана моќ на гасноturбинската постројка, P_{iGTP}:

$$P_{iGTP} = P_{iGT} - P_{iK} \quad \text{kW}$$

Ефективна моќ на гасноturбинската постројка, P_{efGTP} :

$$P_{efGTP} = P_{iGTP} \cdot \eta_m \quad \text{kW}$$

Електрична моќ на гасноturбинската постројка, P_{EGTP} :

$$P_{EGTP} = P_{efGTP} \cdot \eta_g = P_{iGTP} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad \text{kW}$$

η_m = 0,98 - механички КПД,
η_g = 0,99 - КПД на генераторот.

Индициран КПД на гасноturбинската постројка η_{iGTP}:

$$\eta_{iGTP} = \frac{P_{iGTP}}{Q_1'} = \frac{m_g c_{pg}(T_3 - T_4) - m_v c_{pv}(T_2 - T_1)}{m_g c_{pg}(T_3 - T_2)}$$

Ефективен КПД на гасноturбинската постројка, η_{efGTP} :

$$\eta_{efGTP} = \eta_{iGTP} \cdot \eta_m$$

Електричен КПД на гасноturбинската постројка, η_{EGTP}:

$$\eta_{EGTP} = \eta_{efGTP} \cdot \eta_g = \eta_{iGTP} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

Вкупен КПД на гасноturбинската постројка, η_{vkGTP}:

$$\eta_{vkGTP} = \eta_{EGTP} \cdot \eta_{KS} = \eta_{efGTP} \cdot \eta_g \cdot \eta_{KS} = \eta_{iGTP} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_{KS}$$

Специфична електрична потрошувачка на гориво на GTP - бруто, $b_{E,GTPb}$:

$$b_{E,GTPb} = \frac{B_1 \cdot 3600}{P_{EGTP}} \quad \text{kg/kWh}$$

Специфична електрична потрошувачка на топлина на GTP - бруто, $q_{E,GTPb}$:

$$q_{E,GTPb} = \frac{Q_{KS} \cdot 3600}{\eta_{KS} \cdot P_{EGTP}} \quad \text{kJ/kWh}$$

Специфична (Е) потрошувачка на гасови (работен флуид) на GTP, m_{GTPb}:

$$m_{E,GTPb} = \frac{m_g \cdot 3600}{P_{EGTP}} \quad \text{kg/kWh}$$

Топлинска пресметка на горилникот за дополнително согорување (GD):

Во горилникот за дополнително согорување (GD) нема потреба од додавање воздух, затоа што излезните гасови од гасната турбина содржат доволна количина на кислород за согорување. За определување на потрошувачката на гориво B_2 kg/s, протокот на гасови на излезот од GD m_{g0} kg/s или потребните параметри, можат да се искористат следните изрази (сл. 4.53):

Количина на топлина добиена во горилникот за дополнително согорување (GD), Q_{GD}:

$$Q_{GD} = m_{g0} c_{pg} (T_5 - T_4) \quad \text{kW}$$

Доведена количина на топлина при согорување на горивото во GD, Q_1":

$$Q_1'' \cdot \eta_{GD} = Q_{GD} \Rightarrow Q_1'' = \frac{Q_{GD}}{\eta_{GD}} \qquad \text{од тука:}$$

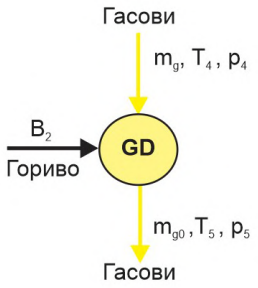
$$B_2 \cdot H_d \cdot \eta_{GD} = m_{g0} c_{pg} (T_5 - T_4)$$

m_{g0} kg/s = проток на гасови по GD,
H_d kJ/kg = долна топлинска моќ на горивото,
η_{GD} = (0,98 - 0,99) - КПД на GD.

Материјален биланс на GD:

$$B_2 + m_g = m_{g0}$$

Притисокот по горилникот за дополнително согорување p_5, не се менува, односно: $p_5 = p_4$ MPa.



Сл. 4.53. Горилник за дополнително согорување

Топлинска пресметка на котел утилизатор (KU):

Потребната количината на гасови во котелот утилизатор m_{g0} или предадената топлина од гасовите на водата се определува од топлинскиот биланс на котелот утилизатор. На сл. 4.54 е даден шематски приказ на котел утилизатор. Притисокот на излезот од котелот утилизатор p_6 се определува:

$$p_6 = p_5 - \Delta p_{KU} = p_5 - (0{,}05 \div 0{,}1) p_5$$

Δp_{KU} =(0,05-0,1)p_5 MPa - пад на прититисокот во KU.

Топлина предадена за загревање на водата (кондензатот) во нископритисниот загревател на вода:

$$Q_{KUNPZ} = (m_0 - m_D - m_{OT})(i_g - i_f) \quad \text{kW}$$

m_0 kg/s = проток на пара (напојна вода),
m_D kg/s = проток на пара во дегазаторот,
m_{OT} kg/s = количина на одземена пара за технолошки потреби (топлинска енергија),
i_g kJ/kg = енталпија на кондензатот по нископритисниот загревател на вода,
i_f kJ/kg = енталпија на кондензатот пред нископритисниот загревател.

Топлината предадена на напојната вода за добивање прегреана пара Q_{KUPP}, се определува како сума на топлините за прегревање на парата во прегревачот на пара Q_{PKU}, за испарување во испарувачот Q_{IKU} и загревање на напојната вода во високопритисниот загревател на вода Q_{VPZKU} kW:

$$Q_{KUPP} = Q_{PKU} + Q_{IKU} + Q_{VPZKU} \quad \text{kW}$$

$$Q_{KUPP} = m_0(i_I - i_{II}) + m_0(i_{II} - i_{III}) + m_0(i_{III} - i_k)$$

$$Q_{KUPP} = m_0(i_I - i_k)$$

i_I kJ/kg = енталпија на прегреаната пара на излезот од KU (излез од прегревачот),
i_{II} kJ/kg = енталпија на сувозаситената пара на влезот во прегревачот на пара (излезот од испарувачот),
i_{III} kJ/kg = енталпија на напојната вода на влезот во испарувачот на пара (излезот високопритисниот загревател на напојна вода)
i_k kJ/kg = енталпија на напојната вода на влезот високопритисниот загревател на напојна вода,

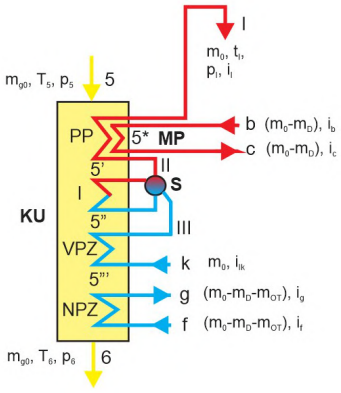
Топлина предадена на парата во меѓупрегревачот на пара, Q_{KUMP}:

$$Q_{KUMP} = (m_0 - m_D)(i_c - i_b) \quad \text{kW}$$

i_b, i_c kJ/kg = енталпија на прегреаната пара пред и по меѓупрегревачот на пара.

Вкупна топлина предадена на водата и парата во котелот утилизатор, Q_{KUp}:

$$Q_{KUp} = Q_{KUNPZ} + Q_{KUPP} + Q_{KUMP}$$
$$Q_{KUp} = (m_0 - m_D - m_{OT})(i_g - i_f) + m_0(i_I - i_k) + (m_0 - m_D)(i_c - i_b)$$



Сл. 4.54. Котел утилизатор (KU)

Топлина на гасовите во котелот утилизатор потребна за добивање на прегреана пара, Q_{KUg}:

$$Q_{KUg} = m_{g0} c_{pg} (t_5 - t_6) \quad \text{kW}$$

Од топлинскиот биланс на KU: $\eta_{KU} \cdot Q_{KUg} = Q_{KUp}$ се добива:

$$m_{g0} = \frac{Q_{KUg}}{c_{pg}(t_5 - t_6)} = \frac{Q_{KUp}}{c_{pg}(t_5 - t_6)\eta_{KU}} \quad \text{kg/s}$$

m_{g0} kg/s = проток на гасови низ KU,
η_{KU} = (0,85 - 0,90) = КПД на котелот утилизатор,
t_5 °C = температура на гасовите на влезот во KU (на излезот од GD),
t_6 °C = температура на гасовите на излезот од KU.

Од топлинските биланси на поединечни изменувачки површини во KU може да се изведат следните изрази:

Топлински биланс на прегревачот на пара (PP):

$$m_0 (i_I - i_{II}) = m_{g0} \cdot c_{pg} (t_5 - t_{5'}) \cdot \eta_{pp}$$

Топлински биланс на испарувачот на напојна вода (I):

$$m_0 (i_{II} - i_{III}) = m_{g0} \cdot c_{pg} (t_{5'} - t_{5''}) \cdot \eta_{ip}$$

Топлински биланс на високопритисниот загревател на напојна вода (VPZ):

$$m_0 (i_{III} - i_k) = m_{g0} \cdot c_{pg} (t_{5''} - t_{5'''}) \cdot \eta_{VPZ}$$

Топлински биланс на испарувачко-прегревачкиот дел од KU:

$$m_0 (i_I - i_k) = m_{g0} \cdot c_{pg} (t_5 - t_{5'''}) \cdot \eta_{ZIP}$$

Топлински биланс на меѓупрегревачот на пара (MP):

$$(m_0 - m_D)(i_c - i_b) = m_{g0} \cdot c_{pg} (t_5 - t_{5*}) \cdot \eta_{MP}$$

Топлински биланс на нископритисниот загревател на кондензат (NPZ):

$$(m_0 - m_D - m_{OT})(i_g - i_f) = m_{g0} \cdot c_{pg} (t_{5'''} - t_6) \cdot \eta_{NPZ}$$

η_{pp} = (0,99 - 0,995) - степен на изолираност на прегревачот за пара,
η_{ip} = (0,98 - 0,995) - степен на изолираност на испарувачот на напојна вода,

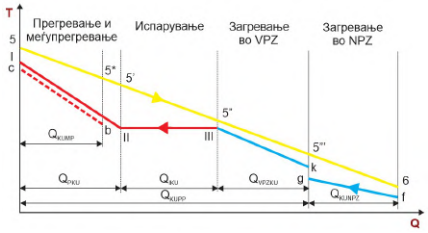
η_{VPZ} = (0,95 - 0,99) - степен на изолираност на високопритисниот загревател на вода,

η_{ZIP} = (0,98 - 0,995) - степен на изолираност на испарувачко-прегревачкиот дел,

η_{MP} = (0,99 - 0,995) - степен на изолираност на меѓупрегревачот на пара,

η_{NPZ} = (0,98 - 0,995) - степен на изолираност на прегревачот за пара.

За сликовито прикажување на предавањето на топлина во поединечни изменувачки површини во котелот утилизтор се користи T-Q дијаграмот прикажан на сл. 4.55, според кој се изведени претходните изрази.



Сл. 4.55. T-Q дијаграм на промена во котелот утилизатор

Параметрите на гасовите и водата (парата) на влезот и излезот од котелот утилизатор може да се определат со усвојување на одредени параметри (температури и притисоци):

Стандардни вредности на притисокот на парата на излезот од KU p_I дадени од поголем број производители се движат $p_I = p_{KUStand.}$ = (6÷14) MPa.

Температура на прегреаната пара на излезот од котелот утилизатор t_I зависи од притисокот во котелот утилизатор и од притисокот во кондензаторот (таб. 4.5).

Вредностите за енталпијата на прегреаната пара на излезот од котелот утилизатор i_I се добиваат од табели, дијаграми и сл. за прегреана пара:

Таб. 4.5. Параметри на прегреаната пара на излезот од KU:

Притисок p_I [MPa]	Температура t_I [oC]	Енталпија i_I [kJ/kg]
6	440 - 460	3278,3 - 3326,8
8	480 - 500	3349,0 - 3398,5
9	500 - 530	3386,4 - 3461,2
10	530 - 550	3450,3 - 3500,4
12	550 - 570	3480,0 - 3531,3
14	> 580	> 3538,2

Параметрите на парата на влезот и излезот од меѓупрегревачот на пара, како и параметрите на влезот на кондензатот во KU ќе бидат образложени во наредниот текст во делот за параметрите на парнотурбинската постројка.

Топлинска пресметка на кондензациона парнотурбинска постројка со регулирано одземање пара за технолошки потреби:

За прикажување на параметрите на влезот и излезот од парната турбина се користи i-s дијаграмот на сл. 4.56.

Притисок на прегреаната пара на влезот во VPT, p_a:

$$p_a = p_l - \Delta p_p = p_l - (0{,}03 \div 0{,}05) p_l \quad \text{MPa}$$

Δp_p = (0,03 - 0,05)p_l MPa - пад на притисок во пароводот за свежа пара.

Температурата на прегреаната пара на влезот во високопритисната парна турбина (VPT) t_a, зависи од температурата на прегреаната пара на излезот од котелот утилизатор t_l, односно: $t_a = t_l$ [°C].

Енталпијата на прегреаната пара на влезот во VPT i_a, се определува во зависност од притисокот и температурата на прегреаната пара на влезот во VPT со пресметка, од табели за прегреана пара или од i-s дијаграм.

Притисок на меѓупрегревање на парата (на влезот во среднопритисната / нископритисната парната турбина) p_c:

$$\frac{p_c}{p_a} = (0{,}12 \div 0{,}27) \Rightarrow p_c = (0{,}12 \div 0{,}27) \cdot p_a \quad \text{MPa}$$

Температурата на меѓупрегревање на парата (на влезот во среднопритисната односно нископритисната парната турбина) t_c :

$$t_c = t_a \pm (15 \div 30) \quad ^{o}\text{C}$$

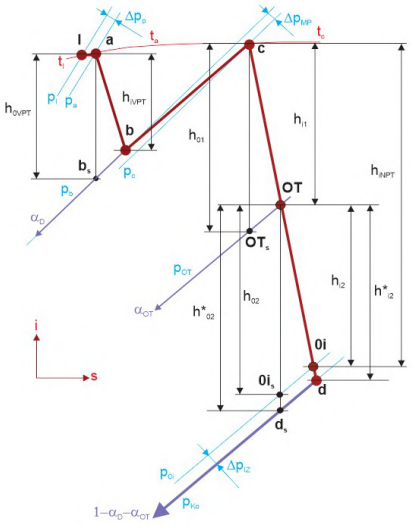
Енталпијата на прегреаната пара на влезот во NPT i_c, се определува во зависност од притисокот и температурата на прегреаната пара на влезот во NPT со пресметка, од табели за прегреана пара или од i-s дијаграм.

Притисок на влезот во меѓупрегревачот на пара (на излезот од високопритисната парна турбина) p_b :

$$p_b = p_c + \Delta p_{MP} = p_c + (0{,}05 \div 0{,}1) \quad \text{MPa}$$

Δp_{MP} = (0,05÷0,1) MPa - пад на притисок во меѓупрегревачот на пара.

Теоретската енталпија на пара на излезот од VPT i_{bs}, се определува во зависност од притисокот p_b при константна ентропија (s_a=s_{bs}) по пат на пресметка, од табели за прегреана пара или од i-s дијаграм.



Сл. 4.56. Процес во кондензационата парна турбина со регулирано одземање пара за технолошки потреби во i-s дијаграм.

Реалната енталпија на пара на излезот i_b од VPT односно на влезот во меѓупрегревачот на пара се определува во зависност од топлинскиот пад во VPT:

$$H_{0VPT} = i_a - i_{bs}$$

$$H_{iVPT} = H_{0VPT} \cdot \eta_{0i}^{PT}$$

$$H_{iVPT} = i_a - i_b \Rightarrow i_b = i_a - H_{iVPT} = i_a - \left(i_a - i_{bs}\right) \cdot \eta_{0i}^{PT} \text{ kJ/kg}$$

H_{0VPT} kJ/kg = теоретски топлински пад во VPT,
H_{iVPT} kJ/kg = реален топлински пад во VPT,
η_{0i}^{PT} = (0,83 - 0,88) - релативен внатрешен КПД на парната турбина,
= (0,80 - 0,85) - за цилиндарот со висок притисок,
= (0,83 - 0,88) - за цилиндарот со среден притисок,
= (0,77 - 0,82) - за цилиндарот со низок притисок.

Теоретската енталпија на регулираното одземање за технолошки потреби (топлинска енергија) i_{OTs}, се определува во зависност од притисокот на одземање p_{OT} при константна ентропија (s_c=s_{OTs}) по пат на пресметка, од табели или i-s дијаграм.

Реалната енталпија на регулираното одземање за технолошки потреби i_{OT}, се определува во зависност од топлинскиот пад:

$$h_{01} = i_c - i_{OTs}$$

$$h_{i1} = h_{01} \cdot \eta_{0i}^{PT}$$

$$h_{i1} = i_c - i_{OT} \Rightarrow i_{OT} = i_c - h_{i1} = i_c - \left(i_c - i_{OTs}\right) \cdot \eta_{0i}^{PT} \text{ kJ/kg}$$

Притисокот на излезот од парната турбина p_{0i}, се определува:

$$p_{0i} = p_{Ko} + \Delta p_{iz} \text{ MPa}$$

p_{Ko} = (0,005÷0,007) MPa - притисок во кондензаторот,
Δp_{iz} MPa = загуба на притисок во излезниот отвор на турбината.

$$\Delta p_{iz} = \lambda \cdot \left(\frac{c_p}{100}\right)^2 \cdot p_{Ko} \text{ MPa}$$

λ = (0,07÷0,1) - коефициент кој зависи од брзината, притисокот и видот на флуидот,
c_p = (100÷120) m/s - брзина на парата во излезниот отвор на турбината.

Теоретската енталпија на излезот од парната турбина i_{0is}, се определува во зависност од притисокот на излезот од парната турбина p_{0i}, при константна ентропија (s_{OT}=s_{0is}) со пресметка, табели или од i-s дијаграм.

Реалната енталпија на излезот од парната турбина i_{0i}, се определува во зависност од топлинскиот пад:

$$h_{02} = i_{OT} - i_{0is}$$

$$h_{i2} = h_{02} \cdot \eta_{0i}^{PT}$$

$$h_{i2} = i_{OT} - i_{0i} \Rightarrow i_{0i} = i_{OT} - h_{i2} = i_{OT} - \left(i_{OT} - i_{0is}\right) \cdot \eta_{0i}^{PT}$$

Теоретската енталпија на влезот во кондензаторот i_{ds}, се определува во зависност од притисокот во кондензаторот p_{Ko} при константна ентропија (s_{OT}=s_{0is}=s_{ds}).

Реалната енталпија на влезот во кондензаторот се определува во зависност од топлинскиот пад:

$$h_{02}^{*} = i_{OT} - i_{ds}$$

$$h_{i2}^{*} = h_{02}^{*} \cdot \eta_{0i}^{PT}$$

$$h_{i2}^{*} = i_{OT} - i_{d} \Rightarrow i_{d} = i_{OT} - h_{i2}^{*} = i_{OT} - \left(i_{OT} - i_{ds}\right) \cdot \eta_{0i}^{PT}$$

Енталпијата на излезот на кондензатот од кондензаторот i_e, се определува во зависност од притисокот и температурата на кондензација: $i_e = c_{pw} \cdot t_{Ko}$, што е прикажано во таб. 4.6.

Притисокот во кондензаторот се усвојува во зависност од начинот на ладење на кондензаторот и поставеноста на ТЕП. ТЕП поставени во близина или директно во урбаните средини, каде се применува циркулационо ладење на кондензатот (ладилни кули), што одговара за наши услови, кога температурата на водата за ладење варира во зимскиот и летниот период во широки граници (зимски од -10÷-15 °C, а летен од 30÷35 °C) се усвојува p_{Ko} = (5÷7) kPa. За ТЕП во области кои изобилуваат со големи количини на вода за ладење, кај кои може да се примени проточно ладење, а температурата на водата за ладење варира во дијапазон од 2 °C (во летен и зимски период) може да се усвои p_{Ko} = (3,5÷4) kPa.

Табела 4.6. Параметри на излезот од кондензаторот:

Притисок p_{Ko} MPa	Температура t_{Ko} °C	Енталпија i_e kJ/kg
0,005	32,9	137,75
0,006	36,18	151,49
0,007	39,2	164,13

Со пресметка, од табели или од i-s дијаграм за вода и сувозаситена пара се определува соодветната температура на заситување (кондензација) t_{Ko} во зависност од притисокот p_{Ko}.

Температурата на кондензатот зад циркулационата пумпа, кондензаторот на ејекторска и лавиринтска пара t_f, односно на влезот во нископритисниот загревател на кондензат се определува:

$$t_f = t_{Ko} + \Delta t_{CP} + \Delta t_{KEP} + \Delta t_{KLP} \quad ^oC$$
$$t_f = t_{Ko} + 1 + 10 + 7 = t_{Ko} + 18 \quad ^oC$$

Δt_{CP} = (0,5÷2) °C - загревање на кондензатот во циркулационата пумпа,
Δt_{KEP} = (7÷12) °C - загревање на кондензатот во кондензаторот за ејекторска пара,
Δt_{KLP} = (5÷9) °C - загревање на кондензатот во кондензаторот за лавиринтска пара.

Притисокот на кондензатот по циркулационата пумпа, кондензаторот на ејекторска и лабиринтска пара p_f, односно на влезот во нископритисниот загревател на кондензат се определува во зависност од потребниот притисок во деаераторот p_D :

$$p_f = p_{CP} = p_D + (0{,}1 \div 0{,}15)p_D = p_D[1 + (0{,}1 \div 0{,}15)] \quad \text{MPa}$$

Енталпијата на кондензатот по циркулационата пумпа, кондензаторот на ејекторска и лабиринтска пара i_f, односно на влезот во нископритисниот загревател на кондензат се определува во зависност од температурата t_f и за неа соодветната специфична топлина на кондензатот c^f_{pw}: $i_f = c^f_{pw} \cdot t_f$. Овие параметри се прикажани во таб. 4.7.

Таб. 4.7. Параметри на кондензатот по циркулационата пумпа, кондензаторот на ејекторска и лабиринтска пара, односно на влезот во нископритисниот загревател на кондензат:

Притисок p_D MPa	Притисок p_f MPa	Температура t_{Ko} °C	Температура t_f °C	Енталпија i_f kJ/kg
0,6	0,66	32,9	50,9	213,27
0,7	0,77	36,18	54,18	227,01
		39,2	57,2	239,67

Температурата на кондензатот на влезот во деаераторот t_g, односно на излезот од нископритисниот загревател на кондензат, се определува во зависност од температурата на заситување t_D при соодветен притисок на деаераторот p_D = 0,6 или 0,7 MPa :

$$t_g = t_D - (10 \div 12) \quad ^oC$$

Енталпијата на кондензатот на влезот во деаераторот i_g, односно на излезот од нископритисниот загревател на кондензат, се определува во зависност од температурата: $i_g = c_{pw}^{g} \cdot t_g$, што е прикажано во таб. 4.8.

Таб. 4.8. Параметри на кондензатот на влезот во деаераторот:

Притисок p_D MPa	Притисок P_g MPa	Температура t_D °C	Температура t_g °C	Енталпија i_g kJ/kg
0,6	0,66	158,84	148	637,14
0,7	0,77	164,96	154	666,82

Енталпијата на кондензатот зад технолошкиот потрошувач $i_{OT'}$ се определува во зависност од температура на повратниот кондензат, која во општ случај е за 5 °C пониска од температурата на заситување при p_{OT}: $t_{OT'} = t_{OT''} - 5$ °C, односно $i_{OT'} = c_{pw}^{OT} \cdot t_{OT'}$.

Притисокот p_{OT} може да варира во широки граници:

- За индустриски потрошувачи на топлинска енергија (пара): $p_{OT} = (0{,}1 \div 1{,}5)$ MPa,
- За топлификациони потреби најчесто: $p_{OT} = (0{,}2 \div 0{,}4)$ MPa.

Енталпијата на кондензатот по технолошкиот потрошувач и циркулационата пумпа, односно на влезот во деаераторот i_h, се определува во зависност од температурата: $i_h = c_{pw}^{h} \cdot t_h$ каде:

$$t_h = t_{OT'} + \Delta t_{CP} = t_{OT'} + 1 \quad ^{o}\text{C}$$

Енталпијата на кондензатот на излезот од деаераторот i_j, се определува во зависност од притисокот p_D и температурата t_D во деаераторот: $i_j = c_{pw}^{j} \cdot t_D$, што е прикажано во таб. 4.9.

Табела 4.9. Параметри на излезот од деаераторот:

Притисок во деаераторот p_D MPa	Температура во деаераторот t_D °C	Енталпија на излезот од деаераторот i_j kJ/kg
0,6	158,84	670,4
0,7	164,96	697,1

Притисокот на излезот од деаераторот по напојната пумпа p_k, односно на влезот во високопритисниот загревател на напојната вода, се определува во зависност од притисокот на прегреаната пара на излезот од котелот утилизатор p_I :

$$p_k = p_{NP} = p_I + (0{,}1 \div 0{,}15)p_I \quad \text{MPa}$$

Енталпијата на излезот од деаераторот зад напојната пумпа, односно на влезот во високопритисниот загревател на напојна вода i_k, се определува во зависност од температурата на напојната вода t_k: $i_k = c_{pw}^k \cdot t_k$, каде:

$$t_k = t_D + \Delta t_{NP} = t_D + (3 \div 5) \quad ^oC$$

Δt_{NP} = (3÷5) °C - загревање на кондензатот во напојната пумпа.

или со определување на специфичната потрошена работа за напојната пумпа l_{NP}:

$$l_{NP} = \frac{(p_{IV} - p_D) \cdot v'}{\eta_P \cdot 10^3} \quad \text{kJ/kg}$$

η_P = 0,8 - КПД на пумпата,
v' m^3/kg = специфичен волумен на загреаната напојна вода.

Вредностите на енталпијата и температурата на напојната вода зад напојната пумпа, односно на влезот во VPZ се прикажани во таб. 4.10.

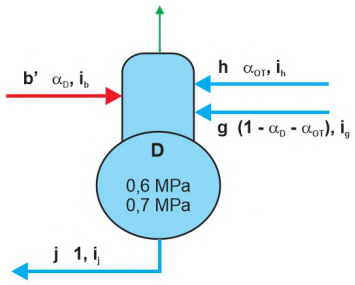
Таб. 4.10. Параметри на напојната вода на влезот во VPZ:

Температура во деаераторот t_D °C	Температура на влезот во VPZ t_k °C	Енталпија на влезот во VPZ i_k kJ/kg
158,84	163	702,6
164,96	169	724,2

Енталпија на парата на влезот во дегазаторот i_b не се менува, а температурата на одземањето на пара за деаерација $t_{b'}$ се определува по пат на пресметка, од табели или i-s дијаграм во зависност од притисокот на влезот во деаераторот $p_{b'}$:

$$p_{b'} = p_D + (0{,}1 \div 0{,}15) p_D = p_D [1 + (0{,}1 \div 0{,}15)] \quad \text{MPa}$$

За определување на количината на одземена пара за деаераторот α_D kg/kg може да послужи топлинскиот биланс на деаераторот, шематски прикажан на сл. 4.57.



Сл. 4.57. Шематски приказ на деаератор

$$\alpha_D \cdot i_b + \alpha_{OT} \cdot i_h + (1 - \alpha_D - \alpha_{OT}) \cdot i_g = i_j$$

$$\alpha_D = \frac{i_j - i_g - \alpha_{OT}(i_h - i_g)}{i_b - i_g}$$

α_D kg/kg = специфична количина на одземена пара за деаераторот,
α_{OT} kg/kg = специфична количина на одземена пара за технолошкиот потрошувач.

Специфичните количини на одземена пара α_D и α_{OT} на kg свежа пара, се следните односи:

$$\alpha_D = \frac{m_D}{m_0} \qquad \alpha_{OT} = \frac{m_{OT}}{m_0} \qquad \text{kg/kg}$$

Специфичната количина на одземена пара за технолошкиот потрошувач α_{OT} kg/kg има различни вредности во зависност од видот на технолошкиот потрошувач. Препорачаните вредности за α_{OT} се прикажани во таб. 4.11, во зависност од видот на технолошкиот потрошувач и од неговото работно време, односно од оптоварувањето.

Таб. 4.11. Вредности на специфичните количини на одземена пара за технолошкиот потрошувач α_{OT}:

Вид на топлински потрошувач	Работно време h/god	Количина на одземена пара α_{OT} kg/kg
Големи топлински потрошувачи со рамномерни годишни потреби за топлинска енергија при технолошко оптоварување до 90 %	околу 6200	0,45 ÷ 0,55
Големи топлински потрошувачи со значително технолошко оптоварување	5000 ÷ 6000	0,25 ÷ 0,35
Мали технолошки потрошувачи, претежно за топлификациски потреби	4000 ÷ 4700	0,10 ÷ 0,20

За определување на потребните протоци се прави материјален биланс на парната тур5ина:

$$m_0 = m_D + m_{OT} + m_{Ko}$$

m_0 kg/s = проток на свежа пара,
$m_D$kg/s = проток на одземена пара за деаераторот,
$m_{Ko} = 0{,}2m_0$ kg/s - проток на пара низ кондензаторот.

Индицирана моќ на парнотурбинската постројка, P_{iPTP}:

$$P_{iPTP} = m_0 \cdot H_{iPT} \quad \text{kW}$$

Ефективна моќ на парнотурбинската постројка, P_{efPTP}:

$$P_{efPTP} = m_0 \cdot H_{iPT} \cdot \eta_m \quad \text{kW}$$

Електрична моќ на парнотурбинската постројка, P_{EPTP}:

$$P_{EPTP} = m_0 \cdot H_{iPT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad \text{kW}$$

η_m = 0,98 - механички КПД,
η_g = 0,99 - КПД на генераторот.

Индицираниот топлински пад на парната турбина H_{iPT}, се определува:

$$H_{iPT} = H_{iVPT} + H_{iNPT}$$

$$H_{iPT} = i_a - i_b + (1 - \alpha_D)(i_c - i_{OT}) + (1 - \alpha_D - \alpha_{OT})(i_{OT} - i_{0i})$$

При зададена електрична моќ на парнотурбинската постројка може да се определи протокот на пара низ турбината, m_0 kg/s:

$$m_0 = \frac{P_{EPTP}}{H_{iPT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \Rightarrow$$

$$m_0 = \frac{P_{EPTP}}{[i_a - i_b + (1-\alpha_D)(i_c - i_{OT}) + (1-\alpha_D - \alpha_{OT})(i_{OT} - i_{0i})] \cdot \eta_m \cdot \eta_g}$$

Индицираниот КПД на парнотурбинската постројка се определува:

$$\eta_{iPTP} = \frac{P_{iPTP}}{Q_{KUp}} = \frac{P_{iPTP}}{Q_{KUPP} + Q_{KUMP} + Q_{KUNPZ}}$$

$$\eta_{iPTP} = \frac{m_0[i_a - i_b + (1-\alpha_D)(i_c - i_{OT}) + (1-\alpha_D - \alpha_{OT})(i_{OT} - i_{0i})]}{m_0(i_l - i_k) + (m_0 - m_D)(i_b - i_c) + (m_0 - m_D - m_{OT})(i_g - i_f)}$$

$$\eta_{iPTP} = \frac{(i_a - i_b) + (1-\alpha_D)(i_c - i_{OT}) + (1-\alpha_D - \alpha_{OT})(i_{OT} - i_{0i})}{(i_l - i_k) + (1-\alpha_D)(i_b - i_c) + (1-\alpha_D - \alpha_{OT})(i_g - i_f)}$$

Ефективен КПД на парнотурбинската постројка, η_{efPTP}:

$$\eta_{efPTP} = \eta_{iPTP} \cdot \eta_m$$

Електричен КПД на парнотурбинската постројка, η_{EPTP}:

$$\eta_{EPTP} = \eta_{efPTP} \cdot \eta_g = \eta_{iPTP} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

Вкупен КПД на парнотурбинската постројка, η_{vkPTP}:

$$\eta_{vkPTP} = \eta_{EPTP} \cdot \eta_{KU} = \eta_{efPTP} \cdot \eta_g \cdot \eta_{KU} = \eta_{iPTP} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_{KU}$$

Електрична специфична потрошувачка на гориво на PTP - бруто, $b_{E,PTP}$:

$$b_{E,PTPb} = \frac{B_2 \cdot 3600}{P_{EPTP}} \quad \text{kg/kWh}$$

Електрична специфична потрошувачка на топлина на PTP - бруто, $q_{E,PTPb}$:

$$q_{E,PTPb} = \frac{Q_{KUp} \cdot 3600}{\eta_{KU} \cdot P_{EPTP}} \quad \text{kJ/kWh}$$

Електрична специфична потрошувачка на пара на РТР - бруто, $m_{E,PTPb}$:

$$m_{E,PTPb} = \frac{m_0 \cdot 3600}{P_{EPTP}} \quad \text{kg/kWh}$$

Електрична моќ на бинарната когенеративна постројка:

$$P_{EBKP} = P_{EGTP} + P_{EPTP} \quad \text{kW}$$

Топлинска моќ на бинарната когенеративна постројка:

$$Q_{TBKP} = m_{OT}\left(i_{OT} - i_{OT'}\right) \quad \text{kW}$$

Некои автори за определување на вкупниот (општ) КПД за оценка на општата економичност на комбинираните когенеративни ТЕП, го користат изразот:

$$\eta^{b}_{vk,BKP} = \frac{P_{EBKP} + Q_{TBKP}}{\left(B_1 + B_2\right) \cdot H_d}$$

За реално определување на вкупниот КПД на ККТЕП се користи и вкупниот ексергетски КПД:

$$\eta^{b}_{vkex,BKP} = \frac{\Delta ex_{E,BKP} + \Delta ex_{T,BKP}}{exQ_d} = \frac{P_{EBKP} + \Delta ex_{T,BKP}}{\left(B_1 + B_2\right) \cdot H_d}$$

$\Delta ex_{E,BKP} = P_{EBKP}$ kW = промена на ексергијата при производство на електрична енергија,
$\Delta ex_{T,BKP}$ kW = промена на ексергијата при производство на топлинска енегрија,
exQ_d kW = доведена (внесена) ексергија со согорување на горивото.

Промената на ексергијата при производство на топлинска енергија $\Delta ex_{T,BKP}$, се определува од изразот:

$$\Delta ex_{T,BKP} = m_{OT}\left[i_{OT} - i_{OT'} - T_0\left(s_{OT} - s_{OT'}\right)\right] \quad \text{kW}$$

$\Delta s_{OT} = s_{OT} - s_{OT'}$ - промена на ентропијата на парата за технолошки потреби,
T_o K = температура на околината (на влезот во компресорот).

Вкупна специфична потрошувачка на гориво на ККТЕП:

$$b_{vk,BKP} = \frac{\left(B_1 + B_2\right) \cdot 3600}{P_{EBKP} + Q_{TBKP}} \quad \text{kg/kWh}$$

Вкупна специфична потрошувачка на топлина на ККТЕП:

$$q_{vk,BKP} = \frac{(B_1 + B_2)\cdot H_d \cdot 3600}{P_{EBKP} + Q_{TBKP}} \quad \text{kJ/kWh}$$

Вкупна специфична потрошувачка на гасови на ККТЕП:

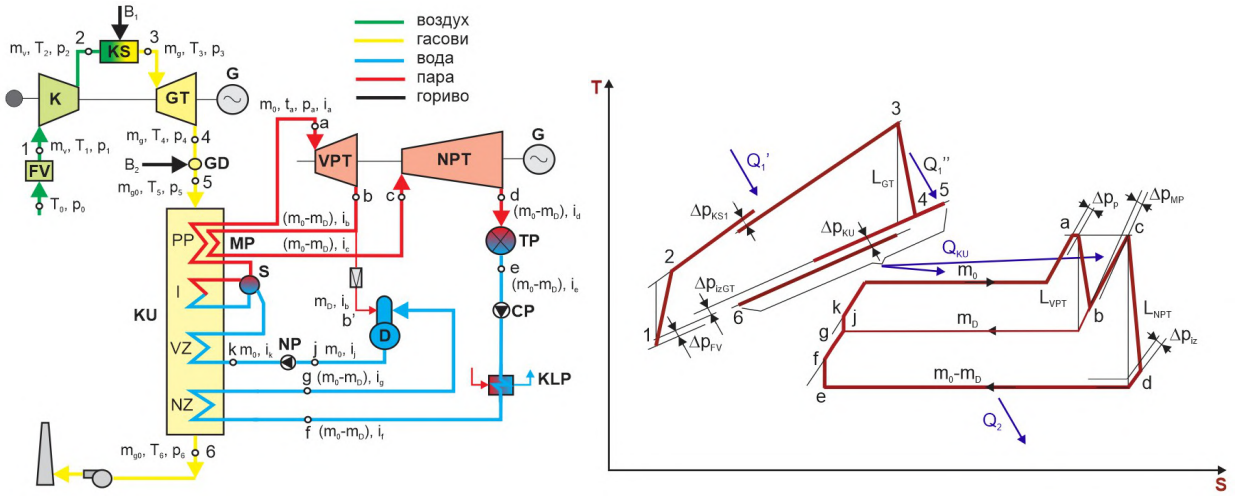
$$m_{gvk,BKP} = \frac{m_{g0} \cdot 3600}{P_{EBKP} + Q_{TBKP}} \quad \text{kJ/kWh}$$

Вкупна специфична потрошувачка на пара на ККТЕП:

$$m_{pvk,BKP} = \frac{m_0 \cdot 3600}{P_{EBKP} + Q_{TBKP}} \quad \text{kJ/kWh}$$

4.4.2.2. Топлинска пресметка на ККТЕПКУ со парнотурбинска ТЕП со противпритисна парна турбина

За комбинирано производство на електрична и топлинска енергија може да се примени парнотурбинска постројка со противпритисна парна турбина сл. 4.58.



K – компресор; KS – комора за согорување; GT – гасна турбина; KU – котел утилизатор; G – генератор; S – сепаратор; PP – прегревач на пара; D – деаератор; I – испарувач; CP – циркулациона пумпа; VZ – високопритисен загревач на вода; NP – напојна пумпа; NZ – нископритисен загревач на вода; MP – меѓупрегревач на пара; KEP – кондензатор на ејекторска пара; KLP – кондензатор на лабиринтска пара; VPT – високопритисна парна турбина; NPT – нископритисна парна турбина; TP – технолошки (топлински) потрошувач; GD – горилник за дополнително согорување.

Сл. 4.58. Шематски приказ и циклус во T-s дијаграм на ККТЕПКУ со парнотурбинска постројка со противпритисна парна турбина.

За определување на параметрите во соодветните точки (сл. 4.59) можат да се искористат изразите од ККТЕП со кондензационата парнотурбинска постројка со одземање пара за технолошки потреби.

Притисокот на излезот од парната турбина p_{iz}, се определува:

$$p_{iz} = p_d + \Delta p_{iz} = p_d + 0{,}1 \cdot p_d = 1{,}1 \cdot p_d \quad \text{MPa}$$

p_d MPa = притисок на влезот во технолошкиот потрошувач,
- За индустриски потрошувачи на топлинска енергија: $p_d = p_{TP}$ = (0,1 - 1,5) MPa,
- За топлификациони потреби најчесто: $p_d = p_{TP}$ = (0,2 - 0,4) MPa.

$\Delta p_{iz} = 0{,}1 p_d$ MPa = загуба на притисок на излезот од турбината.

Теоретската енталпија на излезот од парната турбина i_{izs} се определува во зависност од притисокот на излезот од парната турбина p_{iz}, при константна ентропија (s_c=s_{izs}) со пресметка, табели или од i-s дијаграм.

Реалната енталпија на излезот од парната турбина i_d, се определува во зависност од топлинскиот пад во NPT:

$$h_{0NPT} = i_c - i_{izs}$$

$$h_{iNPT} = h_{0NPT} \cdot \eta_{0i}^{PT}$$

$$h_{iNPT} = i_c - i_{iz} \Rightarrow i_{iz} = i_c - h_{iNPT} = i_c - \left(i_c - i_{izs}\right) \cdot \eta_{0i}^{PT}$$

Теоретската енталпија на парата на влезот во технолошкиот потрошувач i_{ds}, се определува во зависност од притисокот во технолошкиот потрошувач p_{TP} при константна ентропија (s_c=s_{izs}=s_{ds}).

Реалната енталпија на влезот во технолошкиот потрошувач i_d, се определува во зависност од топлинскиот пад:

$$h_{0NPT}^{*} = i_c - i_{ds}$$

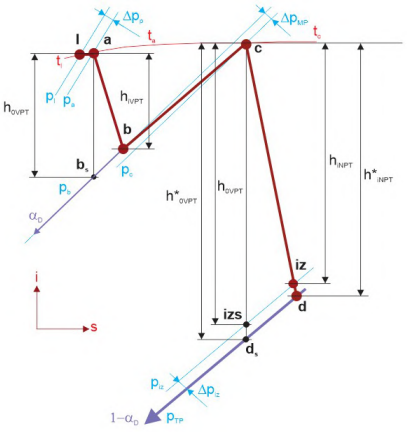
$$h_{iNPT}^{*} = h_{0NPT}^{*} \cdot \eta_{0i}^{PT}$$

$$h_{iNPT}^{*} = i_c - i_d \Rightarrow i_d = i_c - h_{iNPT}^{*} = i_c - \left(i_c - i_{ds}\right) \cdot \eta_{0i}^{PT}$$

Притисокот на повратниот кондензат на излезот од технолошкиот потрошувач p_e, се определува:

$$p_e = p_d - \Delta p_{TP} = p_d - (0{,}2 \div 0{,}3) p_d \quad \text{MPa}$$

p_d MPa = притисок на влезот во технолошкиот потрошувач,
Δp_{TP} MPa = пад на притисок во технолошкиот потрошувач и цевоводите.



Сл. 4.59. Процес во противпритисната парна турбина во i-s дијаграм.

Температурата на повратниот кондензат t_e, зависи од карактерот на топлинскиот потрошувач и во општ случај е за 5 °C пониска од температурата на заситување при притисок на одземање $p_e = p_{OT}$, односно $t_e = t_{e''}$ - 5 °C. За таа температура се определува соодветната енталпија на повратниот кондензат на излезот од технолошкиот потрошувач i_e, според следниот израз: $i_e = c_{pw}^{e} \cdot t_e$.

Температурата на повратниот кондензат t_f, по циркулационата пумпа (пумпата за повратен кондензат), кондензаторот на лавиринтска пара, односно на влезот во нископритисниот загревател на кондензат се определува:

$$t_f = t_e + \Delta t_{CP} + \Delta t_{KLP} \quad ^oC$$

$$t_f = t_e + 1 + 7 = t_e + 8 \quad ^oC$$

Δt_{CP} = (0,5÷2) °C - загревање на повратниот кондензат во циркулационата пумпа,

Δt_{KLP} = (5÷9) °C - загревање на кондензатот во кондензаторот за лавиринтска пара.

Притисокот на кондензатот по циркулационата пумпа и кондензаторот на лабиринтска пара p_f, односно на влезот во нископритисниот загревател на кондензат се определува во зависност од потребниот притисок во деаераторот p_D :

$$p_f = p_{CP} = p_D + (0{,}1 \div 0{,}15) p_D = p_D [1 + (0{,}1 \div 0{,}15)] \quad \text{MPa}$$

Енталпијата на кондензатот по циркулационата пумпа и кондензаторот на лавиринтска пара i_f, односно на влезот во нископритисниот загревател на кондензат се определува во зависност од температурата t_f и за неа соодветната специфична топлина на кондензатот c_{pw}^{f}: $i_f = c_{pw}^{f} \cdot t_f$. Параметрите во останатите точки се определуваат со користење на изразите од претходната ККТЕП со парнотурбинска постројка со одземање на парата за технолошки потреби.

Топлина предадена за загревање на водата (кондензатот) во нископритисниот загревател на вода:

$$Q_{KUNPZ} = (m_0 - m_D)(i_g - i_f) \quad \text{kW}$$

i_g kJ/kg = енталпија на кондензатот по нископритисниот загревател на вода,

i_f kJ/kg = енталпија на кондензатот пред нископритисниот загревател.

Топлина предадена на напојната вода за добивање на прегреана пара Q_{KUPP}, се определува како сума на топлините за прегревање на парата во прегревачот на пара Q_{PKU}, за испарување во испарувачот Q_{IKU} и за загревање на напојната вода во високопритисниот загревател на вода Q_{VPZKU}:

$$Q_{KUPP} = Q_{PKU} + Q_{IKU} + Q_{VPZKU} \quad \text{kW}$$

$$Q_{KUPP} = m_0(i_I - i_{II}) + m_0(i_{II} - i_{III}) + m_0(i_{III} - i_k)$$

$$Q_{KUPP} = m_0(i_I - i_k) \quad \text{kW}$$

Топлина предадена на парата во меѓупрегревачот на пара, Q_{KUMP}:

$$Q_{KUMP} = (m_0 - m_D)(i_c - i_b) \quad \text{kW}$$

Вкупна топлина предадена на водата и парата во котелот утилизатор, Q_{KUp}:

$$Q_{KUp} = Q_{KUNPZ} + Q_{KUPP} + Q_{KUMP}$$

$$Q_{KUp} = (m_0 - m_D)(i_g - i_f) + m_0(i_I - i_k) + (m_0 - m_D)(i_c - i_b)$$

Топлина на гасовите во котелот утилизатор Q_{KUg}, потребна за добивање на прегреана пара:

$$Q_{KUg} = m_{g0} c_{pg}(t_5 - t_6) \quad \text{kW}$$

Од топлинскиот биланс на KU: $\eta_{KU} \cdot Q_{KUg} = Q_{KUp}$ се добива:

$$m_{g0} = \frac{Q_{KUg}}{c_{pg}(t_5 - t_6)} = \frac{Q_{KUp}}{c_{pg}(t_5 - t_6)\eta_{KU}} \quad \text{kg/s}$$

Параметрите на гасовите и водата (парата) на влезот и излезот од котелот утилизатор се прикажани во пресметката на претходната ККТЕП.

$$\alpha_D \cdot i_b + (1 - \alpha_D) \cdot i_g = i_j$$

$$\alpha_D = \frac{i_j - i_g}{i_b - i_g}$$

α_D kg/kg = специфична количина на одземена пара за дегазаторот на kg свежа пара

Индицираниот топлински пад на парната турбина H_{iPT}, се определува:

$$H_{iPT} = H_{iVPT} + H_{iNPT} = i_a - i_b + (1 - \alpha_D)(i_c - i_{iz}) \quad \text{kJ/kg}$$

При зададена електрична моќ на парнотурбинската постројка може да се определи протокот на пара низ турбината, m_0 :

$$m_0 = \frac{P_{EPTP}}{H_{iPT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \Rightarrow$$

$$m_0 = \frac{P_{EPTP}}{\left[i_a - i_b + (1-\alpha_D)(i_c - i_{iz})\right] \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \text{kg/s}$$

Индицираниот КПД на парнотурбинската постројка се определува:

$$\eta_{iPTP} = \frac{P_{iPTP}}{Q_{KUp}} = \frac{P_{iPTP}}{Q_{KUPP} + Q_{KUMP} + Q_{KUNPZ}}$$

$$\eta_{iPTP} = \frac{(i_a - i_b) + (1-\alpha_D)(i_c - i_{iz})}{(i_l - i_k) + (1-\alpha_D)(i_b - i_c) + (1-\alpha_D)(i_g - i_f)}$$

Ефективен η_{efPTP}, електричен η_{EPTP} и вкупен η_{vkPTP} КПД на парнотурбинската постројка и специфична потрошувачка на гориво на РТР - бруто b_{PTPb}, на топлина на РТР - бруто q_{PTPb} и на пара на РТР m_{PTPb} се определува според изразите прикажани кај претходната ККТЕП.

Електрична моќ на бинарната когенеративна постројка P_{EBKP} kW:

$$P_{EBKP} = P_{EGTP} + P_{EPTP} \quad \text{kW}$$

Топлинска моќ на бинарната когенеративна постројка Q_{TBKP} kW:

$$Q_{TBKP} = (m_0 - m_D)(i_d - i_e) \quad \text{kW}$$

За оценка на општата економичност на бинарната когенеративна постројка (ВКР) се користи изразот за вкупниот (општ) КПД, $\eta^b_{vk,BKP}$. За реално определување на вкупниот КПД на ВКР се користи изразот за вкупниот ексергетски КПД на ККТЕП $\eta^b_{vkex,BKP}$.

Промената на ексергијата при производство на топлинска енергија $\Delta ex_{T,BKPFC}$, се определува од изразот:

$$\Delta ex_{T,BKP} = (m_O - m_D)\left[i_d - i_e - T_0(s_d - s_e)\right] \quad \text{kW}$$

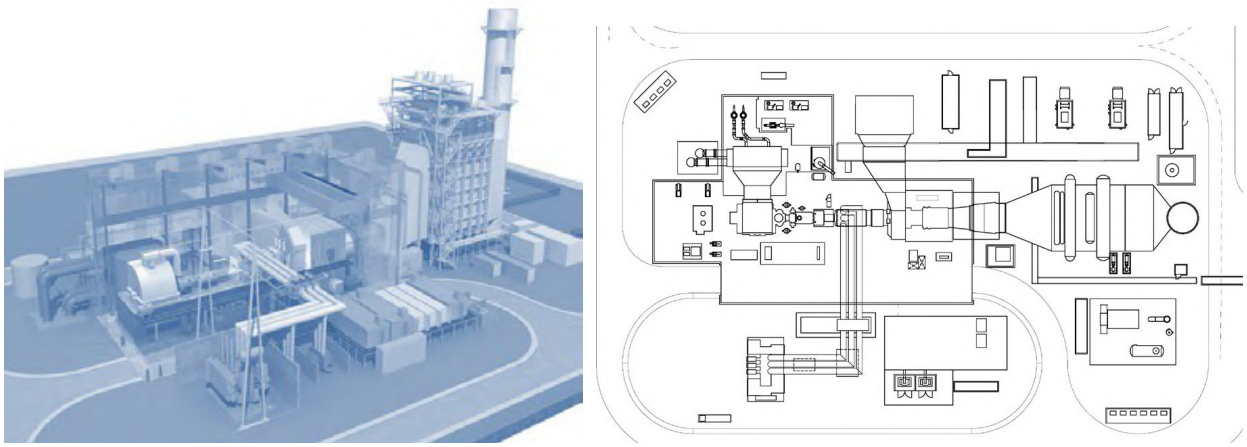
За определување на вкупната специфична потрошувачка на гориво на ВКР $b_{vk,BKP}$, топлина $q_{vk,BKP}$, гасови $m_{gvk,BKP}$ и пара $m_{pvk,BKP}$, се користат изразите од пресметката на претходната ККТЕП.

4.4.3. Изведба на комбинирани когенеративни ТЕП со котли утилизатори

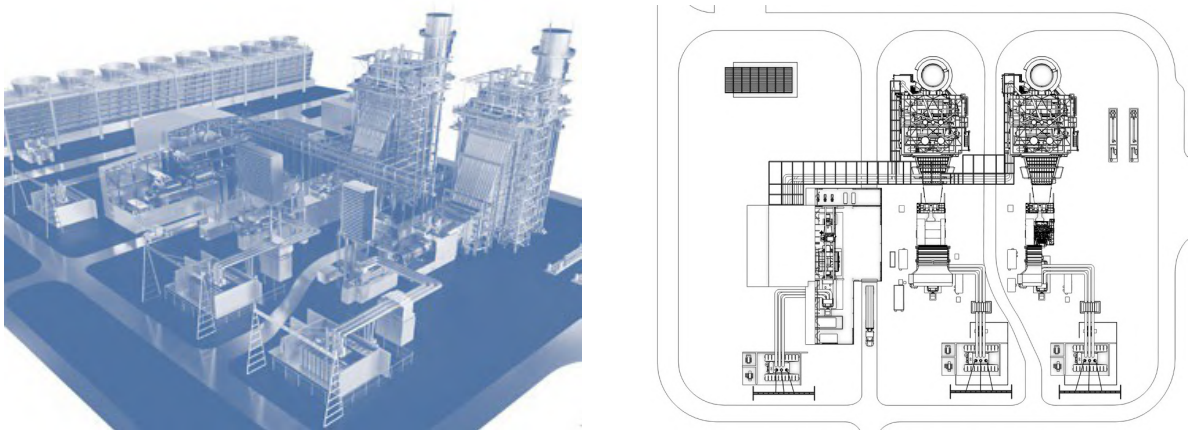
Комбинирани когенеративни ТЕП со котли утилизатори (ККТЕПКУ) може во зависност од бараната моќ да бидат изведени со:

- една гаснотурбинска ТЕП (сл. 4.60 а),
- повеќе гаснотурбински ТЕП (сл. 4.60 б).

И во двата случаи во состав на ККТЕПКУ има најчесто и една парнотурбинска ТЕП. [106-147]



а) Комбинација на гаснотурбинска ТЕП и котел утилизатор



б) комбинација на две гаснотурбински ТЕП, котел утилизатор и една парнотурбинска ТЕП

Сл. 4.60. Начини на изведба на комбинирани когенеративни ТЕП со котли утилизатори

Најчеста комбинација на ККТЕПКУ е со две или три гаснотурбински ТЕП, котел утилизатор и една парнотурбинска постројка, како што е тоа прикажано на сл. 4.60 б. Тоа зависиси пред сè од потребната моќ на ККТЕПКУ, но исто така поволно влијае врз флексибилноста на ТЕП, односно соодветната работа на ТЕП во различни режими на работа.

Изведбата на ККТЕПКУ може да биде:

- класична и
- модуларна (компактна).

Класичната изведба на овие постројки се состои од изградба на посебен простор (објект) за сместување на сите составни елементи од ККТЕПКУ. Објектите се градат од лесна еластична конструкција, најчесто од армиранобетонски фундамент и челична носечка конструкција.

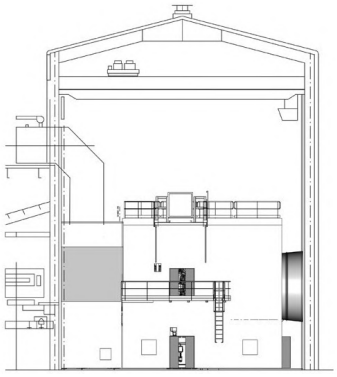
Модуларната изведба се карактеризира со меѓусебно поврзување на повеќе однапред подготвени модули на сите елементи од ККТЕПКУ, односно модул за:

- масло за подмачкување,
- снабдување на ГТЕП со гориво,
- со пумпи за гориво,
- дренажа,
- оптоварување (генератор),
- контрола и управување.

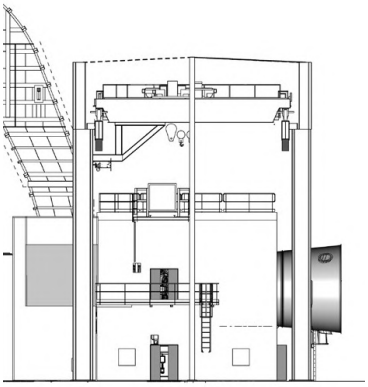
Парнотурбинската ТЕП се сместува во посебно припремена хала изработена од бетонски фундамент и челична конструкција. Само овој дел од ККТЕПКУ не е модуларен, затоа што претставува опција при избор на ТЕП.

На сл. 4.61 е прикажан изгледот на хала за гаснотурбинска ТЕП според класичната во споредба со модуларната изведба. Од сликата може да се види дека модуларната изведба е многу компактна во однос на класичната изведба.

На сл. 4.62 се прикажани основните составни елементи на една ККТЕПКУ и нивните модуларни изведби. Со модуларната изведба на овие ТЕП, односно примена на однапред подготвени модули, се скратува времето на нивна изградба и пуштање во погон. Денес овие ТЕП можат да бидат изградени и пуштени во погон за период од (1,5÷2) години, затоа што целата изградба се сведува на поврзување на однапред подготвени модули.

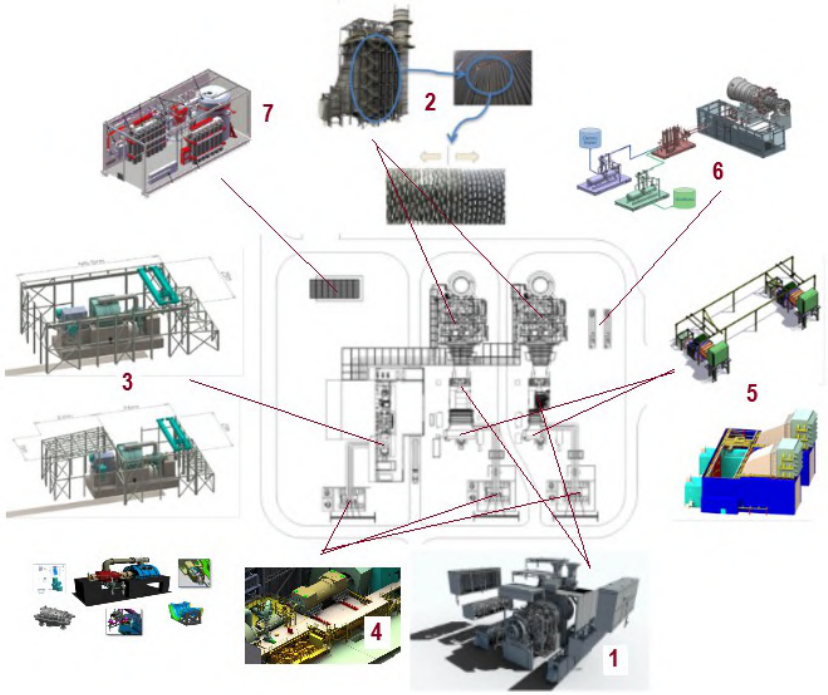


а) Класична



б) Модуларна

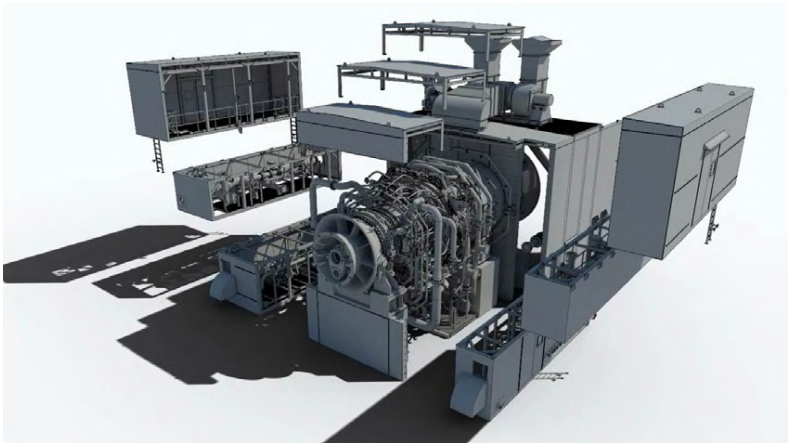
Сл. 4.61. Класична и модуларна изведба на хала за гаснотрубинска ТЕП во состав на ККТЕПКУ



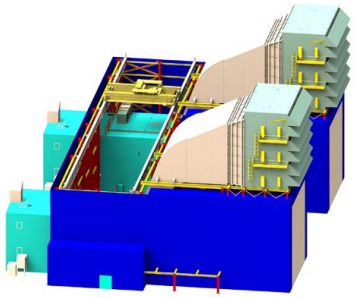
1. Модуларна гаснотурбинска ТЕП; 2. Котел утилизатор; 3. Парнотурбинска ТЕП; 4. Електрогенератори; 5. Модул за влез на воздух (филтри за воздух); 6. Модул за довод на гориво; 7. Модул за противпожарна заштита.

Сл. 4.62. Основни составни елементи на модуларна ККТЕПКУ

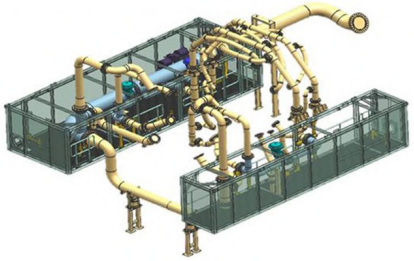
На сл. 4.63 е прикажана модуларна изведба на гасно-турбинската ТЕП, поврзувањето на модулите со соодветна арматура и цевководи, како и на филтрите за воздух (влез на воздух).



Сл. 4.63. Модуларна изведба на гаснотурбинската ТЕП

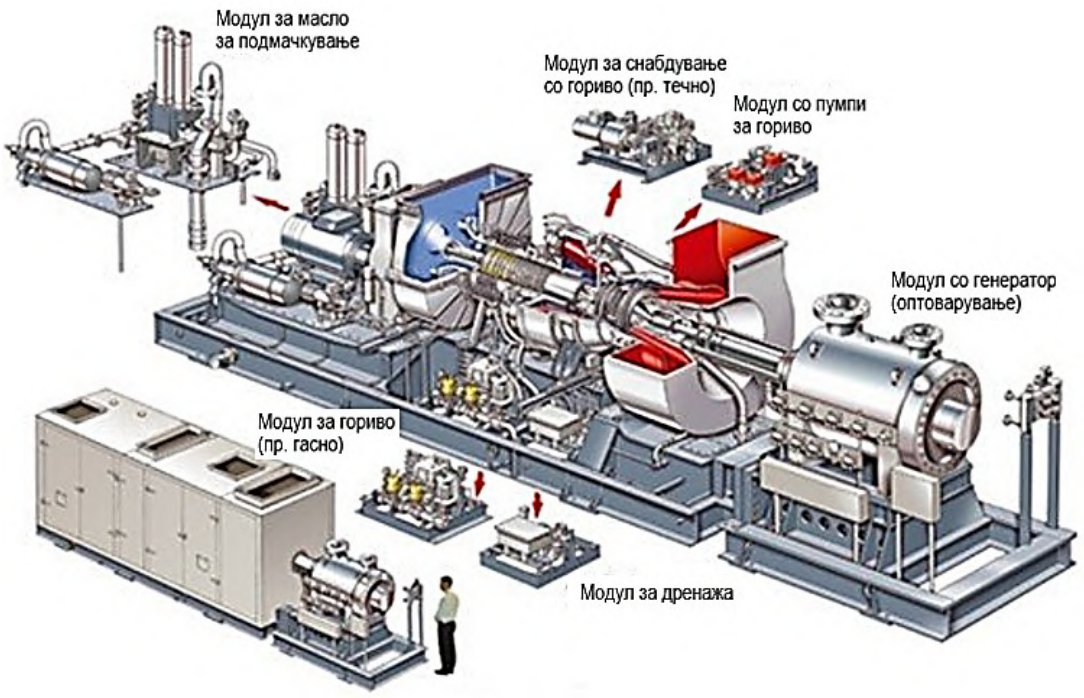


Филтри за воздух



Позврзување на ГТЕП со потребните модули

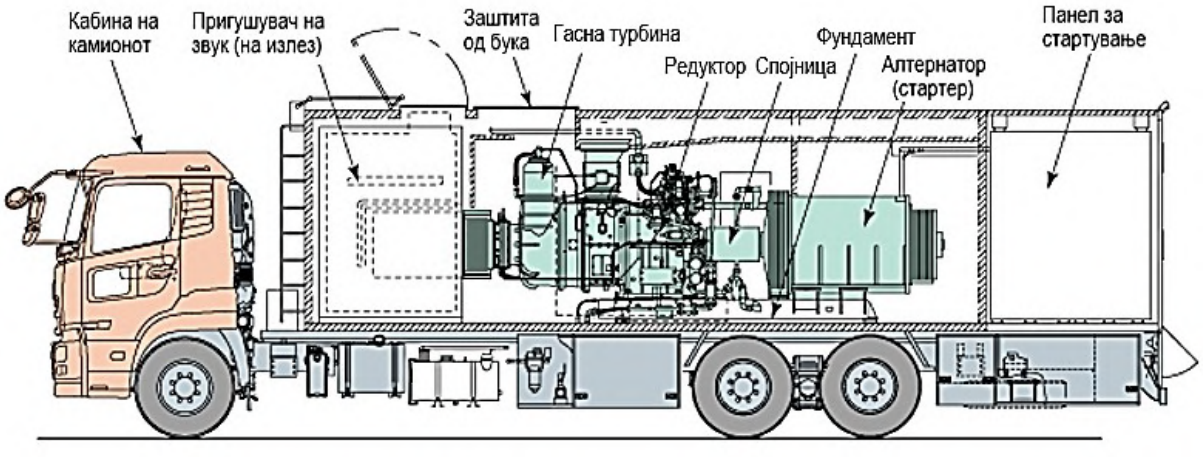
На сл. 4.64 е прикажана стабилна компактна модуларна ГТЕП со помошната опрема, со приближни габарити (должина 10,5 x ширина 2,4 x висина 3,4 m).



Сл. 4.64. Компактна модуларна ГТЕП

На следната сл. 4.65 е прикажана мобилна ГТЕП поставена на камион од фирмата Kawasaki тип MGP/TGP. Сите делови на ГТЕП и дополнителната опрема е сместена на еден фундамент сместен во носечкиот дел на камионот. Постројката е снабдена со посебна заштита од бука и придушувач на звук на излезот од турбината, за да може да се користи во различни средини. Со предвидениот начин на фундирање нивото на вибрации е сведено на минимум. Излезното вратило е подготвено за приклучок на оптоварување со спојница (на пример спојување со електрогенератор). Постројката има во својот состав систем за синхронизација на оптоварувањето. Постројката нема потреба од примена на ладење со вода, туку се применува систем на самоладење и ладење со воздух. Конструкцијата на турбината е така изведена да нема потреба од посебен систем за загревање при користење во ладните региони, односно доволно е загревање од дизел-моторот на камионот.

Како гориво кај овие ГТЕП може да се користи керозин и во тој случај е можно стартување на постројката при -25 °C амбиентна температура.



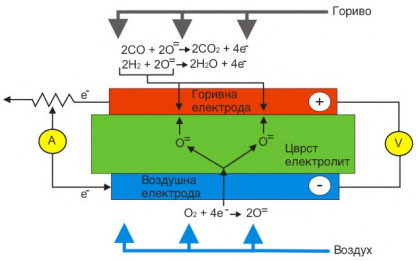
Модел			MGP 750	MGP 1000	MGP 1250	MGP 1500	MGP 2000
ГТП	Макс. моќ kW		600	800	1000	1200	1600
	Дозволено оптоварување		100%				
	Промена на фреквенцијата		±4,5%				
	Потрошувачка на гориво l/h	Керозин	320	490	555	655	735
		Дизел	305	465	525	620	695
Камион	Димензии m	Должина	11				12
		Широчина	2,5				
		Висина	3,4				
	Вкупна тежина t		< 20	< 22			< 25
	Бучава dBA		85				

Модел			TGP 2500	TGP 3000	TGP 4000
ГТЕП	Макс. моќ kW		2000	2400	3200
	Дозволено оптоварување		100%		
	Промена на фреквенцијата		±4,5%		
	Потрошувачка на гориво l/h	Керозин	1125	1310	1465
		Дизел	1065	1245	1390
Камион	Димензии m	Должина	9,9		
		Широчина	2,5		
		Висина	3,6		
	Вкупна тежина t		< 33		
	Бучава dBA		85		

Сл. 4.65. Изглед и карактеристики на мобилна ГТЕП од фирмата Kawasaki тип MGP/TGP

4.5. КОМБИНИРАНИ КОГЕНЕРАТИВНИ ПОСТРОЈКИ СО ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИ ГОРИВНИ ЌЕЛИИ

Цврсто оксидните горивни ќелии (SOFC) спаѓаат во групата на високотемпературни горивни ќелии. Електролитот кај овие ќелии е во цврста состојба и е изработен од материјали кои оневозможуваат појава на корозија. Работната температура кај овие ќелии изнесува 1000 °C и повисока, дозволуваат работа со интерно реформирање на горивото, работат при одлична кинетика и произведуваат (како бипродукт) висококвалитетна топлина која може да се искористи за когенеративни апликации. Високата работна температура побарува и користење соодветни материјали за изработка на компонентите на ќелијата. Со цел намалување на цената на чинење за изработка на овие ќелии се користат материјали со керамичка структура (сл. 4.66). [149-168]



Сл. 4.66. Принцип на работа на SOFC

Во SOFC можат да се користат како гориво јаглеводородите како метанот CH_4, а во неа согорува и јаглерод моноксид CO. При тоа CO се врзува со водата (водено реформирање):

$$CO + H_2O \rightarrow H_2 + CO_2 \text{ или}$$

Метанот со парата (парно реформирање):

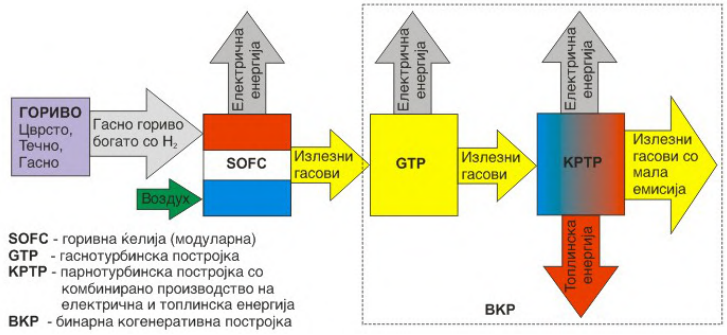
$$CH_4 + H_2O \rightarrow 3H_2 + CO,$$

При високи температури, се произведува H_2 кој лесно оксидира на анодата. Директното оксидирање на метанот сè уште не е до крај испитано.

ККТЕП е составена од модуларна SOFC горивна ќелија, гаснотурбинска постројка и парнотурбинска постројка за комбинирано производство на електрична и топлинска енергија. Пред гасната турбина и котелот утилизатор можат да бидат поставени горилници за дополнително согорување за постигнување соодветни повисоки температури на гасовите на влезот во овие постројки. На тој начин пред гасната турбина може да се постигнат температури до 1700 K со што се постигнува повисок КПД на гаснотурбинската постројка и над 560 °C пред котелот утилизатор со што се постигнува повисок КПД на парнотурбинската постројка. Таквите постројки се нарекуваат комбнирани когенеративни постројки со високотемпературни горивни ќелии со дополнително согорување (сл. 4.67).

Воздухот кој се компримира во компресорот потребно е да се загрее до (700÷750) °C и загреан да влезе во горивната ќелија. За таа цел се поставува регенеративен загревач

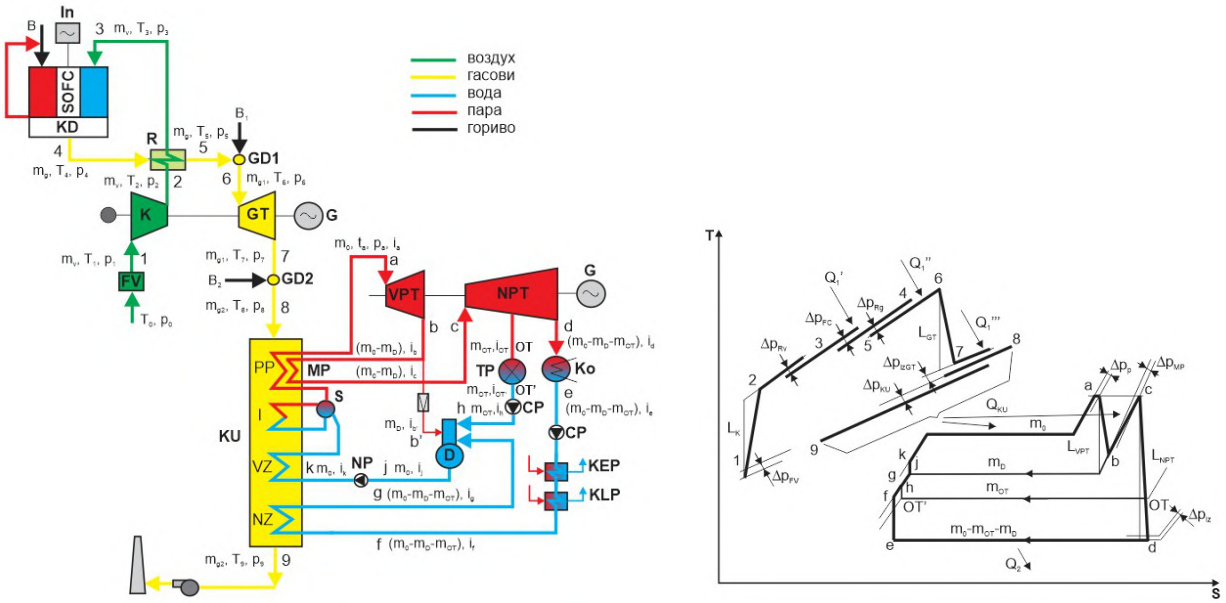
на воздух во кој воздухот се загрева со искористување на топлината на излезните гасови. Тој може да биде поставен на излезот од гасната турбина каде за загревање на воздухот се користи топлината на излезните гасови од гасната турбина или по горивната ќелија каде за загревање на воздухот се користи топлината на излезните гасови од горивната ќелија.



Сл. 4.67. ККТЕП со високотемпературни горивни ќелии на гасно гориво

На сл. 4.68 шематски е прикажана ККТЕП со високотемпературна горивна ќелија од типот SOFC, со сите дополнителни уреди, како и циклусот на оваа постројка прикажан во T-s дијаграм. Од сликата може да се види дека кај овие постројки трикратно се добива електрична енергија (инверторот и генераторите) и еднократно топлинска енергија во парнотурбинска постројка со парна турбина со едно регулирано одземање за технолошка пара. Топлинската енергија може да се добие и во противпритисна парна турбина. За поголемо производство на електрична енергија се користат ВКР со високотемпературни ќелии со парнотурбинска постројка со кондензациона парна турбина.

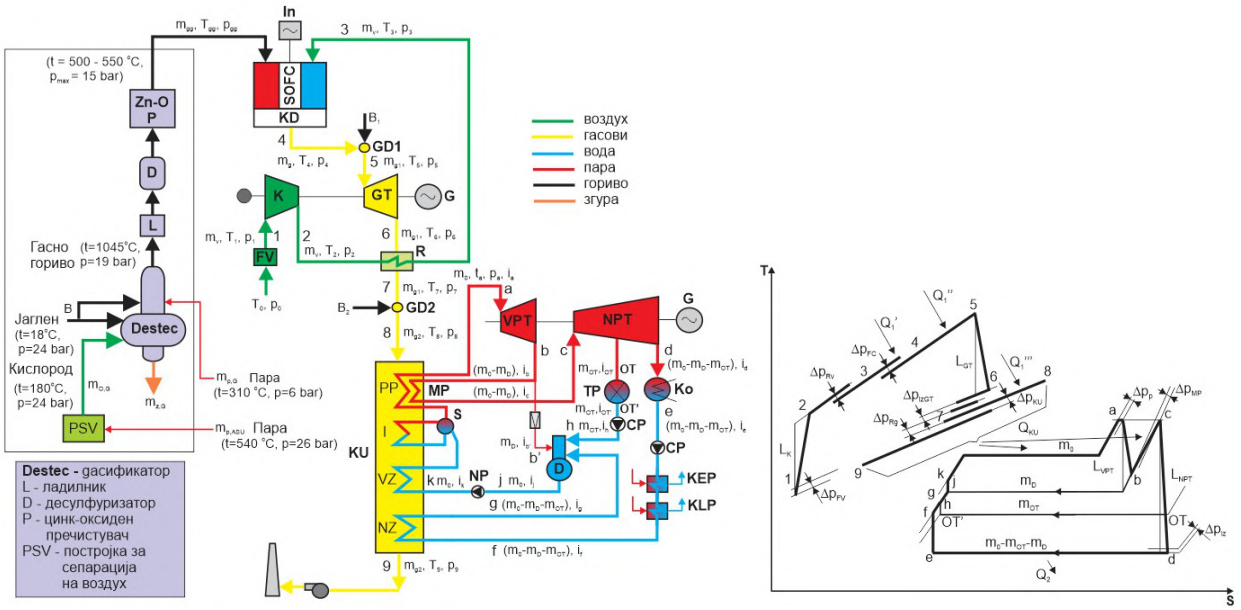
Во комбинираните когенеративни постројки може покрај гасните горива да се користат сите видови на цврсти и течни горива. Овие видови на горива е потребно претходно да се реформираат во реформери за гориво (гасификатори на сите видови на јаглен, нафта и др.). Како производ од реформерот за гориво се добива гасно гориво богато со водород кое претставува основно гориво во високотемпературните горивни ќелии. ВКР со високотемпературни горивни ќелии на цврсти и течни горива во принцип многу малку се разликуваат од постројките кои користат гасни горива. Имено, разликата е во дополнителната постројка за гасификација и пречистување на гасифицираното гориво. Делот на постројката од горивна ќелија, гаснотурбинска и парнотурбинска постројка остануваат во потполност исти. [149-168]



К-компресор; GT-гасна турбина; CP-циркулациона пумпа; NP-напојна пумпа; MP-меѓупрегревач; VPT-високопритисна парна турбина; NPT-нископритисна парна турбина; SOFC-горивна ќелија; R-регенеративе загревач на воздух; In-инвертер; KU-котел утилизатор; VZ-високопритисен загревач на вода; NZ-нископритисен загревач на вода; KEP-кондензатор на ејекторска пара; KLP-кондензатор на лавиринтска пара; GD-горилник за дополнително согорување; KD-комора за догорување; Ko-кондензатор; PP-прегревач на пара; I-испарувач; TP-технолошки потрошувач; G-генератор; D-деаератор; S-сепаратор.

Сл. 4.68. Шематски приказ и циклус во T-s дијаграм на ККТЕП со високотемпературна модуларна горивна ќелија (SOFC) на природен гас

На сл. 4.69 е прикажана една ВКР со високотемпературни горивни ќелии на цврсто гориво (јаглен-лигнит). Постројката користи високопритисен паро-оксидациски гасификатор за јаглен од фирмата Destec, со карактеристики прикажани на сликата. Покрај тоа во гасификаторот е потребен 95 % кислород кои се добива во постројка за сепарација за воздух. Влезните параметри и потребната чистота на гасното гориво на влезот во горивната ќелија се постигнуваат во дополнителната опрема зад гасификаторот (ладилник, ZnO - пречистувач и десулфуризатор), кои се потребни за непречено работење и за постигнување на потребните перформанси на горивната ќелија. Можна е и втора варијанта на ВКР во зависност од поставување на регенеративниот загревател на воздух. Регенеративниот загревател на воздух може да биде поставен зад гасната турбина или зад компресорот на влезот во горивната ќелија.



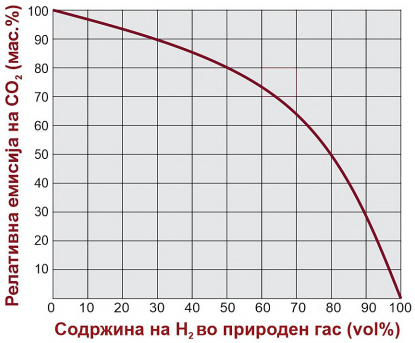
К-компресор; GT-гасна турбина; CP-циркулациона пумпа; NP-напојна пумпа; MP-меѓупрегревач; VPT-високопритисна парна турбина; NPT-нископритисна парна турбина; SOFC-горивна ќелија; R-регенеративе загревач на воздух; In-инвертер; KU-котел утилизатор; VZ-високопритисен загревач на вода; NZ-нископритисен загревач на вода; KEP-кондензатор на ејекторска пара; KLP-кондензатор на лавиринтска пара; GD-горилник за дополнително согорување; KD-комора за догорување; Ko-кондензатор; PP-прегревач на пара; I-испарувач; TP-технолошки потрошувач; G-генератор; D-деаератор; S-сепаратор.

Сл. 4.69. Шематски приказ и циклус во T-s дијаграм на ККТЕП со високотемпературна модуларна горивна ќелија (SOFC) на цврсто гориво (јаглен-лигнит) со парно-осидациски гасификатор од фирмата Destec

4.6. ПРИМЕНА НА ВОДОРОД ВО ГАСНОТУРБИНСКИ И КОМБИНИРАНИ КОГЕНЕРАТИВНИ ТЕП

Од еколошка гледна точка, од сите конвенционални технологии за производство на електрична енергија од фосилни горива гаснотурбинските ТЕП (ГТТЕП) претставуваат најчиста опција. Употребата на ГТТЕП со отворен циклус на природен гас, наместо ТЕП на јаглен, ја намалува специфичната емисија на јаглерод диоксид за (25÷50) %. Дополнителни намалувања на емисиите на CO_2 од (20÷23) % може да се постигнат со примена на ТЕП со комбиниран циклус (парогасен циклус со комбинирано производство на електрична и топлинска енергија или когенерација). Вкупната енергетска ефикасност на модерните парогасни комбинирани ТЕП со когенерација може да достигне до 85 %. [149-168]

Тенденција на развиените земји од ЕУ на подолг период до 2050 година е замена на природниот гас со водород (H_2) со цел намалување на емисиите на штетни материи, затоа што при согорување на водород не се формира CO_2. Значително намалување на емисиите може да се постигне и со мешање на водород и природен гас (горивна смеса на водород и природен гас). Намалувањето на штетните емисии зависи од процентуалната волуменска содржина на водород во природниот гас, што е прикажано на сл. 4.70.

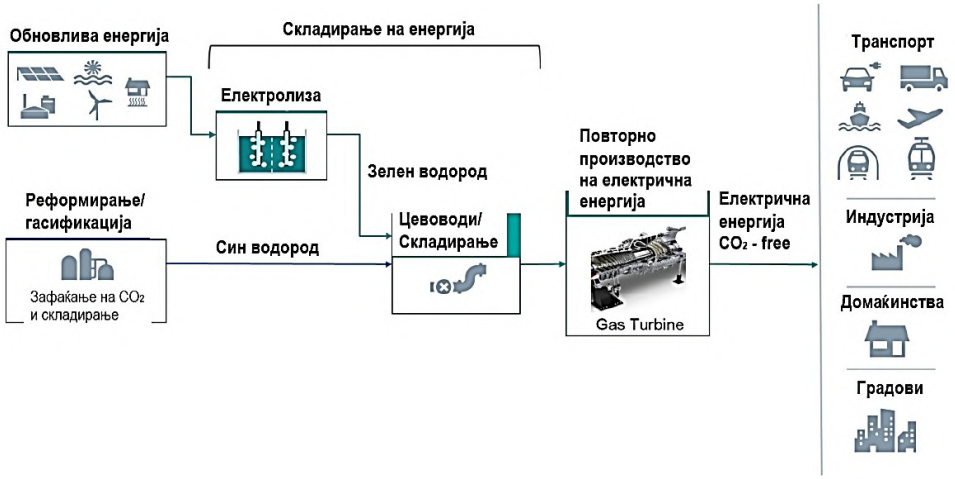


Сл. 4.70. Зависност на содржината на водород во vol% во природниот гас врз релативните емисии на CO_2 добиени при процесот на согорување

Од сл. 4.70 може да се види дека за да се постигне 50 % масено намалување на емисиите на CO_2 потребна е приближно 80 vol% содржина на водород во природниот гас. Оваа количина на водород во природниот гас во денешно време не е економски исплатлива, особено кај големите по моќ гасни турбини. Извесна економска исплатливост може да се забележи кај малите по моќ гасни турбини. Но и со помали количини на водород во природниот гас се постигнуваат значителни намалувања на емисиите. На пример, со додавање на само 10 vol% водород во природниот гас се намалуваат емисиите на CO_2 за 2,7 %, што резултира со намалување од 1,26 милиони тони CO_2 за референтна ТЕП со комбиниран циклус од 600 MW која работи 6000 h/god со просечна ефикасност од 60 %.

Од 4 јули 2019 година, ЕУ ги ограничи емисиите на CO_2 за новоизградените ТЕП на 550 gCO_2/kwh, а за постарите ТЕП тоа ограничување е пролонгирано до 2025 година. Тоа значи дека, постепената замена на природниот гас со водород овозможува инвестициите во ГТТЕП да имаат долгорочна одржливост, односно дека ГТТЕП и во иднина ќе бидат основните уреди за производство на електрична енергија.

Покрај еколошките придобивки на смесата на водород и природен гас, постои и друга придобивка. Имено, вишокот на произведена електрична енергија (која не може да се складира) може да се искористи за производство на водород со електролиза, добиениот водород да се складира и потоа повторно може да се користи како гориво во ГТЕП или за друга потрошувачка. Постапката за добивање водород со електролиза е неисплатлива, но од друга страна за негово производство се користи вишокот на произведена електрична енергија која не може да се складира. Покрај електролизата, денес се развиваат и нови технологии за производство на водород од обновливи извори на енергија (сл. 4.71).



Сл. 4.71. Пример за интеграција на технологии за производство и употреба на водород

Производството на водород може да се класифицира според неговиот јаглероден отпечаток:

Зелен водород: Производство на водород со нулта емисија на CO_2, како што е електролиза со помош на електрична енергија произведена со примена на 100 % обновливи извори на енергија. Новите технологии, исто така може да се класифицираат како зелени доколку нема емисии на CO_2, а тоа е производство на електричната енергија од процесни системи.

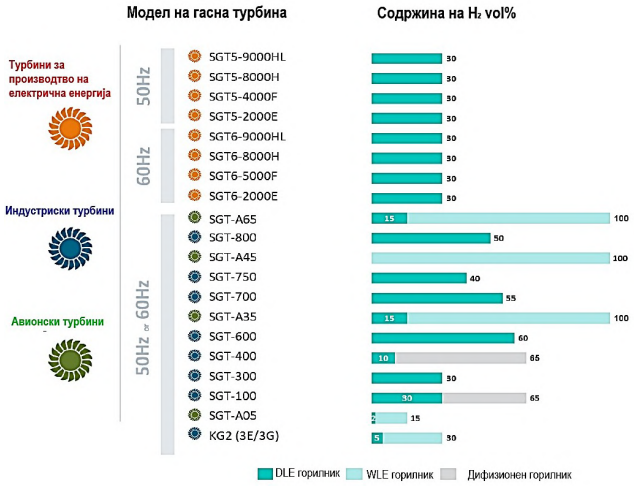
Син водород: Производство на водород со примена на различни системи на зафаќање CO_2, кои се применуваат при производството на водород, CO_2 зафатен во подземните водени слоеви, исцрпени полиња за нафта и гас, или системи кои се користат во индустријата (пример храна и пијалаци) за производство на производи со повисока вредност. Зафаќањето на CO_2 не е 100 % ефикасно, така што дел од CO_2 секогаш ќе се испушта во атмосферата.

Црн, сив и кафеав водород: Системи кај кои при производството на водород се ослободува CO_2 во атмосферата. Повеќе од 90 % од произведениот водород во светот отпаѓа на овие системи за производство.

Од досега кажаното може да се заклучи дека во ГТТЕП може да се користи како гориво чист водород или соодветна смеса на водород и природен гас. Смесата може да се обезбеди со впрскување на водород во мрежата со природен гас. Овој начин може да предизвика низа проблеми кај различните видови потрошувачи и зависи од чистотата на водородот, фреквенцијата на впрскување, сложеноста на гасоводната мрежа и растојанието на потрошувачот од местото на впрскување, како и барањата на потрошувачот. Кај магистралните цевководи на природен гас се избегнува мешање на водород во природниот гас со содржина повисока од 25 % поради опасност на пропуштање на заварите, затинките и сл. Кај гасоводите изработени од полиетиленски цевки се дозволуваат смеси со висок процент на водород и чист 100 % водород.

Подобар начин (доста скап) е производство и складирање чист водород (100 % водород) и искористување во гаснотурбински или комбинирани ТЕП за повторно производство на електрична енергија, а особено кога основната електрична енергија за производство на водород се произведува од обновливи извори на енергија.

Производителите веќе произведуваат гасни турбини подготвени за согорување чист водород и смеса на водород со природен гас (сл. 4.72).



Сл. 4.72. Гасни турбини од производителот Siemens подготвени за согорување на водород

Водородот се разликува од јаглеводородните горива по карактеристиките на согорувањето, а ГТТЕП се дизајнирани пред сè за согорување природен гас. Температурите на пламенот за водород под адијабатски и стехиометриски услови се за околу 300 ºC повисоки отколку тие на метанот. Ламинарната брзина на пламенот на водородот е повеќе од три пати поголема од онаа на метанот, а времето на одложување на самозапалувањето на водородот е повеќе од три пати пониско од метанот, што е прикажано на сл. 4.73 за температури на пламенот од 1600 °C. Според тоа водородот е високо реактивно гориво и контролирањето на пламенот за одржување на интегритетот на системот за согорување и постигнување на посакуваното ниво на емисии е огромен предизвик за тимовите за истражување и развој.



Сл. 4.73. Влијание на содржината на водород во горивната смеса врз времето на одложено самозапалување и ламинарната брзина на пламенот

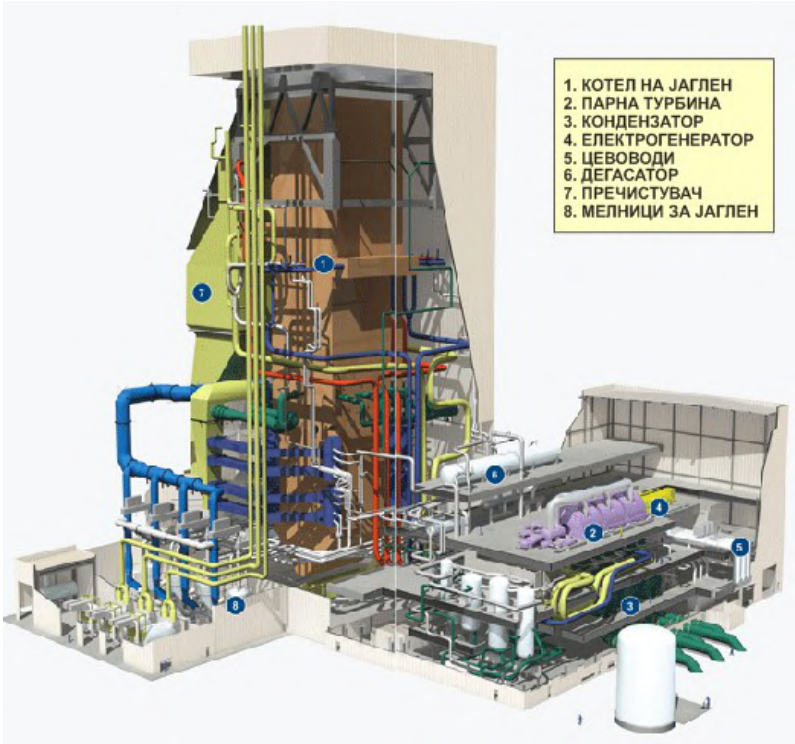
Денес во коморите за согорување на ГТТЕП се користи технологија за согорување со DLE – горилници. Во овие горилници горивото и воздухот се мешаат пред согорување со цел прецизно да се контролира температурата на пламенот, што пак овозможува контрола на хемиските процеси за формирање на емисии како азотни оксиди (NOx). Релативните односи на гориво и воздух се еден од факторите за формирање на NOx, но и за стабилност на пламенот.

Системите за согорување DLE генерално користат виорни горилници, комбинирани со сиромашна смеса за да се постигнат ниски емисии на NOx. Влезниот дел на водородот во горилникот зависи од специфичниот дизајн на системот за согорување и условите за работа на турбината. За да можат системите да работат безбедно, потребни се промени во контролниот систем кои се прават за повисока содржина на водород, а со цел исполнување на барањата за граничните емисии на NOx (сл. 4.74)



Сл. 4.74. Влијание на содржина на водород во смесата врз DLE системите за согорување

5 ПОСТРОЈКИ КОИ СЕ СОСТАВЕН ДЕЛ НА ПАРНОТУРБИНСКИ ТЕП



5.1. ПАРНИ ТУРБИНИ

Топлинските турбини (парни и гасни) се топлински ротациони машини (топлински мотори - двигатели) со континуиран процес на работа и двостепена трансформација на енергијата, потенцијална во кинетичка и кинетичка во механичка енергија во вид на вртење на роторот. [34-66]

Како погонска машина турбината може да движи:

- електрогенератор (механичката енергија се трансформира во електрична),
- компресор,
- пумпа,
- вентилатор и др.

Топлинските турбини се користат и за движење на:

- авиони,
- бродови,
- локомотиви,
- автомобили и др.

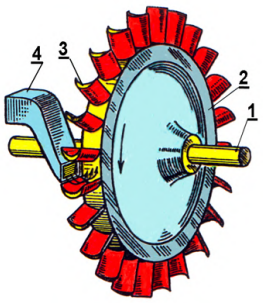
Топлинските турбини најголема примена имаат во:

- индустријата,
- енергетиката,
- транспортот (патен, воден и воздушен).

Најголема примена на топлинските турбини е за производство на електрична енергија, кое изнесува од (60÷70)% од светското производство на електрична енергија.

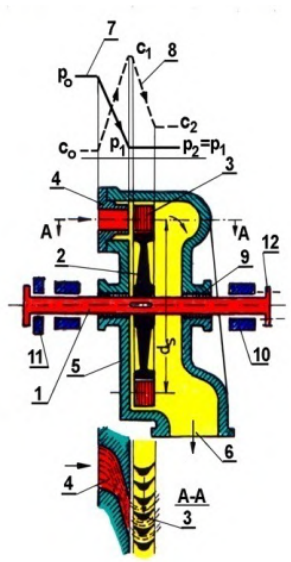
Основни елементи на топлинските турбини се (сл. 5.1 и сл. 5.2):

- статорски дел (решетка на неподвижни лопатки - млазници),
- роторски дел (решетка со подвижни лопатки),
- турбинска обвивка,
- лавиринтски затинки,
- лежишта (радијални и аксијални),
- ротор и др.



1. Вратило;
2. Ротор;
3. Роторски лопатки;
4. Млазници (статорски лопатки).

Сл. 5.1. Едноставен приказ на топлинска турбина



1. Вратило;
2. Роторски диск;
3. Роторски лопатки;
4. Млазници;
5. Турбинска обвивка;
6. Излез на пара;
7. Притисок;
8. Брзина;
9. Лавиринтски затинки;
10. Радијално лежиште;
11. Аксијално лежиште;
12. Спојка.

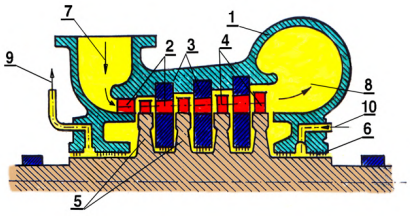
Сл. 5.2. Надолжен и цилиндричен пресек на едностепена аксијално-акциона турбина

Топлинските турбини можат да се поделат:

1. Според видот на работниот флуид на:
   - парни турбини, и
   - гасни турбини.
2. Според начинот на работа:
   - акциони (сл. 5.3),
   - реакциони и
   - комбинирани турбини (сл. 5.4).
3. Според бројот на турбински степени на:
   - едностепени, и
   - повеќестепени.
4. Според правецот на протекување на работниот флуид:
   - аксијални, (сл. 5.3 и 5.4)
   - радијални (сл. 5.5), и
   - радијално-аксијални турбини (сл. 5.6).

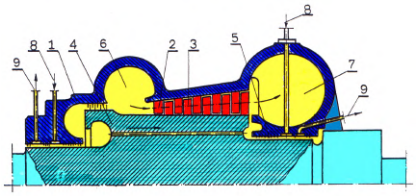
Парните турбини можат да се поделат:

1. Во зависност од притисокот на парата на:
   - нископритисни (p<1 MPa)
   - среднопритисни (p<8,8 MPa)
   - високопритисни (p<22,4 MPa) и
   - со наткритични параметри (p>22,4 MPa)
2. Во зависност од температурата на парата на турбини со:
   - заситена пара
   - средна температура (t≤485 °C)
   - висока температура (t≤565 °C) и
   - многу висока температура (t>565 °C)
3. Во зависност од карактерот на топлинскиот процес (сл. 5.7):
   - кондензациони турбини
   - противпритисни турбини, и
   - турбини со регулирано одземање пара.



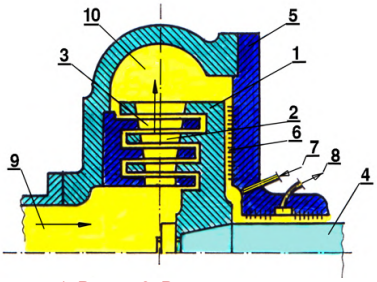
1. Турбинска обвивка; 2. Млазници;
3. Дијафрагма на статорот; 4. оторски лопатки;
5. Роторски диск; 6. Лавиринтски затинки;
7. Канал за довод на пара;
8. Канал за одвод на пара;
9. Одвод на пара од лавиринтските затинки;
10. Довод на пара кон лавиринтските затинки.

Сл. 5.3. Повеќестепена аксијално-акциона турбина



1. Турбинска обвивка; 2. Статорски лопатки;
3. Роторски лопатки; 4. Цилиндричен ротор;
5. Лавиринтски затинки;
6. Канал за довод на пара;
7. Канал за одвод на пара;
8. Довод на пара кон лавиринтските затинки;
9. Одвод на пара од лавиринтските затинки.

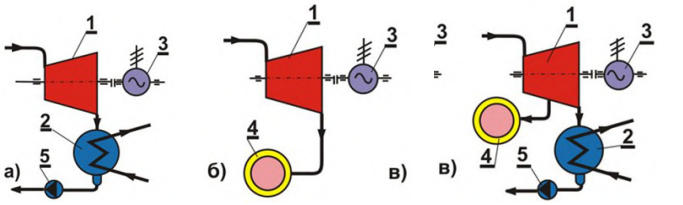
Сл. 5.4. Повеќестепена аксијално-реакциона турбина



1. Ротор; 2. Роторски лопатки;
3. Статорски лопатки; 4. Вратило;
5. Турбинска обвивка; 6. Лавиринтски затинки;
7, 8. Довод и одвод на пара кон и од лавиринтски затинки; 9, 10. Довод и одвод на работен флуид.

Сл. 5.5. Повеќестепена радијална турбина

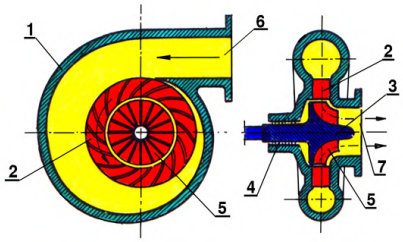
4. Во зависност од бројот на турбински обвивки (сл. 5.8 и 5.9):
   - едноцилиндрични,
   - двоцилиндрични, и
   - три и повеќецилиндрични.
5. Во зависност од начинот на регулирање на:
   - млазничко (количинско) регулирање,
   - придушување (квалитативно) регулирање, и
   - променлив притисок.
6. Според намената на:
   - турбини за погон на електрогенератори,
   - стационарни турбини со променлив број на вртежи, и
   - турбини за транспорт.



Кондензациона турбина | Противпритисна турбина | Кондензациона турбина со регулирано одземање пара

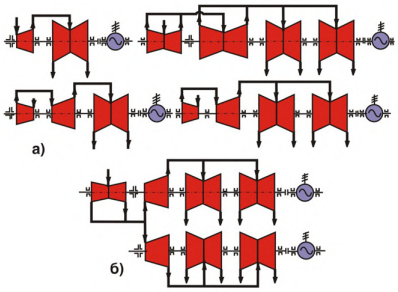
1. Парна турбина; 2. Кондензатор; 3. Електрогенератор; 4. Потрошувач на топлина; 5. Кондензатна пумпа.

Сл. 5.7. Поделба на турбините во зависност од карактерот на топлинскиот процес



1. Турбинска обвивка; 2. Статорски лопатки; 3. Ротор; 4. Лавиринтски затинки; 5. Роторски лопатки; 6, 7. Канал за довод и одвод на работен флуид.

Сл. 5.6. Едностепена радијално-аксијална турбина



а) со едно вратило; b) со две вратила;

Сл.5.8. Шеми на повеќецилиндрични парни турбини



Сл. 5.9. Повеќецилиндрични парни турбини

5.1.1. Конструктивни изведби на статорски лопатки (млазници) кај парните турбини

Во млазниците или статорските лопатки потенцијалната (притисната) енергија на работниот флуид (пара или гасови) се претвора во кинетичка (брзинска) енергија. [34-66]

Кај акционите турбини решетката од млазници (неподвижни – статорски лопатки) се формира со помош на поставување на млазниците во дијафрагмата. Дијафрагмата е носач на малазниците. Венецот и телото на дијафрагмата се изработува со леење. Кај реакционите турбини лопатките се прицврстуваат директно на куќиштето од турбината.

Лопатките се изработуваат со (сл. 5.10):

- леење,
- глодање и
- ковање.

Спојувањето на лопатките со дијафрагмата се изведува со (сл. 5.11 и 5.12):

- заварување,
- посебни начини на прикрепување,
- лемење.

Дијафрагмите со цврста врска се прицврстуваат на куќиштето на турбината со навлекување (сл. 5.13).

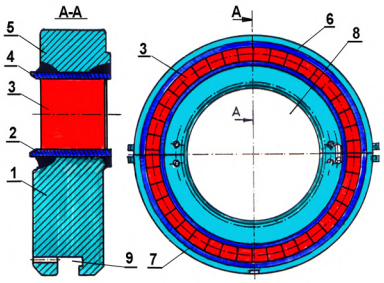
Лопатките се изработуваат од различни материјали во зависност од температурата на свежа пара:

- челик легиран со хром t = (580÷600) °C
- хром-молибден-ванадиум челик t = (530÷565) °C
- хром молибденов челик t = (450÷530) °C
- обични јаглеродни челици t = (300÷450) °C
- специјално легирано железо t<200 °C





Сл. 5.10. Статорски лопатки (млазници)



1. Тело на дијафрагмата;
2, 4. Бандажни ленти;
3. Неподвижна (статорска) лопатка;
5. Венец на дијафрагмата;
6. Горна половина;
7. Долна половина;
8. Централен отвор на дијафрагмата;
9. Жлеб за поставување на лавиринтските затинки.

Сл. 5.11. Заварена дијафрагма со решетка на неподвижни лопатки



Сл. 5.12. Дијафрагма со решетка на статорски лопатки



Сл. 5.13. Поставување на дијафрагмите во куќиштето од турбината

5.1.2. Конструктивни изведби на роторски лопатки

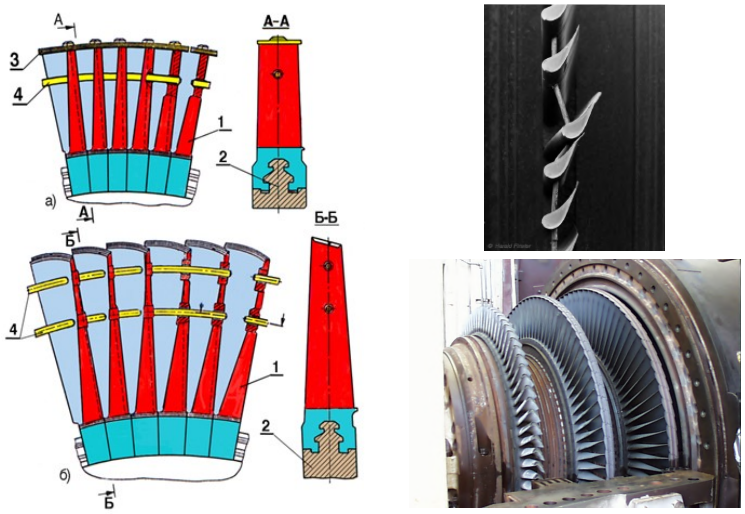
Во роторските лопатки кинетичката енергија на работниот флуид (пара или гасови) се претвора во механичка енергија на вртење на вратилото на роторот, односно се добива (врши) механичка работа.

Кај акционите турбини роторските лопатки се поставуваат на дискови. Дисковите и турбинското вратило го формираат роторот на турбината. На еден диск може да има од (600÷700) роторски лопатки. Кај реакционите турбини роторските лопатки се поставуваат директно на барабанот од роторот на турбината. [34-66]

На роторската лопатка дејствуваат

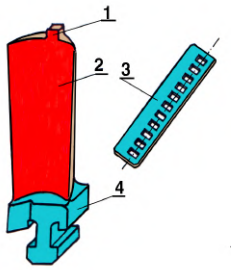
- сили од дејството на парата,
- сили од разлика на притисоци пред и зад лопатката,
- сили од ползење на материјалот,
- центрифугални сили.

Роторската лопатка се изработува заедно со коренот на лопатката (сл. 5.14). Постојат различни видови на корени, а изборот на видот на коренот зависи од големината на лопатката. Со коренот роторската лопатка се прицврстува на дискот (сл. 5.15). За подобрување на цврстината на лопатката и намалување на штетните вибрации на лопатката, на врвот на роторската лопатка се поставува бандажна лента или на телото бандажна жица (сл. 5.16).



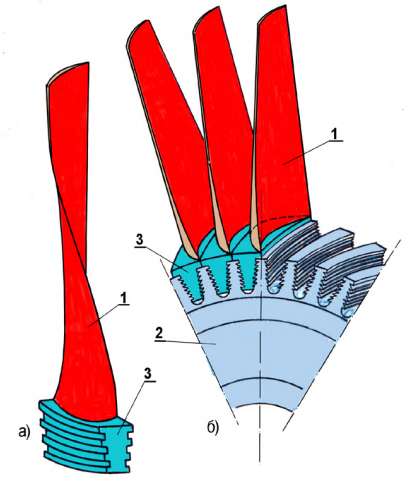
а) со лента и жица; б) со жица
1. Роторска лопатка; 2. Роторски диск; 3. Бандажна лента; 4. Бандажна жица

Сл. 5.16. Бандажно поврзување на роторските лопатки



1. Продолжение за бандажна лента;
2. Работен дел на лопатката;
3. Бандажна лента:
4. Корен на лопатката.

Сл. 5.14. Конструкција на едноставна роторска лопатка



1. Работен дел од роторската лопатка;
2. Диск;
3. Корен на лопатката;

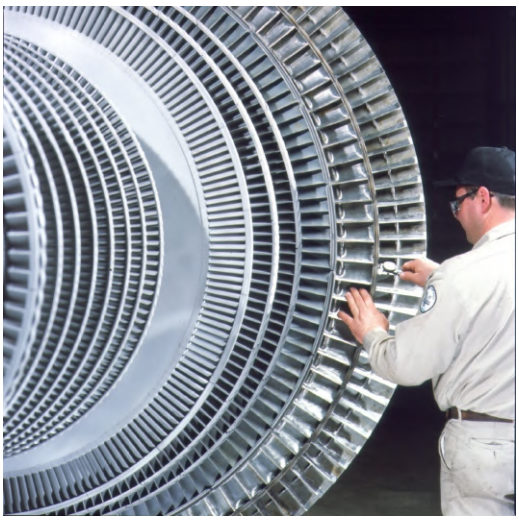
а) конструктивна изведба на долга лопатка;
б) начин на прицврстување на роторската лопатка на роторскиот диск



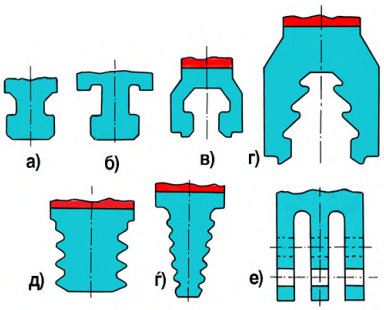
Сл. 5.15. Конструкција на долга лопатка и начин на нејзино прицврстување на роторскиот диск

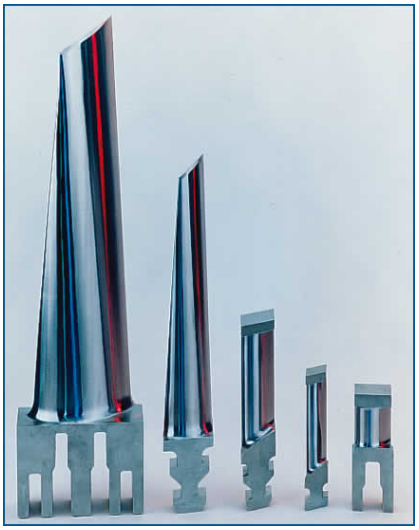
Роторските лопатки се изработуваат најчесто со лиење од висококвалитетни високотемпературни челици, а потоа финално се обработуваат со брусење и полирање.

На сл. 5.17 се прикажани различни конструктивни облици на корени на роторски лопатки. Кај долгите лопатки се применуваат корени во вид на виљушка со дополнително прицвстување на виљушката со чивии.









а, б. Т-облик;
в, г. Јавач;
д, ѓ. Елка;
е. Виљушка.

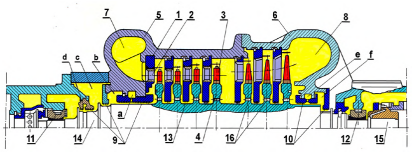
Сл. 5.17. Конструктивни облици на корени на роторски лопатки

5.1.3. Конструкции на некои основни елементи кај парните турбини

Основни елементи на една повеќестепена парна турбина (сл. 5.18) се:

- обвивка на турбината,
- проточен дел од турбината,
- ротор,
- лежишта и
- надворешни лавиринтски затинки.

Дел од овие елементи се подвижни и неподвижни.



1. Дијафрагма; 2. Статорски лопатки (млазници); 3. Роторски лопатки; 4. Роторски диск; 5. Преден дел на турбинската обвивка; 6. Заден дел на турбинската обвивка; 7. Довод на пара; 8. Одвод на пара; 9. Предни надворешни лавиринтски затинки; 11. Радиаксијално лежиште; 12. Радијално лежиште; 13. Лавиринтски затинки на дијафрагмата; 14. Ротор; 15. Спојка; 16. Отвори на роторскиот диск за растоварување на аксијалната сила.

Сл. 5.18. Надолжен пресек на парна кондензациона турбина

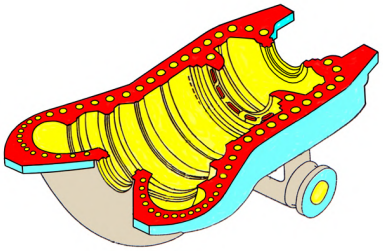
5.1.3.1. Основни елементи од статорот

Основни елементи на статорот (неподвижни делови) се:

- турбинска обвивка,
- вентили за регулирање и запирање на парата,
- надворешни лавиринтски затинки,
- турбински лежишта и др.

Турбинска обвивка служи за носење на:

- каналите за довод и одвод на пара,
- дијафрагмите со статорските лопатки,
- надворешните предни и задни лавиринтски затинки и др.







Завртки и навртки

Сл. 5.19. Турбинска обвивка
ЕЛЕМ-Енергетика, Железара

Обвивката на турбината се наоѓа под дејство на голема разлика на притисоци и до 10 MPa и големата температурна разлика и до 500 °C. Обвивката се изработува со леење од еден sид или два sида (за повисоки параметри на парата). Поради демонтажа на турбината, обвивката се изработува од два дела, горен и долен дел. Спојувањето на двата дела е со завртки и навртки (сл. 5.19).

Вентилите за регулирање и запирање на парата се поставуваат на влезот во турбината. Вентилот за запирање служи за брзо прекинување на доводот на пара и се нарекува стоп-вентил. Вентилот за регулирање служи за менување на количината (протокот) на пара и се нарекува регулационен вентил. Кај турбините со повторно прегревање на парата, на влезот во среднопритисната турбина се става стоп-вентил (отворена или затворена состојба) и регулационен вентил (делумно или потполно отворен) (сл. 5.20).

Надворешните лавиринтски затинки се поставуваат **на** места каде вратилото излегува од турбината и служат за спречување на излегувањето на парата со повисок притисок во околината (атмосферски притисок) (сл. 5.21).

Во зависност од правецот на движење на работниот флуид, лавиринтските затинки се делат на:

- аксијални (кај аксијалните турбини),
- радијални (кај радијалните турбини).

Во зависност од местото на поставување, лавиринтските затинки се делат на:

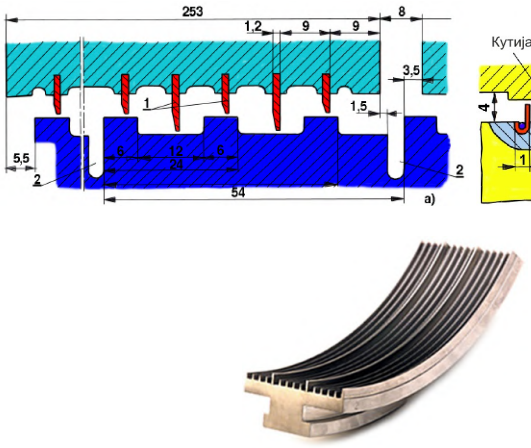
- предни (на влезот во турбината),
- задни (на излезот од турбината со низок притисок).

Конструкцијата на лавиринтските затинки треба да задоволи:

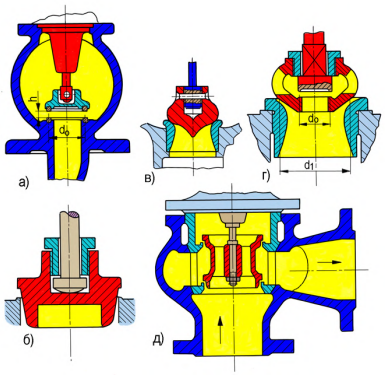
- целосно да се поништи кинетичката енергија на парата,
- компактна конструкција со цел да се постават што повеќе гребени,
- конструкција која овозможува помал процеп меѓу гребенот и вратилото (гребенот и статорот).

Лавиринтските затинки се изработуваат од (сл. 5.22):

- месинг (за ниски температури),
- монолов месинг, легура од никел, бакар железо и манган (средни температури),
- челик што не ’рѓосува (за високи температури).

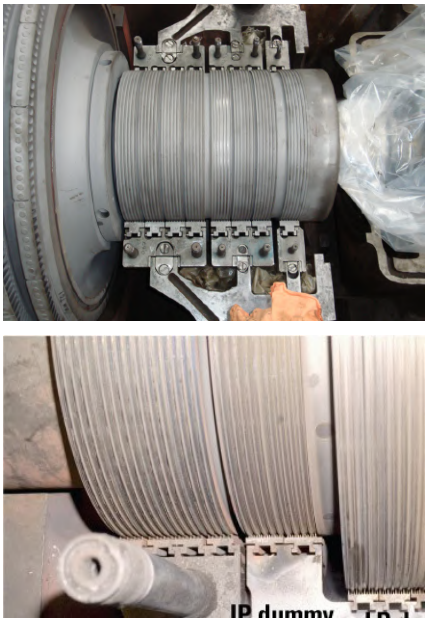


Сл. 5.22 Различни конструктивни изведби на лавиринтски затинки



а - со едно седло во вид на чинија,
б - со едно седло во вид на конус,
в - со едно седло и вентури-цевка,
г - со едно профилирано седло за растоварување на притисокот,
д - со две седла.

Сл. 5.20. Различни видови на вентили за регулирање на количеството на пара



Сл. 5.21. Надворешни лавиринтски затинки
ЕЛЕМ-Енергетика, Железара

5.1.3.2. Основни елементи од роторот



Во состав на роторот на турбината влегуваат:

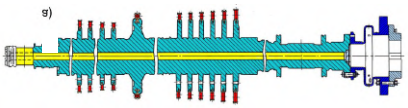
- вратилото,
- роторските дискови,
- роторските лопатки и
- помошни делови.

Според конструкцијата роторите се делат на ротори:

- со дискови и
- без дискови.

Според технологијата на изработка роторите се делат на:

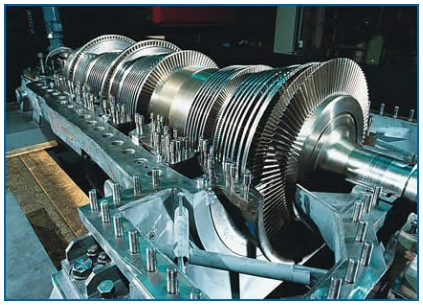
- едноделни ротори изработени со ковање, со роторски дискови заедно со вратилото за највисоки температури до 540 °C (сл. 5.23),
- едноделни ротори изработени со ковање со насадени роторски дискови за средни температури (сл. 5.24).



Сл. 5.23. Едноделен ротор изработен со ковање заедно со вратилото

Според бројот на вртежи се делат на:

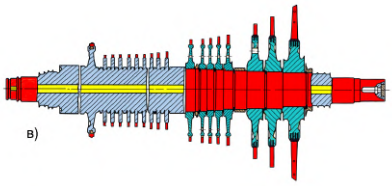
- крути (број на вртежи помал од критичниот број на вртежи),
- еластични (број на вртежи поголем од критичниот број на вртежи).



Роторите се изработуваат од челик отпорен на високи температури, легиран со хром, молибден, ванадиум, и волфрам.

Роторскиот диск наменет е за носење на работните лопатки. На роторскиот диск дејствуваат:

- центрифугални сили од сопствената маса, и од масата на роторските лопатки,
- надворешни сили, како што се разлика на притисоци, масата на повеќе конструктивни елементи и променливи температури и др.



Сл. 5.24. Едноделен ротор изработен со ковање со насадени роторски дискови

Роторскиот диск се состои од (сл. 5.25):

- венец,
- тело и
- главчина.

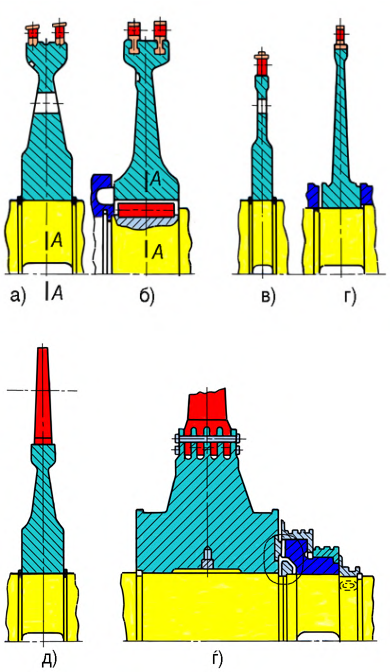
Телото се изработува со константна или променлива дебелина (1 или 2 конуса). Површината на дискот се обработува со брусење. [34-66]

Роторскиот диск по изработката и монтажата на лопатките се балансира. Насадувањето на роторскиот диск на вратилото се изведува со клинови, конусни чаури и директно навлегување на топло.

Роторскиот диск се изработува од челик легиран со хром, молибден, волфрам и никел.







а, б – регулациони турбински степени
в, г – турбински степен од I-та група
д,ѓ - последни турбински степени

Сл. 5.25. Конструкција на роторски дискови

5.1.4. Системи за распределба на парата, за регулирање, за масло и заштита на парните турбини

5.1.4.1. Системи за распределба на парата кај парните турбини

Електричната моќност на турбината - бруто:

$$P_{Eb} = \dot{M}_s \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = P_e \cdot \eta_g \text{ kW}$$

може да се менува со промена на:

- протокот на пара, M_s
- топлинскиот пад, H_0
- коефициентите на полезно дејство, η_{oi}, η_m, η_g.

Промената на количината на пара низ турбината се остварува со систем за распределба на парата, кој може да биде:

- Распределба со придушување на парата со еден или неколку вентили, после кои парата се носи кон сите млазници на првиот трубински степен;
- Распределба на парата со млазници (млазничко регулирање) со неколку вентили за регулирање, после кои парата се носи кон определен сегмент на млазници од првиот турбински степен;
- Со обиколување на неколку почетни турбински степени дел од парата преку посебен вентил се носи во некој од меѓустепените од турбината.

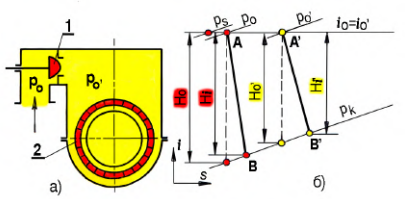
Кај распределбата со придушување на парата, релативниот внатрешен коефициент на полезно дејство (КПД) за новиот режим на работа е (сл. 5.26):

$$\eta_{oi}' = \frac{H_i'}{H_o} = \frac{H_i'}{H_o} \cdot \frac{H_o'}{H_o'} = \frac{H_i'}{H_o'} \cdot \frac{H_o'}{H_o} = \eta_{oi} \cdot \xi_{pr}$$

ξ_{pr} – коефициент на придушување

Предности на овој начин на регулирање се:

- при делумно отворен вентил парата се носи кон сите млазници од првиот турбински степен,
- рамномерно температурно поле по целиот обем.



а) - шема; б) - процес во i, s-дијаграм

1. Вентил за придушување;
2. Млазници од I-от турбински степен

Сл. 5.26. Распределба на парата со придушување

Распределба на парата со млазници (млазничко регулирање) се карактеризира со доведување на парата кон турбината со неколку вентили, тн. вентили за регулирање. Од секој вентил парата се носи кон определен број, односно група на млазници тн. млазнички сегмент (сл. 5.27).

Предности на овој начин на регулирање се:

- придушувањето постои само кај делумно отворениот вентил, односно помало придушување,
- поекономична (поголем η_{oi}) работа.

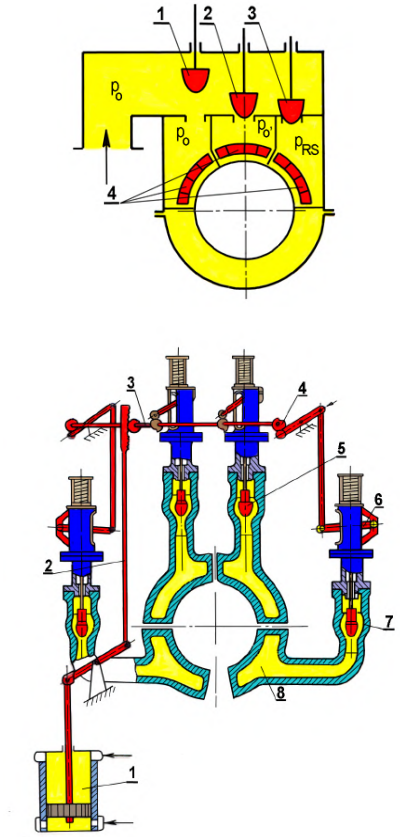
Недостатоци на овој начин на регулирање:

- првиот турбински степен се изведува како регулационен, т.е. со променлива парцијалност,
- променливи сили на роторските лопатки, односно помала надежност.

Вентилите се монтираат директно на телото на високопритисните турбини или близу до неа со кратки цевки (сл 5.29). Кај среднопритисните турбини исто така вентилите се поставуваат директно на цилиндарот.

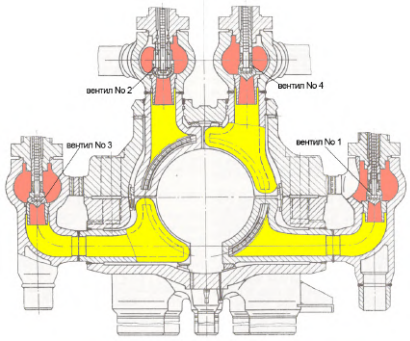


Сл. 5.29. Регулациони вентили монтирани директно на телото на ВПТ



1, 2, 3. Вентил за регулирање на количеството на пара;
4. Група на млазници.

Сл.5.27. Шема на распределба на парата со млазници

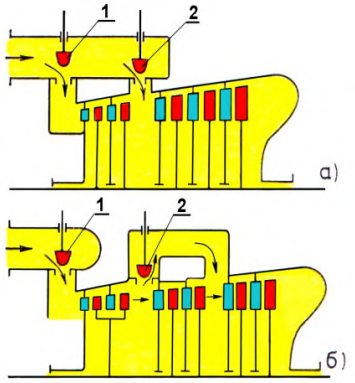


Сл 5.28. Пресек на ВП регулациони вентили на К-200-130 LMZ

При снижени параметри на влезот во турбината, моќта на турбината може да се зголеми и со распределба на парата со обиколување, односно довод на свежа пара во некој од степените зад првиот степен (сл. 5.30.а).

При зголемување на излезниот притисок во турбината, моќта на турбината може да се зголеми со распределба на парата со обиколување, односно довод на пара од степените со повисок во некој од степените со понизок притисок (сл.5.30.b).

Се применува и регулирање со менување (лизгање) на протисокот во котелот, а во тој случај регулационите вентили на турбината се потполно отворени.



Сл. 5.30. Распределба на пара со обиколување

5.1.4.2. Системи за регулирање на парните турбини

Регулирањето на моќноста на турбоагрегатот со моќноста во мрежата се врши со автоматска регулација. Со помош на регулацијата треба да бидат задоволени барањата на потрошувачите за соодветни карактеристики на електричната енергија, односно фреквенцијата и напонот. [34-66]

Фреквенцијата е правопропорционална на напонот и бројот на вртежите на роторот, односно:

$$f = p \cdot n \quad \text{Hz}$$

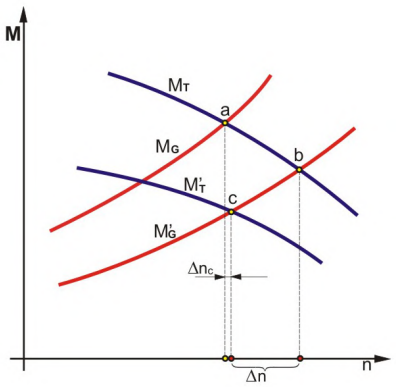
f Hz – фреквенција на електричната енергија
p - број на полови на електрогенераторот
n s^{-1} - број на вртежи на електрогенераторот

Вртливиот момент на роторот на турбината се определува по равенката:

$$M_T = \frac{P_e}{n} = \frac{M_{ps} \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m}{n} \quad \text{Nm}$$

M_{ps} kg/s - масен проток на пара низ турбината
H_o kJ/kg - расположлив топлински пад во турбината
η_{oi} - коефициент на полезно дејство на турбината
η_m - механички коефициент на полезно дејство
n s^{-1} - број на вртежи на електрогенераторот

Вредноста на вртливиот момент M_T на турбината е максимална кога роторот е неподвижен. Со зголемување на бројот на вртежи n се намалува вртливиот момент. Вредноста кога $M_T = f(n)$ се нарекува карактеристика на турбината (сл. 5.31).



M_T - карактеристика на турбината
M_G – карактеристика на електрогенераторот

Сл. 5.31. Карактеристики на турбината и електрогенераторот

При дадено оптоварување на роторот, вртливиот момент M_T е еднаков на силите на отпорот на електрогенераторот, односно вредноста при $M_T = f(n)$ се нарекува карактеристика на електрогенераторот.

Со зголемување на бројот на вртежи n, вртливиот момент на турбината M_T опаѓа, а вртливиот момент на електрогенераторот M_G расте. Во точката (a), во која $M_T = M_G$ се остварува стационарен режим на работа на турбоагрегатот.

При исклучување на потрошувачите, вртливиот момент на турбината M_T опаѓа (при ист проток и параметри на парата), а вртливиот момент на електрогенерторот M_G се менува.

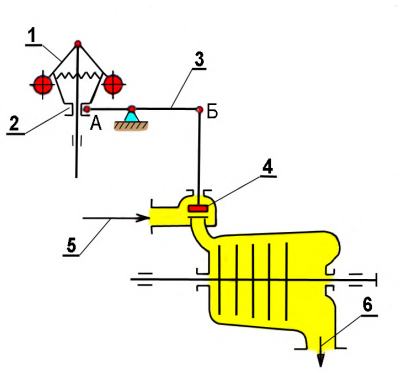
Во точката (b) пресек на M_T и $M_{G'}$ се воспоставува стационарен режим на работа. Способноста за премин во нов режим на работа се нарекува саморегулирање. Затоа што бројот на вртежи се зголемил (го надминал дозволениот број на вртежи) неопходно потребно е да се промени и вртливиот момент на турбината од M_T во $M_{T'}$, што може да се изведе со промена на протокот на пара.

Со воспоставување нов стационарен режим на работа во точката (c), отстапувањето $\Delta n_c = n_2 - n_0$ е незначително.

За регулирање на бројот на вртежи постојат системи со непосредно и посредно регулирање со помош на сервомотор.

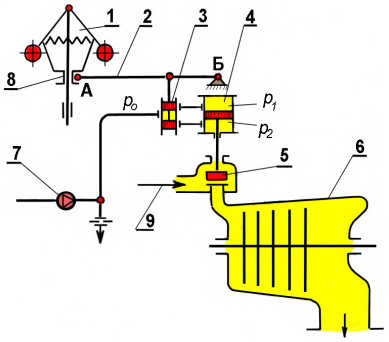
Системот за непосредно регулирање работи на следниот начин: при зголемување на бројот на вртежи на роторот на турбината, а со тоа и на регулаторот (1), масите m на регулаторот се оддалечуваат и го задвижуваат зглобот (2) нагоре, додека регулациониот вентил (4) се затвора и обратно. Со тоа протокот на пара низ турбината се намалува или зголемува. Кај современите турбини овој начин на регулација не се применува поради постоење на одредена нечувствителност на системот (сл. 5.32).

Кај современите турбини силата на парата на органите за управување е значително зголемена и затоа се применува посреден систем за регулација, односно посреден механизам (клип) кој е погонуван хидраулички (3,4), односно со сервомотор. Сервомоторот се управува преку пилот-вентил (3), кој се погонува со мала сила (регулаторот и лостот 2) од центрифугалниот регулатор (1), преку зглобот (8) и лостот (А-Б). Пилот-вентилот (3) го управува снабдувањето со масло на сервомоторот (4) (сл. 5.33).



1. Регулатор на бројот на вртежи;
2. Подвижен зглоб;
3. Лост;
4. Регулационен вентил;
5. Довод на пара во турбината;
6. Одвод на пара од турбината.

Сл. 5.32. Упростена шема на систем за непосредно регулирање на бројот на вртежите



1. Регулатор на бројот на вртежи;
2. Лост;
3. Пилот, вентил-цилиндар;
4. Сервомотор;
5. Регулационен вентил;
6. Одвод на пара од турбината
7. Пумпа за масло;
8. Подвижен зглоб.

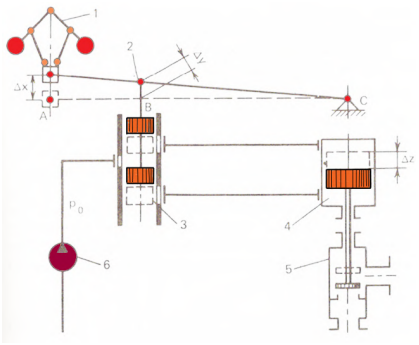
Сл. 5.33. Упростена шема на систем за непосредно регулирање на бројот на вртежите

Кај современите турбини системите за регулирање имаат неколку хидраулични системи на зголемување на силата (сл. 5.34).

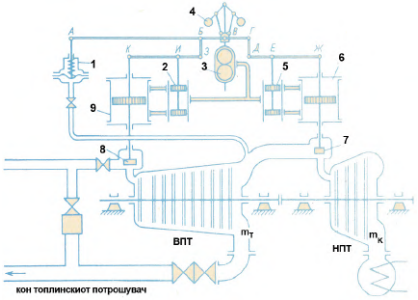
Системот за регулирање на кондензационите турбини со регулирано одземање пара може да се изведе според:

- бројот на вртежи и
- притисокот на парата во одземањето.

И кај овој начин на регулирање се применува директен и индиректен начин. На шемата на сл. 5.35 е прикажан директен начин на регулирање на кондензациона ТЕП со регулирано одземање пара за технолошки потреби, со регулаторот на притисок (1) и регулаторот на бројот на вртежи (4), кои имаат директна врска со точките Б и Г. Со зголемување на бројот на вртежи се дејствува на разводникот (2) и (5), кои дејствуваат на сервомоторите (9) и (6) и се смалува (притвора) доводот на пара.



Сл. 5.34. Регулатор со повеќе хидраулични системи



1. Регулатор на притисок;
2, 5. Разводник на масло;
3. Пумпа за масло;
4. Регулатор на бројот на вртежи;
6, 9. Сервомотори;
7, 8. Регулациони вентили.

Сл. 5.35. Шема на регулирање на кондензациона парна турбина со регулирано одземање на парата

5.1.5.3. Систем за снабдување на турбината со масло

Овој систем е наменет за снабдување со масло на системот за:

- регулирање (хидрауличен систем),
- подмачкување и ладење на лежиштата,
- масло кон затинките од вратилото на генераторот (кај генераторите ладени со водород),
- флуид за хидрауличко приклучување на напојните пумпи.

За турбини со моќност до 200 MW системите за подмачкување и ладење на лежиштата имаат заеднички резервоар и пумпи за масло.

За турбини со моќност поголема од 200 MW се применуваат три системи за масло и тоа:

- систем за масло за регулирање на турбината,
- систем за масло за ладење и подмачкување на лежиштата и другите делови на турбината, како и напојните пумпи, и
- систем за масло за затинките на вратилото на електрогенераторот.

Според притисокот, системот за масло може да се подели во две групи:

- нископритисен систем за:
  - подмачкување (притисок < 0,295 MPa)
  - ладење на генераторот (< 0,392 MPa) и
  - хидраулично приклучување на напојните пумпи
- високопритисен систем за регулирање, а притисокот на маслото во системот за регулирање зависи од моќта, параметрите и конструктивните карактеристики на турбинската постројка.

Кај турбините со мала и средна моќност, притисокот на маслото се движи од (0,49÷0,98) MPa. Зголемениот притисок на маслото во системите за регулирање го зголемува ризикот од запалување на маслото, при контакт на маслото со делови загреани на (370÷380) °C. Овој проблем се решава со употреба на вода или огноотпорни синтетички течности во системите за регулирање (< 720 °C). Во тој случај системот за регулирање е потполно издвоен од системот за подмачкување.

Основни елементи на системот за масло се (сл. 5.36):

- пумпи,
- резервоар,
- ладилници и
- цевководи за масло.

Кај овие системи се вградуваат следните пумпи:

- главна пумпа за масло,
- пумпа за пуштање на турбината во работа,
- резервна пумпа на наизменична и истонасочна струја, односно хавариска пумпа и
- ејектор.

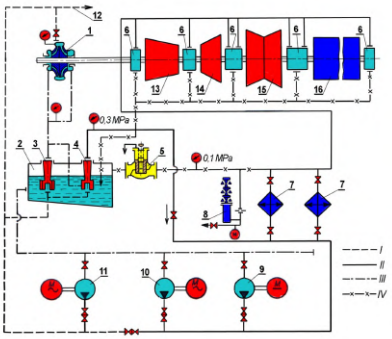
Резервоарот за масло се состои од три дела:

- сливен (претходно прочистување на маслото),
- меѓупростор (главно прочистување на маслото) и
- чист дел (за собирање на прочистеното масло).

Количината на масло во резервоарот:

- (8÷12) пати да се протера маслото низ системот,
- (20÷30) пати, кај некои конструкции.

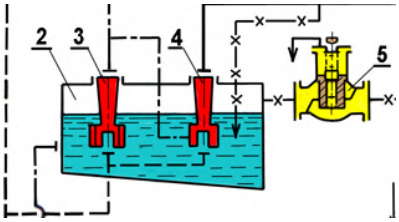
Маслото треба да остане неколку минути во резервоарот меѓу две циркулации (сл. 5.37).



1. Главна пумпа за масло;
2. Резервоар за масло;
3, 4. Ејектори;
5. Вентил за сливање на маслото;
6. Лежишта на турбината и електрогенераторот;
7. Ладилници за масло;
8. Реле за притисок;
9. Хавариска пумпа за масло со ЕМ на истонасочна струја;
10. Хавариска пумпа за масло со ЕМ на наизменична струја;
11. Пумпа за масло за пуштање на турбината во работа;
12. Цевки за масло кон системот за регулација на турбината.

I - потисен цевковод за масло кон системот за регулација,
II - потисен цевковод за масло кон системот за подмачкување,
III - цевковод за довод на масло кон пумпите,
IV - цевковод за сливање на маслото во резервоарот за масло.

Сл. 5.36. Систем за снабдување на парната турбина со масло со главна пумпа погонувана директно од вратилото на турбината



2. Резервоар за масло;
3, 4. Ејектори;
5. Вентил за сливање на маслото;

Сл. 5.37. Резервоар за масло кај системите за масло

Кога турбината се исклучува од работа целокупната количина на масло се слива во резервоарот, кој во таков случај не служи само за складирање, туку и за сепарација на воздухот, нечистотиите и водата. За аерација често се вградува и воздушен сепаратор.


Резервоар за масло

Маслото треба да се прочисти до:

- (250-400) μm, во делот за таложење,
- (125-100) μm, во делот за фино прочистување.

Маслото кај парните турбини треба да има добра хидраулична стабилност, односно да не се разградува во присуство на вода. Потребно е да се врши контрола на маслото на одреден период.

Маслото кај парните турбини работи во влажна средина и нормално е да се очекува присуство на вода. Присуството на вода во маслото треба да се одржува на константно ниво. Тоа значи дека треба да постои систем за извлекување на водата од маслото, за што често се користат вакуумски системи за дехидрација на маслото.

Критичните температури на маслото се движат помеѓу (100÷130) °C. Со цел да се сочува квалитетот на маслото на долг период, потребно е да се одржува:

- температура во резервоарот пониска од 80 °C,
- температура на маслото од (55÷65) °C.

Според статистички податоци лоши работни услови на маслото се очекуваат над 10 000 погонски h. Маслото обично постигнува работен период од 45 000 h, а при погодни работни услови маслото може да се користи до 80 000 h (повеќе од 10 години).

Маслото кај парните турбини треба да има:

- добра вискозност (соодветен индекс),
- отпорност на создавање пена,
- способност на дехидрација,
- отпорност на создавање 'рѓа и корозија,
- стабилност на оксидација.

Вискозност на маслото:

- ISO VG 22-32, за турбини со n = 3000 vr/min (често и 34÷41 cSt при 50 °C);
- ISO VG 32-100, за турбини со n < 3000 vr/min (GT обично 2,5÷30 cSt при 40 °C).

Маслото може да биде:

- легирано (со адитиви),
- нелегирано (дестилати на нафта без анорганski додатоци).

Постојат различни видови масла:

Пример: синтетички масла SHC 800 тип (обични естери на фосфорната киселина); Имаат полоши особини на подмачкување и се користат само за погон на хидрауличните апарати.

Карактеристики:

- обично се менува на 10 000 h;
- мала способност за таложење наслаги;
- сигурен проток и мазивни карактеристики при ладен старт;
- природно висок индекс на вискозност;
- добра отпорност на растворање на воздухот и лесно негово испуштање;
- намена пред сè за гасни турбини.

Пример: нафтен производ тип DTE 790:

- висока отпорност на деградација;
- се применува во парните турбини со релативно голема единечна моќ;
- има способност на лесно издвојување на водата;
- висок индекс на вискозност;
- висока отпорност на оксидација;
- намена и во нуклеарните парни турбини.

Ознаките на маслата за турбините се според производителот.

Ладилниците за масло според конструкцијата се делат на:

- цилиндрични,
- плочести и
- специјални.

Како средство за ладење најчесто се користи вода.

5.1.4.4. Системи за заштита на турбината

При експлоатација на парните турбини, покрај нормалните режими на работа, потребно е да се смета и на отстапување од нормалната работа. Причини за отстапување од нормалната работа се неповолни надворешни влијанија и кога не се реализира функционирањето на поединечни елементи на турбината. Ваквите нарушувања на работата можат да предизвикаат тешки хаварии на агрегатот. Затоа, при конс-труирање на турбината се предвидува можност за автоматска заштита. [34-66]

Заштитата треба да спречи:

- појава на причините за хаварија, и
- да ја спречи самата хаварија.

Поради тоа секоја турбина треба да биде опремена со:

- контролни уреди и системи,
- сигурносни уреди и системи, и
- заштитни уреди и системи.

За контрола се користат мерните инструменти. Сигурносните уреди се разни регулатори за одржување на параметрите. Заштитни се уредите и системите што ја штитат постројката од хаварија.

Современите турбини имаат шест основни системи за заштита и тоа:

- недозволено зголемување на бројот на вртежи,
- недозволено опаѓање на притисокот во системот за подмачкување,
- недозволено опаѓање на притисокот во системот за регулирање,
- недозволено оскино поместување на роторот на турбината,
- недозволено влошување на вакуумот во кондензаторот,
- недозволено наголемување на вибрациите на лежиштата (за турбини со голема моќ).

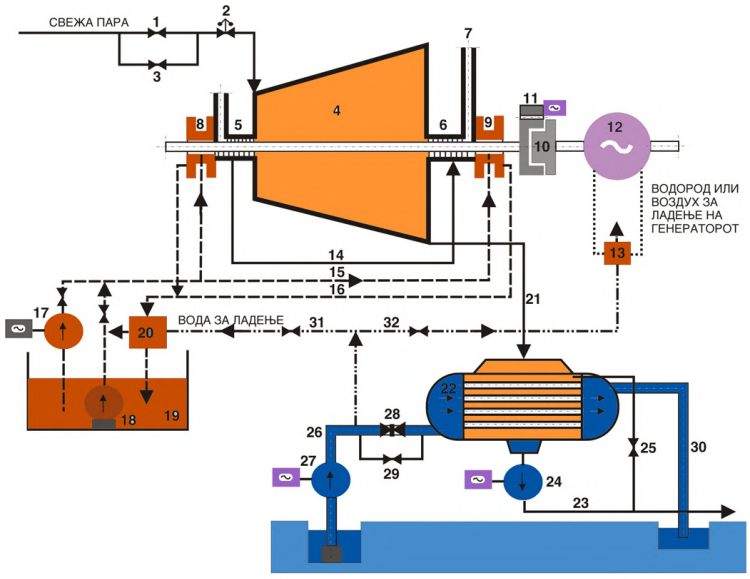
Системите за заштита се состојат од:

- давачи
- засилувачи и
- извршни органи

Системот за заштита од недозволено зголемување на бројот на вртежи се состои од два дела:

- систем за регулирање на бројот на вртежи (дозволено max 10÷12 % од n_0), и
- систем за прекинување на доводот на пара во турбината

Кога бројот на вртежи на турбината се зголемува многу брзо и регулациониот вентил (2) нема време да затвори, дејствува вентилот (1) за брзо затворање на доводот на пара во турбината. При почетно пуштање на турбината во работа, парата се доведува низ вентилот (3), а потоа се пушта вентилот (1) (сл. 5.38 и 5.39).



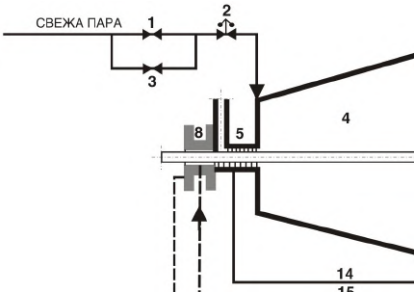
1,3. Стоп-вентил; 2. Регулационен вентил; 4. Турбина; 5,6. Лавиринтски затинки; 7. Лавиринтска пара; 8,9. Лежишта; 10. Спојка; 11. Електромотор за старт; 12. Електрогенератор; 13. Ладилник; 14. Паровод лавиринтска пара; 15,16. Цевковод за масло; 17, 18. Помошна и главна пумпа за масло; 19. Резервоар за масло; 20. Ладилник за масло; 21. Паровод; 22. Кондензатор; 23. Кондензат; 24. Кондензатна пумпа; 25. Бајпас; 26. Довод на вода за ладење на кондензаторот; 27. Циркулациона пумпа; 28. Вентил; 29. Бајпас; 30. Одвод на вода од кондензаторот; 31. Вода за ладење на маслото; 32. Вода за ладење на водородот или воздухот за ладење на генераторот.

Сл. 5.38. ТЕП со помошни инсталации за масло и кондензат

Задачата на вентилот за брзо затворање како извршен орган е да обезбеди моментално затворање на доводот на пара во турбината при пречекорување на едно од горенаведените влијанија. Една од најважните задачи на вентилот за брзо затворање на доводот на пара е заштита од пречекорување на дозволениот број на вртежи.



НП стоп-вентил со покренувач за парна турбина



1,3. Стоп-вентил;
2. Регулационен вентил.

Сл. 5.39. Местоположба на стоп и регулационен вентил кај парните турбини

Системот за заштита од недозволено оскино поместување на роторот прави заштита во две етапи:

- вклучување сигнал (звучен, светлосен) за предупредување,
- исклучување на доводот на пара во турбината.

Оскино поместување на роторот се одвива во:

- време на влегување на турбината во работа,
- во текот на експлоатацијата и
- за време на запирање на работата на турбината.

Оскино поместување на роторот, се појавува најчесто како резултат на температурната разлика меѓу роторот и статорот, а може да има позитивно и негативно влијание:

- позитивно (роторот се издолжува), или
- негативно (роторот се скратува).

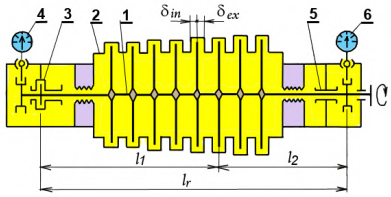
Кај парните турбини со еден цилиндар при нерамномерно загревање, должината l_1 се грее, а должината l_2 не, при што доаѓа до нерамномерно издолжување на роторот на турбината (сл. 5.40).

Системот за заштита од опаѓање на притисокот на маслото за подмачкување, прави заштита во три етапи:

- се вклучува системот за предупредување и резервната пумпа за масло,
- автоматски се вклучува пумпата за масло,
- се дава сигнал за исклучување на турбината.

Системот за заштита од недозволено опаѓање на притисокот на прегреаната пара, прави заштита во две етапи:

- вклучување на системот за предупредување, и
- исклучување на турбината преку стоп-вентилот.



1. Ротор;
2. Тело на турбината;
3. Главно лежиште;
4. Индикатор за аксијално поместување на роторот;
5. Лизгачко лежиште;
6. Индикатор за релативно издолжување на роторот;

Сл. 5.40. Едноцилиндрична турбина - релативно издолжување на роторот и телото

5.2. КОНДЕНЗАТОРСКИ ПОСТРОЈКИ

Процесот на преминување од парна во течна фаза се вика кондензација. Процесот на кондензација се извршува изотермно при константна температура (t_k = *const.*), односно температурата на почетокот на кондензација е еднаква на температурата на крајот на кондензација. Исто така, процесот на кондензација се изведува изобарно при константен притисок (p_k = *const.*). [55-90]

Основна задача на кондензаторот е создавање и одржување константен длабок вакуум на излезот од турбината, кој во современите постројки се движи од p_k = (3÷6) kPa и добивање чист кондензат со издвојување на воздухот и гасовите кои не кондензираат во него. Низок притисок во кондензаторот се одржува благодарение на намалувањето на волуменот на парата при нејзиното кондензирање (однос до 30.000:1). Со одржување на низок притисок во излезниот отвор на турбината, односно во кондензаторот, се овозможува зголемување на термичкиот КПД на целата постројка.

Коефициентот на полезно дејство на блокот - бруто е:

$$\eta_{Bb} = \eta_t \cdot \eta_k^{\,b} \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

Најмала вредност на термичкиот КПД η_t се постигнува кај постројка без одземање на пара и тогаш вредноста за η_t се пресметува по равенката (сл. 5.2.1):

$$\eta_t = \frac{i_o - i_{2s}}{i_o - i_{4s}} \approx \frac{i_o - i_{2s}}{i_o - i_3}$$

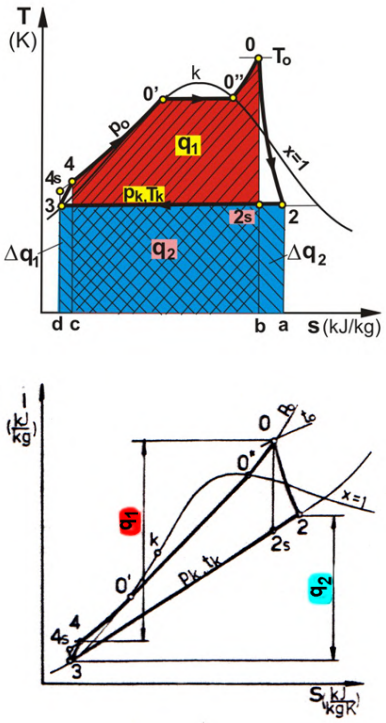
Термичкиот КПД η_t може да се зголеми:

- со зголемување на енталпијата на парата на влезот во турбината (i_0), односно со зголемување на почетните параметри на парата p_0 и t_0, и
- со намалување на енталпијата на парата на излезот од турбината (i_{2s}), односно со снижување на притисокот на парата на излезот од турбината.

За добивање на вакуум на излезот од турбината се користат кондензатори.

Со наголемување на расположливиот топлински пад на турбината h_0 = (i_0-i_2), може да се зголеми електричната моќ на постројката, односно да се намали специфичната потрошувачка на пара:

$$P_{Eb} = \dot{M}_s \cdot (i_0 - i_2) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \ \text{kW}$$



Сл. 5.2.1. T-s и i-s дијаграм на ПТП без одземање пара

Тоа значи дека, термодинамички е оправдано постројката да работи при најдлабок можен вакуум.

Втората основна задача на кондензаторот е да се добие кондензат од парата која излегува од турбината. Доколку парата не се кондензира, освен што ќе се намали η_t, се губи целата количина на пара, односно тоа би значело исфрлање на евентуалниот кондензат во атмосферата.

Пред да се потисне кон котелот, кондензатот хемиски се обработува, односно се извршува деминерализација и декарбонизација и се применува термички третман (обработка) на кондензатот при која се отстрануваат некондензирачките гасови.

5.2.1. Видови на кондензатори

За да се направи кондензација на парата потребно е од неа да се одземе латентната топлина. За таа цел кај современите ТЕП се користи водата или воздухот.

Кај кондензаторите ладени со вода се разликуваат два основни вида:

- со мешање (смесителни кондензатори), и
- површински кондензатори.

Во зависност од медиумот што се користи за ладење на парата се делат на:

- кондензатори ладени со вода и
- кондензатори ладени со воздух.

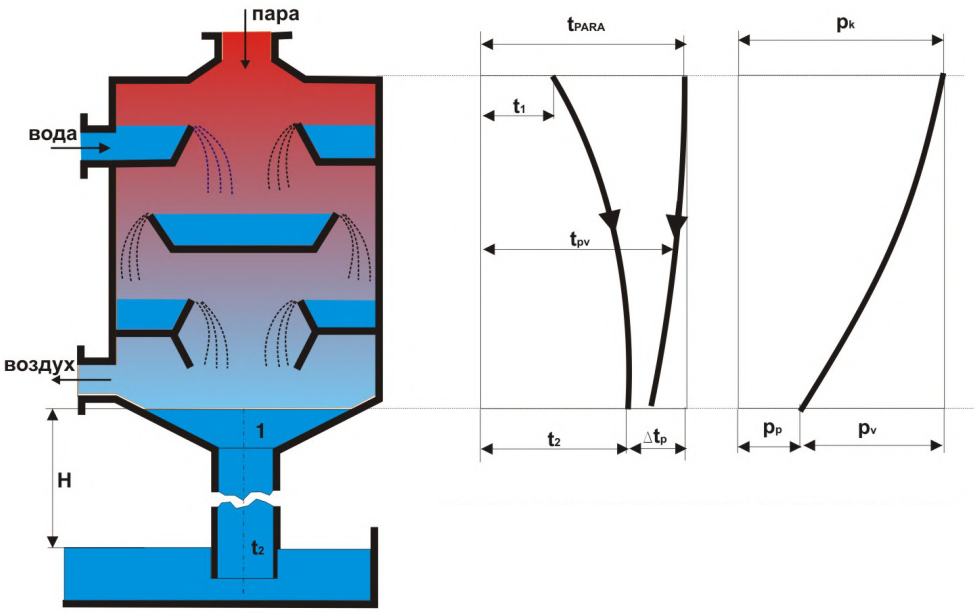
5.2.1.1. Кондензатори со мешање на водата и парата

Кај кондензаторите со мешање потребно е да се постигне што е можно поголема допирна површина меѓу парата и водата. Тоа се постигнува со распрскување на водата во кондензаторот или со каскадна распределба во облик на тенки површински млазеви.

Во зависност од насоката на движење на парата и водата, се разликуваат два вида на кондензатори:

- со истонасочен и
- противнасочен тек.

Кај кондензаторите со мешање со истонасочни текови, парата минувајќи низ водата се кондензира, а гасовите кои не се кондензираат се исфрлаат од долниот дел на кондензаторот. Кривата t_{pv} ја прикажува промената на температурата на смесата пара и воздух. Крива на промената на температурата на водата t_v се добива како разлика на температурите на водата од влезот t_1 до излезот t_2. Разликата на температурите (t_{para}-t_2) претставува подладување на кондензаторот Δt_p (сл. 5.2.2).



Сл. 5.2.2. Смесителен кондензатор со истонасочни текови на парата и водата со дијаграми на промената на температурата на парата и водата

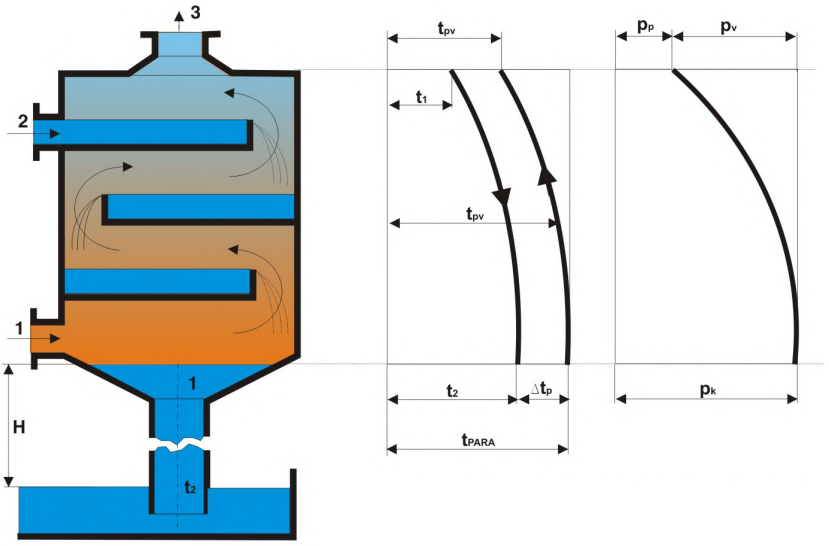
Подладување на кондензатот $\Delta t_p = t_{para}$-t_2 овозможува да се шмука воздух од местото каде тој се одзема, односно:

$$p_v = p_k - p_p$$

p_p MPa - парцијален притисок на заситената пара кој одговара на температурата на смесата пара-воздух на местото на одземање

Големината на подладување обично се зема Δt_p = 5 °C. Кондензатот и загреаната вода се одведуваат од кондензаторот со помош на пумпа за кондензат.

На сл. 5.2.3. е даден шематски приказ на кондензатори со мешање со противнасочни текови.



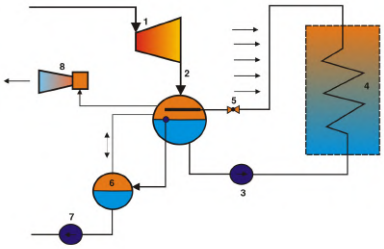
1. Довод на пара
2. Довод на разладна вода
3. Одвод на некондензирачки гасови

Сл. 5.2.3. Смесителен кондензатор со спротинасочни текови на парата и водата со дијаграми на промената на температурата на парата и водата

Температурата t_2 на смесата кондензат и топла вода е повисока во однос на кондензаторите со истонасочни токови. Од таа причина кај овие загревачи специфичната потрошувачка на вода е помала во однос на смесителните кондензатори со истонасочни токови. Температурата на смесата пара-воздух на местото на шмукање (3) е пониска кај овие кондензатори.

Покрај тоа што кај смесителните кондензатори може да се обезбеди подлабок вакуум, нивната примена е ограничена само на турбински постројки со мала единечна моќ. Основен недостаток е тоа што не може да се добие чист кондензат, поради мешање на технички необработена вода со основниот кондензат. Овој недостаток може да се реши со примена на специјална постројка каде се применува смесителна кондензација на парата со разладна вода од затворен систем на циркулација. Се градат на места со голем недостаток на вода за ладење.

На сл. 5.2.4 е прикажана шема на кондензатори со мешање со затворена циркулација. Кај овој тип на кондензатори разладната вода е и кондензат, кој струи во затворен круг.



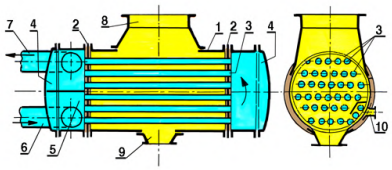
1. Парна турбина;
2. Кондензатор;
3. Циркулациона пумпа;
4. Површински ладилник;
5. Придушен вентил;
6. Собирник;
7. Кондензна пумпа;
8. Парен/воден ејектор.

Сл. 5.2.4. Смесителен кондензатор со затворена циркулација

5.2.1.2. Кондензатори од површински тип

Кај современите парнотурбински постројки, исклучиво се применуваат кондензатори од површински тип, ладени со вода. Основната предност на овие кодензатори е можноста за сочувување на квалитетот на кондензатот.

Кондензаторите од површински тип, кои се прикажани на сл. 5.2.5, обично се садови со цилиндричен облик во кои се сместени кондензаторските цевки. Изработената пара од парната турбина влегува низ грлото (8), ја оплакнува надворешната површина на кондензаторските цевки (3), се кондензира и ја предава латентната топлина на водата која струи низ цевките (средство за ладење). Цевките на кондензаторот се поставени по соодветен распоред и се прицврстени за цевни штици (2). Лево и десно од цевните штици се наоѓаат водните комори. Водата за ладење се доведува низ цевка (6) и се одведува низ цевка (7). Кондензатот со помош на кондензна пумпа се одведува низ цевката (9). Одземањето на некондензирачките гасови се изведува низ цевката (10).



1. Тело; 2. Цевни штици; 3. Цевки за проток на вода; 4. Предна и задна комора; 5. Преграда; 6. Влез на вода; 7. Излез на вода; 8. Влез на пара; 9. Излез на кондензат.

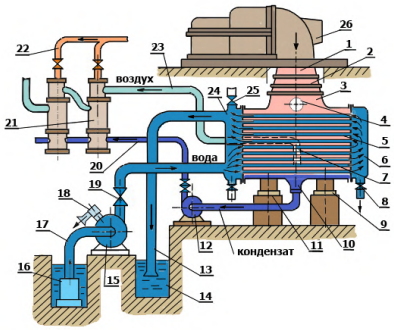
Сл. 5.2.5. Шема на кондензатор од површински тип

Кондензаторот, кондензатните и циркулационите пумпи и постројката за шмукање на воздухот, како и некондензирачките гасови се шематски прикажани на сл. 5.2.6.

Парнострујниот ејектор за шмукање на воздухот од кондензаторот има ладилници, приклучени преку цевка (20) со кондензаторот, во кој се кондензира парата што излегува од ејекторот и дел од парата што се шмука од кондензаторот заедно со воздухот.

Кондензаторот е опремен со сигурносен атмосферски вентил (поставен на цевка 4) кој се отвора при зголемен притисок на парата p > (1,2÷1,5) bar и ја исфрла во атмосферата. Кај современите конструкции парата не се испушта во атмосфера, туку при температура на кондензатот t_{pk}>70 °C, заштитата го затвора сигурносниот вентил на влезот во турбината или со вакуумско реле се дава импулс на сигурносниот вентил при секое моментално покачување на притисокот и температурата на парата.

Основен услов за успешна работа на кондензаторската постројка е да се обезбеди добра херметичност на системот. При тоа се мисли на двојна херметичност, како од страна на парата, така и од страна на водата. Со влошување на херметичноста од парна страна се влошува вакуумот, а со тоа се намалува топлинскиот пад, се намалува работата во турбината (моќта на турбината) и се зголемува специфичната потрошувачка на пара, односно се намалува економичноста и ефикасноста на постројката.



1. Излез од турбина;
2. Компензатор;
3. Влез на пара;
4. Одвод на пара во атмосферата;
5. Кондензаторски цевки;
6. Задна водна комора;
7. Цевка за шмукање на воздух;
8. Испуст за вода;
9, 11. Лежишта;
10. Собирник за кондензат;
12. Кондензатна пумпа;
13. Одвод на разладна вода;
14. Одводен канал;
15. Циркулациона пумпа;
16. Доводен канал за разладна вода;
17. Цевка за довод на разладна вода;
18. Помошен пароструен ејектор;
19. Вентил;
20. Цевка за кондензат;
21. Двостепен пароструен ејектор;
22. Довод на пара во ејекторот;
23. Довод на смеса воздух-пара;
24. Предна комора;
25. Славина;
26. Парна турбина.

Сл. 5.2.6. Шема на поставување на кондезаторите со сите дополнителни елементи

На водната страна исто така треба да се обезбеди добра херметичност за да се спречи навлегување на разладна вода во парниот простор и мешање на водата за ладење и парата. Со техничките прописи за експлоатација е дефинирана граничната вредност на количината на разладна вода во парниот простор на кондензаторот. Кај постројките со наткритични параметри апсолутно е недозволиво навлегување на разладна вода во парниот простор на кондензаторот.

Кондензаторите меѓу себе се разликуваат по низа конструктивни особености.

Според бројот на одови на разладната вода низ кондензаторот постојат:

- едноодни (водата минува еднаш низ кондензаторот) (сл. 5.2.7),
- двоодни (водата минува два пати низ кондензаторот),
- три и повеќеодни.

Според нивните експлоатациони можности на:

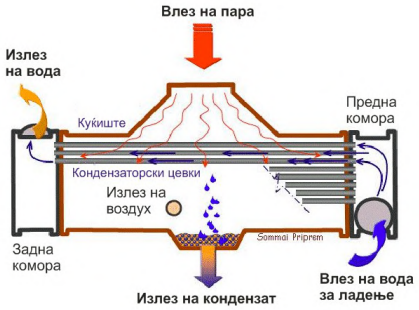
- еднодели и
- дводелни.

Постојат и други конструктивни поделби, според местото на одземање на воздухот и гасовите од кондензаторот и др.

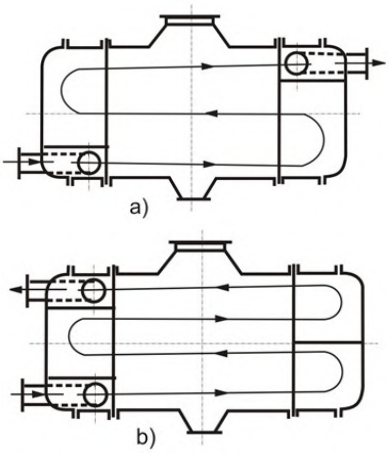
Кај двоодните кондензатори разладната вода се движи во две насоки на движење и ја менува насоката на струење само во задната комора. Кај три и четири одните кондензатори разладната вода ја менува насоката на струење и во двете комори (предна и задна комора) (сл. 5.2.8).

Кај дводелните кондензатори, прикажани на сл. 5.2.9, освен хоризонталната преграда во водните комори, постојат и вертикални прегради, кои го разделуваат протокот на разладна вода на два самостојни паралелни протоци. Основната предност на дводелен кондензатор е можноста на работа на турбинската постројка со моќност поголема од 50 %, во текот на чистење на едната половина на кондензаторот, односно работа на постројката без застој при чистење на кондензаторот.

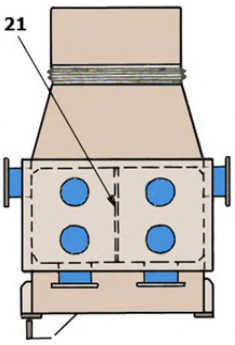
Кондензаторите можат да се поделат и според протекувањето на парата низ нив и според местото од каде се одзема воздухот. Кај сите конструкции, воздухот (паровоздушната смеса) се шмука од место со најдлабок вакуум и местото со најмало присуство на пара (сл. 5.2.10).



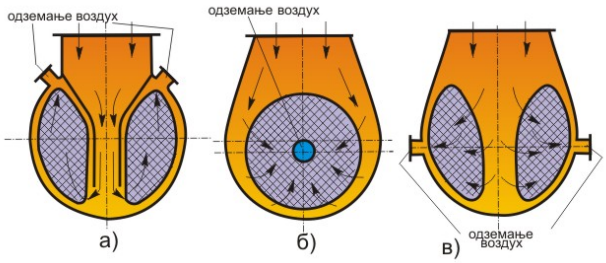
Сл. 5.2.7. Едноодeн површински кондензатор



Сл. 5.2.8. Три (a) и четири (b) одни површински кондензатори



Сл. 5.2.9. Дводелен површински кондензатор

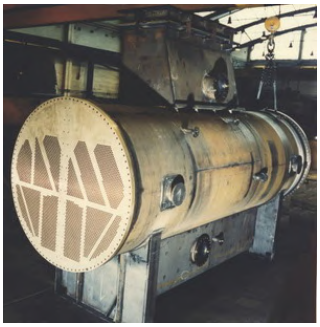


Сл. 5.2.10. Видови на површински кондензатори во зависност од местото на протекување на парата и одземање на воздухот

Цевните штици во кои се прицврстени кондензаторските цевки, поставени се со прирабници на телото на кондензаторот и водните комори. Прицврстувањето е такво што од едната страна цевната штица е неподвижна, а од другата страна е подвижна, што се прави заради компензација на термичките дилатации (сл. 5.2.11).

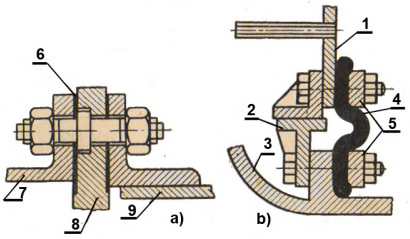
Во практиката се применуваат различни начини на укрутување на цевните штици. Напрегањата во цевните штици се резултат на разликата на притисоци меѓу парниот и водниот простор. За прицврстување (укрутување) на цевните штици се применуваат дистанциони завртки, сместени во парниот простор на кондензаторот (сл. 5.2.12).

Телото на кондензаторот се изработува од леано железо (постар тип) и челичен лим (современи конструкции). Основните цевни штици, како и цевните штици во парниот простор за носење на цевките се изработуваат од челик (кондензатори кои користат слатка вода).



Дебелината на основните цевни штици е:

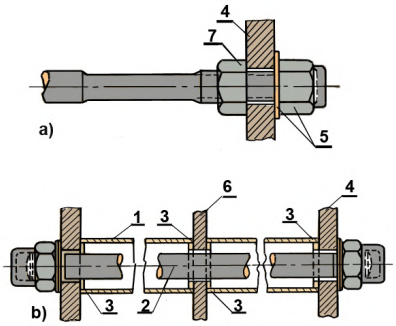
- (20÷25) mm, за средни параметри,
- (30÷35) mm, за високи параметри,
- (15÷25) mm, сместени во парниот простор.



а) неподвижна врска
b) подвижна врска

1. Цевна штица;
2. Потпорен насочувачки прстен;
3. Тело на кондензаторот;
4. Гумена заптивка;
5. Челична подлошка;
6. Заптивка;
7. Водна комора;
8. Цевна штица;
9. Тело на кондензаторот.

Сл. 5.2.11. Прицврстување на цевните штици кај површинските кондензатори



а) надворешна врска
b) комбинирана врска

1. Цевка за укрутување;
2. Спојна завртка;
3. Подлошки за центрирање;
4. Цевна штица;
5. Завртка со подлошка;
6. Меѓупреградна цевна штица;
7. Навртка.

Сл. 5.2.12. Укрутување на цевните штици со дистанциони завртки

Кондензаторските цевки се изработуваат од:

- Ms63 (63 %Cu, 37 % Zn),
- легура MsK (70 % Cu, 29 % Zn, 1 % Sn),
- легура Al-месинг (76 % Cu, 22 % Zn, 2 % Al),
- легура (70 % Cu, 30 % Ni), за морска вода.

Употребата на челични кондензаторски цевки не е оправдана поради интензивната корозија. Во практиката на западните земји и САД, кондензаторските цевки се изработуваат од аустенитни челици.

Дијаметрите на кондензаторските цевки се движат во границите од 16/14, 19/17, 24/22 и 25/23 mm за помали, стационарни кондензатори и бродски кондензатори. За кондензатори со големи димензии, дијаметрите се движат 28/26 и 30/28 mm. Подобри резултати, односно повисоки коефициенти на пренос на топлината *K*, се постигнуваат кај цевки со помал дијаметар, а во тој случај се наголемува нивниот број и има потреба од почесто нивно чистење (сл. 5.2.13).

Препорачливи брзини на водата низ цевките е:

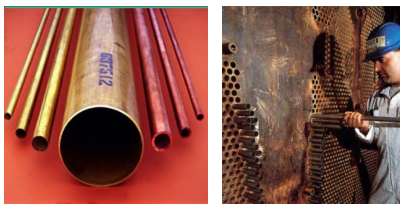
- (1,5÷2,5) m/s, за речна вода,
- <1,5 m/s, за морска вода.

Кондензаторските цевки на современите постројки со голема единечна моќ, треба да ги задоволат следните барања:

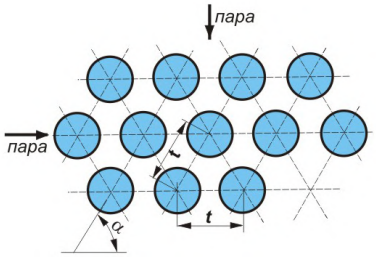
- да имаат висок коефициент на пренос на топлината *K*,
- мал отпор на протокот на пара,
- кондензатот да не се подладува.

Ефективноста на кондензаторот и мал отпор на протокот се постигнува со правилна композиција на снопот на кондензаторски цевки. Распоредот на кондензаторските цевки може да биде во вид на ромб (наоѓа широка примена) или радијален (лачен) распоред кој се применува за периферните редови на цевки во кондензаторот, како и коридорен распоред кои се користи во горниот дел на кондензаторот. Коридорниот распоред може да биде со вертикална мрежа (систем Жинаба) или под извесен агол, кога само 1/3 од цевките е обвиена со вода (сл. 5.2.14).

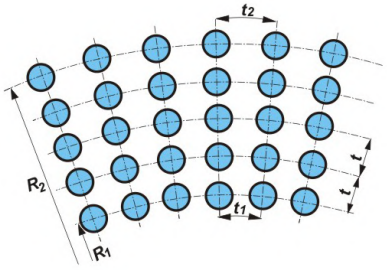
И покрај добрата изведба на херметичноста на кондензаторската постројка, сепак во кондензаторот влегува воздух. Дозволена количина на воздух во кондензаторот според Stodola треба да изнесува (0,5÷1) kg/t (kg воздух на t пара), а според Л. Д. Берман се определува според равенката:



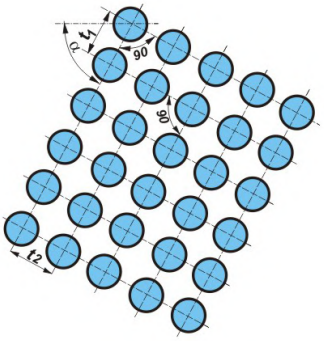
Сл. 5.2.13. Кондензаторски цевки



Распоред на кондензаторски цевки во вид на ромб



Радијален распоред на кондензаторски цевки



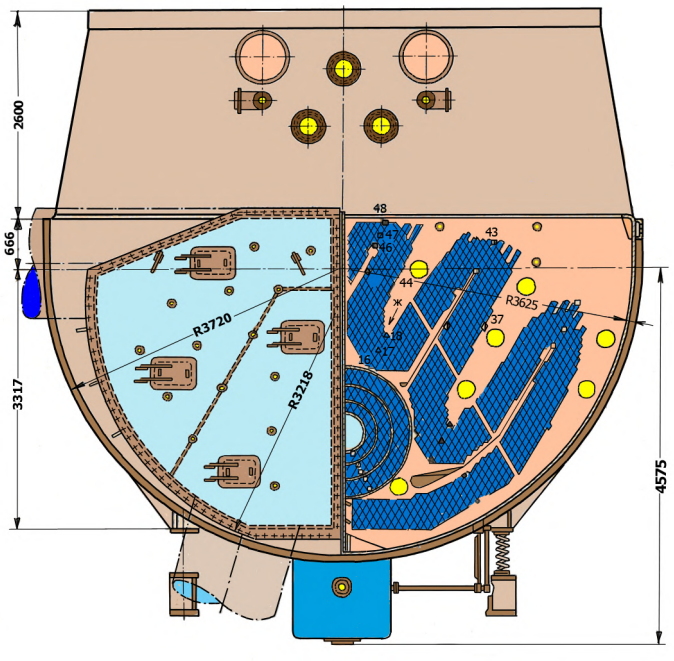
Коридорен распоред на кондензаторски цевки

Сл. 5.2.14. Распоред на кондензаторски цевки

$$m_v \leq \alpha(\frac{m_{ko}}{100}+1) \text{ kg/h}$$

m_{ko} t/h = пара што влегува во кондензаторот
α = коефициент кој зависи од квалитетот на херметичноста:
α = 1 - за одлична херметичност
α = 2 - за просечна херметичност на системот
α = 3,5 - за индиректна херметичност

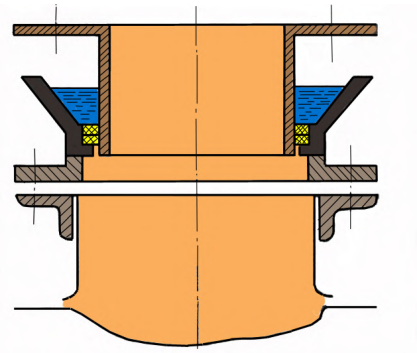
Сместувањето на кондензаторските цевки во кондензаторот, треба да биде така изведено за парата да не може директно да дојде до одводната цевка за кондензат без да дојде во контакт со разладната вода. Затоа, цевките се поставуваат во вид на цевни снопови (сл. 5.2.15).



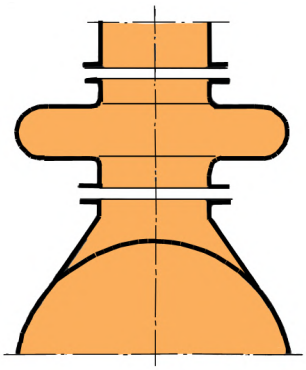
Сл. 5.2.15. Распоред на цевните снопови во кондезаторот

Поврзувањето на кондензаторот со излезниот дел на турбината, може да се направи на неколку начини, и тоа:

1. Со помош на телескопско навлегување на цевките една во друга и хидрауличко затнување со кондензат. Дилатациите се можни заради телескопското поврзување со прирабници и компензатор меѓу турбината и кондензаторот. Овој начин не обезбедува секогаш доволна херметичност. При вакво поврзување на кондензаторот со турбината, кондензаторот се поставува на неподвижен фундамент (сл. 5.2.16).



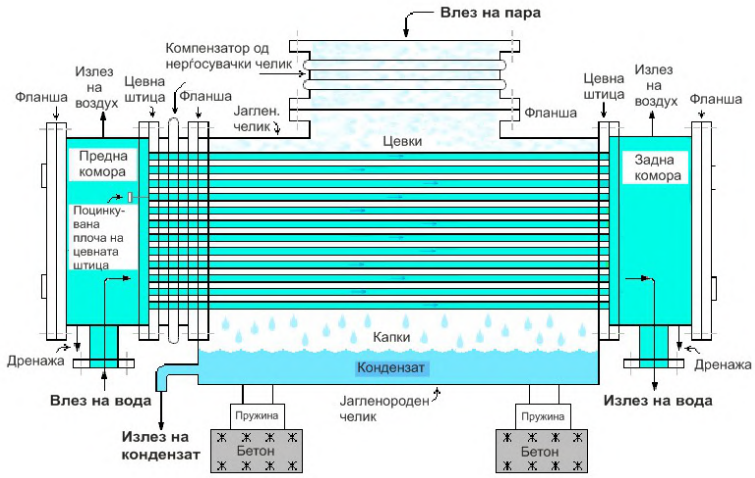
Телескопско хидраулично поврзување



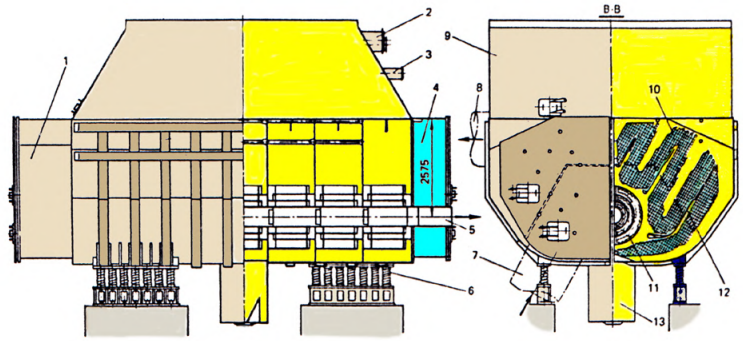
Компензатор

Сл. 5.2.16. Телескопско прицврстување и хидраулично затнување на кондензаторот

2. Денес поврзувањето на грлото на кондензаторот со излезниот дел на турбината се остварува со помош на заварување, што ја обезбедува неопходната херметичност. Во тој случај кондензаторот се поставува на еластични лежишта, односно на еластичен фундамент (сл. 5.3.17 и 5.3.18). [50-90]

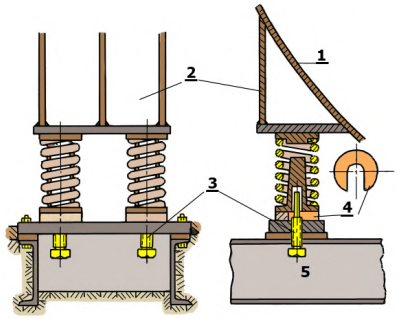


Шематски приказ со составните елементи на кондензатор



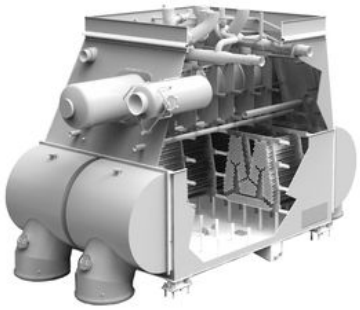
Пресек на кондензатор со сите составни елементи

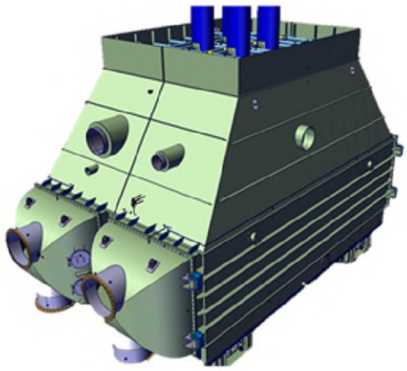
Сл. 5.2.18. Кондензатори кај ТЕП



1. Тело на кондензаторот;
2. Потпирачи на кондензаторот;
3. Завртка за спојување;
4. Подлошка;
5. Носач од фундаментот.

Сл. 5.2.17. Еластично потпирање на кондензаторот со помош на пружини





5.2.2. Топлинска пресметка на кондензаторот

За да се направи топлинска пресметка на кондензаторот, треба да се направи топлински биланс без да се земат во обзир загубите на топлина кон околината (сл. 5.2.19).

Топлината која се доведува во кондензаторот е:

$$Q_{ko} = m_{ko} \cdot (i_2 - i_k) \quad \text{kW}$$

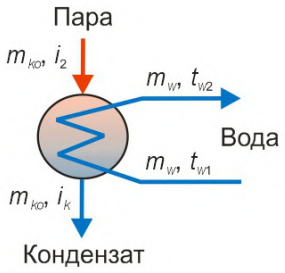
m_{ko} kg/s - пара што влегува во кондензаторот
i_2 kJ/kg - енталпија на парата на влезот во кондензаторот
i_k kJ/kg - енталпија на кондензатот

Каде вредностите на енталпијата на кондензатот се:

$i_k = i_{k'}$ - (2÷4) kJ/kg, за регенеративни кондензатори

$i_k = i_{k'}$ - (10÷20) kJ/kg, за нерегенеративни кондензатори

$i_{k'}$ kJ/kg - енталпија на кондензатот на граничната крива x = 0



Сл. 5.2.19. Шема за правење на топлински биланс на кондензаторот

Топлината која се одведува од кондензаторот со разладната вода е:

$$Q_{ko} = m_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1}) \quad \text{kW}$$

m_w kg/s - количина на разладна вода низ кондензаторот
c_{pw} kJ/kgK - специфична топлина на кондензаторот
t_{w2}, t_{w1} °C - температура на водата на излезот и влезот во кондензаторот

Затоа што топлината од парата се предава на разладната вода, равенката е:

$$m_{ko} \cdot (i_2 - i_{k'}) = m_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1})$$

Во зависност од изворот на разладна вода, и конструкцијата на кондензаторот, големината на загревање на разладната вода се усвојува:

- Δt_w = (4÷6) °C, за едноодни кондензатори, при неограничени извори на вода за ладење,
- Δt_w = (7÷9) °C, за двоодни кондензатори со умерена количина на вода за ладење,
- Δt_w = (10÷12) °C, за три и четири одни кондензатори со ограничени количини на вода за ладење.

Температурата на водата за ладење, зависи од изворот, географската положба и сл., а изнесува:

- t_{w1}= (12÷19) °C, за езерска вода,
- t_{w1}= (15÷20) °C, за речна вода,
- t_{w1}= (20÷40) °C, за повратна вода од ладилни кули,
- t_{w1}= (7÷13) °C, за бунарска вода во зависност од годишното време.

Односот меѓу количината на разладна вода и количината на пара што влегува во кондензаторот, се нарекува кратност на ладењето:

$$j = \frac{m_w}{m_{ko}} = \frac{(i_2 - i_k)}{c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1})} \quad \text{kg вода/kg пара}$$

Вредностите на коефициентот j (кратноста на ладење) во зависност од типот на кондензаторот се движи:

- j = (80÷120), за едноодни кондензатори,
- j = (60÷70), за двоодни кондензатори,
- j = (40÷50), за три и четириодни кондензатори.

Равенката за размена на топлина во конденаторот, меѓу парата и разладната вода е дадена со изразот:

$$m_{ko} \cdot (i_2 - i_k) = A_k \cdot K \cdot \Delta t_{\ln} \quad \text{kW}$$

A_k m² - разладна површина на кондензаторот
K kJ/m²h°C (kW/m² °C) - коефициент на предавање на топлина од парата на водата во кондензаторот
Δt_{ln} °C - средна логаритамска температурна разлика меѓу парата и водата во кондензаторот

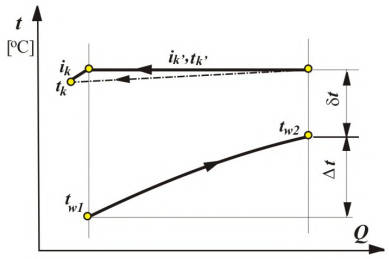
Потребната разладна површина на кондензаторските цевки во кондензаторот се пресметува по равенката:

$$A_k = \frac{m_{ko} \cdot (i_2 - i_k)}{k \cdot \Delta t_{\ln}} \quad \text{m}^2$$

Средната логаритамска температурна разлика се определува по равенката (сл. 5.2.20):

$$\Delta t_{\ln} = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_{k'} - t_{w1}}{t_{k'} - t_{w2}}} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{\Delta t + \delta t}{\delta t}} \quad °\text{C}$$

$t_{k'}$ °C - температура на кондензатот на граничната крива x = 0
t_{w2}, t_{w1} °C - температура на водата на излезот и влезот во кондензаторот



Сл. 5.2.20. t-Q дијаграм на промената на температурите на парата и водата во кондензаторот

Коефициентот на преминување на топлина *K* зависи од повеќе фактори, како што се:

- брзината на струење низ цевките,
- средната температура на водата за ладење,
- дијаметарот на кондензаторските цевки,
- парното оптоварување на кондензаторот,
- бројот на одови на кондензаторот,
- херметичноста,
- чистотата на цевките од парната страна,
- распоред на сноповите цевки и др.

Врз основа на експериментални испитувања во ВТИ, Л.Д. Бергман ја дал равенката за определување на коефициентот на преминување на топлина *K*:

$$k = 4070 \cdot a \cdot (\frac{1{,}1 \cdot w_w}{\sqrt{d_1}})^x \cdot [1 - \frac{b \cdot \sqrt{a}}{10^3} \cdot (35 - t_{w1})^2] \cdot [1 + \frac{z-2}{15} \cdot (1 - \frac{t_1}{45})]\Phi_q \ \text{W/m}^2\text{K}$$

или:

$$k = a \cdot \Phi_w \cdot \Phi_t \cdot \Phi_z \cdot \Phi_q \ \text{W/m}^2\text{K}$$

a - коефициент на чистота на разменувачките површини
Φ_w - коефициент кој ја зема предвид брзината на водата (w_w)
Φ_t - коефициент кој ја зема предвид температурата на водата на влезот во кондензаторот
Φ_z - коефициент кој го зема предвид бројот на одови
Φ_q - коефициент кој го зема предвид специфичното парно оптоварување на кондензаторот

Вредностите на коефициентите во равенката се:

$$x = 0{,}12 \cdot a \cdot (1 + 0{,}15 \cdot t_{w1})$$

$$a = a_p \cdot a_m$$

a_p = (0,85÷0,9), за проточно ладење

a_p = (0,75÷0,85), за повратно ладење

a_m = коефициент кој го зема предвид материјалот од кој се изработени цевките:

a_m=(0,85÷1), за дебелина на цевките од 1 mm

Внатрешната страна на кондензаторските цевки многу лесно може да се загади и да се нафатат наслаги од минерални соли, органски материи, песок и др. За да се спречи загадување на цевките, потребно е повремено разладната вода да се хлорира и да се додаваат адитиви (киселини) за спречување на нафаќањето на каменец (сл. 5.2.21).



Сл. 5.2.21. Кондензаторски цевки

5.2.3. Пресметка на димензиите на кондензаторот

Димензиите на кондензаторот, зависат од:

- протокот на пара во кондензаторот,
- апсолутниот притисок во кондензаторот,
- температурата на разладната вода на влезот во кондензаторот,
- брзината на разладната вода низ цевките w_w = (1,5÷2,5) m/s,
- дијаметарот на цевките за разладна вода,
- материјалот на цевките,
- ефективната должина на цевките,
- бројот на одови на водата во кондензаторот,
- чистотата на цевките.

Активната должина на кондензаторот (растојание меѓу основните цевни штици) се определува со равенката:

$$L_k = \frac{A_k}{\pi \cdot d_2 \cdot n_z \cdot z} \quad \text{m}$$

n_z - број на цевки во еден од на кондензаторот
z - број на одови на разладната вода во кондензаторот

Бројот на кондензаторски цевки за разладна вода се определува со равенката:

$$m_w = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \cdot w_w \cdot n_z \cdot \rho_w \quad \text{kg/s}$$

од каде:

$$n_z = \frac{4 \cdot m_w}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_w \cdot \rho_w}$$

m_w kg/s – проток на разладна вода низ кондензаторот
d_1 m – внатрешен дијаметар на цевките
w_w m/s – брзина на разладната вода во цевките
ρ_W kg/m^3 – густина на водата

Вкупниот број на разладни цевки е:

$$n = n_z \cdot z$$

Дијаметарот на цевната штица или еквивалентниот дијаметар, се определува со равенката:

$$D_{cs} = 1{,}05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta_{cs}}} \quad \text{m}$$

t=1,3·d_2 , за цевки прикрепени за цевната штица со пертловање (увалување, валцовање)

Кога цевките се прикрепени со затинки:

t = (28÷35) mm, за цевки со ∅19/17mm

t = (31÷37) mm, за цевки со ∅24/22mm и ∅25/23 mm

Коефициент на цевна штица η_{cs} во зависност од бројот на одови на кондензаторот z, е прикажан во таб. 5.2.1.

Таб. 5.2.1. Коефициент на цевна штица во зависност од бројот на одови на кондензаторот:

z	2	3	4
η_{cs}	0,65÷0,8	0,63÷0,755	0,6÷0,72

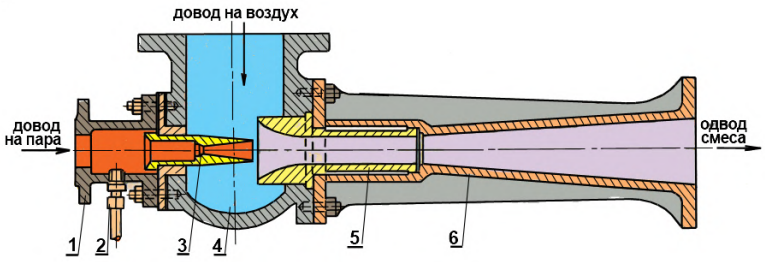
5.2.4. Инсталација за извлекување на воздухот од кондензаторот

Воздухот влегува во кондензаторот со парата, од места каде нема добра херметичност, како што се прирабници, вентили, задни лавиринтски затинки, славини и друга арматура под вакуум.

За да се одржува вакуум во кондензаторот, потребно е воздухот континуирано да се отстранува од кондензаторот. За таа цел се користат следните апарати:

- парноструен воздушен ејектор,
- воденоструен воздушен ејектор,
- центрифугална воздушна пумпа.

Најголема примена имаат парнострујните ејектори. Парата се доведува во парниот млазник (3). Заради големата кинетичка енергија на парата, се вовлекува во комората (4) парно-воздушна смеса од кондензаторот. Во дифузорот (6) кинетичката енергија се претвора во енергија на притисок и се одведува во атмосферата (сл. 5.2.22).



1. Прирабница за цевката за пара; 2. Цевка за манометар; 3. Парна млазница; 4. Комора за шмукање; 5. Место за поставување на дифузорот; 6. Дифузор.

Сл. 5.2.22. Парен ејектор за стартување на турбинската постројка



Покрај едностепените ејектори постојат два и тристепени ејектори, кои обезбедуваат сигурна работа. Кај нив се вградени специјални ладилници, во кои парата од смесата пара-воздух се кондензира. Кондензатот се враќа кон котелот, а воздухот се исфрла во атмосферата (сл. 5.2.23).

На сл. 5.2.24 е прикажана шема на приклучување на ејекторите на кондензаторската постројка. Основниот кондензат поминува низ ладилниците. Во случај на пуштање во погон, при празен од и при мали оптоварувања, се вклучува линијата за рециркулација (5), преку која дел од кондензатот се враќа во кондензаторот. При поголемо оптоварување се исклучува линијата (5). [50-90]

Кондензатот од ладилникот на вториот степен се носи во ладилникот од првиот степен. Од него преку сифонот (6) се слива во кондензаторот. Висината на сифонот, одговара на условот:

$$H > 2 \cdot (p_x - p_k) \quad \text{m}$$

p_x mVS - притисок во ладилникот на првиот степен
p_k mVS - притисок во кондензаторот

Потрошувачката на пара во ејекторот е во границите:

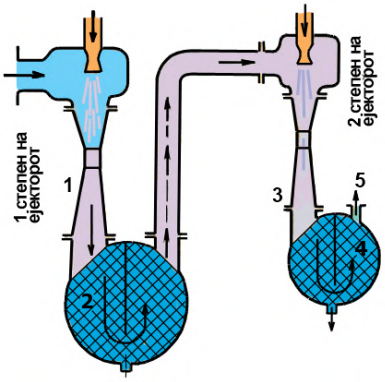
- (0,2÷0,3)%, за турбини со моќ поголема од 150 MW,
- (0,4÷0,5)%, за турбини со моќ (50÷100) MW,
- (0,6÷0,8)%, за турбини со мала моќ.

Основни позитивни особини на парнострујните ејектори се:

- мала потрошувачка на пара,
- релативно низок работен притисок на парата пред ејекторот од (12÷18) bar,
- кратко време на пуштање во работа,
- голема сигурност во работа.

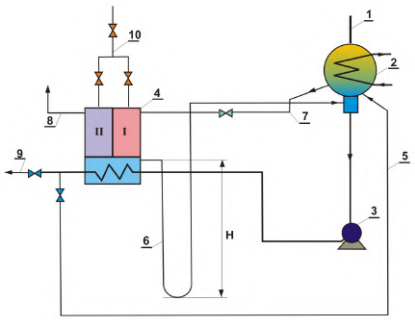
Основните негативни особини на парнострујните ејектори се потребата од длабоко придушување и подладување на парата од котелот пред ејекторот.

Кај постројките кај кои се врши истовремено загревање на котелот и турбината не е можна примена на парнострујни ејектори. Кај нив се врши независно напојување на ејекторските инсталации или се применуваат воденострујни (хидраулични) ејектори.



1. Ејектор (I-степен);
2. Меѓуладилник;
3. Ејектор (II-степен);
4. Надворешен ладилник;
5. Цевка за исфрлање на воздухот во атмосферата.

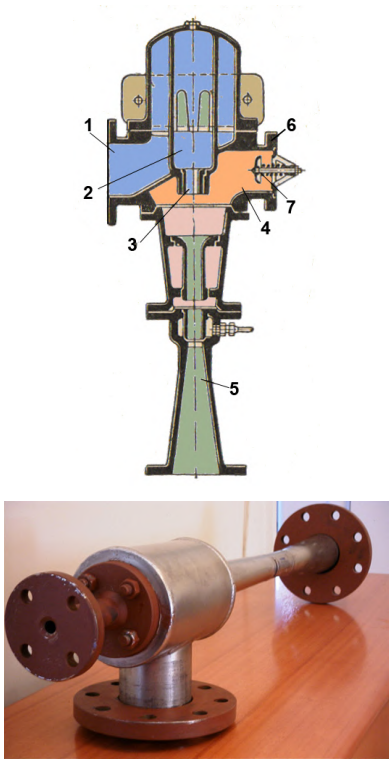
Сл. 5.2.23. Шема на двостепен парен ејектор



1. Довод на пара;
2. Кондензатор;
3. Кондензатна пумпа;
4. Ејектор;
5. Линија на рециркулација;
6. Сифон;
7. Одземање на смесата пара-воздух;
8. Одвод на воздух во атмосферата;
9. Одвод на кондензат;
10. Довод на пара во ејекторот.

Сл. 5.2.24. Поврзување на ејекторот со турбинската постројка

На сл. 5.2.25 е прикажан хидрауличен ејектор на фирмата Brown Bovery од Швајцарија. Водата (како работен флуид), по соодветен притисок создаден од специјална пумпа се доведува во млазничката комора (2) и излегува од млазникот (3) со голема брзина (пад на притисокот) и влегува во комората (4). Комората (4) е поврзана со кондензаторот со цевката (6). Заради движење на млазот вода со голема брзина од кондензаторот се повлекува смеса на пара-воздух.

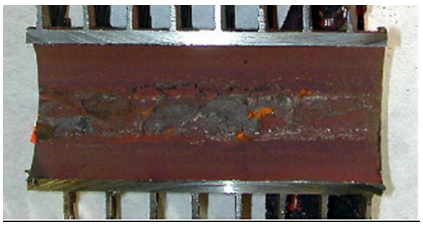


1. Довод на работна вода; 2. Млазничка комора; 3. Работна млазница; 4. Всисна комора; 5. Дифузор; 6. Цевка за смеса воздух-пара; 7. Автоматски неповратен вентил.

Сл. 5.2.25. Воденоструен ејектор на фирмата Brown Bovery

5.3. ДЕАЕРАТОРСКА ПОСТРОЈКА И РЕЗЕРВОАРИ ЗА ВОДА

Воздухот содржан во кондензатот, напојната и суровата вода, содржи агресивни гасови како што се кислород, јаглероден диоксид и воздух, кои предизвикуваат корозија на металните површини на постројката и цевководите (сл. 5.3.1).



Сл. 5.3.1. Корозија на металните површини кај ТЕП

Заради заштита од таква гасна корозија, се применува постапка за отстранување на гасовите од водата, односно дегасација и постапка за отстранување на воздухот од водата, односно деаерација. Кислородот кој евентуално ќе остане во водата по дегасацијата, се отстранува со дополнителни методи, како што се додавање на различни хемиски средства (реагенси). [34-90]

Отстранувањето на растворените гасови се врши со:

- термичка,
- механичка,
- хемиска,
- елекромагнетна, и
- ултразвучна дегасација.

Најприменувана е термичката дегасација. Кислородот повеќе се раствора во водата при пониска температура. Затоа што во термоенергетиката најчесто се користи термичката дегасација, најправилно би било овие уреди да се нарекуваат термички одвојувачи на гасови. Термичката дегасација се засновува на Хенриевиот закон на директна пропорционалност на количината на гасови растворени во водата и нивните парцијални притисоци над водата на дадена температура.

Составот на гасовите во воздухот растворен во водата се разликува од составот на атмосферскиот воздух, на пример:

При температура 0 °C и атмосферски притисок, водата содржи по волумен:

- O_2, 34,9 % (во атмосферски воздух 21,0 %),
- CO_2, 2,5 % (во атмосферски воздух 0,04 %),
- N_2, 62,6 % (во атмосфера 78,96 %).

Најголемо и најчесто корозивно дејство на металот во постројката и цевководите има кислородот (неговата содржина во растворениот воздух во водата е голема).

Јаглерод диоксидот дејствува двострано како самостоен предизвикувач на корозија и катализатор на корозивното дејство на кислородот.

При изобарно (*p = const*) загревање на водата, растворените гасови постепено се отстрануваат од неа. Кога температурата на водата ќе се изедначи со температурата на заситување и парцијалниот притисок на водната пара над водата достигнува притисок на заситување, а парцијалниот притисок и содржината на гасови во водата се снижува до 0, тогаш водата потполно се ослободува од гасови (сл. 5.3.2).

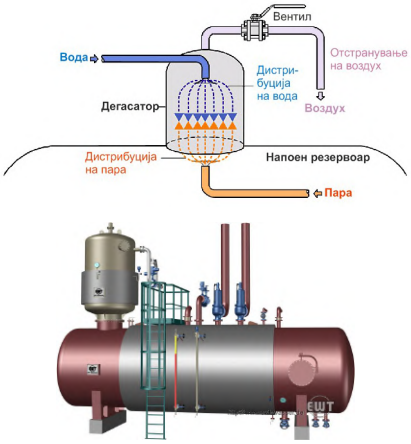
Што е поголема разликата на температурата на водата и температурата на заситување на дадениот притисок, поголема е содржината на растворени гасови во водата. За потполно отстранување на O_2 и другите гасови од водата при термичка дегасација, освен одржување на температурата на заситување за даден притисок, треба да се обезбеди доволно време на загревање и поголема контактна површина меѓу парата и водата.

Покрај основната задача на дегасаторот, односно отстранување на растворениот O_2 (0,005 cc/l), дегасаторот треба да ги задоволи и следните барања (сл. 5.3.3):

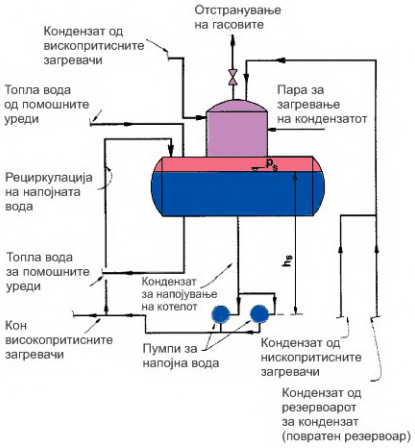
- да го загрее основниот кондензат,
- да го прифати вишокот на вода при вклучување на рециркулацијата од напојните пумпи,
- да ги заштити напојните пумпи од кавитација,
- да го прифати основниот кондензат,
- да обезбеди топла вода за предгревање на воздухот.

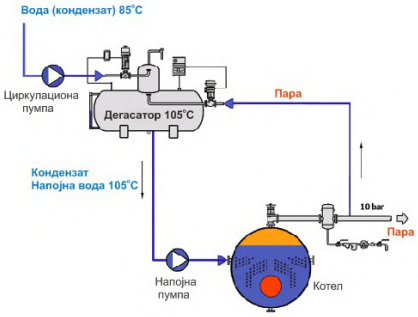
Дополнителни задачи на дегасаторот се да:

- го прифати кондензатот од дренажата на високопритисните загревачи,
- ги прифати дренажите од високопритисните парни цевки и др.



Сл. 5.3.2. Принцип на отстранување на кислородот (дегасација)





Сл. 5.3.3. Функционални шеми на поврзување на дегасаторот и напојниот резервоар

5.3.1. Поделба на деареторите

Според намената дегасаторите се делат на дегасатори за:

- напојна вода (парни котли и испарувачи),
- сурова вода и повратен кондензат,
- додатна вода во топлинските мрежи.

Според начинот на загревање на водата дегасаторите се делат на дегасатори со:

- пара како предавател на топлината, и
- врела вода како предавател на топлината.

Во зависност од притисокот на парата, дегасаторите се делат на:

- вакуумски (притисок помал од атмосферскиот),
- атмосферски (p = 0,1÷0,12 MPa) и
- натпритисни (p = 0,6÷0,7 MPa).

Во индустријата, најчесто се применуваат дегасатори со пара со атмосферски притисок.

Според конструкцијата дегасаторите можат да бидат цилиндрични со (сл. 5.3.4):

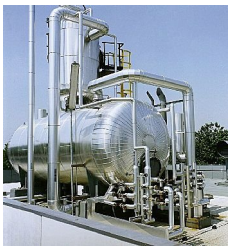
- вертикално или
- хоризонтално поставување (над напојниот резервоар).

Дегасаторот се состои од три основни единици (сл. 5.3.5):

- секција (дел) за греење,
- секција за одведување на смесата гасови-пара и
- секција за складирање (резервоар).

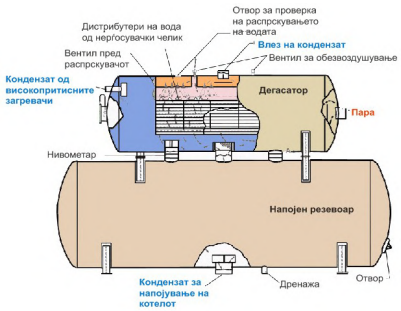
Во делот (секцијата) за греење водата која се доведува на врвот на колоната се разлева на првата каскада (корито) и низ отворите на дното во вид на капки се слива на следната каскада (тенок млаз) итн. Дегасаторите имаат (2÷5) каскади, сместени една под друга, во облик на диск и прстени симетрично поставени во вертикалната колона. Парата се доведува во долниот дел на дегасаторот, се движи нагоре и ја грее водата до температура на сувозаситување.

Кај дегасаторите со прстенести корита (диск-секции) напојната вода се доведува на прстенестите корита. Дното на коритото е перфорирано. Водата се распрскува низ отворите на дното на коритото и паѓа на следното, а парата минува низ



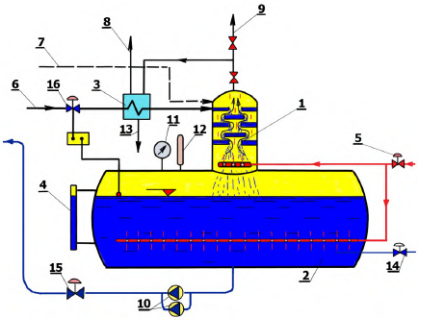
Вертикално поставување





Хоризонтално поставување

Сл. 5.3.4. Конструкции на дегасаторите



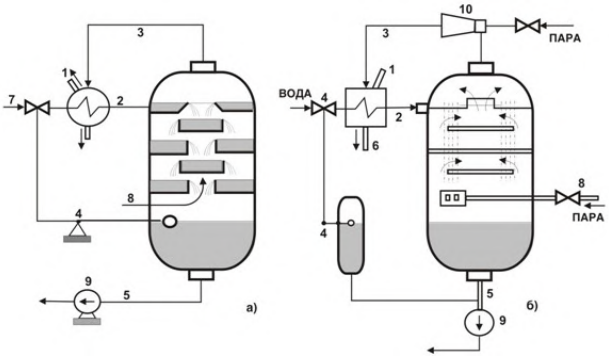
1. Дегасатор; 2. Напоен резервоар; 3. Изменувач на топлина; 4. Стаклена цевка за покажување на нивото на водата; 5. Регулационен вентил за довод на пара; 6. Довод на хемиски подготвена вода; 7. Довод на кондензат; 8. Одвод на воздух; 9. Одвод на смеса на пара-воздух; 10. Одвод на напојна вода; 11. Манометар; 12. Термометар; 13. Одвод на кондензат; 14. Регулационен вентил за контрола на pH; 15. Регулационен вентил за напојна вода; 16. Регулационен вентил за ХПВ.

Сл. 5.3.5. Основна шема на дегасатор со напоен резервоар

тенките млазеви на напојна вода и ги одзема растворените гасови. Паро-воздушната смеса се одведува горе (сл. 5.3.6).

Кај дегасаторот со зголемен притисок (натпритисен) со хоризонтална изведба напојната вода се доведува горе (2) и парата се доведува во средината (12). Дегасираната вода се одведува долу (11), а во долниот дел постои довод на пара од дренажите (23) (сл. 5.3.6).

Гасовите издвоени од водата, со мала количина на пара, која не се кондензирала, го напушта дегасаторот низ цевката поставена на врвот (3). Скоро редовно смесата (гасови со мала количина на пара) се носи на кондензација (2) пред да се испушатат гасовите во атмосферата (1). Парата се доведува од долната страна на цилиндарот (8), минува меѓу коритата од кои се прска водата (2), го пресекува млазот на напојна вода и ја загрева водата до температура на заситување (сл. 5.3.7).

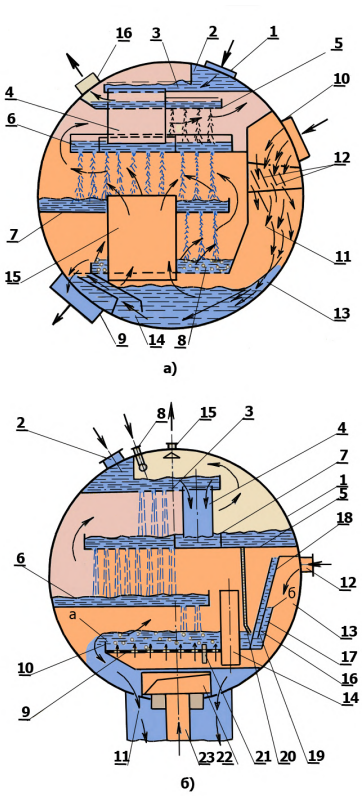


а) атмосферски или со покачен притисок б) вакуумски

сл. 5.3.7. Шематски приказ на дегасатор

Содржината на заостанат O_2 во дегазираната вода зависи од количината на пара што се одведува заедно со гасовите. Зависноста на ефикасноста од оптоварувањето е многу сложена, односно колку е водата постудена, толку е поголем остатокот на O_2 при мал проток на вода.

Дегасаторот со прскање (spray type) е од хоризонтален вид со дел (секција) E за предгревање и дел (секција) F за дегасација. Двете секции се поделени со преграда C. Нископритисната пара влегува во дегасаторот низ перфорирана цевка сместена на дното на садот. Напојната вода се распрскува во делот E. Предгреаната вода потоа влегува во секција F каде се деаерира, а гасовите одат надвор од дегасаторот (сл. 5.3.8). [34-90]

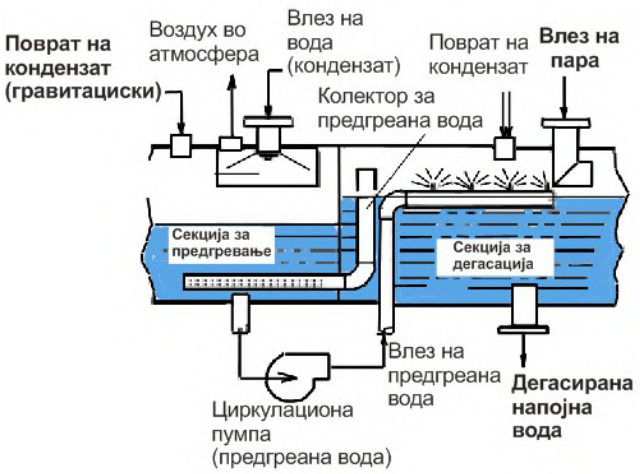


1. Хоризонтален цилиндар;
2. Довод на основен кондензат;
3. Горно корито со пропустност од 30 %;
4. Пропустна цевка;
5. Второ корито;
6. Меѓукорито;
7. Преграда;
8. Довод на вода од напојни пумпи;
9. Меуреста преграда;
10. Праг;
11. Одвод на дегасирана вода;
12. Довод на пара;
13, 14. Парен простор;
15. Одвод на некондензирачките гасови;
16. Хидраулично затнување;
17,18,19 и 20. Цевки за хидрауличното затнување;
21. Испуст за вода;
22. Комора;
23. Довод на пара од дренажите;

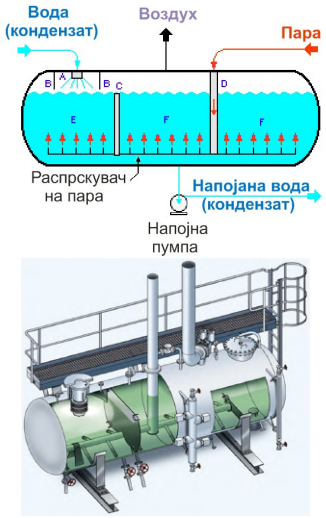
а) вакуумски;
б) со зголемен притисок - високопритисен

Сл. 5.3.6. Струјно цилиндричен дегасатор од хоризонтален вид

Атмосферски дегасатор се состои од секција за предгревање и секција за деаерација. Дегасираната вода од дегасаторот се слива во третата секција, односно во напојниот резервоар. Кај малите по капацитет и димензии на дегасатори напојниот резервоар се сместува во самиот цилиндар на дегасаторот. Сепак, за големите по капацитет и димензии дегасатори складирањето на дегасираната вода се врши во посебен резервоар (напоен резервоар), кој е поставен непосредно под дегасаторот. Кога се димензионира дегасаторот, а со тоа и напојниот резервоар, како основен параметар се зема количината на напојна вода што ја напушта секцијата за складирање, односно напојниот резервоар (сл. 5.3.9).



Сл. 5.3.9. Атмосферски дегасатор



Сл. 5.3.8. Spray type дегасатори

5.3.2. Напоен резервоар

Напојниот резервоар е наменет за чување резерва на вода за напојување на котелот. Задачата на напојниот резервоар е да обезбеди потребен волумен на вода со резерва за непречена работа на котелот во траење од (30÷60) min или до 20 min кај котли со голем капацитет (сл. 5.3.10). [34-90]

Водата во напојниот резервоар се одржува на константно ниво со помош на регулатор на нивото. Притисокот во напојниот резервоар се одржува на константно ниво со доводот на пара (притисокот на парата).

Зафатнината на напојниот резервоар е:

- (60÷70) % се полни со вода,
- (30÷40) % поголем од волуменот на водата.

Се изработува во вид на хоризонтален цилиндричен сад. Се поставува на челична или бетонска конструкција и содветно се изолира.

Заради неутрализирање на заостанатиот O_2 во водата, во напојниот резервоар се додава обично хидразин (N_2H_4). Во случај кога тоа не го дозволува технологијата се додава тринатриумфосфат при користење пара за влажење на воздухот (во болниците).





Сл. 5.3.10. Напоен резервоар кај дегасаторите.

5.3.3. Резервоар за кондензат

Намената на резервоарот за кондензат е:

- собирање чист кондензат од сите технолошки потрошувачи,
- довод на хемиски подготвена вода,
- догревање на водата на (60÷70) °C.

Зафатнина на резервоарот зависи од технолошките потрошувачи. Се изработува во вид на хоризонтално или вертикално поставен цилиндричен сад од челичен лим. Се поставува во самата котларница или надвор од неа и содоветно се изолира (сл. 5.3.11).

Доводот на вода во кондензниот резервоар зависи од неговата намена. Доводот на вода може да се изведува по природен пат од технолошките потрошувачи без пумпа или со пумпа од хемиската подготовка на водата. При кој било начин на доведување на водата во кондензниот резервоар, треба да се регулира доводот на вода со регулирање на работата на пумпите. На тој начин се одржува потребното ниво на конден-



Сл. 5.3.11. Резервоар за кондензат

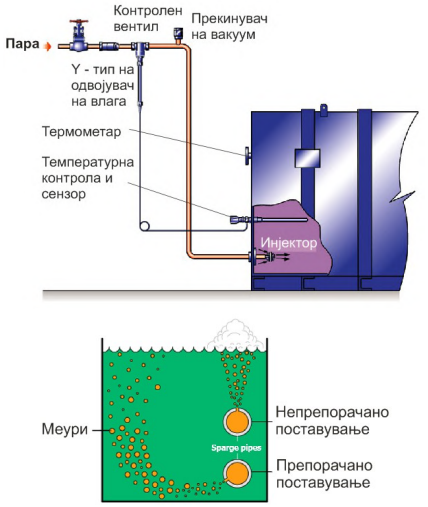
зат во резервоарот. Кондензниот резервоар редовно се изолира. [34-90]

Греењето на водата во кондензниот резервоар е со впрскување пара. Регулација на количината на пара се врши со систем прикажан на сл. 5.3.12, кој се состои од сензор за температура, контролен регулационен вентил и др.

5.3.4. Експанзионен сад

При континуираното отсолување, водата од котелот од места со најголема концентрација на соли (обично цилиндарот на котелот) се одведува низ два сериски поставени (еден зад друг) запорни вентили и низ придушница во експандер (сад за експанзија) (сл. 5.3.13).

Во експанзиониот сад (експандерот) се врши издвојување на водата и парата на притисок што владее во експандерот. Притисокот така се усвојува за да може добиената пара да се искористи во дегасаторот или за друга намена. Водата од експандерот на температура на заситување се користи како топла вода во изменувачите на топлина (предгревање на суровата вода) и како додатна вода во системите за централно греење и дури по ладење може да се испушти во канализација или да се врати повторно на хемиска подготовка. Граничната температура на испуштање на таквата вода е 40 °C.



Сл. 5.3.12. Систем за греење на вода во резервоарот за кондензат



Сл. 5.3.13. Експанзионен сад

5.4. ЗАГРЕВАЧИ НА НАПОЈНА ВОДА

Загревачите на напојната вода можат да се поделат на:

- отворени (со мешање), и
- затворени (површински).

Кај отворените загревачи на напојна вода, напојната вода директно се меша со одземената пара од турбината, а одземената пара се кондензира и постанува дел од напојната вода, која се загрева. [34-90]

Кај затворените загревачи на напојна вода, напојната вода и одземената пара се раздвоени, а одземената пара се кондензира и го напушта загревачот како кондензат издвоен од напојната вода.

Отворените загревачи на напојна вода, се конструираат за да вршат деаерација на напојната вода, односно одземање на некондензираните гасови, како: кислород, азот, амонијак и CO_2 и се нарекуваат дегасатори односно деаератори. Недостатоци на отворените загревачи на напојна вода се:

- големи се по димензија, масивни (тешки), и
- потребна е примена на пумпа за одведување на напојната вода.

5.4.1. Површински загревачи на напојна вода

Површинските (затворените) загревачи на напојна вода, се по конструкција цевно-цилиндрични изменувачи на топлина во кои во внатрешноста на цевките струи напојната вода, а околу цевките одземената пара и нејзиниот кондензат. Цевките се наоѓаат во внатрешноста на цилиндарот.

Предности на овие загревачи се:

- помали се по димензии,
- полесни се за регулирање,
- доволна е една циркулациона пумпа за циркулација на напојната вода низ серија на загревачи.

За загревање на напојната вода до температура на влезот во котелот, се користат нископритисни загревачи (НПЗ) на основен кондензат и високопритисни загревачи (ВПЗ) на напојна вода.

Нископритисните загревачи се наоѓаат меѓу кондензатните и напојните пумпи. За загревање користат пара од нископритисната (НПТ) или среднопритисната (СПТ) парна турбина или друга пара.

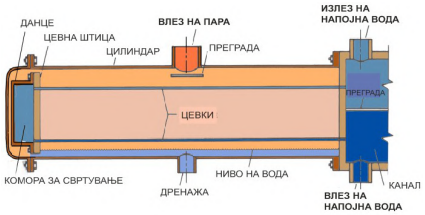
Високопритисните загревачи се наоѓаат меѓу напојната пумпа и котелот, а за загревање користат пара од високопритисната парна турбина (ВПТ).

Загревачите за напојна вода, според начинот на поставување, можат да бидат во:

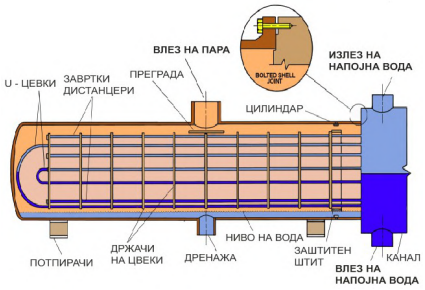
- вертикална или
- хоризонтална положба.

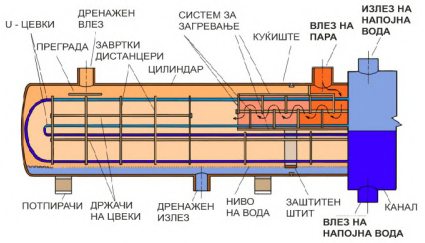
Загревањето на напојната вода во површинските загревачи се движи од (28÷56) °C. Кај повеќето шеми на ТЕП постои обиколна (bypass) врска, преку која напојната вода од напојните пумпи ги обиколува ВПЗ и директно се носи кон котелот. Истата се применува при:

- стартување на турбината или при мала моќ,
- брзо зголемување на моќта на турбината,
- во случај на пукање на цевка во ВПЗ,
- преглед или замена на оштетувањата во ВПЗ.



Со комори и хоризонтални цевки







Со U – цевки

Сл. 5.4.1. Шема на површински хоризонтално поставен загревач

5.4.1.1. Површински хоризонтално поставени загревачи

Напојната вода влегува во долната комора и се движи низ цевките за вода, свртува во комората за свртување, потоа се враќа кон горниот дел на влезната комора и се одведува низ излезната цевка. Парата влегува во цилиндричното тело, а излегува како кондензат. Предности на оваа конструкција со две цевни штици се можниот пристап до двете комори на двете страни и лесно механичко чистење на цевките од надворешна страна. Подобра конструкција од оваа е кога цевките се изведуваат во „U“ облик. Температурна разлика меѓу температурата на заситување на парата и излезна температура на водата е $\Delta t = 2{,}8$ °C (сл. 5.4.1).

Кај стандардните конструкции на загревачи кондензатот кој се собира на дното на загревачот е со температура блиска на заситување. Термодинамички е подобро ако температурата на напојната вода на излезот е повисока од температурата на заситување, или ако температурата на кондензатот (дренажата) е пониска од температурата на заситување, односно се врши подладување. Подладувањето на кондензатот може да биде до (5÷6) °C од температурата на напојната вода на влезот во загревачот.

Во случај кога одземената пара е прегреана, парата прво ја загрева напојната вода на излезот и врши предгревање на напојната вода на излезот до температура од (1÷1,7) °С над температурата на заситување.

5.4.1.2. Површински вертикално поставени загревачи

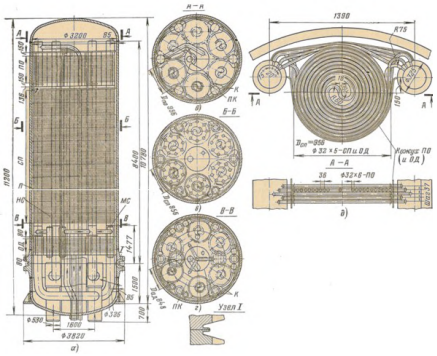
Вертикалните загревачи се поставуваат во машинската сала (до турбината). Во случај на ремонт при одржување се користи кранот во машинската сала.

Вертикалните загревачи можат да бидат:

- со струење на напојната вода надолу или
- со струење на напојната вода нагоре.

Кога на вертикалните загревачи се додава дел за подладување на парата и кондензатот, тогаш се комплицира неговата конструкција. Постојат многу различни конструкции на овој вид загревачи.

Вертикалните загревачи за низок притисок, се изработуваат во вид на цилиндрично тело. Во горниот дел поставени се водната комора и цевната штица за прицврстување на цевките. Парата кон загревачот се доведува во горниот дел на загревачот, а кондензатот на парата се одведува од подолниот дел на цилиндарот. Шемата на движење на напојната вода и парата со кондензатот е шематски прикажана на сл. 5.4.2. Таква конструкција на загревач (РЕК Осломеј), е двозонскиот вертикален загревач со зона на подладување на кондензатот. Влезот во зоната на подладување е на дното на загревачот, во зоната на водата (сл. 5.4.3).

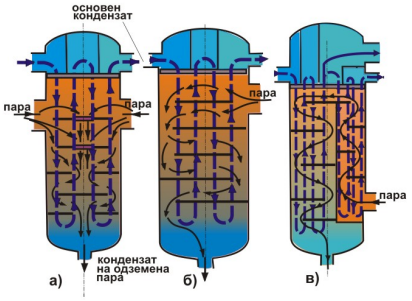


Кај големите ТЕП, НПЗ се поставува во близина на кондензаторот, поради помалата должина на цевките за одземање на пара. Од истата причина, ВПЗ се поставуваат во близина на високопритисната и средно-притисната парна турбина, (сл. 5.4.4).

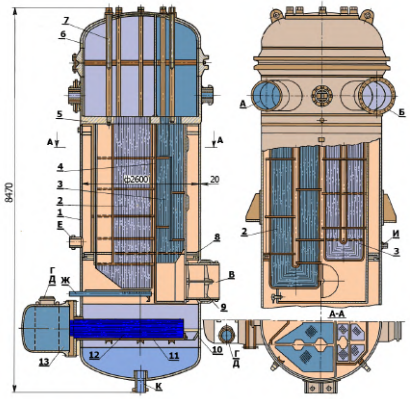
а - попречен пресек на ВПЗ; б, в, г - хоризонтален пресек по ПО, СП и ОД;
д - шема на спиралниот еднороден елемент во вид на змија

МС - монтажен додаток на цевниот систем; НС - долни секции на СП; К - воздушни колони на змиестиот ПО и ОД; ПК - меѓу комори (пропусни); П - преградни секции

Сл. 5.4.4. Конструкција на ВПЗ на 500 MW кај ТЕП



Сл. 5.4.2. Шема на движење на парата и загреаната напојна вода во НПЗ



1. Тело;
2. Цевен сноп - загревач;
3. Цевен сноп - ладилник на пара;
4. Тело на ладилникот
5. Цевна штица;
6. Поклопец;
7. Анкерна врска;
8. Хидрозатворач;
10. Одводна плоча;
11. Тело на ладилникот на дренажа;
12. Цевен сноп;
13. Распределител на комората за вода;
14. Помошен загревач на воздух;
14. Вентилатор.

А - довод на основен кондензат;
Б - одвод на основен кондензат;
В - довод на пара;
Г, Д - довод (одвод) на основен кондензат кон ладилникот за дренажа;
Е - довод на кондензат на одземената пара;
Ж - отсис на паровоздушна смеса;
И - довод на паровоздушна смеса;
К - одвод на кондензатот на парата.

Сл. 5.4.3. Вертикален пресек на НПЗ (ПН-1000-32-7-ННЖ)

5.4.2. Материјал за изработка на загревачите



Сл. 5.4.5. Изглед на изработени загревачи

Цилиндарот и коморите се изработуваат од јаглеродни челици. Цилиндарот се изработува со валање или од цевка, а коморите од челик кај НПЗ или кован челик кај ВПЗ (сл. 5.4.5).

Цевките од цевниот сноп кај загревачите се изработуваат од:

- челик што не ’рѓосува,
- манелов челик,
- Cr-Ni легура,
- Cu-Ni легура (70/30, 80/20, 90/10) %,
- Cu-Zn легура (90/10) %,
- бакар, или
- челик.

Заради присуство на бакар (Cu) во напојната вода, загревачите за напојна вода, кои работат на многу високи притисоци и температури се изработуваат од јаглеродни челици. Кај овие конструкции, во текот на прекин на работата, треба да се изврши:

- дренирање,
- сушење на цевките од водна страна, и
- полнење (затнување) со инертен гас како азот N_2, заради заштита од корозија.

5.4.3. Одведување на кондензатот од загревачите



Кондензатот се одведува од загревачот, со цел да се елиминира подладилникот во загревачот, односно дренажата да биде што потопла и истата да се уфрли во напојната вода зад загревачот со пумпа, која е речиси со иста температура. Притисокот во загревачот е помал од притисокот на напојната вода и затоа се користи пумпа, што ја зголемува инвестицијата, одржувањето и експлоатационите трошоци (сл. 5.4.6).

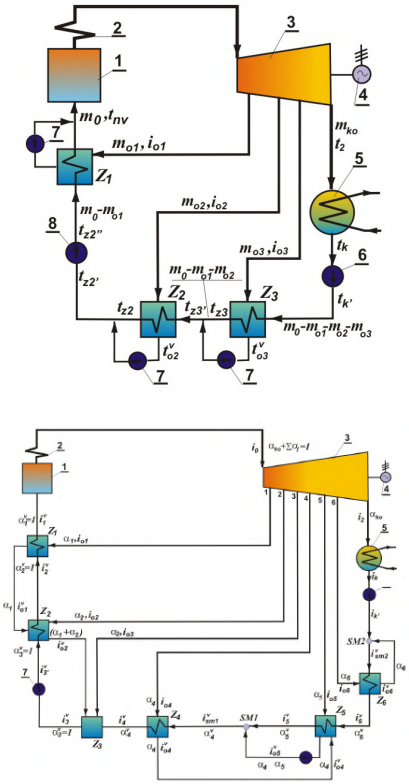
Со цел да се елиминираат сите дренажни пумпи и да се одржи повисока ефикасност на циклусот кондензатот од загревачот со повисок притисок каскадно се слева во следниот со помал притисок, а дренажата од ВПЗ се слива во дегасаторот. Дренажата од НПТ (нископритисната турбина) се слива во кондензаторот или основниот кондензат. Кај овој начин има разлика во притисокот меѓу двата загревачи, што се решава со експанзија или придушување (сл. 5.4.6).

Од начинот на одведување на кондензатот, зависи и изборот на конструкцијата на загревачот, односно:

- со подладување на кондензатот,
- без подладување на кондензатот.

Во склопот на загревачот и избор на целата опрема на загревачот, влегуваат дренажните пумпи со целата опрема и постројки за редукција на притисокот на кондензатот со дополнителната опрема и др.





Сл. 5.4.6. Различни шеми на одведување на кондензатот кај загревачите на напојна вода

5.5. НАПОЈНИ ПУМПИ И ВЕНТИЛАТОРИ

Пумпата е машина која предава енергија на течноста (вода) со цел:

- да ја подигне водата на повисока висина,
- транспорт на водата од едно на друго место,
- да го зголеми притисокот на водата,
- циркулација на водата низ цевен систем со цел совладување на отпорите.

Како машина е една од постарите изуми на човештвото. Можат да се класифицираат во две основни групи:

- волуменски, и
- ротациони (центрифугални).

Кај термоенергетските постројки главно се користат ротациони (центрифугални) пумпи. Пумпите за зголемување на кинетичката енергија на флуидот (ротационите), можат да се поделат на:

- центрифугални и
- регенеративни.

Центрифугалните пумпи се делат на:

- радијални,
- аксијални и
- комбинирани.

Кај термоенергетските постројки се применуваат:

- циркулациони водни пумпи,
- кондензни пумпи,
- напојни пумпи и
- пумпи за транспорт на суспензија.

Циркулационите водни пумпи се пумпи со голем проток и мал напор, наменети за циркулација на разладната вода од разладните кули низ кондензаторската постројка. Заради големите димензии и континуираната работа, мора да бидат економични и надежни во работата.

Кондензатните пумпи се пумпи со среден проток и среден напор, наменети за циркулација (пумпање) на топлиот кондензат од кондензаторот низ серија на нископритисни загревачи (НПЗ) до деаераторот. Работат на релативно ниски притисоци и затоа постои опасност од оштетување заради кавитација. [34-90]

Кај ТЕП наоѓаат примена и пумпите за транспорт на суспензија. Кај некои термоенергетски постројки има потреба за транспорт на течност во која се растворени цврсти честички, односно суспензија при хидрауличен транспорт на пепел и згура. Правилниот избор на типот на пумпа е основен фактор за надежна работа на ТЕП. Се проектираат за да се намали ефектот на абразија и појавата на корозија.

5.5.1. Напојни пумпи

Кај современите постројки, напојните пумпи се еден од најважните елементи на турбинската постројка. Имаат големо влијание на економичноста и сигурноста при експлоатација (сл. 5.5.1).

При изборот на напојната пумпа треба да се направи правилен избор на:

- моќта на пумпата,
- шемата на вклучување,
- брзоодноста (бројот на вртежи),
- економичноста во регулирањето,
- начинот и типот на погонување,
- пуштањето во работа при нормален и хаварискиот режим на работа.

Намена на напојните пумпи е:

- обезбедување работен притисок на парата,
- совладување на сите отпори на флуидот, и
- довод на напојната вода во котелот.



Сл. 5.5.1. Напојни пумпи кај ТЕП

5.5.1.1. Погонување и капацитет на напојни пумпи

Секој котелски агрегат треба да има најмалку две пумпи со различен погон. Кај парните котли со голем капацитет, бројот на напојни пумпи може да биде две, три или четири пумпи. Кај парните котли со мал капацитет, обично погонот на главната пумпа е електричен, а на помошната пумпа е со пара.

При изборот на начинот на погонување на напојните пумпи, треба да се земе предвид:

- времето на работа на пумпите,
- времетраењето на делумно оптоварување,
- потребата за променлив проток во системот,
- значењето и видот на далечинско или автоматско стартување и контрола на брзината,
- расположливоста и зависноста од напојување со електрична енергија,
- карактеристиките на пумпата (моќност, брзина),
- експлоатационите годишни трошоци,
- трошоците за одржување,
- зависноста на видот на пумпата во однос на проширување на опремата.

Капацитетот на напојните пумпи зависи од нивниот број и треба да има резерва. За непречена работа на котелот потребни се две пумпи 2x150 %, од кои една работна и една резервна или три пумпи 3x75 %, од кои две работни и една резервна. Капацитетот на напојните пумпи, односно комбинацијата на можните изведби е прикажана на следната шема:



Кај енергетските парни котли (ТЕП) со големи капацитети, моќта на пумпите достигнува и до 4 % од моќта на блокот, а обично напојните пумпи се погонуваат со парна турбина. Кај ТЕП со моќност од 160 и 200 MW и параметри на пара 13 MPa, 565/565 °C, напојните пумпи трошат (1,7÷1,9) % од вкупната потрошувачка на електрична енергија.

Електричен погон на напојните пумпи се користи кај ТЕП со моќност 100, 150 и 200 MW. Напојните пумпи се поставуваат на кота нула во машинската сала (сл. 5.5.2).

Електричниот погон е поврзан со одреден број загуби во:

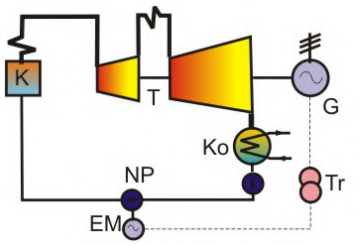
- парната турбина, η_{oi}
- механички загуби, η_m
- генераторот, η_g
- трансформаторот, η_{tra}
- електромоторот η_{EM} итн.

За погонување на напојните пумпи, обично се применуваат кондензациона или противпритисна парна турбина.

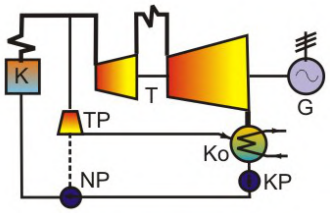
Кондензационите парни турбини за погон имаат свој кондензатор или парата се носи во основниот кондензатор. При конструкција на кондензаторот тоа треба да се предвиди, напојните пумпи да се сместат блиску до кондензаторот. Турбината за погон на напојните пумпи работи на свежа пара, односно директно се зема од излезот на котелот (сл. 5.5.3).

При користење свежа пара за парната турбина за погон на напојните пумпи постои основен недостаток, а тоа е што парната турбина не е надежна, заради намалениот проток на пара низ турбината. Изработената пара се носи во кондензаторот. [34-90]

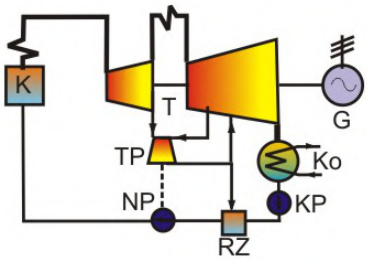
Парата кон парната турбина за погон на напојните пумпи може да се зема од некое одземање од турбината, а изработената пара се носи во меѓустепен на парната турбина или во загревачот на основниот кондензат (НПЗ) (сл. 5.5.4).



Сл. 5,5,2. Шема на кондензациона ТЕП со електромоторен погон на напојните пумпи



Сл. 5.5.3. Шема на кондензациона ТЕП со турбински (парна турбина) погон на напојните пумпи со свежа пара



Сл. 5.5.4. Шема на кондензациона ТЕП со турбински (парна турбина) погон на напојните пумпи со пара од некое одземање на турбината

5.5.1.2. Шеми на вклучување напојни пумпи

Постојат два вида на вклучување на напојните пумпи:

- проста шема, и
- поделено вклучување.

Кај простата шема на вклучување, напојната пумпа се поставува веднаш зад деаераторот и работи со релативно ниска температура (сса 160 °C), при примена на деаератори со притисок p = (0,6÷0,7) MPa. Заради релативно студената вода, моќта на пумпата е помала. Моќта на пумпата се менува обратнопропорционално од густината на водата (сл. 5.5.5).

Напорот на пумпата при електричен погон се определува:

$$P_{NP} = 1{,}15 \cdot \frac{\dot{M}_{ws} \cdot H}{\rho_w \cdot \eta_p \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_R \cdot \eta_{HS} \cdot \eta_{EP}} \cdot 10^{-3} \quad \text{kW}$$

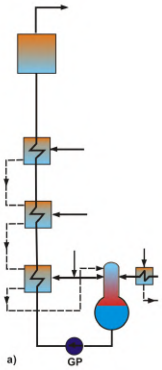
M_{ws} kg/s - проток на вода низ пумпата
H Pa - напор на пумпата
ρ_w kg/m^3 - густина на водата
η_p = (0,75÷0,82) - КПД на пумпата
η_{EM} = (0,93÷0,97)- КПД на електромоторот
η_R = (0,96÷0,98) - КПД на редукторот
η_{HS} = (0,95÷0,98) - КПД на хидраулична спојка
η_{EP} = (0,98÷0,99) - КПД на електропренос

Така на пример, при температура на напојната вода t_{NV}=160 °C, напорот на пумпата P_{NP} е за 13 % помал, во однос на напорот при температурата на напојната вода е t_{NV}=268 °C.

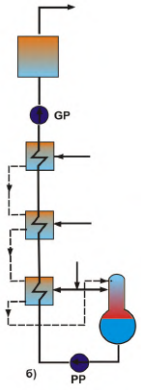
Кај поделеното вклучување во работа првата пумпа зад деаераторот е предвклучна пумпа (PP), а главната пумпа (GP) се наоѓа зад регенеративните загревачи, односно непосредно пред котелот. Предвклучната напојна пумпа зафаќа околу (30÷40) % од номиналната моќност. ВПЗ кај овој начин на поврзување се со релативно ниски притисоци на водата, при што им се намалува цената и се зголемува сигурноста. Потребниот притисок се остварува со двете пумпи (сл. 5.5.6).

Предвклучната пумпа во многу случаи може да се изведе и како бавноодна. Таа се заштитува од кавитација со поставување на деаераторот на помала висина. Со примена на инсталација со две пумпи се усложнува и се поскапува инсталацијата. Исто така, се намалува сигурноста на пумпата која работи на повисоки температури. Од тие причини, во некои случаи главната пумпа (GP) се поставува меѓу ВПЗ. Шемата се нарекува полуодвоена и е прикажана на сл. 5.5.7. Крајниот избор на шемата се прави врз база на техно-економска анализа.

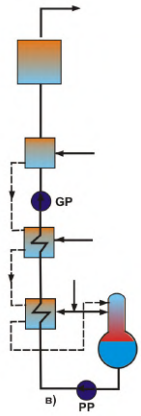
На сл. 5.5.8, 5.5.9, 5.5.10 и 5.5.11 се прикажани различни шеми на вклучување на напојната пумпа со различен капацитет, број и поставеност.



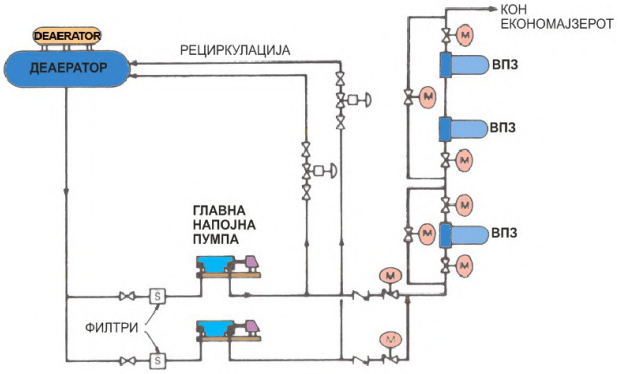
Сл. 5.5.5. Проста шема на вклучување на напојната пумпа



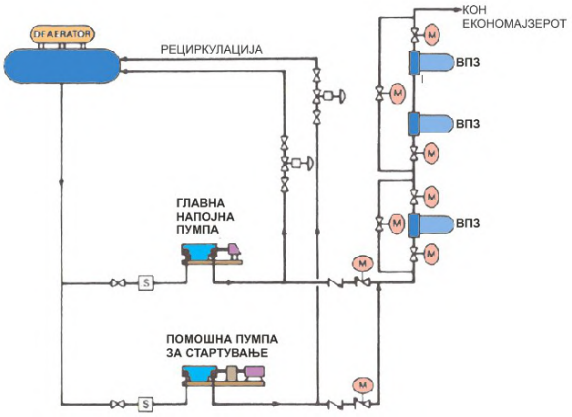
Сл. 5.5.6. Поделено вклучување на напојната пумпа



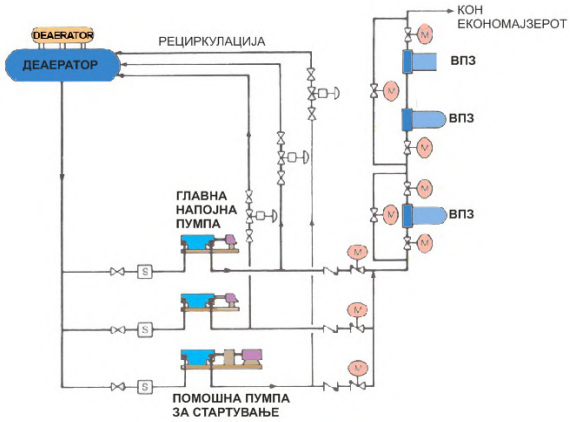
Сл. 5.5.7. Полуодвоена шема на вклучување на напојната пумпа



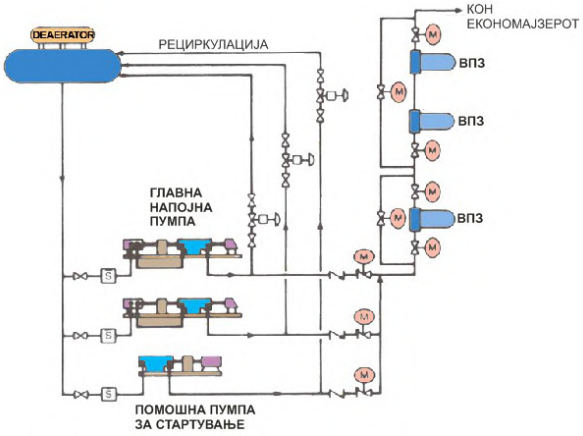
Сл. 5.5.8. Шема на систем за вклучување на напојните пумпи (втората напојна пумпа е со 150 %)



Сл. 5.5.9. Шема на систем за вклучување на напојните пумпи со една напојна пумпа со 100 % и една предвклучна пумпа



Сл. 5.5.10. Шема на систем за вклучување на напојните пумпи две напојни пумпи со 50 % и една помошна пумпа за стартување



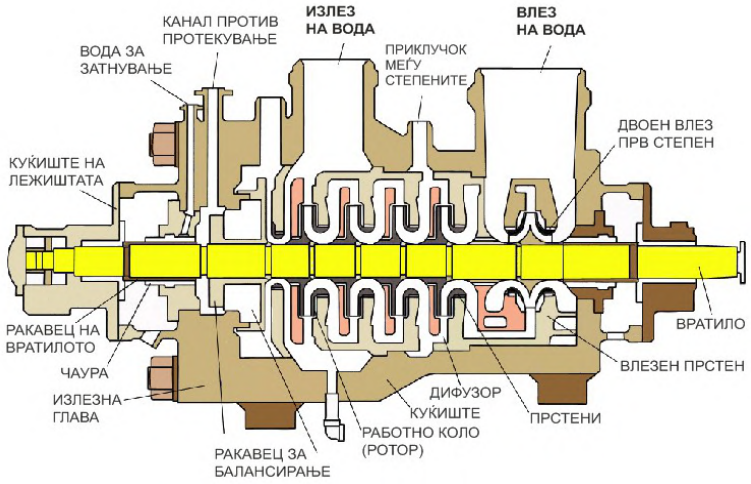
Сл. 5.5.11. Шема на систем за вклучување на напојните пумпи со две напојни пумпи со 50 % со побуден генератор (boosters) и една помошна пумпа за стартување

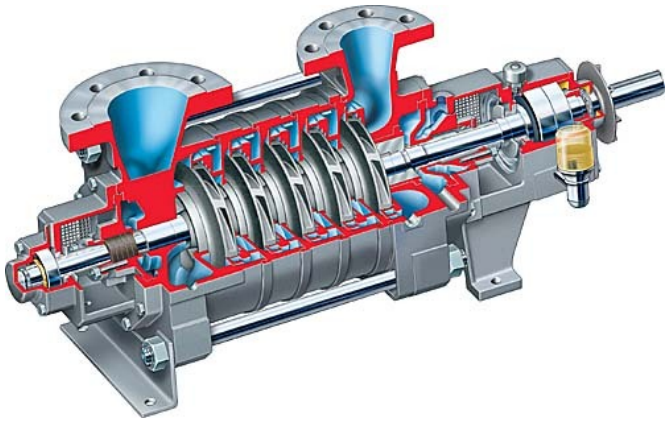
Заради избегнување кавитација на влезот во напојната пумпа, потребно е да се определи геодетската висина на најниското ниво на водата во напојниот резервоар, за кавитациската резерва на постројката да биде поголема од кавитациската резерва на напојните пумпи. Кавитациските карактеристики ги даваат производителите на напојните пумпи (сл. 5.5.12).

Кавитациската резерва на постројката зависи од:

- надморската висина на постројката,
- температурата на напојната вода, и
- притисокот во напојниот резервоар.

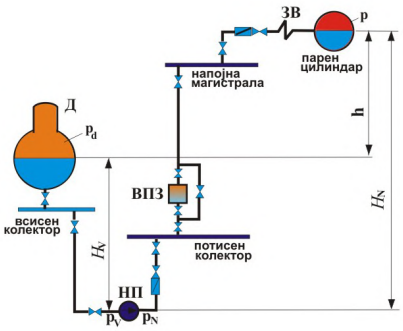
Главната напојна пумпа може да биде повеќестепена центрифугална, а се бира во зависност од економичноста на постројката и потребната ефикасност на циклусот (сл. 5.5.13).





Сл. 5.5.13. Повеќестепена центрифугална пумпа

Некои термоенергетски постројки користат и напојни пумпи за рециркулација на напојната вода во напојниот резервоар, со цел во периоди на стоење, водата во напојниот систем да се држи во топла состојба.



Д - деаератор;
НП - напојна пумпа;
ВПЗ - високопритисни загревачи на напојна вода;
ЗВ - загревач на вода во котелот

Сл. 5.5.12. Определување на напорот на напојните пумпи и висината на деаераторот за заштита од кавитација

Главната напојна пумпа по монтажата треба да се испита на проба на ладно во целиот дијапазон од минимален до полн капацитет и континуирано да се мерат вибрациите.

Со проба на топло, односно температура на водата еднаква на работната температура, се проверуваат моќта, кривата и ефикасноста на пумпата.

Проба на услови на кавитација се прави при проектни карактеристики на пумпата (проток, напор, температура), односно се намалува моќта (15÷20) % и се држи најмалку (2÷3) min до растоварување на пумпата.

Кај главната напојна пумпа по монтажата треба да се направи проверка на вибрациите, што се врши во текот на испитувањето на топло, а во текот на испитувањето на кавитација се прави проверка на зголемен број на вртежи при најмалку до 115 % од номиналниот број на вртежи и при номинален проток на пумпата (сл. 5.5.14).



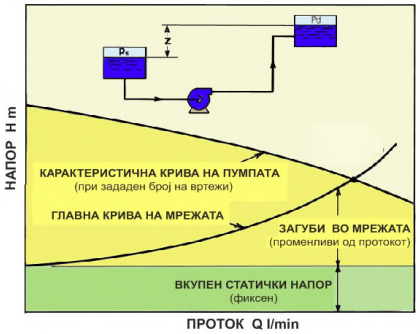
Сл. 5.5.14. Пумпна станица со повеќестепени пумпи

Составните делови на пумпата се изработуваат од различни материјали:

- телото се изработува од кован јаглероден челик,
- дифузор, тело, дијафрагма и делови од степените се изработуваат од (12÷14) % хромиран челик што не ’рѓосува,
- вратило, погонски запченик, носечки прстени се изработуваат од (12÷14)% хромиран челик што не ’рѓосува.

5.5.1.3. Регулација на напојни пумпи

За ТЕП со инсталирана моќност до 200 MW и притисок меѓу (100÷170) bar, се применуваат напојни пумпи кои се погонуваат со електрични асинхрони мотори со кусо врзан мотор со број на вртежи *n*=3000 v/min. За повисоки притисоци, се применуваат брзоодни пумпи со *n*=(9000÷15000) v/min. Овој број на вртежи овозможува да се добијат притисоци меѓу (3,5÷7) MPa, за разлика од притисокот од 2 MPa на еден степен кај стандардните пумпи. За обезбедување сигурно напојување на котлите, капацитетот на пумпите се бира со (10÷15) % резерва во однос на номиналниот капацитет. Котлите се бираат со (5÷10) % резерва.



Сл. 5.5.15. H-Q карактеристика на мрежата и напојната пумпа

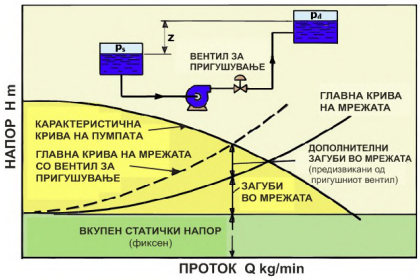
Карактеристиката H-Q на мрежата и напојната пумпа при константен проток, брзината и статичката висина е прикажана на сл. 5.5.15. Разликата меѓу отпорите во мрежата и постигнатиот притисок во пумпата се постигнува со зголему-

вање на отпорот на мрежата, со придушување или со промена на H-Q карактеристиката, која се менува со промена на бројот на вртежи на пумпата.

Примената на електромотори за погон на пумпи со константен број на вртежи (*n*=const.), е оправдана само при работа во базниот режим, односно при искористување на пумпата над 90 %. Промената на брзината на вртење на пумпата, при погон со електромотори со *n* = const., може да се реализира со примена на електромагнетни (за моќ поголема од 1500 kW) и хидраулични (за моќ од 6÷8 MW) спојки.

Многу распространет погон на напојните пумпи е со парна турбина. Регулирањето во тој случај се врши со промена на бројот на вртежи на турбината. Електромоторниот погон на напојните пумпи е прост погон, но овозможува голема сигурност во работа, а поедноставна е и шемата на цевководите во однос на погонот со турбина. Недостаток на електромоторниот погон е во појавата на дополнителни загуби во хидрауличната спојка, редукторот, генераторот, трансформаторот и преносот на електрична енергија (проводниците).

Регулирање со регулационен вентил (придушен вентил) е често применуван и економичен начин на регулирање на пумпи со мал и среден број на вртежи. Со регулациониот вентил се врши придушување, односно се покачува отпорот во системот. Сепак со значително придушување се намалува ефикасноста, односно се зголемуваат загубите во пумпата. Карактеристика H-Q на мрежата и напојната пумпа при зголемување на отпорот во мрежата, при константен проток, брзина и статичка висина, е прикажана на сл. 5.5.16.



Сл. 5.5.16. Карактеристика H-Q на мрежата и напојната пумпа при зголемување на отпорот во мрежата

Регулирање со промена на бројот на вртежите е често применуван начин на регулирање, при што се врши зголемување или намалување на бројот на вртежи на пумпата. За промена на бројот на вртежи можат да се применат повеќе начини (методи), како што се:

- погон со парна турбина со променлив број на вртежи,
- фреквентен регулатор на бројот на вртежи.

Примената на фреквентен регулатор за регулација е многу ефикасен и надежен начин на регулација, за кој се потребни сензори, регулатори и друга опрема. Примената на овие регулатори е сè поголема, поради помалите димензии и пониската набавна цена (сл. 5.5.17).



Сл. 5.5.17. Фреквентна регулација на напојните пумпи

Регулирање со bypass претставува обиколување (разминување) на целиот или дел од протокот околу пумпата. Оваа регулација се состои од уред за мерење на протокот или

млазница и регулационен вентил за регулација на протокот што ја обиколува пумпата. Овој начин на регулација се применува кај напојните пумпи за напојување на парниот котел и пумпите за кондензат во ТЕП, со цел контрола од заштита од преголем проток.

Напојните пумпи треба да се подмачкуваат во сува средина. Секое лежиште треба да се подмачкува на период на работа од 4000 часа или (6÷12) месеци. Во влажна средина, подмачкувањето на пумпите се врши на период од 2000 часа или (3÷6) месеци.

5.5.2. Вентилатори

Вентилаторите кај термоенергетските постројки се наменети за:

- снабдување на котелот со свеж воздух, или
- одведување на чадните гасови од котелот:

Вентилаторите исто така се користат и за:

- греење на просториите,
- вентилација и ладење на просториите,
- одржување на натпритисок заради заштита од загадување, и
- ладење на разна опрема, како ладилниците за масло за подмачкување и обезбедување на вештачки провев на кулите за ладење.

Вентилаторите се оспособени за регулирање на протокот на воздух или гас низ опремата или низ серија компоненти од системот на канали за развод од котелот. Вентилаторите го покачуваат притисокот на проточната струја, со цел да се совладаат отпорите низ системот.

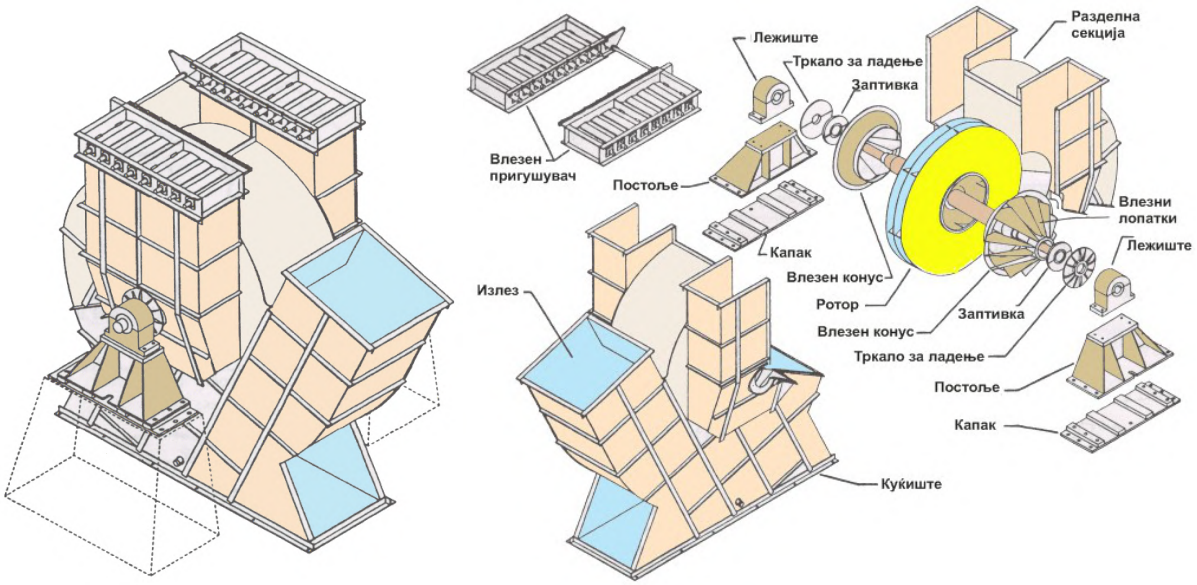
Вентилаторите можат да се поделат во зависност од насоката на струење на воздухот или гасот низ вентилаторот, на:

- центрифугални или
- аксијални.

Центрифугалните вентилатори го движат воздухот или гасот нормално на оската на вратилото. Аксијалните вентилатори го движат воздухот или гасот паралелно со оската на вратилото.

5.5.2.1. Центрифугални вентилатори

Составните делови на центрифугален вентилатор се прикажани на сл. 5.5.18. [34-90]



Сл. 5.5.18. Центрифугален вентилатор (составни делови)

Кај центрифугалните вентилатори лопатките се монтирани на ротор кој ротира во спирално куќиште.

Центрифугалните вентилатори по конструкција можат да бидат со:

- еден влез, односно единичен влез, или
- два влеза, односно двовлезни вентилатори.

Карактеристиките на центрифугалните вентилатори зависат од типот (конструкцијата) на лопатките. Кај центрифугалните вентилатори се применуваат три типа на конструкции на лопатки, односно:

- наназад закривени лопатки,
- прави лопатки, и
- нанапред закривени лопатки.

Центрифугалните вентилатори со лопатки закривени наназад се од типот на тенки лопатки и често се применуваат кај термоенергетските постројки (сл. 5.5.19.а).

Предности на овој тип на лопатки се:

- висока ефикасност, поголема од 90 %,
- многу стабилни во работа,
- ниско ниво на бучавост,
- идеални можности за брзо сервисирање,
- добри карактеристики при преоптоварувања.

Центрифугалните вентилатори со прави лопатки имаат ограничена примена во ТЕП, но имаат предности во експлоатација (сл. 5.5.19.б):

- добра отпорност кон абразија,
- упростено одржување, со делумна замена на лопатките, и
- широк дијапазон на капацитети.

Недостатоци на овие вентилатори се:

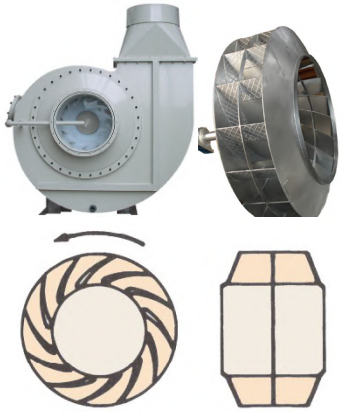
- релативно низок КПД, и
- лоши карактеристики при преоптоварување.

Центрифугалните вентилатори со лопатки закривени нанапред се употребуваат за умерено агресивни гасни струи (сл. 5.5.19.в).

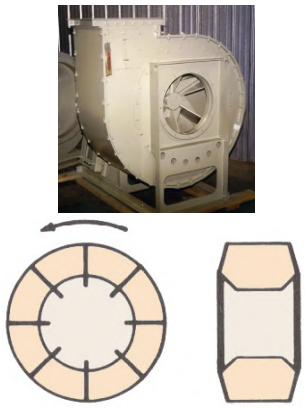
Предности на овој тип на лопатки се:

- моќта не се зголемува при преоптоварување,
- голем капацитет според димензиите и одлична отпорност на абразија,
- многу стабилни во работа, и
- способност за самочистење.

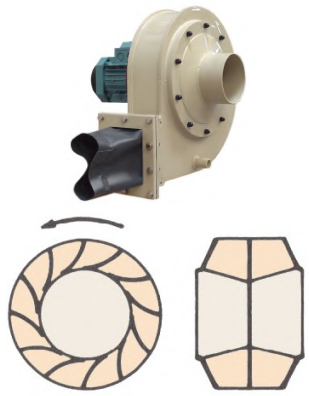
Недостаток на овој вид на вентилатори со лопатки закривени нанапред е во пониската ефикасност во однос на вентилаторите со закривени лопатки наназад.



а) Лопатки закривени наназад



б) Прави лопатки



в) Лопатки закривени нанапред

Сл. 5.5.19. Видови на лопатки кај центрифугалните вентилатори

5.5.2.2. Аксијални вентилатори

Едностепените аксијални вентилатори со еден ротор и една решетка на лопатки, во основа се користат во одржување на провевот во котелските постројки (сл. 5.5.20).

Кога се проектираат за обезбедување соодветен натпритисок во котелот (повисок притисок), нормално се изработуваат како двостепени вентилатори (сл. 5.5.20).

Аксијалните вентилатори се погонуваат со мотори со една или две брзини. Протокот и излезниот притисок се контролира со подесување на аголот на лопатките на вентилаторот. Аксијалните вентилатори можат да постигнат и одржат висока ефикасност при различни оптоварувања на котелските постројки. Повисоката цена во однос на центрифугалните, може да се компензира со помалите експлоатациони трошоци. Деталната техно-економска анализа треба да даде одговор кој тип на вентилатор ќе се избере.

За подесување на аголот на лопатките може да се примени механички или хидрауличен механизам. Сепак, механичкиот механизам е недоволен за фина регулација на протокот низ вентилаторот.

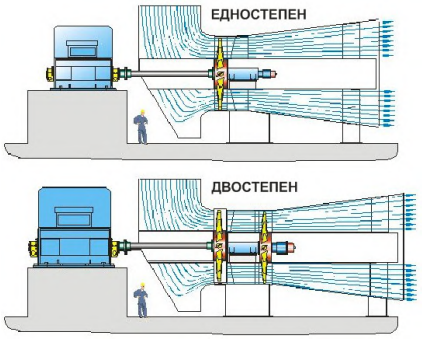
За разлика од центрифугалните вентилатори, кои имаат еден подвижен дел, аксијалните вентилатори имаат повеќе подвижни делови, како уредите за:

- дотерување на аголот на лопатките,
- контрола на протокот на хидрауличниот механизам за подесување на аголот на лопатките,
- диск за регулирање на аголот на лопатките.
- Примената на лесни материјали за изработка на лопатките, како што е Al или Mg, значително ја намалува отпорноста. Друг недостаток на овие материјали е помала отпорност на ерозија во однос на челикот. Сепак, лопатки изработени од овие материјали можат да се заштитат со тенок слој отпорен на ерозија.
- Заради сложеноста во механизмот за дотерување на аголот на лопатките, аксијалните вентилатори имаат потреба од почесто одржување во однос на центрифугалните со ист капацитет, подобро балансирање и пониски дозволени вибрации при работа. При работа во некорозивни средини, примената на лесни материјали за изработка на лопатките, како што е Al или Mg, ги намалува инвестиционите вложувања.

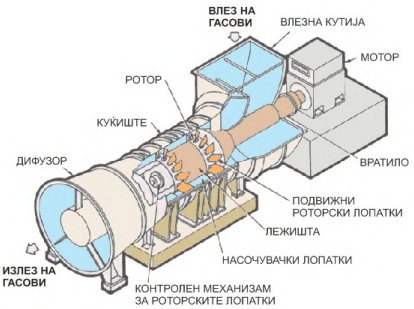




Изглед на аксијални вентилатори



Шематски приказ на едностепен и достепен аксијален вентилатор

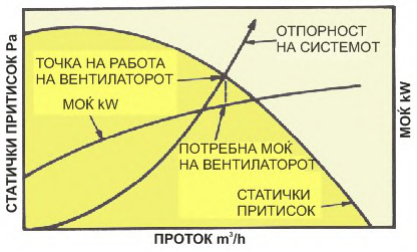


Двостепен аксијален вентилатор

Сл. 5.5.21 Аксијални вентилатори

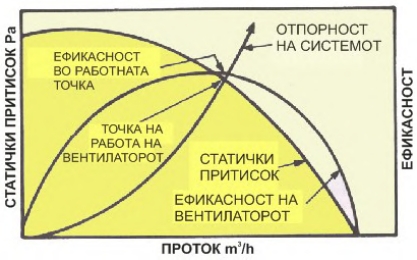
5.5.2.3. Регулирање на вентилаторите

Карактеристиката на вентилаторите се добива на основа на испитувања и е во облик на p-V крива (притисок-волуменски проток). На дијаграмот на сл. 5.5.21 се прикажани потребната моќност како дополна на статичкиот притисок и кривата на отпорност на системот. Изборот на типот на вентилаторот треба да биде таков вентилаторот секогаш да работи со максимална ефикасност.



Сл. 5.5.21. Работна карактеристика на вентилаторите

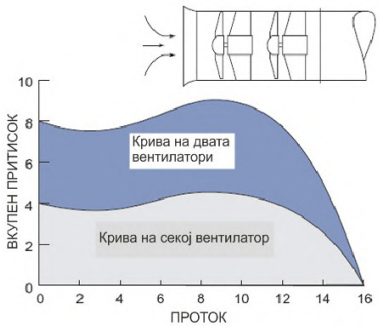
Кога вентилаторот е инсталиран во системот пресекот на кривата на отпорност на системот и карактеристиката на вентилаторот, се дефинира работната точка на системот. Ефикасноста на вентилаторот е скоро нула, кога вентилаторот работи со нула проток и нула натпритисок. Исто така, ефикасноста е нула при максимален проток и нула статички притисок (сл. 5.5.22).



Сл. 5.5.22. Работна точка на системот

Во голем број случаи при регулација на протокот, предност е да се примени повеќе од еден вентилатор во системот. Многу често се применуваат два вентилатори, поврзани во серија или паралелна врска. Во случај на поврзување на двата вентилатори во сериска врска се покачува вкупниот притисок во системот. По потреба едниот вентилатор може да се заобиколи (бајпасира) (сл. 5.5.23).

Предност на паралелното поврзување е тоа што можат да се приклучат повеќе од два вентилатора. Секој вентилатор може да се избере со ист статички и вкупен притисок и со ист или различен проток. Во случај на поврзување на двата вентилатора во паралелна врска се покачува вкупниот проток во системот (сл. 5.5.24).

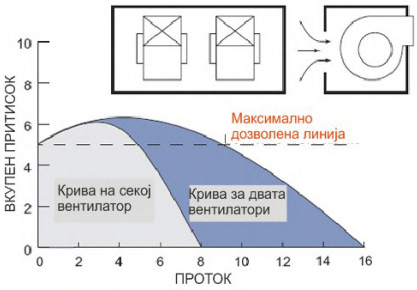


Сл. 5.5.23. Крива на два сериски поставени вентилатори

5.5.2.4. Вибрации кај вентилаторите

Основен предизвикувач на вибрации кај вентилаторите е дебалансирањето на роторот, односно појава на ексцентрицитет меѓу центарот на масите и центарот на ротација на роторот на вентилаторот. Нивото на вибрации може да се намали со додавање на маси на надворешната страна на роторот, но идеално балансирање не е можно.

Во колку фреквенцијата на роторот и на системот на лежиштата е проектирана да биде над брзината на вртење на вентилаторот, чувствителноста на вибрации на роторот на вентилаторот може да се намали на прифатливо ниво. Вибрациите кои се појавуваат во потисниот каналски систем, обично се последица на промената на статичкиот притисок, отколку од дебалансот на роторот на вентилаторот.



Сл. 5.5.24. Крива на два паралелно поставени вентилатори

5.2.2.5. Бучавост кај вентилаторите

Буката кај вентилаторите се состои од две одделени компоненти. Еднотонска бука е последица на излегувањето на протокот од роторските лопатки и минувањето низ неподвижни делови, како што е куќиштето на вентилаторот.

Интензитетот на бука се менува инверзно на големината на зазорот меѓу роторските лопатки и статорскиот дел. Големината на бука исто така зависи и од големината на брзината на воздушната струја низ статорските делови, како што се каналите, затворачите и куќиштето на вентилаторот.

За намалување на буката кај вентилаторите се применуваат придушувачи на бука, кои имаат за цел намалување на буката на прифатливо ниво. Придушувачите на бука се состојат од неколку реда на плочи поставени во воздушната струја. Плочите имаат превлака од перфорирана кожа, наполнета со акустичен апсорпционен материјал. Придушувачите на бука се конструирани да бидат економични, произведуваат мал пад на притисок и да работат со чист воздух или продукти на согорување (излезни гасови) (сл. 5.5.25).



Сл. 5.5.25. Придушувачи на бука кај вентилаторите

5.5.2.6. Погон на вентилаторите

За погонот на вентилаторите, кои се применуваат кај парогенераторите, може да биде применет еден од следните пет системи:

- еднобрзински индукционен мотор,
- двобрзински индукционен мотор,
- електромотор со регулирање на бројот на вртежи,
- парна турбина за погон (кондензациона или противпритисна),
- хидрауличен погон со променлив број на вртежи.

Еднобрзински индукционен мотор е најчесто применуван систем за погон, кој се одликува со најниски инвестициони вложувања. Широко се применуваат заради робусната конструкција и непостоење подвижни електрични контактори. Бројот на вртежи кај овие мотори е поголем од 1800 min^{-1} или помал од 450 min^{-1}. Бројот на вртежи зависи и е директно поврзан со бројот на полови на моторот.

Двобрзинските индукциони мотори работат при две константни брзини (броеви на вртежи). Поголемата брзина се користи при испитување на блокот, а помалата при работа на блокот. При нормална работа на блокот вентилаторот работи со помалата брзина. Поголемата брзина може да се примени

и во случај на истекувања во загревачот на воздух, чистење на системот за загревање на воздух и во други случаи кога е потребен поголем проток на воздух. Кај некои системи се појавуваат случаи на проблеми при промена на брзината на вентилаторот.

Денес во примена е електромотор со регулирање на бројот на вртежи. Производителите од неодамна развиле системи за регулирање на бројот на вртежи за големи мотори, кои користат електронски елементи за контрола на брзината на моторот. Овие системи за контрола овозможуваат КПД на моторот да се одржува на релативно високо ниво во целиот дијапазон на работа и се способни да вршат контрола или на мотори со оштетени ротори (wound rotor motor), како и на асинхрони мотори. Предности на овие системи се лесно одржување и висока ефикасност. Нивната контрола се изведува со подеслив фреквентен регулатор.



Трифазен индуктивен електро мотор

Парна турбина исто така се користи за погон на вентилаторите. За погон може да бидат применети кондензациски и противпритисни парни турбини. Кондензациските парни турбини ги погонуваат вентилаторите со ист број на вртежи, односно не се применува редукција на бројот на вртежи.

Кондензациската турбина се напојува со пара од одземање од НПТ, а има сопствен кондензатор на парата. Кондензатот се враќа во основниот кондензат. Противпритисните парни турбини се приклучуваат како и кондензациските, со тоа што парата се зема од ладната линија за повторно прегревање на парата, а излезната пара се носи во системот за загревање на напојната вода.

Хидрауличен погон со променлива брзина се изведува со флуидна спојка. Основните видови на променлива брзина со флуидна спојка, кои се применуваат кај вентилатори за сервисирање се:

- хидрокинетичка спојка,
- хидровискозна, и
- двобрзинска хидроспојка.

5.5.3. Систем за компримиран воздух

Намена на системот за компримиран воздух е обезбедување со компримиран воздух на сите потрошувачи во ТЕП. Системот за компримиран воздух во принцип се користи за обезбедување на:

- компримиран воздух за сервисирање, и
- компримиран воздух за инструментите.

Опремата во системот за компримиран воздух се состои од:

- воздушен компресор,
- ладилник на воздух,
- резервоар за воздух,
- сушач на воздухот (обично со компримиран воздух за инструментите), и
- цевки, вентили и инструменти.

Опремата опслужувана од системот за компримиран воздух, опфаќа:

- систем за компримиран воздух кој се користи за работа на опремата во ТЕП за издувување и чистење,
- компримиран воздух за работа на инструментите, контрола и управување,
- компримиран воздух за дување во чадниот канал.

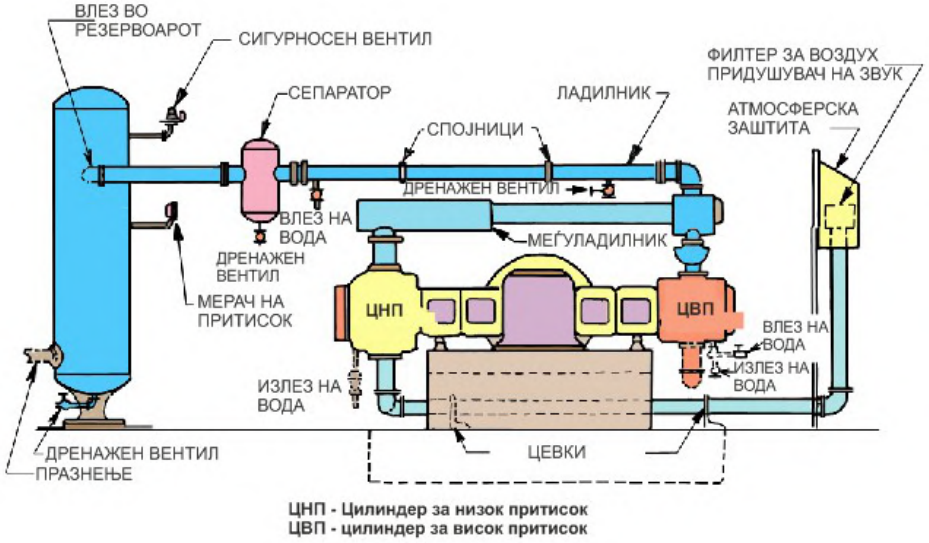
За сервисирање се користат едно и двостепени клипни компресори со електричен погон и притисок (6÷8,6) bar (сл. 5.5.26). Можат да бидат во вертикална или хоризонтална изведба и можност за фаќање на маслото за подмачкување.

За сервисирање на системот за чадни гасови се користат клипни компресори со повеќестепена компресија. Секој компресор треба да има издвоена и независна контрола.

Ладилниците за компримиран воздух се цилиндрични цевни изменувачи на топлина. Водата како средство за ладење се користи само во релативно малите системи. Водата обично циркулира во затворен круг. Стандардните ладилници за воздух се изработуваат со максимална температура на водата за ладење од 35 ^{o}C. [34-90]

Секој компресор има сопствен резервоар, опремен со автоматско одвлажување на воздухот со дренажа на издвоената вода.

Сушачот на компримиран воздух за погон на инструментите е автоматски изменувач, со две комори, во кои се користат хемиски средства за сушење. Изменувачот е од типот на изменувачи со струење надолу, опремен со влезен и излезен филтер со цел елиминирање на цврстите честички во воздухот.



Сл. 5.5.26. Шема на воздушен двостепен компресор со потребната опрема

5.6. СИСТЕМИ ЗА ТЕХНИЧКО СНАБДУВАЊЕ СО ВОДА

Кондензаторите кај ТЕП се постројки се најголеми потрошувачи на вода. Количината на потребна вода за ладење се определува од топлинскиот биланс на кондензаторот и зависи од количината на пара што треба да се кондензира и температурната разлика на водата на влезот и излезот, односно бројот на одови на кондензаторот. [34-90]

Од топлинската пресметка на кондензаторот, се определува и кратноста на ладењето, односно колку kg вода за ладење се потребни да се кондензира 1 kg пара. Кратноста на ладење се движи во границите од (40÷80) kg вода/kg пара. При специфична потрошувачка на пара кај современите парни турбини од d=3 kg/kWh и одземање на пара за регенеративно загревање на напојната вода од 30 %, специфичната потрошувачка на пара изнесува d=2 kg/kWh. На пример за нашите ТЕП, ТЕЦ Неготино или РЕК Битола, за 210 MW, потребната количина на вода е:

$$m_k = j \cdot d_k = 60 \cdot 455 = 27300 \text{ m}^3\text{/h}$$

За да се доведе оваа количина на вода до кондензаторот, при брзина на водата во цевката од 2,5 m/s, дијаметарот на цевката за:

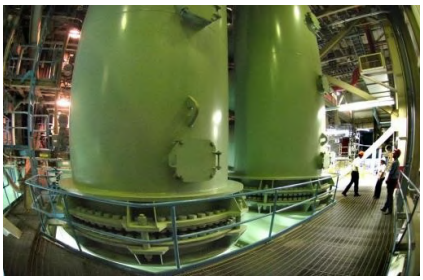
РЕК Битола е:

- d_v = 1,75 m, довод со една цевка, или
- d_v = 1,25 m, довод со две цевки

РЕК Осломеј, 20000 m^3/h е:

- d_v = 1,5 m, довод со една цевка, или
- d_v = 1,05 m, довод со две цевки

Обично се применуваат дводелни кондензатори, со цел да се намали нивниот дијаметар (сл. 5.6.1).



Сл. 5.6.1. Доводни цевки за вода во кондензаторот кај ТЕП

Освен за кондензирање на парата во кондензаторот, потребна е вода и за други цели, прикажани во таб. 5.6.1, во % од водата потребна за кондензирање. Вкупната потрошувачка на вода на останатите потрошувачи не надминува вредност од 7 %

Таб. 5.6.1. Потрошувачка на вода во ТЕП на останати потрошувачи:

Вид на потрошувач	Потрошувачка на вода % од водата за кондензирање
Ладење на воздух (електрогенератори)	2,5÷4
Ладење на масло	1,5÷2,5
Ладење на лежишта на помошни механизми	0,3÷0,8
Хидрауличен транспорт на згурата и пепелта	0,1÷0,4
Напојување на котелот	0,04÷0,1

Снабдувањето на ТЕП со вода за ладење се врши со:

- отворен (проточен) систем, и
- затворен (повратен) систем.

Кај отворениот систем за снабдување со вода, водата се зема од изворот, поминува низ кондензаторот, каде се загрева и се враќа на погодно место кон изворот.

Кај затворениот систем за снабдување со вода, водата се лади и повторно се враќа во кондензаторот. Ладењето на водата може да се изврши во:

- акумулациони езера,
- ладилни кули, или
- езера со распрскување.

Најраспространет извор за снабдување со вода на ТЕП се реките. Кај реките протокот (количината) на вода и температурата на водата се менува во текот на годината. Низинските реки имаат максимална количина на вода во пролетните месеци, а минимална количина на вода во летниот и зимскиот период.

Во случај кога минималниот проток на вода во реките е поголем од потребната количина на вода се применува проточен систем за снабдување со вода. Водата се зема од реката и повторно се враќа (испушта) во реката. Потребното растојание меѓу местото на земање и повторното испуштање, зависи од наклонот на коритото на реката (брзината на водата во реката) и брзината и насоката на ветрот што дува во тоа подрачје. За да се осигури сигурно снабдување со вода и да не се дозволи мешање со загреаната вода, се градат ниски прегради на реките. Преградата треба да го подигне нивото на водата во реката за приближно (1÷3) m.

Како извори за снабдување со вода можат да послужат и езерата и моријата, доколку термоенергетската постројка е лоцирана на нивниот брег. При користење морска вода за ладење на кондензаторот, потребно е да се преземат мерки за заштита од корозија со примена на материјали кои не кородираат (челик што не ’рѓосува и др.) во морска вода. Мора да се обезбеди потполна херметичност меѓу водниот и парниот дел на кондензаторот.

5.6.1. Отворен систем за снабдување со вода

Отворениот (проточен) систем за снабдување со вода, е технички и економски најсовршен. Овозможува одржување на добар вакуум во кондензаторот, како резултат на постојано користење свежа вода. Овој систем е доста распространет, но сè помалку се користи бидејќи кај новите ТЕП нема технички (реки и езера) и економски услови кои ја оправдуваат примената (сл. 5.6.2).

Акумулациите или акумулациони езера за снабдување со вода на ТЕП се создаваат со подигање брани на мали реки со променлив проток на вода. Браните се градат во непосредна близина на ТЕП. Создаденото вештачко езеро треба да биде со потребната површина и длабочина на водата.

Свежата вода за ладење се зема во близина на браната, а загреаната вода се исфрла на доволна оддалеченост од браната за да може водата по природен пат да се излади до потребната температура на влезот во кондензаторот. Ако длабочината на езерото е (6÷8) m и повеќе, свежата вода се зема од длабочината, а топлата вода се излива на површината.

Водата од реката или создаденото езеро се зема со циркулациони пумпи сместени во посебна пумпна станица (2). Од пумпната станица водата преку цевководи (4) се носи во кондезаторот (5). Кога водата се зема од реки со големи наноси на талог и мраз (во зимски услови на работа), пред пумпната станица се гради канал (12), кој е делумно одвоен од коритото на реката. Во овој канал, зиме може да се доведува вода низ цевководот (13). Загреана вода од кондензаторот заради заштита од смрзнување треба да се одржува на температура на водата од +5 °C (сл. 5.6.3).

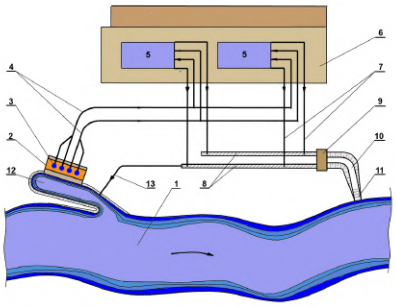
Пред доаѓањето на водата во пумпната станица, водата најнапред се ослободува од предмети што пливаат со поставување механичка решетка. Решетката се чисти со специјални уреди. По грубото пречистување, водата поминува низ филтри за фино прочистување. Овие филтри најчесто се во облик на бесконечни ленти со горен и долен цилиндар во кои се врши пречистувањето. Ситата се опремени со уреди за перење, кои се вклучуваат автоматски кога има потреба од нивно чистење (сл. 5.6.4).

Доколку кондензаторот е дводелен можно е централизирано снабдување со вода или снабдување по блоковска шема. Водата кон кондензаторот се носи со посебни цевки.





Сл. 5.6.2. Отворен систем за снабдување со вода на ТЕП



1. Река; 2. Пумпна станица; 3. Циркулациони пумпи; 4. Потисни цевководи; 5. Кондензатори; 6. Главен погонски објект; 7. Ливни цевководи; 8. Покриени одводни канали; 9. Уред за регулирање на нивото на вода; 10. Отворен одводен канал; 11. Уред за испуштање на водата; 12. Канал за земање вода; 13. Цевковод за довод на топла вода.

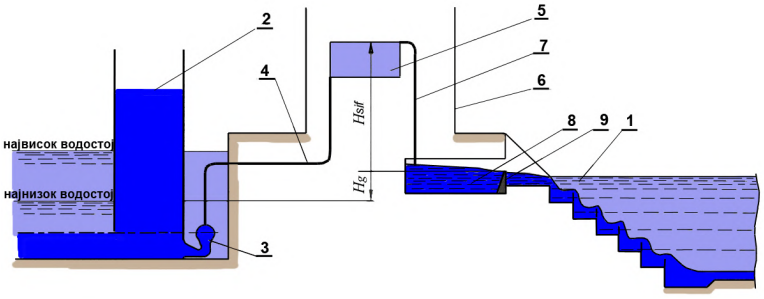
Сл. 5.6.3. Шема на отворен систем за снабдување со вода

Кај централизираното снабдување со разладна вода, во пумпната станица се монтираат најмалку четири циркулациони паралелно приклучени пумпи (сл. 5.6.5).

Блоковската шема на снабдување со разладна вода се применува кај современите ТЕП. Кај овој начин на снабдување со вода секој кондензатор или едната негова половина се снабдува со разладна вода со една пумпа. При тоа, кај пумпите и пред кондензаторот нема арматура. Загреаната вода се одведува низ сливните канали (8) во реката низ специјални уреди (сл. 5.6.5).

Потребното растојание меѓу местото на зафаќање на вода и местото на враќање на водата зависи од (сл. 5.6.6):

- наклонот на реката,
- брзината на речниот ток,
- насоката на ветровите.

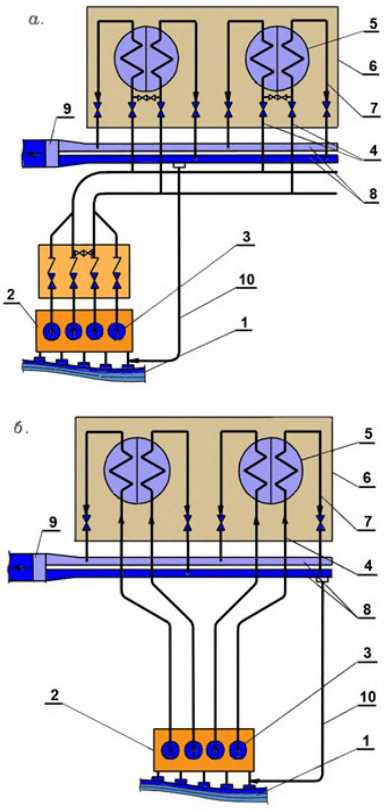


1. Река;
2. Зафат за вода и пумпна станица;
3. Циркулациони пумпи;
4. Потисни цевководи;
5. Кондензатор;
6. Главен погонски објект;
7. Сливни цевководи;
8. Сливен канал;
9. Уред за регулирање на нивото на вода.

Сл. 5.6.6. Условен вертикален пресек на отворен систем за снабдување со вода



Сл. 5.6.4. Грубо пречистување



а) централизирана;
б) блоковска

1. Река; 2. Пумпна станица;
3. Циркулациони пумпи; 4. Потисни цевководи; 5. Кондензатори; 6. Главен погонски објект; 7. Сливни цевководи;
8. Покриени одводни канали; 9. Уред за регулирање на нивото на вода;
10. Цевковод за довод на топла вода.

Сл. 5.6.5. Шема на цевководи за разладна вода

5.6.2. Затворен систем за снабдување со вода

Во случаи кога во регионот каде се инсталира термоенергетската постројка, нема реки со доволна количина на вода, се применува рециркулационен (повратен) систем за снабдување со вода.

Постојат повеќе рециркулациони системи за снабдување со вода и тоа со:

- ладилни кули,
- акумулациони езера, и
- базени со распрскување на водата.

5.6.2.1. Затворен систем за снабдување со вода со акумулациони езера

Доколку протокот на реката е недоволен за примена на отворен систем за ладење, се врши преградување на реката со брана на погодно место и формирање на акумулационо езеро. При создавање акумулации треба да се запазат следните услови:

- доволна површина на акумулацијата,
- доволна средна длабочина (min 3÷4 m),
- поволна геолошка структура на коритото на реката и браната, што влијае на големината на загубата со филтрирање на водата,
- доволен доток на вода за да се обезбеди потребното ниво на вода во браната.

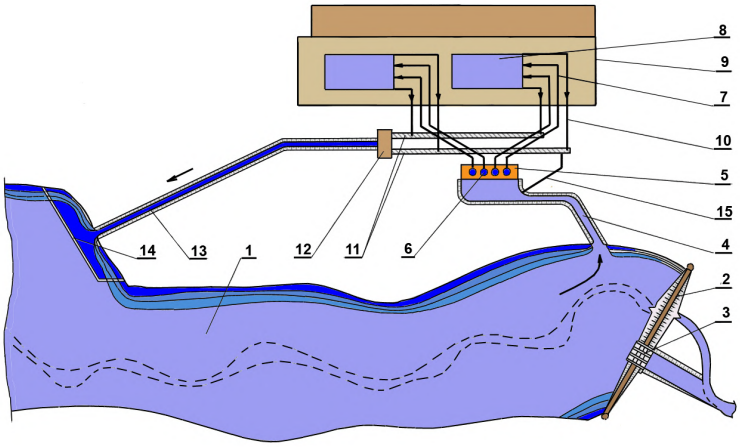
Потребната површина на акумулационото езеро зависи од:

- моќта на термоенергетската постројка,
- топлинското оптоварување на езерото, и
- климатските услови на регионот.

Регулирањето на одводот на вода од акумулацијата треба да биде таков да се надополнат загубите на вода со филтрација, природното и дополнителното испарување на водата. Браната обично се гради од земја, набиен камен или бетон, со потребна должина, висина и ширина. На браната се поставуваат специјални места (преливи) за пропуштање на голем доток на вода и за пропуштање константен прелив за потребниот биолошки минимум на вода во реката.

Водата од акумулационото езеро до пумпната станица се доведува со циркулациони пумпи, а низ потисните цевководи до кондензаторот.

Загреаната вода низ сливни канали се доведува до покриени канали за сливање, на чиј крај се наоѓа уред за регулирање на нивото на вода во нив, од каде низ отворен канал за одвод се испушта во акумулацијата (вештачкото езеро). На местата на сливање се поставуваат уреди за нејзина распределба, со цел ефикасно ладење. Во зимски период, местото на зафаќање на вода се загрева со вода од кондензаторот (сл. 5.6.7).

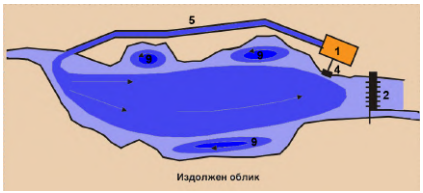




1. Вештачко езеро; 2. Брана; 3. Прелив на браната; 4. Отворен доводен канал; 5. Пумпна станица; 6. Циркулациони пумпи; 7. Потисни цевководи; 8. Кондензатори; 9. Главен погонски објект; 10. Сливни цевководи; 11. Покриен одводен канал; 12. Уред за регулирање на нивото на вода; 13. Отворен одводен канал; 14. Уред за распределба на струјата на топла вода; 15. Цевковод за вода за загревање на зафатот на вода.

Сл. 5.6.7 Шема на затворен систем за снабдување со разладна вода со акумулација

Кај акумулационо езеро со издолжен облик загреаната вода од кондензаторот се слива во акумулацијата на поголема оддалеченост од (8÷10) km од пумпната станица. Обично се прават насипи за насочување на водата и може да се вгради или не опрема за распределување на водата на влезот во акумулацијата (сл. 5.6.8).



1. ТЕП;
2. Брана;
4. Пумпна станица;
5. Одводен канал;
9. Зона на поврат на водата.

Сл. 5.6.8. Издолжен облик на акумулација на река

Ако длабочината на акумулацијата е поголема и напојувањето со студена вода е од долните слоеви, загреаната вода може да се слива на површина на акумулацијата на исто место каде се врши и одземање на водата. За такво решение потребно е да се изврши претходна внимателна контрола со хидротермичко моделирање, за да се оцени стратификацијата (разделувањето) на слоевите на водата (сл. 5.6.9).

Вештачките акумулации направени вон речните корита во места (долини) каде се собира вода исклучиво од атмосферските врнежи (врнежи на дожд и снег), се нарекуваат сливни акумулации (надвор од речни корита) (сл. 5.6.10).

Ладењето на водата во акумулацијата е резултат на допирот на водата со воздухот (конвективно предавање на топлината), кога температурата на воздухот е пониска од температурата на водата и ветреење (испарување) на дел од водата, а доколку воздухот што се движи над акумулацијата не е заситен со водна пара.

Снабдувањето со вода за ладење во ТЕП може да биде и од море, ако ТЕП е сместена на брегот, но при тоа мора да се применат мерки за заштита од корозија на опремата, како што се цевководи, кондензатор, пумпи и др. Кондензаторот мора да биде изработен од материјал отпорен на корозија од специјални легури со специјална електрохемиска заштита. Исто така потребно е одржување добра херметичност на споевите на цевките.

Топлинскиот биланс на акумулацијата за ладење на водата се изразува со равенката:

$$Q_{kon} + Q_i + Q_{sr} + Q_K + Q_{od} = 0$$

Конвективното оддавање на топлина Q_{kon} се изразува:

$$Q_{kon} = \alpha_{kon} \cdot (t_W - t_v) \cdot A_a \quad \text{GJ/den}$$

α_{kon} GJ/m^2 K den = конвективен коефициент на премин на топлината од воздухот кон водата
t_w °C = температура на водата (средна во однос на површината)
t_v °C = температура на воздухот над акумулацијата
A_a m^2 = активна површина на ладење на акумулацијата

Ладење на водата заради испарување Q_i:

$$Q_i = r \cdot m_i = r \cdot \beta_i \cdot (p_p - p_v) \cdot A_a$$

r GJ/t = латентна топлина за испарување на водата
m_i t/den = количина на вода која испарува од површината на акумулацијата
β_i t/den MPa m^2 = коефициент на предавање маса во процесот на испарување на водата
p_p, p_v MPa = парцијален притисок на водната пара на површинскиот слој на акумулацијата и на воздухот над површината

Топлина донесена од загреаната вода од кондензаторот:

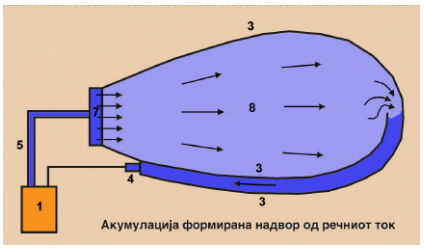
$$Q_K = m_K \cdot q_k = m_w (i_{w2} - i_{w1}) \quad \text{GJ/den}$$

m_K t/den = проток на пара низ кондензаторот
q_K GJ/t = топлина за кондензација во кондензаторт
m_w t/den = проток на вода за ладење во кондензаторот
i_{w1}, i_{w2} GJ/t = енталпија на водата на влезот и излезот од кондензаторот.



1. ТЕП;
2. Брана;
4. Пумпна станица;
5. Одводен канал;
6. Насип за насочување на водата;
8. Транзитен проток на вода;
9. Зона на поврат на водата.

Сл. 5.6.9. Тркалезен облик на акумулација на река



1. ТЕП;
3. Насип;
4. Пумпна станица;
5. Одводен канал;
7. Опрема за распределување на излезната вода
8. Транзитен проток на вода.

Сл. 5.6.10. Акумулација формирана надвор од речниот тек

Топлина што се носи со водата што истекува низ браната на акумулацијата:

$$Q_{od} = m_v \cdot i_v - m_s \cdot i_s - m_f \cdot i_f \quad \text{GJ/den}$$

m_v, m_s, m_f t/den = проток на вода што влегува во акумулацијата, што се слива надвор од неа низ браната и загуби на вода заради филтрирање низ насипите и браната

i_v, i_s, i_f GJ/t = соодветни енталпии на водата за претходните протоци на вода

Материјалниот биланс на акумулацијата е:

$$m_v = m_s + m_f + m_i \quad \text{t/den}$$

Активната површина на акумулационото езеро A_a за ладење се определува со изразот:

$$A_a = k \cdot A_{op} = k \cdot (A_{tr} + A_{vv}) \quad \text{km}^2$$

A_{tr} km^2 = површина на транзитниот проток
A_{vv} km^2 = површина на зоните на вртење на водата
A_{op} km^2 = општа површина без зони на стоење на водата
k = коефициент на искористување на површината на акумулацијата, таб. 6.7.2:

Таб. 6.7.2 Вредности на коефициентот на искористување на површината на акумулацијата k:

A_{tr} / A_{op}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
k	0,4	0,62	0,78	0,87	0,9

Потребната површина на акумулацијата во km^2/MW, може приближно да се определи во зависност од специфичната површина на акумулацијата a_{sp}:

$$a_{sp} = \frac{A_{op}}{P} \approx \frac{(3 \div 8)}{10^3} \quad \text{km}^2/\text{MW}$$

За ТЕП од 400 до 1000 MW, потребната активна површина би изнесувала приближно:

A_a = (1,2÷3,2) до (3÷8) km^2

5.6.2.1. Затворен систем за снабдување со вода со ладилни кули

Примената на ладилните кули е многу раширена. Денес се применуваат сè повеќе, затоа што единичната моќ на ТЕП се зголемува, а се зголемува и потребата од вода за ладење.

Поделбата на ладилните кули може да се изврши во зависност од начинот на ладење на кондензатот на:

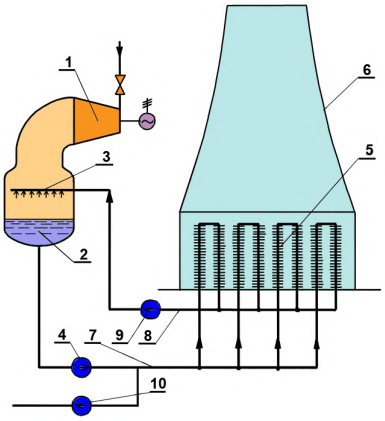
- суви,
- влажни и
- хибридни ладилни кули.

Кај сувите ладилни кули кондензатот протекува низ систем на Al цевки, околу кои струи воздух кој ги лади. Сувите ладилни кули се применуваат кај смесителните кондензатори (сл. 5.6.11). Изработената пара од турбината (1) се доведува во кондензаторот (2) од смесителен вид. Со циркулационата пумпа (4) се одведува кондензатот од кондензаторот (2), а со циркулационата пумпа (10) кондензатот се носи во циклусот. Кондензатот што се лади со цевковод (7) се внесува во ладилните колони (5) на ладилната кула (6).

Кај влажните ладилни кули доаѓа до директен контакт меѓу разладната вода и воздухот што ја лади. Во зависност од насоката на протекување на воздухот во однос на разладната вода, се разликуваат, кули со (сл. 5.6.12):

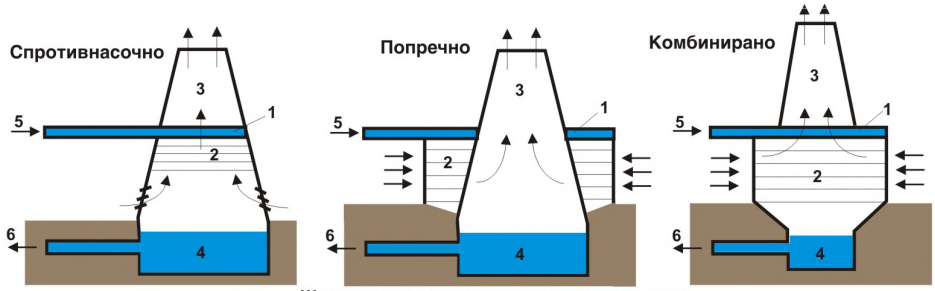
- спротивнасочно,
- попречно, и
- комбинирано струење.





1. Парна турбина; 2. Смесителен кондензатор; 3. Росилник; 4. Циркулациона пумпа; 5. Ладилни колони; 6. Ладилна кула; 7. Цевковод за загреана вода; 8. Цевковод за оладена вода; 9. Хидротурбина; 10. Кондензатна пумпа;

Сл. 5.6.11. Шема на затворен систем за снабдување со разладна вода со сува ладилна кула



Шематско прикажување на ладилни кули

1. Распределител на водата; 2. Систем за распрскување на водата-оросител; 3. Оџак (тело на кулата); 4. Базен за собирање на водата; 5. Довод на топла вода од кондензаторот на турбината; 6. Одведување на оладената вода.

Сл. 5.6.12. Шематско претставување на влажни ладилни кули

Принципот на работа на влажните ладилни кули е прикажан на сл. 5.6.13. Загреаната вода од кондензаторот (1) се доведува во уред за распрскување со млазници (2) и уред за росење (росилник) (4). Ладната вода се слива во базенот (5). Со пумпата (6), ладната вода, се транспортира низ кондензаторот (1). Дополнителна количина вода, која испарува при процесот на ладење, се додава од река или езеро (7).

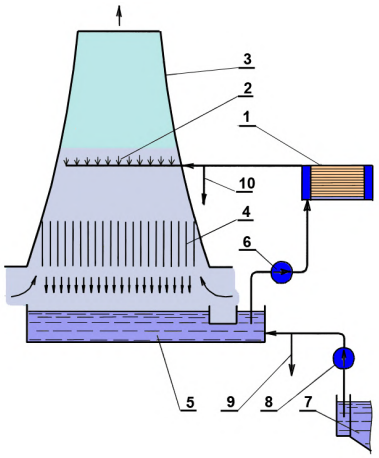
Топлината од водата на воздухот се предава на два начина и тоа:

- со конвекција (од водата на воздухот), и
- заради испарување на дел од водата.

Во зависност од начинот на остварување на провевот, се разликуваат кули со:

- природна циркулација на воздухот, и
- кули со вештачка (принудна) циркулација на воздухот.

За да може да се реализира природна циркулација на воздухот во ладилните кули, при што треба да се совладаат отпорите на струење низ росилникот, кулите треба да се изградат со доволна висина, односно значително се повисоки од оние со вештачки провев, а со тоа се и значително поскапи од оние со вештачки провев (сл. 5.6.14).



1. Кондензатор; 2. Уред за распрскување на водата; 3. Ладилна кула; 4. Росилник; 5. Базен; 6. Циркулациона пумпа; 7. Акумулационо езеро; 8. Пумпа за додатна вода; 9. Цевковод за додатна вода; 10. Цевковод за отсолување.

Сл. 5.6.13. Шема на затворен систем за снабдување со разладна вода со влажна ладилна кула



Сл. 5.6.14. Влажни ладилни кули со природен провев

Кулите со принудна циркулација на воздухот се ниски и значително помали во однос на оние со природен провев. Отпорите на струење на воздухот се совладуваат со помош на вентилатори, кои најчесто се вградуваат на врвот на кулата (сл. 5.6.15).

Кулите со принудна циркулација на воздухот се помали, па затоа се поевтини од кулите со природна циркулација на воздухот. Но тие континуирано трошат електрична енергија, во количина (0,5÷0,7) % од вкупно произведената во ТЕП. Експлоатационите трошоци се високи и заради честите технички прегледи и одржувањето.

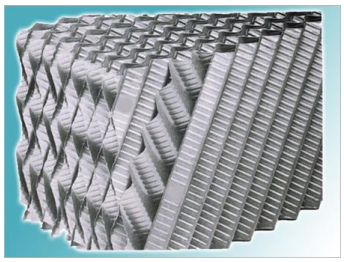
Обликот на обвивката (телото) на ладилните кули со природна циркулација на воздухот, може да биде:

- кружен,
- во вид на елипса, или
- многуаголник.

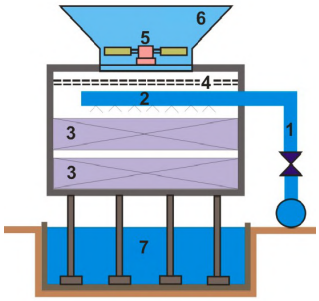
Телото на кулата најчесто е со хиперболична форма и се изработува од армиран бетон. Водата се донесува кон росилникот на висина од (9÷18) m. Длабочината на собирниот базен изнесува околу 2 m. Височина на кулите се движи од (90÷150) m, а дијаметарот на врвот е (40÷60) m.

Основен елемент на ладилните кули со природен провев е телото (1) на кулата (изградено од армиран бетон). Во долниот дел се наоѓаат отвори (2) за довод на воздух, поставени на висина (3÷12) m. Пред отворите може да има и насочувачи (3). Водата се доведува во уредот за распределба на водата за ладење (4). На цевките се поставени млазници за распрскување на водата за ладење (сл. 5.6.16).

Основен работен дел на кулата за ладење е росилникот, во кој разладната вода се дели на повеќе млазеви и ситни капки или пак се слива во вид на воден филм. Распрскувањето во росилникот се врши со цел да се зголеми контактната површина меѓу водата и воздухот. Водата паѓа надолу, а воздухот кој влегува во долниот дел на кулата се движи нагоре.

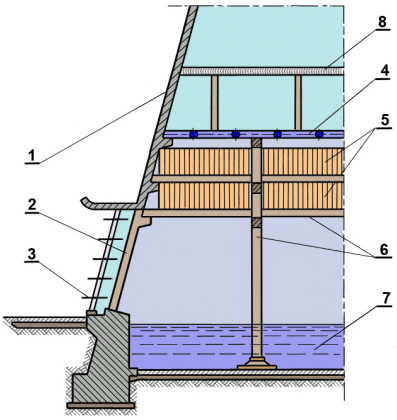






1. Довод на вода под притисок;
2. Систем за распределување на водата;
3. Росилник;
4. Систем за фаќање на водните капки;
5. Вентилатор со електромотор;
6. Дифузор;
7. Базен за собирање на оладената вода.

Сл. 5.6.15. Влажни ладилни кули со вештачка циркулација на воздухот



1. Хиперболично бетонско тело на кулата;
2. Отвор за доведување воздух;
3. Насочувачи на воздух; 4. Уред за распределба на водата со млазници;
5. Росилник; 6. Тело на росилникот; 7. Базен;
8. Фаќач на капки.

Сл. 5.6.16. Ладилна кула со природен провев со спротивно струење

Росилникот (5) кај ладилните кули може да се прави од (сл. 5.6.17):

- дрвени гредички,
- пластични материјали (отпорни на биолошки и хемиски влијанија,
- цементно-азбестни плочи (не се во примена),
- керамички плочи (керамиди), цигли и др.

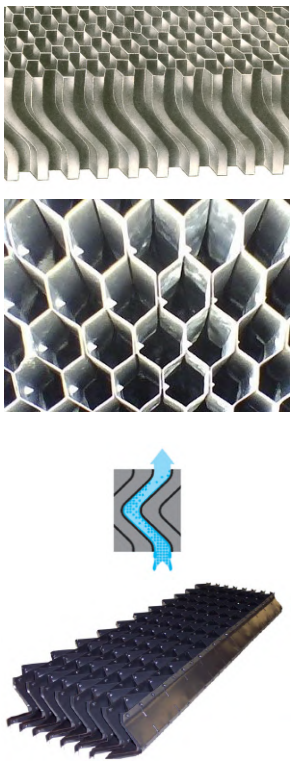
Доколку росилникот е изработен од азбестни плочи (сл. 5.6.18), се прави со следните димензии:

- висина 1200/2400 mm,
- ширина 1600 mm,
- дебелина (50÷60) mm.

Плочите се наредени вертикално во два реда и зазор меѓу нив од 25 mm.

Елемент од ладилната кула е елиминатор на капки (8) изработен од азбестни плочи, пластика (polyvinyl chloride) и др. Азбестните плочи од безбедносни причини во последно време се исфлени од употреба.

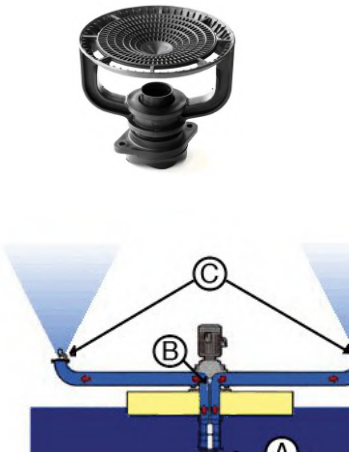
Млазници за распрскување се поставуваат за распрскување на водата надолу кон базенот на вода. Се поставуваат под цевката за распределба на водата за ладење. Постојат млазници за распрскување на водата за ладење нагоре. Се поставуваат над цевката за распределба на водата за ладење. (сл. 5.6.19)



Сл. 5.6.17. Росилник кај ладилни кули од пластични материјали (polyvinyl chloride)

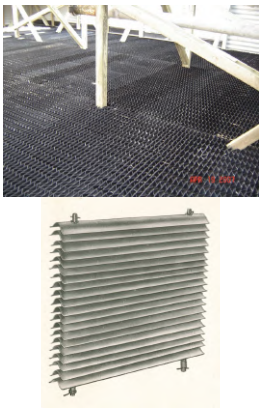


Млаз надолу



Млаз нагоре

Сл. 5.6.19. Млазници за распрскување на водата во ладилните кули



Сл. 5.6.18. Тело на фаќачот на капки на ладилна кула изработено од цементно-азбестни плочи

За заштита на ладилната кула од смрзнување на водата во зимскиот период, се применува доведување и прскање топла вода од кондензаторот, на влезот на воздухот под росилникот (сл. 5.6.20).

Површината на росилникот, во хоризонтален пресек може да достигне големина од (4000÷6500) m^2. Во светот се изградени ладилни кули со површина на росилник од 9000 m^2.

Потребната специфична површина на ладилната кула, со цел да се обезбеди ладење на разладната вода изнесува (0,01÷0,02) m^2/kW. Воздухот одзема дел од водата со себе и тоа заради испарувањето на водата (при тоа таа се лади) и заради механичко носење ситни капки со себе (перјаница над ладилната кула (сл. 5.6.21). Количината на одземена вода изнесува (1,5÷2) % од вкупната количина на разладна вода. Оваа загубена количина на вода мора редовно да се дополнува од некој извор за техничка вода.

Кај влажните ладилни кули, водната перјаница доведува до:

- поплаки и реакции на околните жители,
- проблеми поврзани со дозволите за локацијата,
- корозија и создавање мраз на соседните објекти,
- опасности по транспортот во близина (патнички и железнички),
- негативни влијанија на земјоделието во околина на ТЕП.

Кај хибридните ладилни кули перјаницата се меша со сува топла воздушна струја, пред да ја напушти ладилната кула. Топлиот воздух се добива во изменувачи на топлина. Водата што се лади служи како средство за греење на воздухот. Нема потреба за дополнителна потрошувачка на топлина за загревање на воздухот. Количината на додатен топол воздух е таква што перјаницата што ја напушта кулата (4), е во незаситена состојба и останува незаситена, освен кога се меша со амбиентен воздух (сл. 5.6.22).

Кај хибридните ладилни кули, сепак инвестиционите вложувања се повисоки и температурата на оладената вода е повисока во споредба со онаа кај влажните кули. Можат исто така да се градат со кружен пресек на телото (цилиндрични). Како материјал за изработка може да се користи армиран бетон, дрво или челик. Во случај кога треба да се постават во близина на населено место се испорачуваат со вентилатори со ниска бука и придушувачи на звук. [34-90]



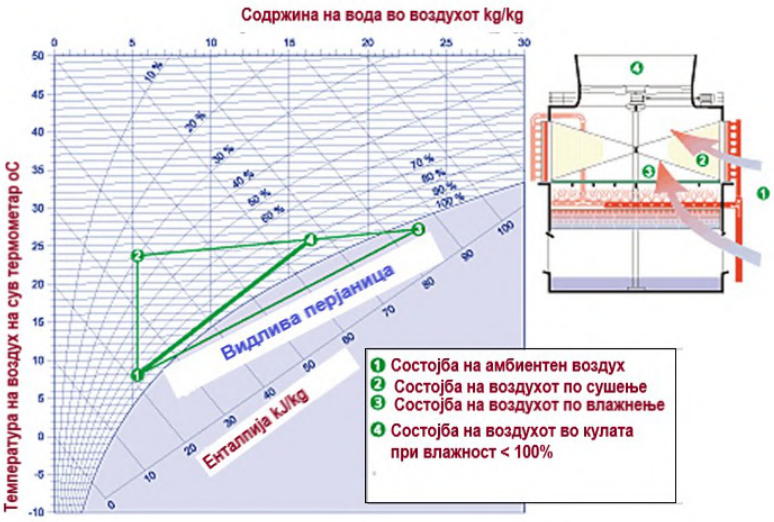
Сл. 5.6.20. Замрзната ладилна кула



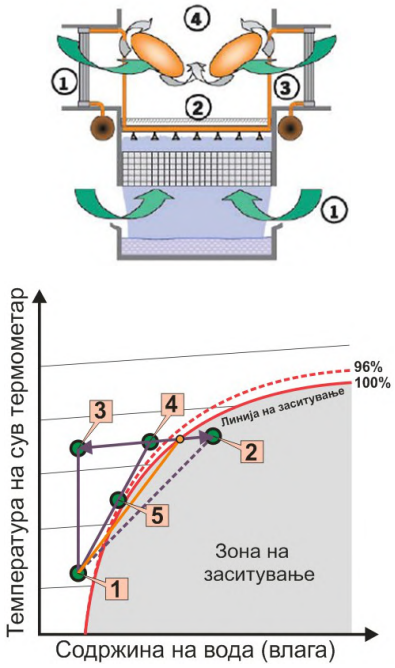
Сл. 5.6.21, Одземен дел на вода со воздухот за ладење во кулата

Принципот на работа на хибридните ладилни кули е прикажан на сл. 5.6.23, а се одвива во следниот начин:

1. амбиентниот воздух влегува во кулата,
2. перјаницата го напушта саќето,
3. загреаниот воздух го напушта сувиот дел на кулата,
4. мешање на воздушната струја од сувиот и влажниот дел на кулата,
5. најмало растојание меѓу точките на мешање заситување.



Сл. 5.6.22. Начин на елиминирање на водната перјаница кај хибридните ладилни кули



Сл. 5.6.23. Принцип на работа на хибридните ладилни кули

5.6.2.3. Материјален и топлински биланс на ладилни кули

Доведената топлина во ладилната кула се определува според следните изрази и се состои од:

- Q_k kW, топлина предадена во кондензаторот
- $Q_{dw} = m_0\, c_{p0}\, t_{W0}$, топлина на додатната вода
- $Q_{v1} = m_{v1}\, c_{pv1}\, t_{v1}$, топлина на влезниот воздух

Одведената топлина од ладилната кула е еднаква на:

$Q_{v2} = m_{v2}\, c_{pv2}\, t_{v2}$, топлина на излезниот воздух

Врз основа на претходните изрази може да се формира равенката на топлинскиот биланс на ладилната кула (сл. 5.5.24):

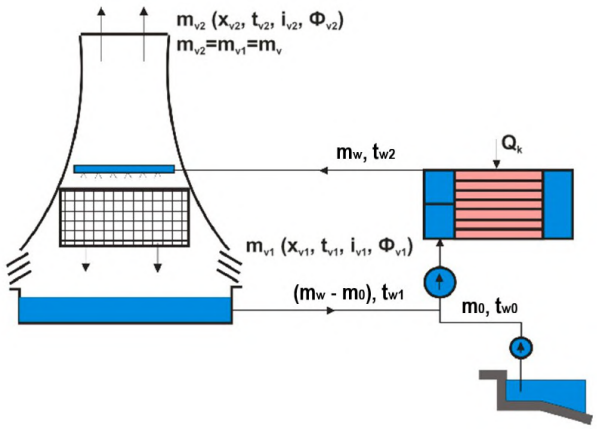
$$m_w \cdot c_{pw} \cdot t_{w2} + m_1 \cdot i_{v1} = (m_w - m_0) \cdot c_{pw} \cdot t_{w1} + m_{v2} \cdot i_{v2}$$

$$m_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1}) + m_0 \cdot c_{pw} \cdot t_{w1} = m_{v2} \cdot i_{v2} - m_{v1} \cdot i_{v1}$$

$$Q_k + m_0 \cdot c_{pw} \cdot t_{w1} = m_{v2} \cdot i_{v2} - m_{v1} \cdot i_{v1}$$

или

$$Q_k + m_0 \cdot c_{pw} \cdot t_{w1} = m_v \cdot (i_{v2} - i_{v1}) \quad \text{kW}$$



Сл. 5.6.24. Шематски приказ за правење материјален и топлински биланс на ладилна кула

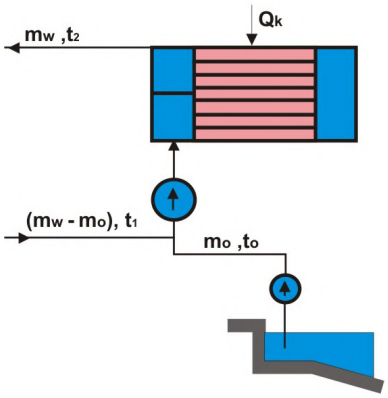
При формирањето на материјалниот биланс, се тргнува од претпоставка, дека количината на однесена вода со воздухот е еднаква на количината на вода што се додава во системот m_0. Според тоа билансот на вода би бил:

$$m_w + m_{v1} \cdot x_{v1} = m_w - m_0 + m_{V2} \cdot x_{v2}$$

$$m_0 + m_{v1} \cdot x_{v1} = m_{V2} \cdot x_{v2} \quad \text{или} \quad m_0 = m_v \cdot (x_{v2} - x_{v1}) \text{ kg/h}$$

Од топлинскиот биланс на кондензаторот се добива:

$$Q_k + (m_w - m_0) \cdot c_{pw} \cdot t_{w1} + m_0 \cdot c_{pw} \cdot t_{w0} = $$
$$= m_w \cdot c_{pw} \cdot t_{w2} \text{ kW}$$



или

$$Q_k = m_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1}) + m_0 \cdot c_{pw} \cdot (t_{w1} - t_{w0}) \text{ kW}$$

За ладилната кула, топлинскиот биланс може да се претстави со равенката:

$$m_w \cdot c_{pw} \cdot t_{w2} + m_{v1} \cdot i_{v1} = (m_v - m_0) \cdot c_{pw} \cdot t_{w1} + m_{v2} \cdot t_{v2}$$

или

$$m_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1}) + m_0 \cdot c_{pw} \cdot t_{w1} = m_v \cdot (i_{v2} - i_{v1}) \text{ kW}$$

Количината на сув воздух што треба да помине низ ладилната кула, за да ја одземе топлината, се пресметува со равенката (во претходната равенка се заменува од материјалниот биланс за $m_0 = m_v (x_{v2}-x_{v1})$):

$$m_v = \frac{m_w \cdot c_{pw} \cdot (t_{w2} - t_{w1})}{i_{v2} - i_{v1} - (x_{v2} - x_{v1}) \cdot c_{pw} \cdot t_{w1}} \quad \text{kg/h}$$

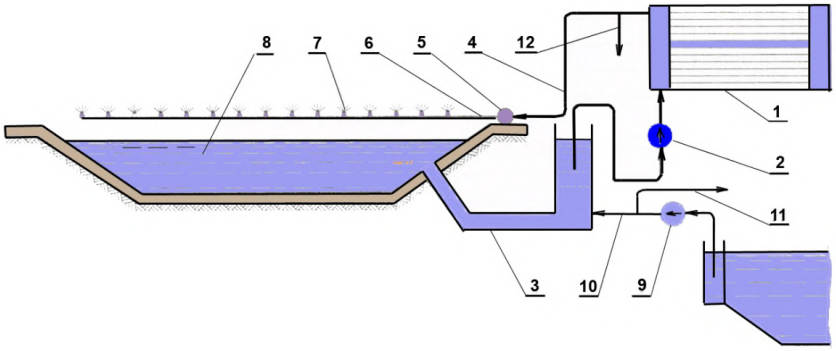
Пресметката на ладилните кули се извршува при следните нормални пресметковни услови на работа:

- t_{w2} = 37 °C, температура на водата на излезот од кулата
- t_{v1} = 15 °C, температура на воздухот на влезот
- φ_{v1} = 0,6, релативна влажност на воздух
- Δt_w =10 °C, температура на ладење на водата во кулата

Кога работните услови се различни од овие, треба да се изврши корекција на добиените резултати.

5.5.2.4. Затворен систем за снабдување со вода со уреди за распрскување

Ладилникот за вештачко ладење на загреаната вода во кондензаторот, може да се изведе во облик на уред за распрскување (сл. 5.6.25). Оладената вода во кондензаторот (1) се доведува со циркулационата пумпа (2) и по загревањето низ цевководот (4) се доведува во колекторот (5). Од колекторот се разведува низ систем од цевки за распределба на водата (6) на чии излези се поставуваат млазници (7). Водата во млазниците се доведува под притисок од (50÷80) kPa, а од млазниците излегува во вид на фонтана. Водата која се распрскува на ситни капки се лади со воздухот кој струи над млазниците. Оладената вода се собира во базенот (8), а до всисот на циркулационата пумпа се доведува со каналот (3).

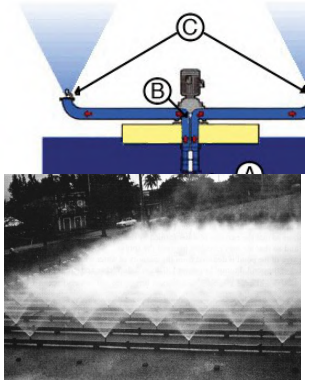


1. Кондензатор; 2. Циркулациона пумпа; 3. Канал за довод на оладена вода; 4. Цевковод за топла вода; 5. Колектор за топла вода; 6. Цевки за распределба на водата; 7. Прскалки; 8. Базен; 9. Пумпа за додатна вода; 10. Цевковод за додатна вода; 11. Цевковод за ХПВ; 12. Отсолување на водата.

Сл. 5.6.25. Шема на затворен систем за снабдување со вода со уред за распрскување

Должината на колекторот (5) изнесува околу 60 m, а растојанието меѓу паралелните цевки изнесува (8÷12) m. На цевките се поставува една или (3÷5) млазници во група на секои (3÷5) m. Крајните цевки се поставуваат на (7÷8) m од крајот (ќошот) на базенот. Механичките нечистотии во базенот можат да доведат до затнување на млазниците. Во тој случај млазниците се демонтираат и се чистат (сл. 5.6.26).

Затворените уреди за доведување на разладна вода се релативно евтини и едноставни за изработка. Сепак, заради потребната голема површина и проблемите во експлоатацијата ретко се применуваат. Понекогаш овие системи се користат како дополнение на акумулацијата. Специфичната површина кај овие системи изнесува (0,06÷0,12) m^2/kW, односно поголема е околу 6 пати во однос на ладилните кули.



Сл. 5.6.26. Уред за распрскување на водата

5.7. ТРАНСПОРТ НА ЗГУРА И ПЕПЕЛ

Намената на специјалната опрема и уреди за транспорт на згура и пепел е отстранување на згурата формирана во огништата на котлите и пепелта издвоена од излезните гасови, надвор од кругот на ТЕП, често на поголеми растојанија (10 km и повеќе). [34-90]

Вкупната количина на згура и пепел m_{zp}, која треба да се отстрани од ТЕП изнесува:

$$m_{zp} = 0{,}01 \cdot B(A + q_4 + \frac{H_d}{32{,}7})[1 - a_p(1 - \frac{\eta_f}{100})] \quad \text{kg/h}$$

B kg/h = потрошувачка на гориво
A % = содржина на пепел во горивото
q_4 % = загуба на топлина поради механичко непотполно согорување
H_d MJ/kg = долна топлинска моќ на горивото
a_p % = процент на летечка пепел
η_f % = КПД на пречистувачот (филтерот)

Од вкупната количина на цврсти остатоци од процесот на согорување, се издвојува во:

- бункерите за згура, при согорување во лет на јаглен во прав, 15 %,
- бункерите за згура, при согорување во слој на решетка, (60÷70) %,
- бункерите на каналот за излезни гасови, (5÷10) %.

Насипната густина на цврстите остатоци изнесува:

- сува згура (0,85÷1,0) t/m^3,
- летечка пепел (сува) (0,60÷0,7) t/m^3,
- влажна згура и пепел (1,20÷1,4) t/m^3,

За колични на згура и пепел помали од 1 t/h нема потреба од воведување механизиран транспорт на згурата.

Водата за влажнење на згурата и пепелта се доведува до сите бункери за згура и пепел. При испуштање на згурата и пепелта се врши влажнење до потполно гасење на згурата. Потрошувачката на вода за влажнење е околу 0,8 m^3/t.

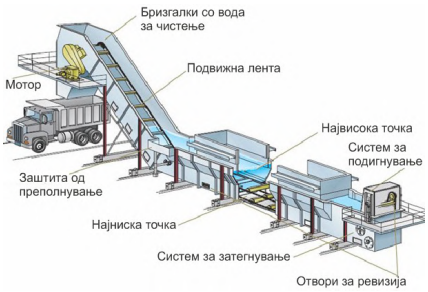
Основни системи за транспорт на згура и пепел се:

- механички (сл. 5.7.1),
- хидраулички (сл. 5.7.2),
- пневматски,
- комбиниран.



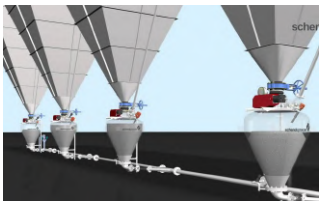






Сл. 5.7.1. Механички транспорт на згура и пепел





Сл. 5.7.2. Хидрауличен транспорт на згура и пепел

Комбинираниот систем за транспорт најчесто претставува комбинација на отстранување на згурата од кругот на ТЕП со хидрауличен транспорт и отстранување на пепелта од на пример електрофилтрите со пневматски транспорт.

Изборот на соодветен систем се прави со техно-економска анализа, при која се земаат во обзир низа фактори, како: количината на згура и пепел, сигурност и економичност на системот во експлоатација, големината на инвестицијата, едноставност при ракување, санитарно-хигиенските услови на работа, положбата на депонијата за згура и пепел, потребната енергија за транспорт и др.

5.7.1. Хидрауличен транспорт на згура и пепел

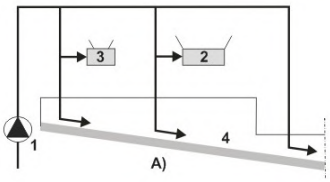
Хидрауличниот транспорт на згура и пепел може да се изведува заеднички, кога згурата и пепелта заедно со водата, формираат смеса или може да се изведува одвоено, кога згурата и пепелта се отстрануваат одвоено. Заедничкиот транспорт на згура и пепел може да се изведува со канал поставен под агол, односно со самоистекување (сл. 5.7.3.а), со ејектори (сл. 5.7.3.б) или со багер-пумпи (сл. 5.7.3.в). Одвоениот транспорт на згура и пепел може да се изведува на два начина: згурата се отстранува со хидрауличен транспорт, а пепелта со багер-пумпи (сл. 5.7.3.г) или двете материи (згура и пепел) се отстрануваат со багер-пумпи (сл. 5.7.3.д).

Хидрауличниот транспорт со самоистекување е едноставен, сигурен и економичен начин за транспорт на згура и пепел, но може да се изведе само во ретки случаи, кога нивото на местото на депонирање на смесата е пониско од нивото на ТЕП. Кај хидрауличните системи за транспорт, згурата и пепелта се испуштаат во канали во кои се впрскува вода под притисок, која ја омива згурата и пепелта кон станицата тн. багер пумпи. Каналите за хидрауличен транспорт на згура и пепел се изведуваат со наклон од најмалку 1,5 % за згурата и 1 % за пепелта. Каналите се поставуваат на минимална длабочина од 600 mm за згурата и 400 mm за пепелта, а се обложуваат со базалт.

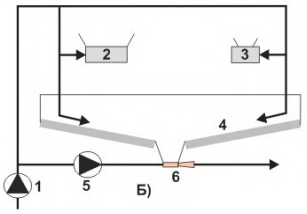
Димензиите на попречниот пресек и наклонот на каналот се одредуваат во зависност од протокот на вода и потребниот притисок во каналот, односно од равенката:

$$p = \rho \cdot i \cdot R \quad \text{N/m}^2$$

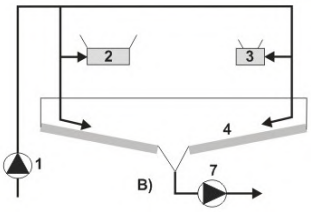
ρ kg/m^3 = густина на вода
i = наклон на каналот
R m = радиус на каналот



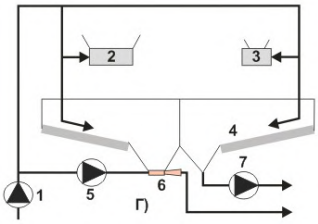
Заеднички транспорт со самостекување



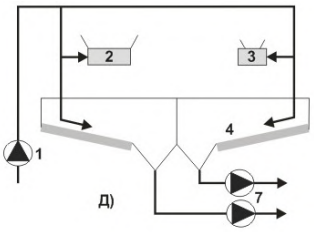
Заеднички хидрауличен транспорт



Заеднички транспорт со багер-пумпи



Одвоен транспорт на згура (хидрауличен) и пепел (со багер-пумпи)



Одвоен транспорт со багер-пумпи

1. Пумпа за вода; 2. Уред за собирање згура; 3. Уред за собирање летечка пепел; 4. Канал за стекување; 5. Пумпа за ејекторска вода; 6. Ејектор; 7. Багер-пумпа.

Сл. 5.7.3. Шеми за хидрауличен транспорт на згура и пепел

Брзината на протекување во отворен канал се определува со изразот:

$$w = \frac{1}{n} \cdot R^{2/3} \cdot i^{1/2} \quad \text{m/s}$$

n = коефициент на рапавост (за базалт n = 0,01)
i = наклон на каналот
R m = радиус на каналот

За спречување толози од хидросмеса во каналите се поставуваат млазници за вода, кои се поставуваат под наклон кон дното на каналот од (6÷10) % и на висина од (300÷400) mm. Млазниците најчесто се поставуваат на местата со најголеми локални отпори (колена, рачви) и на правите делови на каналот на растојание од (10÷20) m.

Одвоениот транспорт на згура и пепел се применува кога за тоа постојат поволни локациски услови, односно кога постои можност згурата да се депонира поблиску до ТЕП, а пепелта подалеку. Одвоениот транспорт се применува во случаи кога згурата и пепелта се користат за различна намена и нивното мешање не е дозволено.

Најупотребуван начин на транспорт на згура и пепел е со багер-пумпи со заеднички транспорт на згурата и пепелта. Овој начин е економичен и обезбедува нормални санитарно-хигиенски услови за работа.

На влезот во багер-пумпната станица се поставува фаќач на метал и по потреба дробилка на згура. Доколку дробилката за згура со гранулација на дробење од 40 mm е составен дел на котелот, нема потреба од поставување дополнителна дробилка во багер-пумпната станица. Багер-пумпите се користат за транспорт на смесата вода/згура и работат во тешки услови на работа. Заради тоа најчесто се поставуваат по три пумпи од кои првата е работна, втората резервна и на третата се прави ремонт. Работниот период на роторот на една багер-пумпа се движи од (360÷720) h.

Преку багер-пумпите смесата вода/згура низ каналите се транспортира до депонијата за згура и пепел. Цевководите се изработуваат од безрабни или рабни челични цевки со дебелина на ѕидот и до 10 mm, поради абразивните својства на пепелта. Честопати во цевководите се вградуваат базалтни колена.

Минимално дозволената брзина на струење на смесата вода/згура зависи од концентрацијата на смесата и формирање на талог во цевководите (таб. 5.7.1).

Таб. 5.7.1. Минимална брзина на струење на смесата во зависност од концентрацијата на смесата:

Смеса	Минимална брзина на смесата				
	Концентрација %				
	< 5	6÷10	11÷15	16÷20	> 20
Пепел/вода	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40
Згура/вода	1,7÷1,8	1,9÷2,0	2,1÷2,2	2,3	-
* Вредностите се за згура со густина од 2,5 t/m^3 и порозност од 40 %					

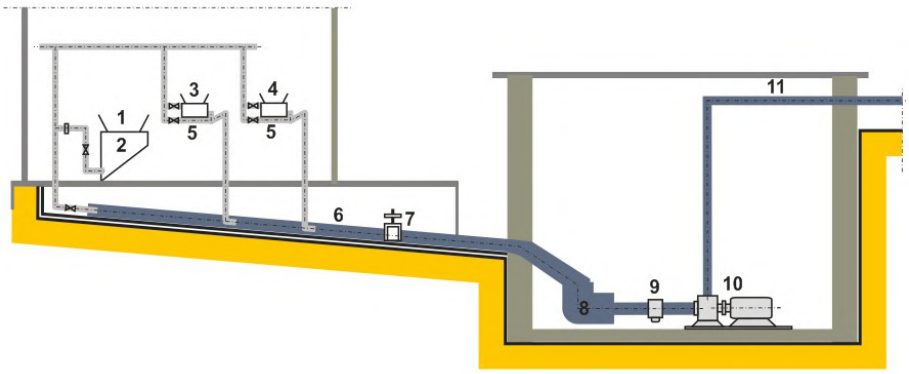
Најчесто за транспорт на згура и пепел од багер-пумпната станица до депонијата се користат два цевководи, првиот е работен, а вториот е резервен. При проектирање на цевководите за транспорт потребно е да се предвиди можност за празнење на цевководот во неговата најниска точка, компензатори, можност за перење на цевководот со вода и доволна должина на цевководот за евентуално негово механичко чистење. Исфрлањето на смесата на згура/вода се изведува истовремено преку поголем број на приклучоци по должина на насипот на депонијата.

Абењето на цевките во текот на годината изнесува за:

- челични цевки 5,0 mm/god,
- цевки од леано железо 2,3 mm/god,
- базалтни цевки 1,0 mm/god.

Коефициентот на триење за базалтните цевки е за (1,6÷1,8) пати поголем од коефициентот на челичните цевки, поради што при примена на базалтни цевки е потребна поголема количина на електрична енергија (поголема потрошувачка на електрична енергија за совладување на отпорите од триење).

Шематскиот приказ на хидрауличен транспорт е прикажан на сл. 5.7.4. Згурата формирана во огништето на котелот паѓа во конусниот дел на котелот (1) и се изнесува со уредот за собирање и транспорт на згурата (2). Пепелта од конусните делови на конвективните канали (3) и електрофилтерот (4) се изнесува со уредот за транспорт на пепел (5). Згурата и пепелта (заедно) се одведува преку каналот за самостекување (6). Во каналот (6) се додава вода и се добива смеса згура/пепел/вода. Смесата преку каналот (6) и засунот (7) влегува во дробилката каде се дроби до потребната гранулација од (25÷30) mm. Во одвојувачот на метал (9) се одвојуваат металните делови од смесата и со помош на багер-пумпата (10), преку цевководите (11) смесата се носи кон депонијата на смеса. Пречистената вода се враќа во базен за таложење, доколку се работи за затворен систем или се испушта во река кај отворените системи.



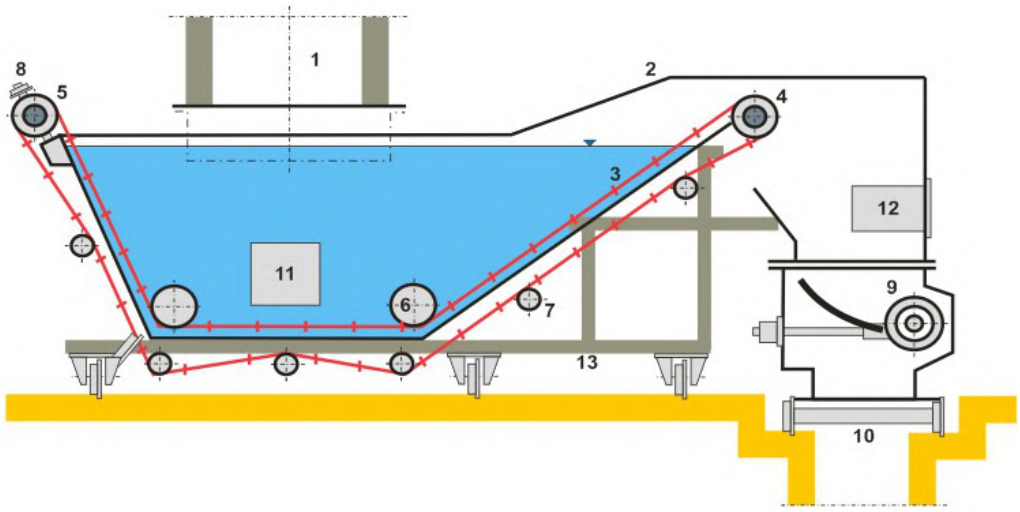
1. Конус на огништето; 2. Уред за собирање згура; 3. Конус на конвективните канали на котелот;
4. Конуси на електрофилтерот; 5. Уред за собирање пепел; 6. Канал за самостекување; 7. Засун; 8. Дробилка за згура;
9. Уред за издвојување метални делови; 10. Багер-пумпа; 11. Цевководи за смеса (згура/пепел/вода) кон депонијата.

Сл. 5.7.4. Шема на хидрауличен транспорт на згура и пепел

Кај парните котли кај кои згурата се отстранува во цврста состојба се применуваат уреди за транспорт на згурата со гребачи или со полжавест преносник.

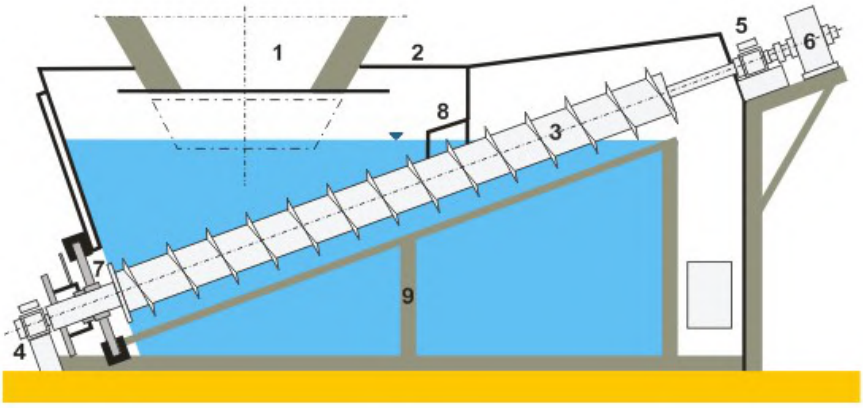
На сл. 5.7.5 е прикажан уредот за транспортирање со гребачи. Згурата од котелот преку шахтата за испуст (1) паѓа во кадата (2), која е наполнета со вода. На дното на кадата е поставена бесконечна верига со гребачи (3). Веригата е префрлена преку погонскиот (4) и погонуваниот (5) верижник. Веригата на дното ја држат верижникот за затегнување (6) и верижниците за придржување (7). Презатегнување на веригата се изведува со уредот за затегнување (8). Згурата од просторот на огништето паѓа во кадата со вода, каде се гаси, а со гребачите на веригата се исфрла во дробилката (9), каде се дроби до потребната гранулација. Капацитетот на овој уред изнесува околу 1,4 kg/s.

На сл. 5.7.6 е прикажан уредот за транспортирање со полжавест преносник. Згурата од огништето на котелот (1) паѓа во кадата (2) со вода, каде се гаси. Згурата со полжавестиот преносник (3), потпрен на долно (4) и горно (5) лежиште, се транспортира до дробилката на дробење, која не е прикажана на сликата. Полжавестиот преносник се врти со помош на погонскиот механизам (6). Капацитетот на уредите за транспорт на згура со полжавест преносник се движи од (1,1÷2,2) kg/s. Дијаметарот на полжавот се движи од (500÷600) mm, а должината на полжавот е (5÷8) m. Полжавот е поставен под агол од (15÷25)°. [34-90]



1. Шахта на испустот од огништето; 2. Када; 3. Верига со гребачи; 4. Погонски верижник; 5. Погонуван верижник; 6. Верижник за затегнување; 7. Верижник за придржување; 8. Уред за затегнување на веригата; 9. Дробилка за згура; 10. Тркала од дробилката; 11. Отвор на чистење на кадата; 12. Отвор за чистење на дробилката; 13. Конструкција на кадата.

Сл. 5.7.5. Уред за отстранување на згурата со гребачи



1. Конус на огништето; 2. Када; 3. Полжавест транспортер; 4. Долно лежиште; 5. Горно лежиште; 6. Погонски механизам; 7. Прстен за водење; 8. Прстен за дробење на згурата; 9. Носечка конструкција.

Сл. 5.7.6. Полжавест уред за транспортирање на згурата

5.7.2. Пневматски транспорт на згура и пепел

За разлика од хидрауличниот транспорт, кој згурата и пепелта ја транспортира на поголеми растојанија до депонијата, пневматскиот транспорт претежно се користи за транспорт на пепел во кругот на ТЕП.

Пневматскиот транспорт се изведува со вакуум, кој може да се обезбеди со:

- парни ејектори,
- вакуум-пумпи, и
- вентилатори со висок напор.

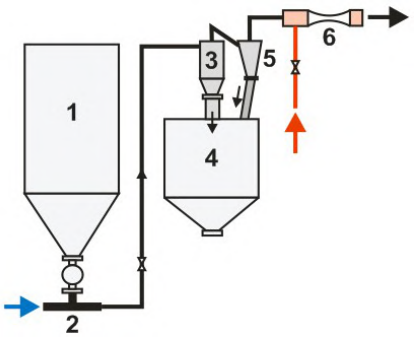
На сл. 5.7.7 се прикажани шеми на транспорт на пепел со парен ејектор или со вакуум-пумпа. Пепелта од инките на котелот и електрофилтерот се собира во собирниот бункер (1). Преку млазницата (2) се доведува воздух, кој се меша со пепелта и така добиената смеса (воздух/пепел) се транспортира до првиот степен на отпепелување (3), каде се одвојува најголема количина на пепел, која се собира во бункерот за пепел (4). Воздухот со неиздвоената пепел се носи на второстепено отпепелување (5), каде одвоената пепел се носи повторно во бункерот за пепел (4). Воздухот со помош на парниот ејектор (6) се исфрла во атмосферата. Пепелта од бункерот (4) се транспортира директно на потрошувачите со камиони или вагони.

Втората шема прикажана на сл. 5.7.7 е со вакуум-пумпа и не се разликува од претходната. Единствена разлика е во тоа што вакуумот се прави со помош на вакуум-пумпата (8) и во тоа што кај оваа шема е поставен дополнителен влажен отпепелувач (7) за отпепелување на смесата.

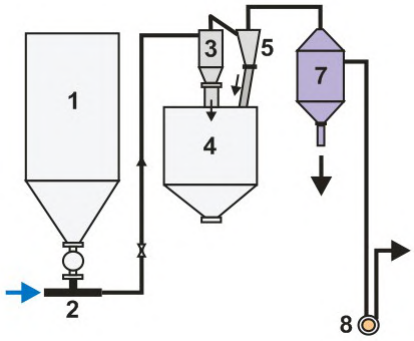
Кај пневматскиот транспорт постојат следните недостатоци:

- поради потешкотии во регулацијата во млазницата не се одржува константна концентрација на пепел,
- парните ејектори имаат ниска економичност и брзо се абат.

Во вакуумските пневматски системи за транспорт на пепел се троши околу (50÷100) kg/t воздух на t пепел, при брзини во цевководите од 2 m/s. Потрошувачката на електрична енергија кај системите со парни ејектори се движи од (20÷30) kWh/t, а кај системите со вакуум-пумпи (10÷12) kWh/t. Поради погоре споменатите причини кај ТЕП со средна и голема моќ се користи хидрауличен транспорт на згура и пепел.



Со парен ејектор



Со вакуум-пумпа

1. Собирен бункер; 2. Млазница; 3. Прв степен на отпепелување; 4. Бункер за пепел; 5. Втор степен на отпепелување; 6. Парен ејектор; 7. Влажен отпепелувач; 8. Вакуум-пумпа.

Сл. 5.7.7. Шеми на пневматски (вакуум) систем за транспорт на пепел

5.7.3. Депонии и искористување на пепелта

Депонијата за згура се проектира на работен век на ТЕП од 25 години и затоа потребната површината на депонијата може да биде и неколку километри квадратни. Од тие причини депонијата се лоцира на поголемо растојание од ТЕП од (10÷20) km, што од друга страна ги зголемува трошоците за транспорт. Депонијата е сложен хидротехнички објект составен од:

- простор за таложење згура и пепел,
- базен за бистрење на водата, и
- уреди за дренажа на свежата вода.

Депонијата се поставува на простор кој не е погоден за земјоделие. Целиот простор на депонијата се оградува со насипи од земја или само со насипи на пониските делови. За зголемување на насипите во текот на работата на ТЕП се користи згура и пепел. За намалување на формирањето на прашина на депонијата постојано се одржува потребно ниво на вода за влажнење или се применува систем на поливање.

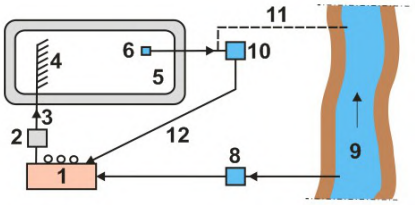
Снабдувањето на депонијата со вода може да биде изведено со затворен или отворен систем.

Кај затвореният систем за снабдување со вода на депонијата (сл. 5.7.8), смесата се носи од станицата со багер-пумпи (2) со цевководот за смеса (3) и се испушта преку уред за испуштање смеса (4) на депонијата (5). Водата се пречистува (бистри) во базенот (6) и со пумпата (10), преку цевководот (12) се транспортира до ТЕП (1). Во хавариски услови водата може да се испушти, преку цевководот (11) во реката (9). Водата во базенот се пречистува до потребната бистрина, за да може да се транспортира со пумпи и да се намали нивното абење. Пумпните станици за пречистена вода се поставуваат непосредно до базенот за пречистување, при што водата од базенот до пумпната станица најчесто се води во отворени канали. Во пумпната станица се поставуваат две работни и една резервна пумпа.

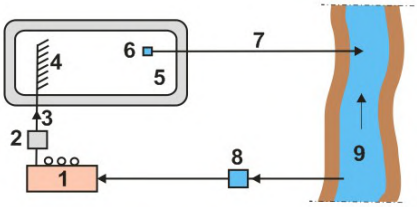
Кај отвореният систем за снабдување со вода на депонијата, водата директно се испушта во реката. Овие системи се применуваат само во нужни случаи (сл. 5.7.8).

Наместо обични депонии со насипи се прават депонии со дренажни цевководи на депонијата, кои во потполност ја одведуваат водата од депонијата и нема потреба од правење на насипи.

Пепелта може да се искористи како додаток на цементот и за производство на цигли.



Затворен систем

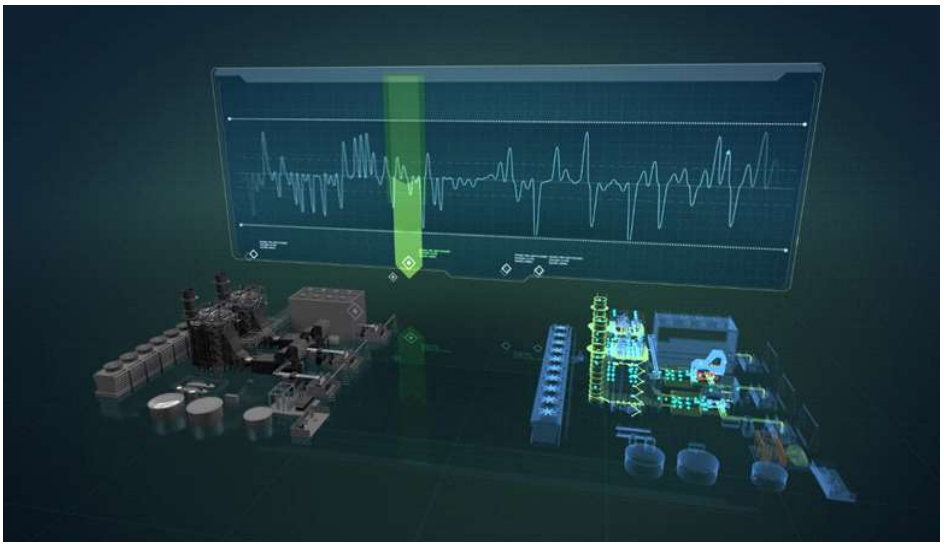


Отворен систем

1. ТЕП;
2. Станица за багер-пумпи;
3. Цевковод за смеса;
4. Уред за испуштање на смесата;
5. Депонија за згура и пепел;
6. Базен за бистрење (пречистување) на водата;
7. Испуст на прочистена вода во реката;
8. Пумпна станица за техничка вода;
9. Река;
10. Пумпа за пречистена вода;
11. Хавариски испуст на водата во река;
12. Цевковод за пречистена вода.

Сл. 5.7.8. Шема на снабдување со вода на системот за транспорт на згура и пепел

6 ПОСТРОЈКИ КОИ СЕ СОСТАВЕН ДЕЛ НА ГАСНОТУРБИНСКИ И КОМБИНИРАНИ ТЕП

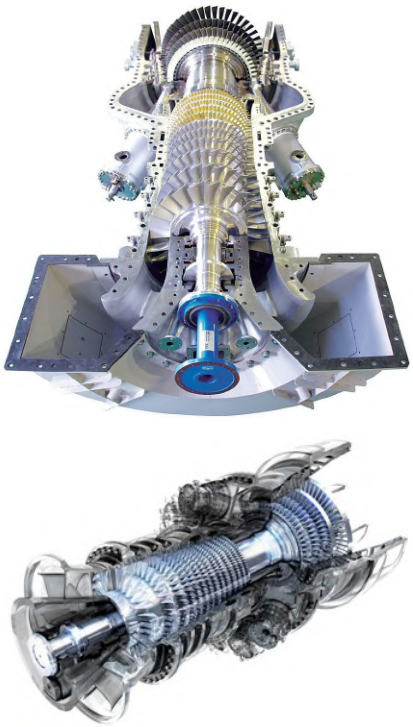


6.1. ГАСНИ ТУРБИНИ

Како што е речено досега гасните турбини се слични на парните по принципот на работа и можат исто така да бидат аксијални и радијални. Радијалните гасни турбини обично се со мала единична моќ. Гасните турбини се изработуваат како акциони и реакциони. [90-105]

Акционите гасни турбини со еден или повеќе турбински степени, се изработуваат со степен на реакција од (5÷15)%, а само првиот турбински степен е чисто акционен, додека другите турбински степени се со одреден степен на реактивност.

Бројот на турбински степени кај повеќестепените гасни турбини се движи од (2÷6) турбински степени (ретко повеќе). Зголемениот број на турбински степени ја усложнува конструкцијата на турбината и ги зголемува димензиите, масата и цената на турбината, но се постигнува повисока ефикасност (сл. 6.1.1).



Сл. 6.1.1. Гаснотурбинска ТЕП

Гасните турбини се разликуваат од парните по:

1. Влезната температура на работниот флуид (гасот) е многу повисока:
   - елементите од ГТ се изработуваат од високо легирани челици, и
   - се применуваат различни начини на ладење на лопатките и дискот.
2. Влезниот притисок на работниот флуид (гасот) е понизок:
   - специфичниот волумен на гасот при експанзијата се зголемува (5÷20) пати, додека специфичниот волумен на парата при експанзија до кондензаторски притисок се зголемува стотина пати,
   - разликата меѓу висините на првиот и последниот степен кај гасните е помала од парните турбини.
3. Топлинскиот пад кај парните турбини е (3÷5) пати помал од оној кај гасните турбини, поради што:
   - гасните турбини имаат помал број на турбински степени и помала должина,
   - при иста моќност гасните турбини мора да имаат поголем масен проток (и волуменски).

4. Со цел да се добие повисок КПД, гасните турбини:
   - мора да се изработат прецизно, посебно профилот на лопатките,
   - специјално внимание се посветува на проточниот дел (аеродинамичноста) на турбината и влезниот дел во компресорот, како и излезниот дел од гасната турбина.

6.1.1. Конструкција на основните елементи на гасните турбини

Роторските, статорските лопатки, роторот и другите елементи во проточниот дел на турбината, работат на високи температури од (900÷1200) K и во средина богата со кислород и затоа материјалот од кој се изработени треба да има (сл. 6.1.2):

- високи критериуми на цврстина на високи температури,
- отпорност на топлина,
- отпорност на високотемпературна корозија,
- отпорност на замор на материјалот,
- отпорност на долготрајна работа,
- отпорност на ползење на материјалот и др.



Сл. 6.1.2. Ротор на гасна турбина

Кај отворените циклуси на ГТЕП гасот влегува во гасната турбина со голема содржина на O_2, затоа материјалот мора да поседува отпорни антикорозивни карактеристики.

Течните горива обично содржат нечистотии, како ванадиум, натриум и сулфурни компоненти, кои можат да ја оштетат антикорозивната заштита (слој) на високо отпорниот челик.

Во текот на работата, елементите се подлежни на механички напрегања. Нерамномерните температурни полиња, исто така предизвикуваат термички напрегања повисоки во однос на парните турбини.

Статорските лопатки се монтираат директно на турбинската обвивка или на помошен систем за прицврстување. Статорските лопатки (млазниците) се поставуваат на периферијата на влезниот простор, со цел да се обезбеди потопол доток на гас во роторските лопатки. Статорските лопатки на меѓустепените се поставуваат со заварување, потпирање или на други начини. Во кој било случај на вградување мора да се обезбеди слободно термичко ширење на материјалот (сл. 6.1.3). [90-105]



Сл. 6.1.3. Статорска решетка од гасна турбина

Затоа што температурата на гасот пред лопатките, посебно кај првиот турбински степен е многу висока, потребно е да се обезбеди ладење на лопатките со воздух, а понекогаш и со течност. Се применуваат различни начини на ладење на млазниците од средните степени, кои се помалку оптоварени на високи температури и притисоци.

На сл. 6.1.4 е прикажана статорска лопатка со воздушно ладење. Воздухот од периферијата (1) влегува во шуплината на лопатката и минува низ отворите (2) во влезниот раб на лопатката.

На сл. 6.1.5 е прикажано ладење на роторските лопатки со воздух. Воздухот влегува во внатрешната шуплина на лопатката и низ посебни отвори струи од влезниот кон излезниот раб на лопатката.

Ладењето на роторските лопатки може да биде изведено и со течност (вода, течна легура од натриум и калиум и др.), која се става во шуплина во лопатката. Како резултат на разлика на густината под дејство на центрифугална сила поладната течност оди кон врвот на лопатката, а загреаната течност кон коренот на лопатката (сл. 6.1.6).

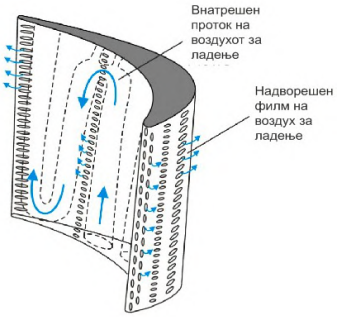
Треба да се напомене дека кој било начин на ладење на гасните турбини е поврзан со загуби на енергија, на пример при 1 % потрошувачка на воздух за ладење за вредност од 1,2 % се намалува ефикасноста (КПД) на гасната турбина.

За да се зголеми ефикасноста на гасните турбини, роторските лопатки се изработуваат во завиен облик и со помал попречен пресек кон врвот. Начинот на прицврстување на роторските лопатки е сличен како кај парните турбини. Разликата е во тоа што се врши ладење на корените на лопатките со воздух кој се доведува низ процепи (сл. 6.1.7).

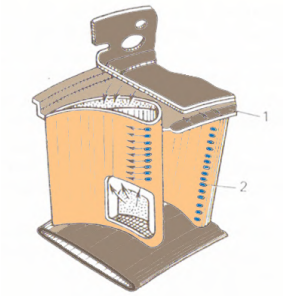
Роторските лопатки што не се ладат се прицврстуваат со цврста врска на дискот. Ладените роторски лопатки можат да имаат шуплини или дупнатини по должината (сл. 6.1.8).

Роторите кај гасните турбини можат да се изработат во вид на (сл. 6.1.9):

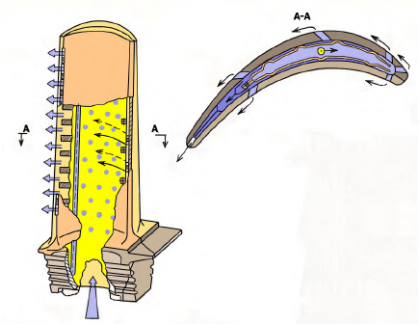
- цилиндар,
- диск,
- заварени ротори.



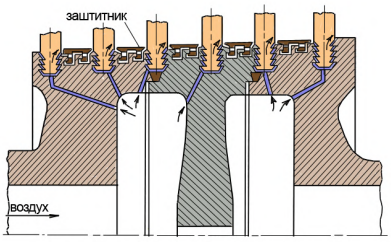
Сл. 6.1.4. Воздушно ладење на статорска лопатка



Сл. 6.1.5. Воздушно ладење на роторска лопатка



Сл. 6.1.6. Ладење на роторска лопатка со течност

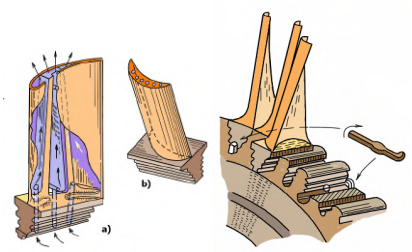


Сл. 6.1.7. Ладење на корените на роторските лопатки

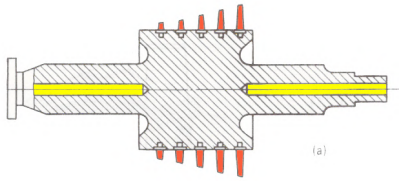
Куќиштето, телото кај гасните турбини во однос на парните турбини е изложено на повисоки температури и пониски притисоци (2÷3) MPa. Обично се изработува од перлитен челик, а во некои случаи се изработува со заварување на поединечните делови. За да се намали температурата на ѕидовите, телото (1) обично се прекрива со преграда (заштита), изработена од тенок лист на аустенитен челик отпорен на висока температура.

Ладењето на телото на турбината може да биде реализирано и на други начини. Поединечни турбини имаат два ѕида и меѓу двата ѕида струи ладен воздух. Некои гасни турбини имаат водено ладено куќиште. Водата е многу поефикасна за ладење од воздухот, но воденото ладење ја прави конструкцијата многу посложена. За температури до 1000 K кај гасните турбини не се применува дополнително ладење, а за температури повисоки од 1000 K се применува ладење со воздух или вода. Лавиринтските затинки и лежиштата по конструкција се слични со оние кај парните турбини.

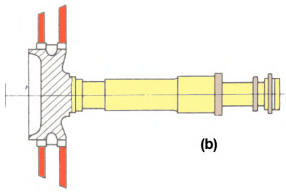
За повисоки температури, проточниот дел од гасните турбини се покрива со слој (40÷60) μm отпорен на термички оптоварувања, корозија и ерозија на материјалот. На тој начин се зголемува векот на експлоатација на роторските лопатки за (2÷3) пати, при температури на влезот во гасната турбина од (1100÷1200) K. Денес за изработка на елементи на проточниот дел се користи металокерамика (цермет) која е поевтина од аустенитните челици со оксиди на Al_2O_3, MgO, BeO, ZrO_2. [90-105]



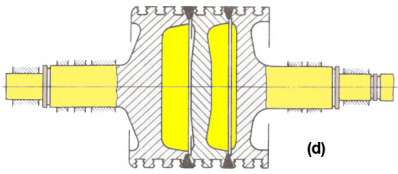
Сл. 6.1.8. Прицрстување на ладени роторски лопатки



Цилиндар-ротор



Диск-ротор



Заврен ротор

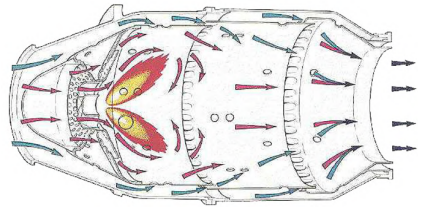
Сл. 6.1.9. Ротори кај гасните турбини

6.2. КОМОРИ ЗА СОГОРУВАЊЕ КАЈ ГАСНОТУРБИНСКИТЕ ТЕП

Комората за согорување кај гаснотурбинските ТЕП (ГТЕП) служи за загревање на работниот флуид до одредена температура со согорување на горивото во компримираниот воздух. [90-105]

Комората за согорување треба да ги задоволи следните барања (сл. 6.2.1):

- процесот на согорување да биде стабилен во сите режими на работа,
- температурското поле во гасната струја да биде изедначено,
- со цел долгогодишна експлоатација, комората за согорување мора правилно да се лади,
- КПД на комората за согорување да биде висок во сите режими на работа,
- да обезбеди брз старт на ГТЕП,
- едноставна конструкција, сигурна во работа и по можност евтина изведба.





Сл. 6.2.1. Комора за согорување кај ГТЕП

Во коморите за согорување кај современите ГТЕП согоруваат:

- гасни горива (главно природен гас), или
- различни видови на течни горива (дизел-гориво, керозин, биогорива и др.)

Кај постојните комори за согорување термичката ефикасност (КПД) се движи од (0,97÷0,99). Кај коморите за согорување постои пад на притисок, како последица на хидраулични загуби на притисокот, поради довод на топлина, триење на гасната струја, локални отпори, дополнителен пад на притисок заради загревање на гасот при согорување на горивото и др.

Коморите за согорување кај современите ГТЕП, според конструкцијата можат да се поделат на:

- цилиндрични (can-type, конзерва),
- секциони или повеќецевни (multican-type),
- прстенести - кружни, и
- цевчест вид (cannular type).

Исто така можат да се класифицираат и како:

- комори со праволиниски проток, кај кои секундарниот воздух се движи во еден прстенест канал меѓу примарниот и телото во иста насока,
- спротивен проток, кај кои секундарниот воздух се движи во спротивна насока на примарниот воздух.

Цилиндричните комори кај современите гасни турбини можат да бидат (сл. 6.2.2):

- надворешни или
- внатрешни.

Надворешните комори имаат сопствено куќиште и се сместени во ГТЕП во близина на компресорот. Се применуваат во стационарните и ретко во подвижните ГТЕП. Надворешните комори за согорување се делат на два вида:

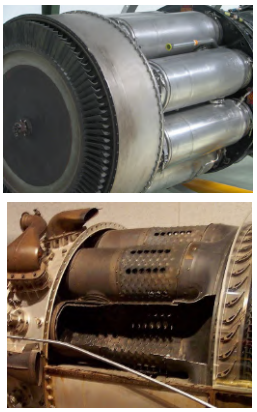
- цилиндрични и
- аголни.

Кај цилиндричните комори, воздухот се дели на две струи, односно на примарен воздух кој низ млазница (1) се внесува во прстенестата чаура на горилникот (2) и секундарен воздух кој низ виорната млазница се внесува директно во зоната на согорување (А). Секундарниот воздух влегува во зоната за согорување низ голем број отвори на внатрешниот цилиндар (4). Цилиндарот (5) има дополнителни отвори низ кои влегува вишок воздух за целосно согорување или такана-речено догорување (сл. 6.2.3).

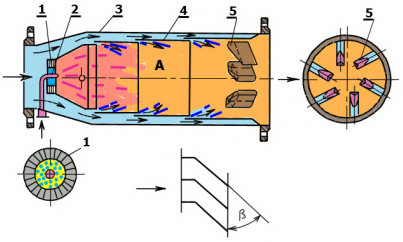
Кај секционите комори (сл. 6.2.4), примарниот воздух низ куќиштето (1) се внесува во внатрешниот цилиндар (4) каде се доведува гориво преку горилникот (2). Протокот на воздухот се контролира во зависност од доведеното гориво. Секундарниот воздух се внесува меѓу телото (3) и внатреш-ниот цилиндар (4). Кај ГТЕП во принцип се вградуваат повеќе вакви комори за согорување, со што се зголемува надежноста на ГТЕП. Предност на овој тип комори за согорување е едно-ставната конструкција и малиот пад на притисокот од (1,5÷3) %.

Секционите комори кај современите гасни турбини се комбинација на неколку (6÷16) паралелни цилиндрични комо-ри за согорување (секции). Секционите комори се состојат од:

- прстенеста чаура (liner) и
- тело.



Сл. 6.2.2. Цилиндрични комори за согорување



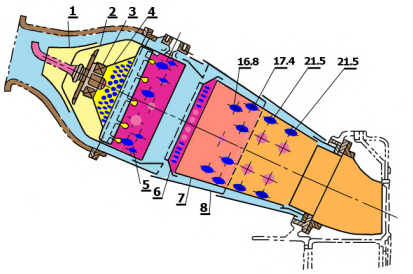
1. Влез на примарен воздух;
2. Горилник;
3. Секундарен воздух;
4. Внатрешен цилиндар;
5. Цилиндар со дополнителни отвори за воздух.

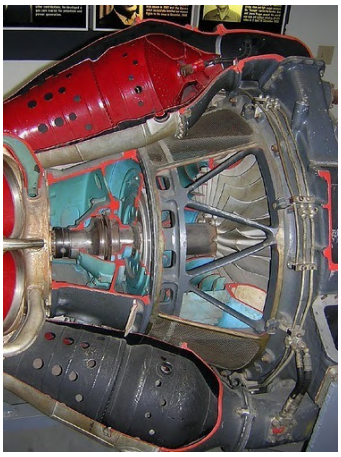
Сл. 6.2.3. Пресек на цилиндрична комора за согорување кај ГТЕП

Прстенестата чаура се состои од глава, која содржи виорна млазница (3), диск (2), конус (4) и цилиндар (5) со два конусни дела (сл. 6.2.4).

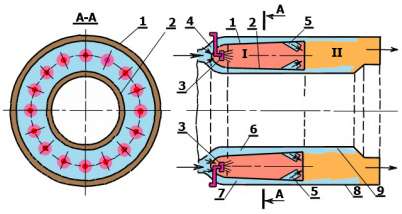
Кај прстенестите комори (сл. 6.2.5), комората за согорување (1) има форма на прстен со должина (150÷200) mm која ја формираат цилиндрите (1) и (2). Останатите коаксијални цилиндри (8 и 9) го формираат куќиштето на комората.

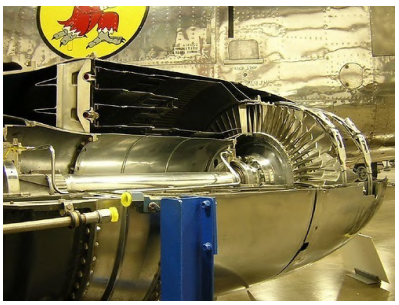
Кај прстенестите комори примарниот воздух влегува во зоната на согорување низ млазница (4), а секундарниот воздух низ кружниот прстен (6 и 7). Потоа, воздухот влегува низ млазницата за мешање (5) во зоната (II) каде се меша со продуктите на согорување со цел да се постигне бараната температура. [90-105]





Сл. 6.2.4. Секциони комори за согорување





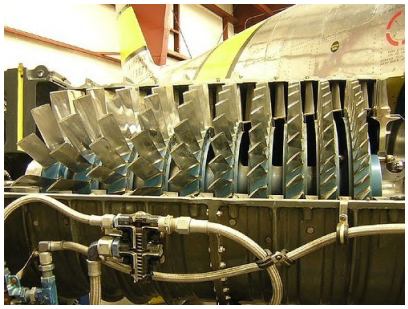
Сл. 6.2.5. Престенеста комора за согорување

6.3. КОМПРЕСОРИ КАЈ ГАСНОТУРБИНСКИТЕ ТЕП

Компресорите кај гасните турбини најчесто се од аксијален вид, а ретко од центрифугален вид. [90-105]

Кај ГТЕП најчесто се користат аксијални компресори со високи и средни капацитети, со следните вредности:

- проток на воздух до (430÷450) kg/s,
- ефикасност на компресорот од (83÷90) %,
- висок однос на притисоци, и
- мали димензии во однос на протокот на воздух.

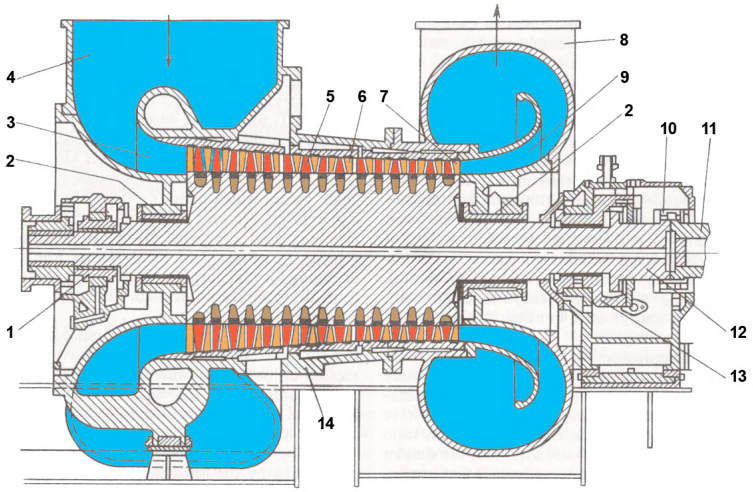


Сл. 6.3.1. Изглед на аксијален компресор

Основна карактеристика на аксијалните компресори за ГТЕП е големиот број на компресорски степени и однос на притисоци во еден степен помал од 1,25 (сл. 6.3.1).

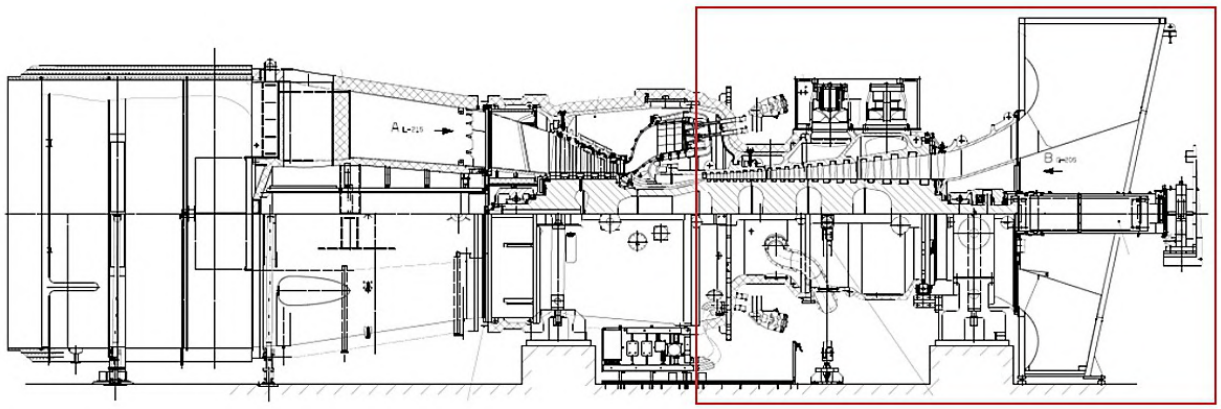
Степените на компресорите можат да се разгледуваат како обратни турбински степени во кои доведената механичка работа се претвора во кинетичка, а потоа во потенцијална енергија на работниот флуид (сл. 6.3.2 и 6.3.3).

Воздухот на излезот од последниот степен (7) низ дифузорот (9) дополнително се компримира, односно дел од кинетичката енергија се трансформира во притисок (потенцијална енергија). Низ излезната цевка (8) се одведува компримиран воздух за искористување (сл. 6.3.2).



1,13. Лежишта; 2. Лавиринтски затинки; 4. Влез на воздух; 5. Роторски лопатки; 6. Статорски лопатки; 7. Аксијален излез на компримиран воздух; 8. Излезна цевка на компримиран воздух; 9. Излезен дифузор; 10. Спојка; 11. Вратило на гасната турбина.

Сл. 6.3.2. Пресек на аксијален компресор со цилиндричен ротор



Сл. 6.3.3. Турбокомпресорска секција од ГТЕП GT13E2 (ТЕ-ТО Скопје)

На влезот во ГТЕП, односно на влезот во компресорот се поставува филтерска постројка (сл. 6.3.4).



Сл. 6.3.4. Филтерска постројка на влезот во ГТЕП

6.4. РЕГЕНЕРАТОРИ И ЛАДИЛНИЦИ ЗА ВОЗДУХ

Основна задача на овие изменувачи на топлина е да се предаде топлината од загреаниот на флуид што се загрева. Најчесто се изработуваат како површински измену-вачи на топлина и рекуперативни со истовремено предавање на топлината од грејниот на загреваниот флуид. [90-105]

Изменувачите се изработуваат во цевен или плочест облик и можат да бидат со еден, два, три и повеќе одови.

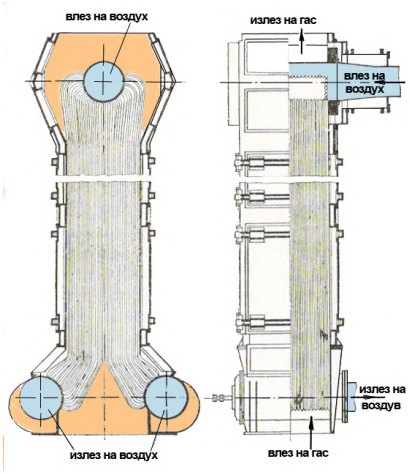
Регенераторите најчесто се изработуваат со мазни цевки со:

- противнасочно струење, и
- противнасочно-попречно струење.

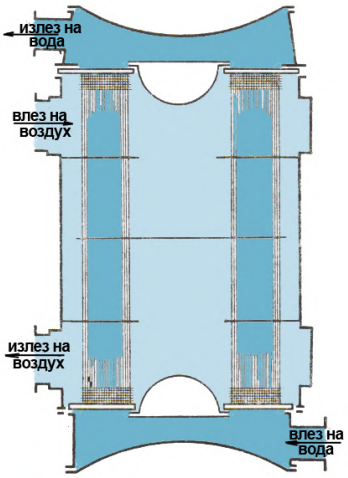
Кај овие загревачи обично во цевките струи воздух, а околу цевките гасови. Можат да бидат со еден, два, три и повеќе одови (сл. 6.4.1).

Се изработуваат со мазни цевки со средство за ладење вода. Внатре во цевките струи водата, а околу воздухот. За зголемување на површината од воздушната страна се поставуваат ребра (сл. 6.4.2).

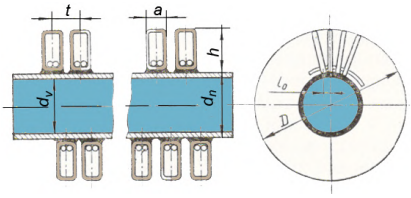
Брзината на водата во цевките е (0,5÷2) m/s. Степенот (коефициентот) на ладење се движи од (0,95÷0,98).



Сл. 6.4.1. Регенератор од 1200 l/s



Изглед и принцип на работа



Пресек на цевките

Сл. 6.4.2. Шема на повеќеоден ладилник на вода

6.5. КОТЛИ УТИЛИЗАТОРИ

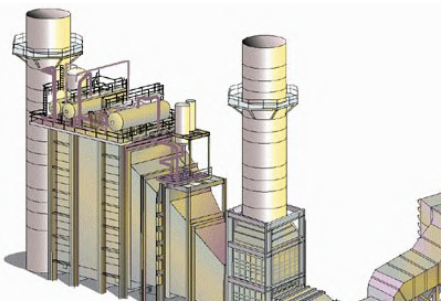
Котлите утилизатори се посебна група на котли во кои за производство на водена пара се користи топлината на отпадните гасови, а кај комбинираните когенеративни ТЕП (ККТЕП) се користи топлината на излезните гасови од гасната турбина (сл.6.5.1 и 6.5.2). [20, 148]



Сл. 6.5.1. Изглед на котел утилизатор

Изборот на конструкцијата и режимот на работа на овие котли зависи од: карактеристиките на излезните гасови - протокот и температурата и нивната променливост, хемискиот состав, степенот на загаденост и агресивност, од режимот на работа на гасната турбина и од потребите на топлинска енергија во ККТЕП. Честопати во котлите утилизатори се вградува опрема за дополнително согорување на гасно или течно гориво. Дополнителното согорување се користи во услови на нерамномерен проток на излезни гасови или при надоместување на евентуалниот недостаток на топлинска енергија во парнотурбинската постројка.

Во зависност од температурното ниво на излезните гасови котлите утилизатори можат да се поделат на нискотемпературни (800÷900 °C) и високотемпературни (1100÷1200 °C). Кај нискотемпературните котли утилизатори топлината се предава со конвекција, додека кај високотемпературните со зрачење и конвекција.



Сл. 6.5.2. Врска на гаснотурбинска ТЕП со котел утилизатор

Котелот утилизатор (KU) се состои од повеќе изменувачки површини: загревач на вода, испарувач (еден или повеќе) и прегревач на пара. Циркулацијата на водата се изведува со циркулациона пумпа (една резервна) (6.5.3).

Со поставување на дополнителна комора за согорување пред KU се овозможува примена на високотемпературните KU, а со тоа се наголемува моќта на ККТЕП за (30÷50) %.

Температурата на свежата пара на излезот од KU зависи од температурата на излезните гасови, а притисокот на свежата пара стандардно се движи во границите од: 60, 80, 90, 100, 120, 140 bar. КПД кај овие котли е многу променлив и зависи од карактеристиките на гасовите кои се утилизираат. Во општ случај на примена кај ВКР, КПД на котелот утилизатор се движи од (85÷90) %.

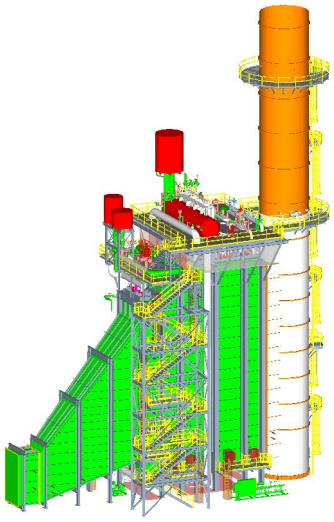
Во многу случаи температурата на излезните гасови може да биде пониска од 100 °C, при што се постигнува поголема топлинска ефикасност. Топлината во тој случај може да се искористи за загревање вода за различна намена.

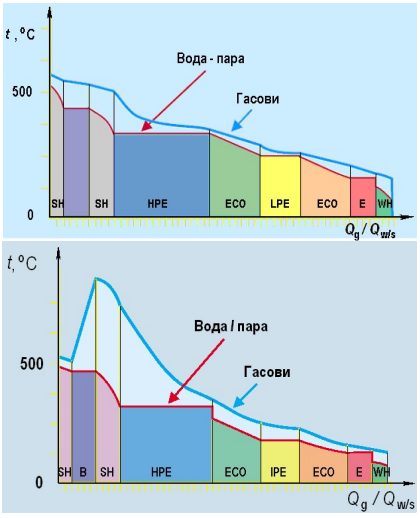
Излезните гасови од гасната турбина содржат вишок кислород (околу 15 %), што овозможува инсталирање на дополнително согорување без доведување или со доведување на многу мала дополнителна количина на воздух за согорување. Дополнителното согорување (догорување на горивото) може да биде изведено со поставување дополнителна комора за согорување меѓу гасната турбина и котелот утилизатор. Исто така практично решение е да се постави специјален блок на горилници меѓу гасната турбина и KU, односно таканаречен горилник за догорување (дополнително согорување). Со покачување на температурата на гасовите на влезот во KU се покачува температурата и притисокот на прегреаната пара, што влијае врз зголемувањето на КПД на постројката. Оваа технологија заштедува значителна количина на топлинска енергија во однос на конвенционалните котли. Со примена на дополнителното согорување може да се наголеми производството на топлинска енергија. Тоа овозможува да варира производството на топлинска енергија, а при тоа производството на електричната енергија да се одржува на константно ниво. [120-147]

Со примена на KU односно со искористување на топлината, вкупната ефикасност на искористување на енергијата може да достигне од (75÷85) % (во процесите на сушење до 90 %). Со дополнителното согорување вкупната ефикасност на искористување на енергијата може да се подобри и да изнесува до 90 %.

На сл. 6.5.4, 6.5.5 и 6.5.6 се дадени шематски прикази на различни конструкции на котли утилизатори со сите изменувачки површини и дополнителните уреди во состав на котелската постројка (дегасатори и сл.).

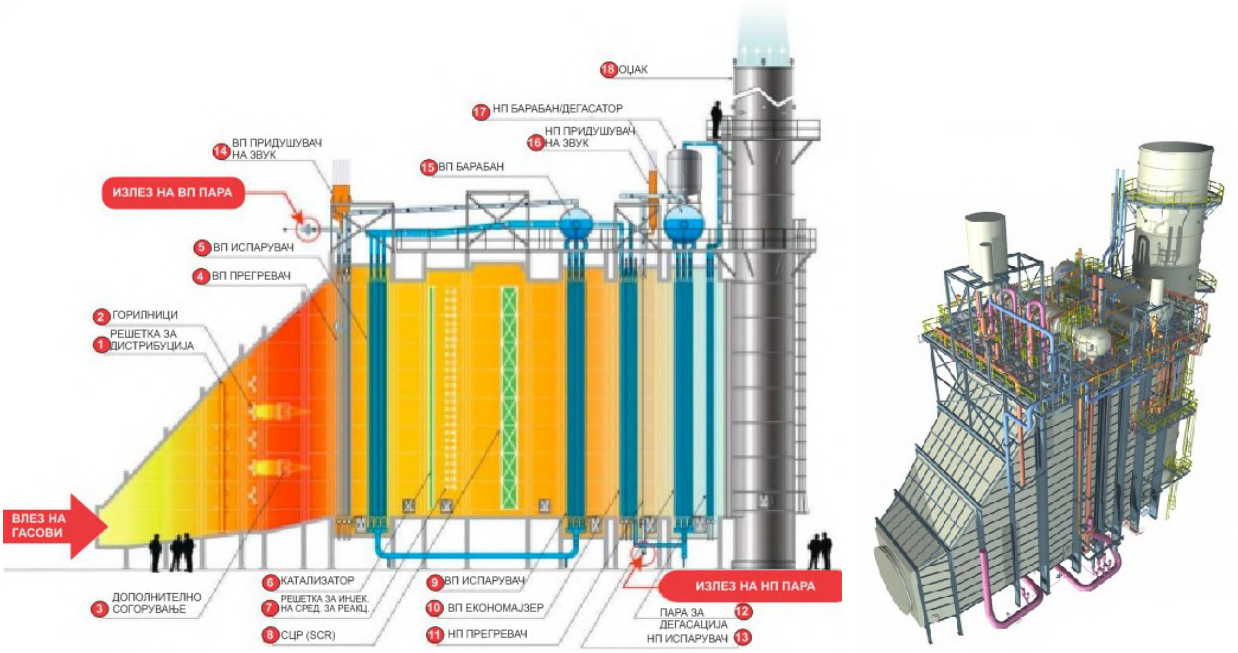
На сл. 6.5.7 е прикажан поглед и пресек на поставувањето на котелот утилизатор како составен елемент од една ККТЕП.



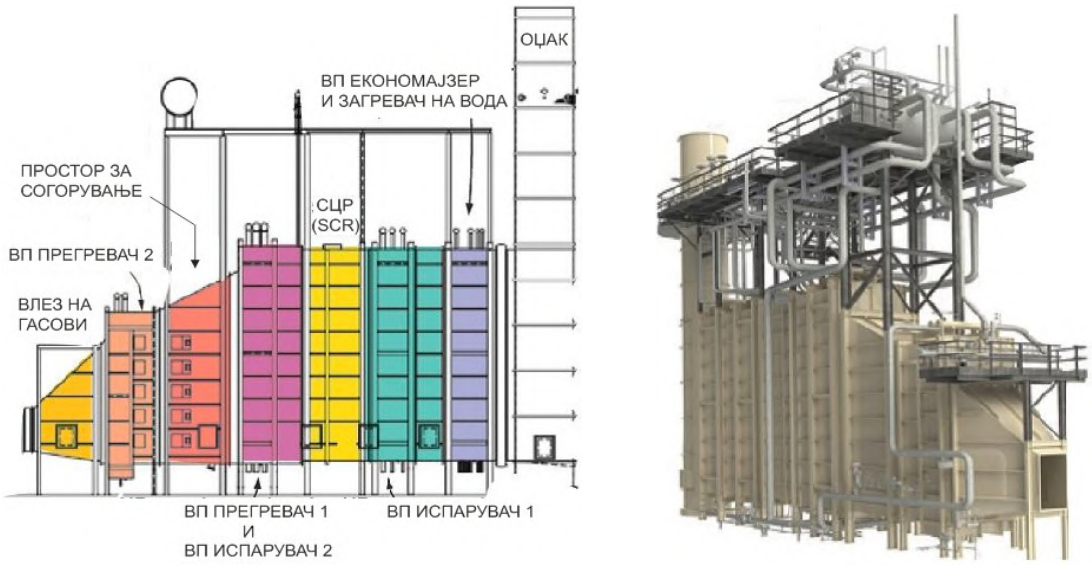


SH – прегревач на пара;
B – секција со пламеници;
HPE – високопритисен испарувач;
ECO – економајзер;
IPE – среднопритисен испарувач;
E – нископритисен испарувач;
WH – предгревач на кондензат

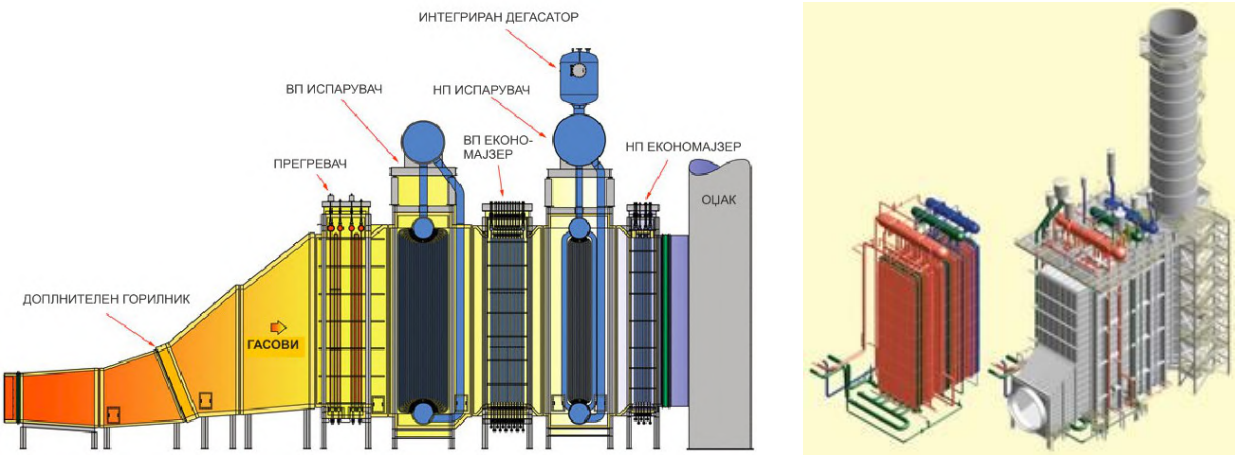
Сл. 6.5.3. Изменувачки површини кај котел утилизатор



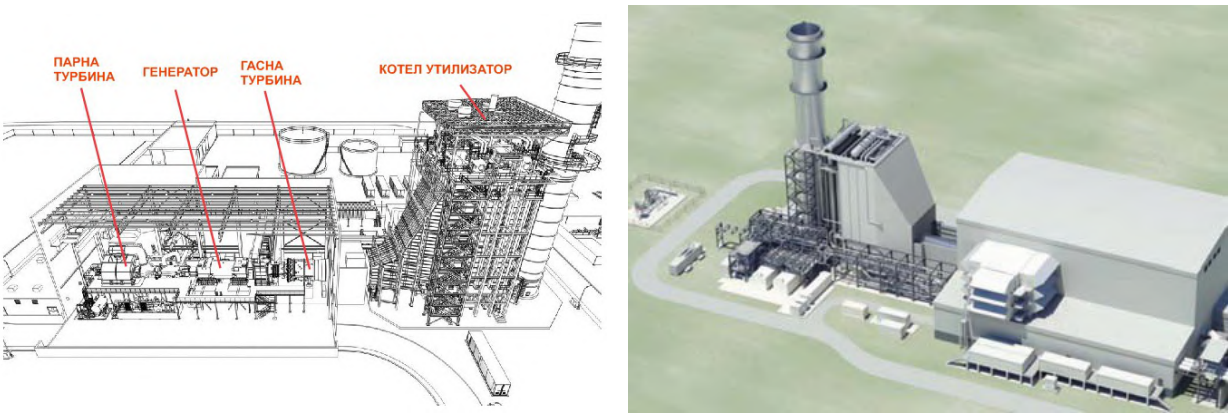
Сл. 6.5.4. Шематски приказ на котел утилизатор



Сл. 6.5.5. Шематски приказ и поглед на котел утилизатор



Сл. 6.5.6. Шематски приказ на котел утилизатор со интегриран дегасатор



Сл. 6.5.7. Поглед и пресек на ККТЕП со котел утилизтор

7 СНАБДУВАЊЕ НА ТЕП СО ГОРИВО



Кај ТЕП главно се користат три вида на горива:

- цврсти горива (сите видови јаглени, биомаса)
- течни горива (нафта и нејзини деривати), и
- гасни горива (природен, генераторски и др.)

Во фазата на проектирање, треба да се дефинира кој вид на гориво ќе се користи и во која количина (потрошувачката на гориво). Во зависност од видот на гориво, неговата количина и начинот на доведување се дефинира и потребната опрема, односно градежните машини и објекти потребни за негово истоварање, складирање, подготовка и транспорт.

Врз основа на инсталираната моќност и годишното производство се определува часовната, дневната и годишната потрошувачка на гориво.

Часовната потрошувачка на гориво за кондензациона ТЕП се определува по равенката:

$$M_{gh} = \frac{P_{Eb} \cdot q_{Bb}}{H_d} \quad \text{kg/h}$$

M_{gh} kg/h - часовна потрошувачка на гориво
P_{eb} kW - електрична моќ на ТЕП
q_{Bb} kJ/kWh - специфична потрошувачка на топлина
H_d kJ/kg - долна топлинска моќ на горивото

Врз основа на часовната потрошувачка на гориво, може да се определи и дневната потрошувачка на гориво.

Максималната дневна потрошувачка на гориво е:

$M_{gden} = 24 \cdot M_{gh}$ kg/den

Нормалната дневна потрошувачка на гориво е:

$M_{gden} = T_{den} \cdot M_{gh}$ kg/den

T_{den} h/den – работни часови на ТЕП во текот на денот

Во кондензациона ТЕП обично средната дневна потрошувачка на гориво се пресметува за 20 h работа во текот на денот, заради намалување на оптоварувањето во текот на ноќта, па според тоа средното оптоварување изнесува (90÷95) % од номиналното.

Годишната потрошувачка на гориво може да се определи врз основа на планираниот број на работни часа во годината. Бројот на работни часови зависи од улогата што ТЕП ја има во електроенергетскиот систем.

Ориентациониот број на работни часови изнесува:

- 6000 h/god, за базни ТЕП
- (3000÷6000) h/god, за полубазни ТЕП
- (1000÷2000) h/god, за вршни ТЕП

Според тоа годишната потрошувачка на гориво, може да се определи по равенката:

$$M_{ggod} = T_{god} \cdot M_{gh} \text{ kg/god}$$

7.1. СИСТЕМИ ЗА СНАБДУВАЊЕ НА ТЕП СО ЦВРСТО ГОРИВО

Транспортот на цврстите горива воопшто, може да се подели на:

- надворешен и
- внатрешен транспорт.

Надворешниот транспорт опфаќа дотур на јагленот од рудникот до местото на истоварање во ТЕП. Внатрешниот транспорт опфаќа транспорт на јагленот од местото на истоварање до влезот во горилниците на парните котли.

7.1.1. Дотур на горивото до ТЕП

Начинот на дотур на цврстите горива до ТЕП, во прв ред зависи од начинот на снабдување со гориво, видот на гориво и часовата потрошувачка на гориво. [50-90]

Во случај на снабдување со гориво од рудник кој не е во близина на ТЕП, дотурот на гориво може да биде по воден пат со морски или речен транспорт со бродови или сплавови. Кај овој начин на дотур на горивото, истоварот обично се врши на брегот, со подвижни дигалки со корпи во длабоки бункери, заради понатамошен транспорт до складиштето.

Дотурот на гориво може да биде со:

- железнички транспорт,
- камионски транспорт, или
- конвејерски (со бесконечна лента) транспорт.

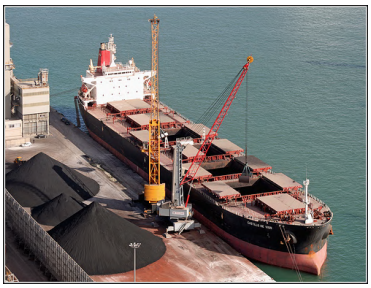
Покрај тоа јагленот до ТЕП може да се донесе и со жичарница и хидрауличен транспорт.

Со водениот и камионскиот транспорт, како и со жичарница, можат да се донесат обично мали количини на јаглен. Овој транспорт се користи кај ТЕП со мал инсталиран капацитет.

Хидрауличниот транспорт ретко се применува, затоа што тешко се издвојува јагленот од водата, која се користи како средство за транспорт.

Кај ТЕП со голема моќност, изборот на транспорот зависи од растојанието меѓу рудникот (површински или подземен коп) и термоенергетската постројка. Најчесто се применува транспорт со бесконечни ленти (conveyor) и транспорт со железница.





Бродски транспорт





Железнички транспорт на гориво

За растојание до 25 km се применува транспорт со ленти (конвејерски транспорт), односно ленти со потребната должина и капацитет.

Транспортот со железница се изведува со специјални вагони со самоистоварување со голема носивост. Вагоните имаат дно во облик на кров и осумстранични отвори за истоварување, кои се отвораат со централизиран пневматски погон. Постојат и вагони (хопери), кај кои јагленот се истовара бочно или низ дното.

7.1.2. Стопанство за цврсто гориво

Стопанството за цврсто гориво кај современите ТЕП со железнички транспорт се состои од комплекс на опрема, машини и механизми наменети за:

- прифаќање на донесеното и испраќање на истоварената железничка композиција,
- одмрзнување на горивото во вагоните пред истоварање со впрскување пара,
- истоварување на пристигнатата композиција,
- транспорт на горивото кон бункерите на парните котли или кон складиштето,
- чување и одведување на горивото од складиштето,
- дробење на горивото до потребните димензии,
- распределба на горивото по бункерите.



Бесконечни ленти (конвејери)

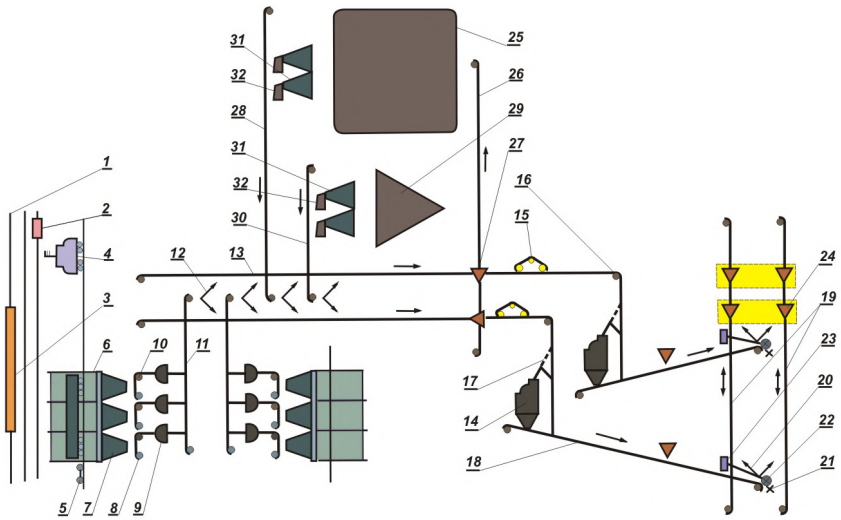


Растоварање на железнички вагони

Шемите за транспорт на горивото се разликуваат по распоредот на опремата и начинот на формирање на складиштето.

Доколку за транспорт на јагленот се применуваат бесконечни ленти (конвејери), не постои железничка станица за истоварање на јагленот, туку претоварни места во кои јагленот се префрла од лентите за надворешен на лентите за внатрешен транспорт.

На сл. 7.1 е прикажана шема на стопанисување со јаглен кај ТЕП. Горивото од бункерот (7) со додавач со ленти (8) се носи на претходно дробење (9) (во 10 се вадат металите). По дробењето со транспорт со ленти (11) и претоварни уреди (13) се носи на конечно дробење (14). Со транспортер со ленти (18), (19) и префрлувачи (24) и (27) се носи на складиштето (25).



1. Железничка пруга со станица; 2. Вага; 3. Уред за одмрзнување; 4. Електрично туркање; 5. Уред за маневрирање; 6. Уред за растоварање; 7. Бункери; 8. Додавач со ленти; 9. Дробилка за претходно дробење; 10, 15,16. Магнетен сепаратор; 11, 13, 19,26,28,30. Транспортер со лента; 12,20. Засун за превртување; 14. Дробилка за крајно дробење; 17. Стационарна верижна решетка; 22. Уред за земање примерок; 23. Уред за сортирање примерок; 24,26. Стационарен или подвижен префрлувач; 25. Складиште за јаглен; 29. Потрошно складиште; 31. Бункери; 32. Додавачи.

Сл. 7.1 Технолошка шема на стопанисување со јаглен кај една ТЕП

7.1.2.1. Рудник за јаглен

Рудникот за копање јаглен може да биде со:

- подземен (длабочински) и
- површински коп.

Опремата за ископување на јагленот во подземните рудници се состои од низа уреди, а условите на копање се многу слични со рудниците за други руди во кои е потребно да се применуваат ригорозни правила за работа. Во Македонија јагленот (лигнитот) се ископува во рудници со површински копови (сл. 7.1). [50-90]

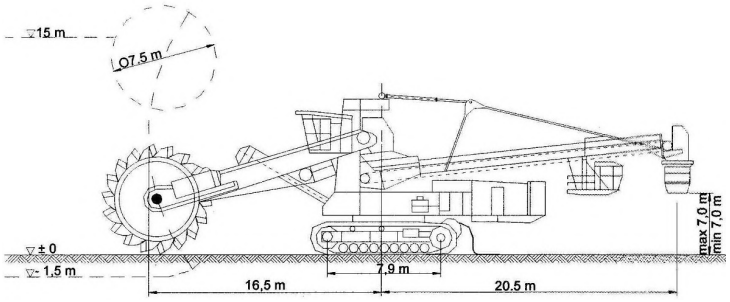
Кај рудниците за јаглен од површински тип за ископување на јагленот се користат различни видови на багери и дополнителна опрема за префрлување и транспортирање на јагленот. За ископување на слојот на земја (јаловина) се користат багери со корпа (сл. 7.2). По отстранување на слојот од јаловина се ископува слојот на јаглен со роторни багери (сл. 7.3). Ископаниот јаглен со машини за одлагање (одлагачи) (сл. 7.4) или самоодни ленти (сл. 7.5) се префрлува на бесконечни ленти (конвејери) за транспорт на јагленот до ТЕП.



Сл. 7.1 Рудник за јаглен со површински коп

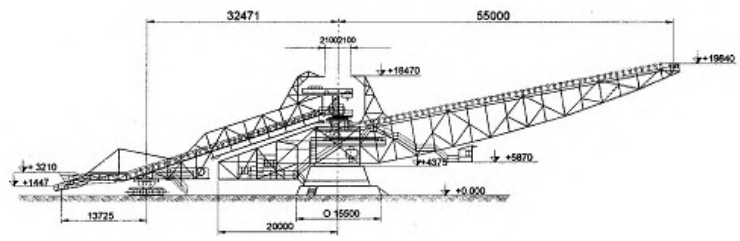



Сл. 7.2 Багер со корпа за отстранување на слојот на јаловина



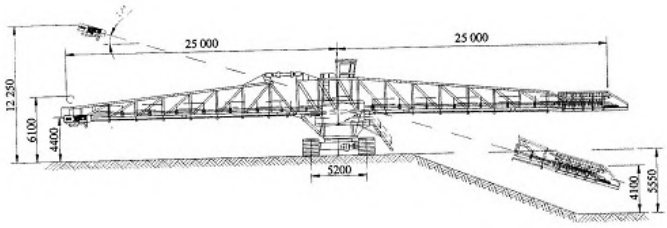


Сл. 7.3 Роторен багер за ископување јаглен





Сл. 7.4 Одлагач за префрлување јаглен





Сл. 7.5 Самооден транспортер со лента за префрлување јаглен

7.1.2.2. Механизми за внатрешен транспорт на јагленот

Транспортот на јагленот од местото на растоварање или од складиштето до бункерите во објектот се врши со транспортери во вид на лента (сл. 7.6). Транспортерите во вид на лента, можат да бидат:

- стационарни, или
- подвижни, со движење на лентите во една или две (реверзибилни) насоки.



Сл. 7.6 Транспортер во вид на лента (подвижен)

Транспортерите во вид на лента имаат голем капацитет и се сигурни и економични механизми за транспорт.

Во зависност од конструкцијата транспортерите во вид на ленти можат да бидат (сл. 7.7):

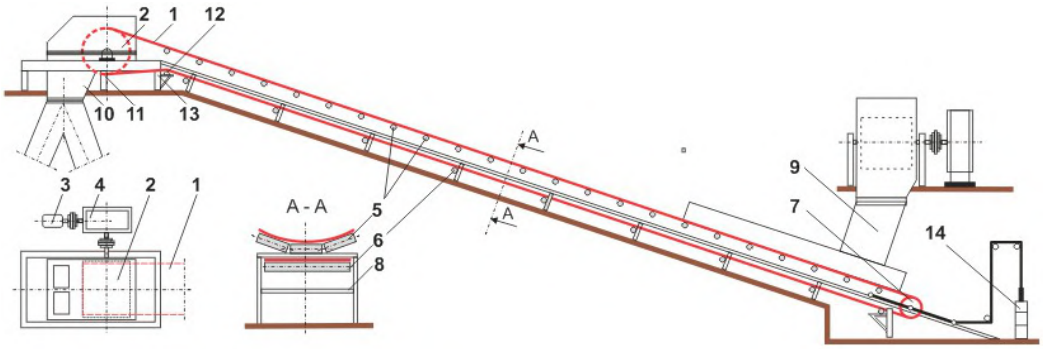
- хоризонтални, и
- хоризонтално-коси транспортери.



Сл. 7.7 Транспортер во вид на лента (хоризонтално-кос)

Аголот на наклонот кај транспортерите со мазна лента се усвојува да биде помал од 18°, за сите цврсти горива. Во случај кога се транспортираат поголеми парчиња или поголема маса на гориво, наклонот се движи (12÷15)°. Основен елемент на транспортерот со лента е бесконечната лента. Бесконечната лента се обвиткува околу два или повеќе цилиндри и се потпира на повеќе валци. Брзината на движење на лентата е (2÷2,5) m/s.

Во ТЕП се применуваат ленти од памучни ткаенини, или синтетички материјали (најлон, копран, лавсан и др.). Лентите се изработуваат од повеќе слоеви (3÷12) и ширина до 2 m. Заради заштита од абење, лентите се покриваат со слој на гума (сл. 7.8).



1. Бесконечна лента; 2. Погонски цилиндар; 3. Електромотор; 4. Редуктор; 5. Горни валци; 6. Долни валци; 7. Цилиндар за затегнување; 8. Носечка метална конструкција; 9. Претоварна кутија; 10. Насочувач за празнење; 11,13. Гребач; 12. Дистанционен цилиндар; 14. Уред за затегнување на лентите.

Сл. 7.8 Кос транспортер со бесконечна лента

Минималниот дијаметар на погонскиот цилиндер (валец) D се усвојува во зависност од бројот на слоеви на лентата z:

- за ленти од памучни ткаенини $D \leq (125 \div 150) \cdot z$,
- за ленти од синтетички материјали $D \geq (160 \div 200) \cdot z$.

Наклонот на страничните цилиндри (валци) се движи:

- за ленти од памучни ткаенини 20°,
- за ленти од синтетички материјали $(20 \div 30)^{o}$.

Во регионите со ниски температури, транспортерите со ленти се поставуваат во затворени делови кои се греат до температура од 10 ^{o}C. Најмалата висина на галериите треба да изнесува до 2,2 m, а ширината се избира така што најмалиот премин меѓу лентите да биде широк најмалку 1 m. На секои (75÷100) m се поставуваат мостови за премин преку лентите.

За пресметка на транспортерите со бескрајни ленти потребни се следните податоци (големини):

- потрошувачка на гориво B kg/s,
- карактеристики на материјалот што се транспортира, односно најголемата димензија на парчето a m и насипната густина на материјалот ρ kg/m^3,
- шема на трасата на транспортерот со димезии за висината на подигнување H m, должината L m и аголот на наклон на лентата β ^{o}.

Капацитетот на транспортерот со ленти се определува според равенката:

$$B_t = n \cdot B$$

n - коефициент на резерва во кој е опфатено времето при експлоатација на механизмите на транспортерот и се усвојува n = 1,1

Широчината на лентата се определува во зависност од капацитетот на транспортерот:

$$b = \sqrt{\frac{B_t}{K_\alpha \cdot w \cdot \rho \cdot K_\beta}} \quad \text{m}$$

w m/s - брзина на лентата

K_α - коефициент кој зависи од аголот на лизгање на јагленот на лентата (таб. 7.1)

K_β - коефициент со кој е опфатен аголот на наклон на транспортерот (таб. 7.2)

Таб. 7.1 Вредности на коефициентот K_α:

Тип на транспортер со лента	Агол на наклон на страничните валци	K_α за агол			
		30°	35°	40°	45°
Со лента со жлебови	20°	295	320	345	375
	30°	355	375	400	425
Со рамна лента	-	155	180	210	240

Таб. 7.2 Вредности на коефициентот K_β:

Агол на наклон на транспортер со лента β^o	до 10	12	14	16	18	20
K_β	1,0	0,98	0,96	0,95	0,92	0,90

Брзината на лентата се усвојува до 2,5 m/s, а точно се определува при изборот на електромоторот и редукторот:

$$w = \frac{\pi \cdot D_{pv} \cdot n_{EM}}{i} \quad \text{m/s}$$

D_{pv} m - дијаметар на погонскиот валец (цилиндар)
n_{EM} s^{-1} - број на вртежи на електромоторот
i - преносен однос на редукторот

Моќта на вратилото на погонскиот валец (цилиндер) P_{PV} се определува:

$$P_{PV} = g \cdot K_1 \frac{K \cdot L \cdot w + 5{,}29 \cdot B \cdot L \pm 97{,}92 \cdot B \cdot H}{100000} \quad \text{kW}$$

K - коефициент кој зависи од широчината на лентата (таб. 7.3)
K_1 - коефициент кој зависи од должината на транспортерот (таб. 7.4)

Таб. 7.3 Вредности на коефициентот K:

Широчина на лентата b mm	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	2000
K	140	175	220	280	380	460	550	660	840

Таб. 7.4 Вредности на коефициентот K_1:

Должина на транспортерот L m	до 15	16÷30	31÷45	над 45
K_1	1,0	0,98	0,96	0,95

Доколку на транспортерот со лента е поставен уред за празнење на лентата, моќта на вратилото на погонскиот валец се зголемува за:

- подигнувач:

$$P_P = \frac{g \cdot b \cdot B}{100000} \quad \text{kW} \quad \text{најмалку за 0,37 kW}$$

- количка за подигнување на валецот:

$$P_P = 0{,}374 \cdot P_{PV} + 0{,}018 \cdot B + 0{,}37 \quad \text{kW}$$

Моќта на електромоторот P_{EM} се определува:

$$P_{EM} = K_R \frac{P_{PV} + P_P}{\eta_P} \quad \text{kW}$$

η_P - КПД на погонот на транспортерот со лента
K_R - коефициент на резерва со кој се зема предвид падот на напонот во мрежата, стандардната карактеристика и др.
- за погони со моќ <100 kW, K_R = (1,1÷1,25)
- за погони со моќ >100 kW, K_R = (1,1÷1,15)

По определувањето на моќта на вратилото на погонскиот валец и изборот на електромоторот се усвојува типот на редукторот, лентата, кочницата и уредот за затегнување.

7.1.2.3. Складишта за јаглен

Заради обезбедување ТЕП со јаглен, се прави резерва и тоа:

- оперативна резерва во бункери сместени во главната котларница,
- долготрајна резерва на складиштето на јаглен.

Јагленот од складиштето се користи во случај на:

- застој во доставувањето на јаглен,
- сезонски воден транспорт, и
- празнење на вагоните од композицијата.

Главното складиште кај ТЕП по правило е од отворен вид и има уреди за дренажа, како и неопходни механизми и машини за транспорт. Димензиите на главното складиште зависат од потребните резерви за јаглен и начинот на механизираните операции на него (сл. 7.9).

Капацитетот на главното складиште се избира така да обезбеди резерва на јаглен за месец дена, но може да биде и со капацитет од две недели, доколку ТЕП се наоѓа во близина на рудникот. Долготрајното чување на јагленот на складиштето е проследено со значителни загуби. Основна загуба е оксидација на јагленот, која е проследена со намалување на топлинската моќ на јагленот. Процесот на интензивна оксидација на јагленот се нарекува самозагревање и самопалење. До оваа појава доаѓа во случај кога не се успева ослободената топлина да се одведе од натрупаниот јаглен.

Температурата при која настанува интензивно загревање се нарекува критична температура и изнесува (50÷80) °C (сл. 7.10).

Средните годишни загуби поради оксидација на јагленот изнесуваат околу 0,5 %. Основни мерки за намалување на загубите се трупање на јагленот во слоеви со дебелина (0,8÷2) m и постојано следење и контрола на состојбата на јагленот, за време на негово чување на складиштето. [50-90]

Складиштата за јаглен според видот на механизацијата која се користи, се делат на:

- радијални складишта со уреди за одлагање на јагленот и со ротирачки претоварачи (гасеничари) (сл. 7.11),
- прстенести складишта, со ротирачки уреди за одлагање и со ротирачки претоварачи (сл. 7.12),
- складишта со кран во вид на мост,
- складишта со булдожери.

На сл. 7.11 е прикажано складиште за јаглен со радијални уреди за одлагање и роторски претоварачи (гасеничари). Јагленот од мостот за истоварање се носи со транспортер со лента (1), од каде преку пресипна кутија со транспортер со лента (2) се носи во потрошното складиште (3) или со транспортерот со лента (4) кон главното складиште (8). Од транспортерот со лента (4), преку пресипната кутија, јагленот паѓа на стационарниот транспортер со лента (6), кој е поставен на кракот на радијалниот уред за одлагање (5). Од стационарниот транспортер (6) јагленот се транспортира на транспортерот (7), кој може да се движи по кракот чија насока на вртење може да се менува, а од него јагленот се носи на главното складиште (8). Порамнување на складиштето се изведува со булдожери. За одземање на јагленот од главното складиште се користи ротационен претоварач (гасеничар), кој слободно се движи по складиштето. Јагленот се зафаќа со роторскиот дел и со лентата на роторскиот претоварач се носи во подземните бункери (11), од кои паѓа на транспортер со лента (12) кој ги снабдува бункерите за јаглен на котелот. Од потрошното складиште (3), јагленот со булдожери се турка во подземните бункери (10), од кои паѓа на транспортер со лента (12) и преку нив во котелот.



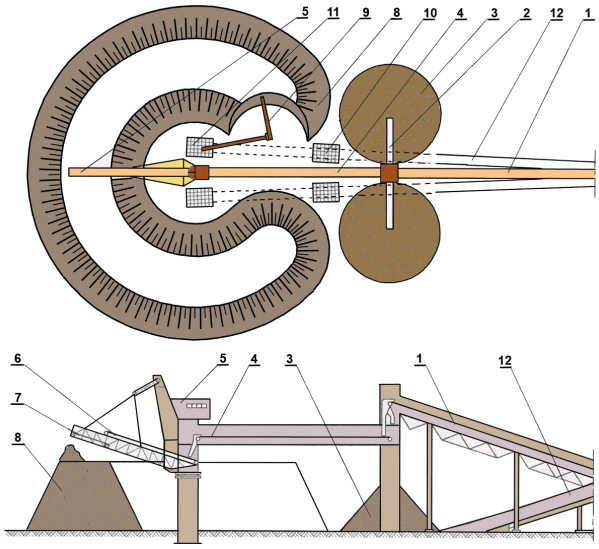
Сл. 7.9 Главно складиште за јаглен





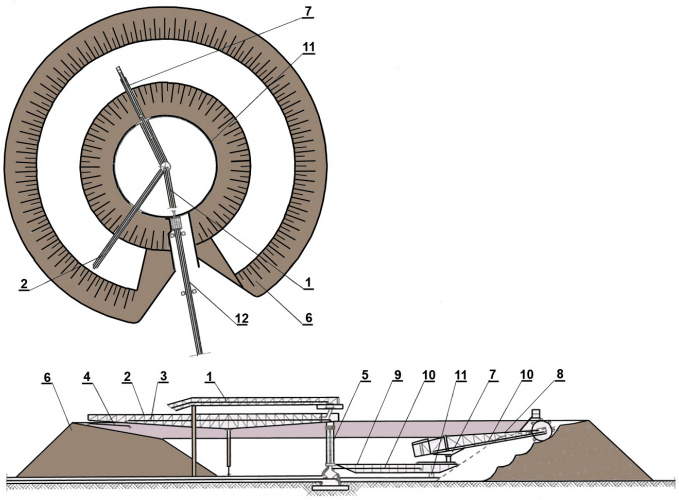


Сл. 7.10 Оксидација на јаглен (самозагревање и самопалење)



1,2,4,12. Транспортер со лента; 3. Потрошно складиште; 4. Преливна брана; 5. Радијален уред за одлагање јаглен;
6. Стационарен транспортер со лента; 7. Подвижен транспортер со лента; 8 Главно складиште;
9. Роторски претоварач (гасеничар); 10, 11. Подземни бункери; 10. Сливни цевководи; 11. Покриен одводен канал;

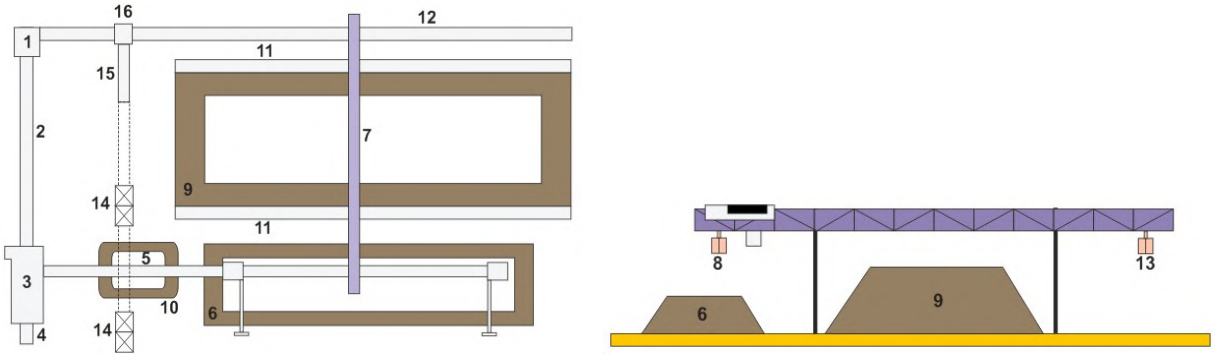
Сл. 7.11 Складиште за јаглен со радијални уреди и роторски претоварачи (гасеничари)
(капацитет на складиштето до 300 000 t јаглен, капацитет на радијалните уреди 1500 t/h,
дијаметар на складиштето 20÷65 m)



1,10,12. Транспортер со лента; 2. Подвижен уред за одлагање; 3. Стационарен транспортер со лента;
4. Подвижен транспортер со лента; 5. Бетонски столб; 6. Главно складиште; 7. Ротирачки претоварач;
8. Стрела на ротирачкиот претоварач; 9. Мост на ротирачкиот претоварач; 11. Прстенест колосек;

Сл. 7.12 Прстенесто складиште за јаглен со ротирачки уреди и роторски претоварачи
(капацитет на складиштето 500 000÷600 000 t јаглен, капацитет на механизацијата 1800÷2000 t/h

На сл. 7.12 е прикажано прстенесто складиште за јаглен со ротирачки уреди и роторски претоварачи. Јагленот на складиштето се носи со транспортер со лента (1), од кој преку пресипната кутија, паѓа на стационарниот транспортер со ленти (3), кој се наоѓа на кракот (стрелата) на вртливиот уред за одлагање (2). Од транспортерот (3), јагленот паѓа на транспортерот (4), кој може да се движи по кракот (стрелата) и е со променлива насока на вртење, а со посредство на кој јагленот се одлага на складиштето (6). Уредот за одлагање се врти околу столбот (5) по прстенестиот колосек (11). Дотур на јаглен од складиштето се изведува со роторскиот претоварач (7), кој се врти околу столбот (5), по прстенестиот колосек (11). На врвот на кракот (стрелата) на роторскиот претоварач (8) се наоѓа ротор со кој се зема јагленот од складиштето и со помош на систем од транспортери со ленти (10) се носи на транспортерот (12), а потоа во бункерите на котелот.



1. Место за претовар; 2. Транспортер со лента; 3. Дробилка; 4. Кос транспортер со лента за снабдување на бункерите во котелот; 5. Транспортер со лента; 6. Помошно складиште; 7. Кран во вид на мост; 8. Фаќалка; 9. Главно складиште; 10. Потрошно складиште; 11. Колесек на кранот во вид на мост; 12. Транспортер со лента; 13. Фаќалка; 14. Подземни бункери; 15. Транспортер со лента; 16. Претоварна кутија.

Сл. 7.13 Складиште со мост за претоварање

На сл. 7.13 е прикажано складиште со мост за претоварање. Од местото на истоварање на јагелнот со транспортер со лента се носи до местото за претовар (1), од каде со транспортер со лента (2) оди во дробилката (3). Од дробилката (3) јагленот се носи во две насоки, односно издробениот јаглен со транспортер со лента (4) кон бункерите на котелот или заобиколувајќи ја дробилката со транспортер со лента (5) до помошното складиште (6). Од помошното складиште со кранот во вид на мост (7) и фаќалката (8), се префрла на главното складиште (9). Доколку јагленот не е потребно да биде депониран на подолг период, преку транспортерот (5) се остава на потрошното складиште (10). Кранот во вид на мост (7) се движи по колосекот (11). Издавањето на јагленот од

главното складиште се изведува преку транспортерот со лента (12), кој е зафатен со фаќалката (13) на кранот во вид на мост (7), и се префрла на пресипното место (1), а потоа во дробилката (3) и се носи во бункерите на котелот. Од потрошното складиште (10), јагленот се турка со булдожери до подземните бункери (14), од кои паѓа на транспортер со лента (15) и преку пресипната кутија (16) се носи во дробилката и во бункерите на котелот.

Во праксата се користи и складиште кое се ракува со булдожери. Јагленот на основното и потрошното складиште се доведува на ист начин како кај складиштето со мост за претоварање. Формирањето на складиштето се изведува со булдожери.

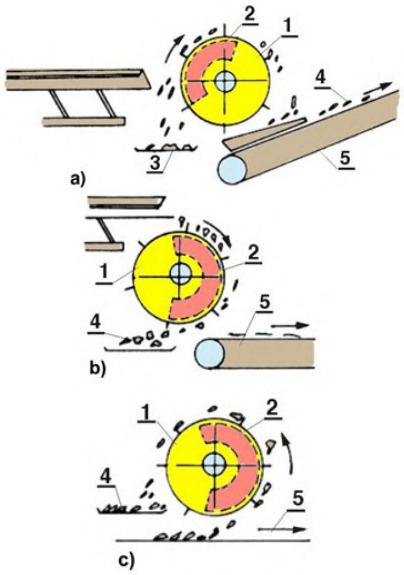
7.1.2.4. Постројки за дробење и мелење на јагленот

Во основа, димензиите на јагленот што се доведува до ТЕП треба да има големина помала од 100 mm. Тоа значи дека врз јагленот пред да се донесе во бункерите треба да се примени процес на кршење. Јагленот добиен од рудниците не одговара по своите димензии на условите за согорување во котлите, затоа е потребно претходно негово дробење во специјални постројки за дробење. Капацитетот на постројките за дробење на јагленот се дефинира според максималната дневна потрошувачка на јаглен.

Пред самото дробење, од јагленот треба да се издвојат сите железни предмети. Издвојувањето се врши со електромагнетни ротациони цилиндри или електромагнети поставени над бесконечните ленти за транспорт. Електромагнетните ротациони цилиндри можат да имаат неподвижен или подвижен електромагнет (сл. 7.14).

По отстранувањето на железните делови, јагленот треба да се носи на сепарација, односно да се издвои ситниот од крупниот асортиман на јагленот. Издвојувањето се врши на калибрирани решетки или со помош на сита. Во дробилката се стават само крупните делови кои треба да се дробат. Принципот на работа на ситата е да овозможат ситниот јаглен да пропадне и да се одведе во собирниот бункер. Јагленот со поголеми димензии се одведува во дробилката (сл. 7.15).

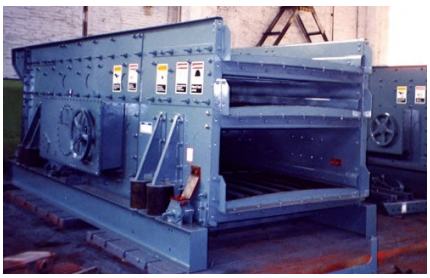
Дробењето на јагленот се врши во дробилки, кои ги има повеќе видови. Изборот на дробилката зависи од видот на јагленот. Дробењето на камениот и кафеавиот јаглен обично се врши во дробилки со чекани или валци (сл. 7.16).



a) попречно доведување на јагленот;
b) доведување на јагленот на врвот;
c) доведување на јагленот на дното

1. Ротационен цилиндар; 2. Магнетен сепаратор; 3. Лента за одведување на немагнетизираните парчиња; 4. Челик; 5. Лента за одведување челик

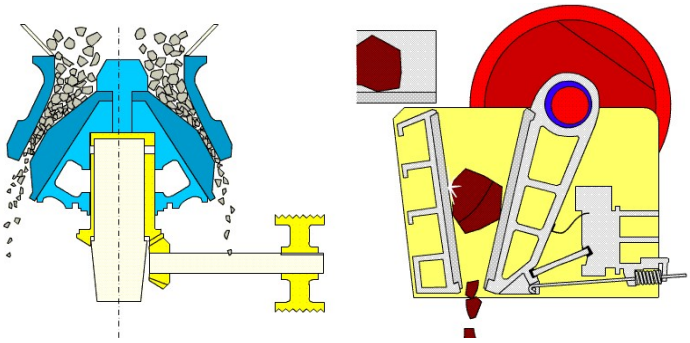
Сл. 7.14 Начини на доведување на јагленот кон ротациониот цилиндар со стационарен магнет



Сл. 7.15 Сито за сепарација на јаглен

Дробилка со валци се употребува за дробење поголеми парчиња јаглен. Дробилката се состои од два главни валци и еден помошен валјак. Помошниот валјак се користи за претходно дробење на крупните парчиња пред истите да се доведат до главните валци. Капацитетот на дробилките со валци изнесува до 150 t/h (сл. 7.17).

За дробење поголеми парчиња лигнит се применуваат челни дробилки (сл. 7.18). Овие дробилки се користат за дробење парчиња со димензии од 600 mm на парчиња до 100 mm. Понатамошното дробење се врши во дробилки со чекани или валци.



Сл. 7.18 Челни дробилки за лигнит

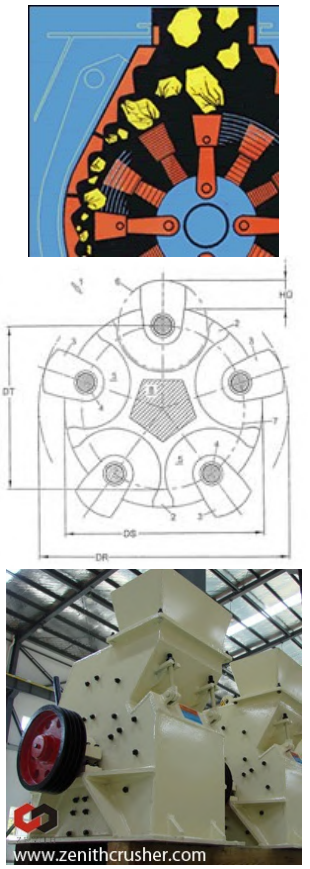
Сушењето е процес на оплеменување на јагленот. Сушењето како и согорувањето е површинска реакција и самиот процес е поефикасен кога парчињата на јаглен се поситни. Со процесот на сушење се одзема поголем процент од вкупната влага, односно главно се отстранува грубата влага. Влажноста на јагленот во моментот на започнување на процесот на согорување, зависи од процентот на испарливи делови, односно помал процент на испарливи делови бара повеќе сушење на јагленот.

Сушењето може да се изврши со помош на:

- загреан воздух,
- рециркулациони чадни гасови,
- смеса на воздух и чадни гасови, и
- чадни гасови од друго огниште.

Постојат два вида на процеси на сушење:

- отворен процес на сушење, во кој продуктите од сушењето (испарена влага и флуидот што врши сушење) се исфрлаат во атмосферата, и
- затворен процес на сушење, во кој продуктите од сушењето се враќаат во огништето.



Сл. 7.16 Дробилки со чекани



Сл. 7.17 Дробилки со валци

Отворениот систем на сушење, не се применува кај мелењето на јагленот со мелници, затоа што се појавува значителна количина на јагленовата прашина во продуктите на сушење.

Посебно треба да се посвети внимание на сушењето со чадни гасови при затворен или отворен процес на сушење. Кај отворен процес на сушење масата на водната пара во гасовите е намалена за масата на испарената вода. Кај затворениот процес на сушење продуктите на согорување одговараат на количината на несушен јаглен. Цврстата маса на сушен јаглен не зависи од системот на сушење, но продуктите на согорување се разликуваат по количината на продуктите на сушење.

Сушењето на јагленот надвор од котлите се врши:

- во слој, во сушници со цилиндар што ротира (ротациони сушници) (сл. 7.19),
- во лет, во цевни сушници (сл. 7.20).

Сушењето на јагленот во котлите се врши:

- во слој во шахтни сушници, и
- со мелничко сушење (сл. 7.21).

Постројките за мелење на јагленот во прав се делат на:

- центрифугални и
- индивидуални.

Постројките за мелење на јагленот во прав, можат да се поделат и во зависност од начинот на внесување јаглен во прав во огништетото:

- директно внесување во огништето,
- индиректно внесување.

Основни елементи на постројката за мелење јаглен се:

- мелници,
- горилници,
- додавачи, и
- сепаратори.

Процесот на мелење се извршува на следните начини и тоа со (сл. 7.22):

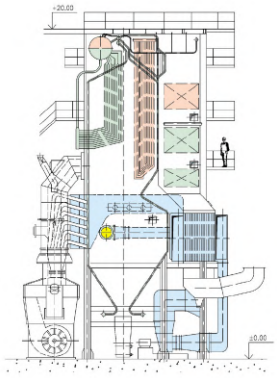
- удар,
- гмечење,
- триење, и
- цепење.



Сл. 7.19 Ротациона сушница



Сл. 7.20 Цевна сушница



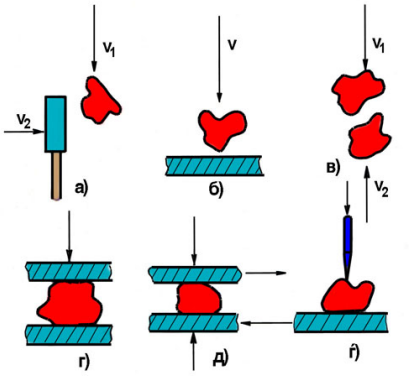


Сл. 7.21 Мелничко сушење јаглен во котел

Според брзината на вртење, мелниците се делат на:

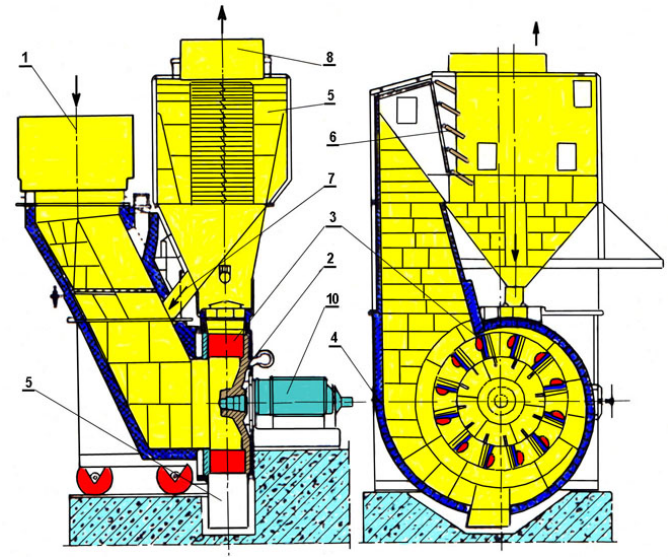
- бавноодни,
- средноодни, и
- брзоодни.

Карактеристичен претставник на бавноодните мелници е цилиндрична мелница со челични топчиња (сл. 7.24). Карактеристичен претставник на брзоодните мелници се мелниците со чекани (сл. 7.25) и вентилаторските мелници (сл. 7.23).



а,б,в - со удар
г - гмечење
д - триење
ѓ - цепење

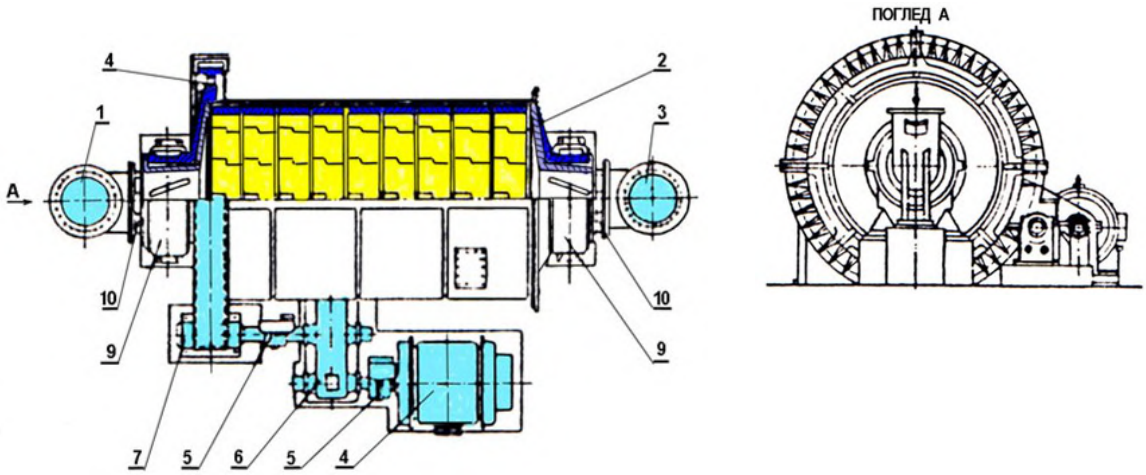
Сл. 7.22 Можни начини на мелење (дробење) на јагленот





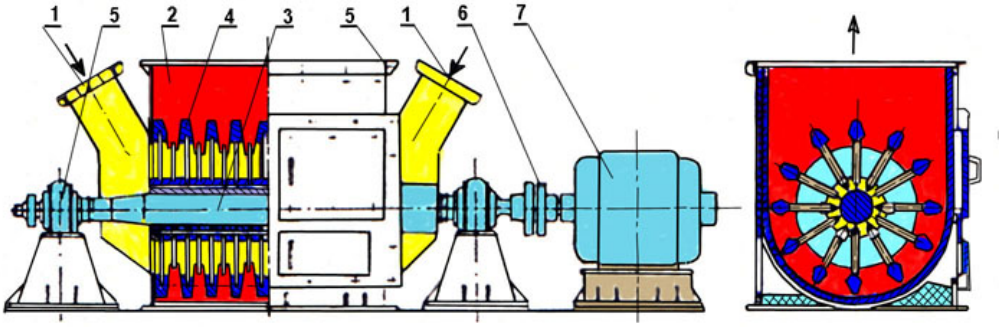
1. Влез на јаглен и гасови; 2. Ударно тркало; 3. Ударни плочи; 4. Тело на мелницата; 5. Сепаратор; 6. Регулациона клапна; 7. Враќање на грубо сомелените честички; 8. Излез на аеросмесата; 9. Канал за метални делови; 10. Двостепено лежиште.

Сл. 7.23 Брзоодна вентилаторска мелница



1. Влез на јаглен и флуид; 2. Цилиндар; 3. Излез на аеросмесата; 4. Погонски електромотор; 5. Спојница; 6. Редуктор; 7. Запченик; 8. Запчесто тркало; 9. Лежишта; 10. Затинки.

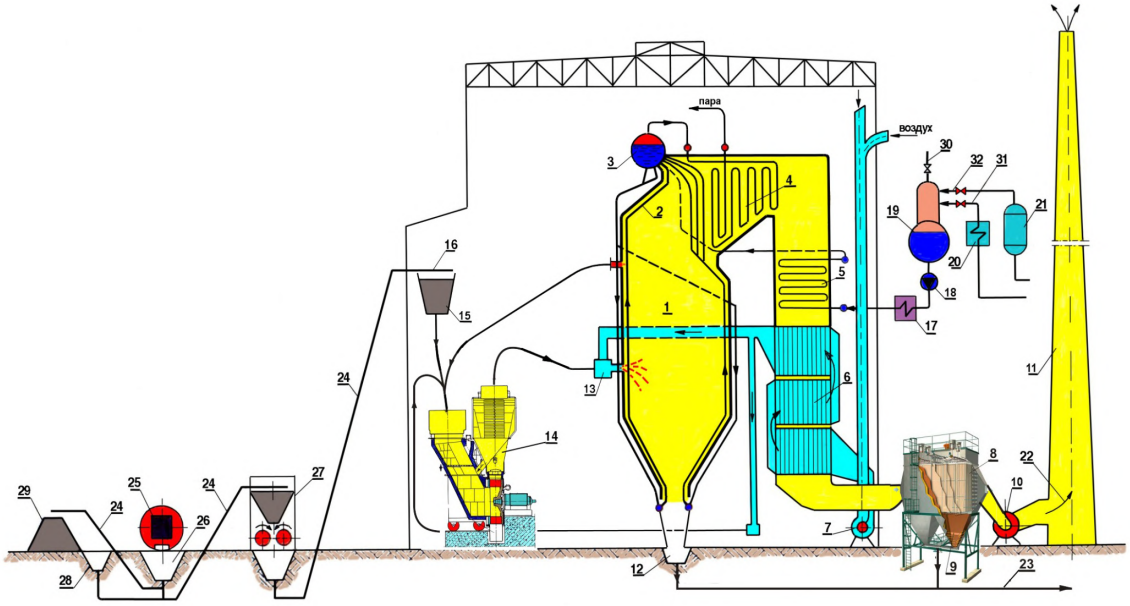
Сл. 7.24 Бавноодна мелница со челични топчиња



1. Влез на јаглен и флуид; 2. Излез на аеросмесата; 3. Водено ладено вратило на мелницата; 4. Чекани; 5. Лежиште; 6. Спојка; 7. Погонски електромотор.

Сл. 7.25 Брзоодна мелница со чекани

Сите елементи на процесот за снабдување на парниот котел со гориво се прикажани на сл. 7.26, во технолошка шема на снабдување на енергетски котел со гориво (јаглен).



1. Огниште; 13. Горилник: 14. Мелница за јаглен; 15. Бункер за јаглен; 16. Довод на гориво-додавач; 24. Транспортер со лента; 25. Вагон за транспорт на јаглен; 26, 28. Бункер за јаглен; 27. Постројка за дробење на јагленот; 29. Складиште за јаглен;

Сл. 7.26 Технолошка шема на снабдување на енергетски котел со гориво - јаглен





7.1.2.5. Горилници за цврсто гориво

Во зависност од видот на горивото што согорува во лет, горилниците се делат за согорување на: [20]

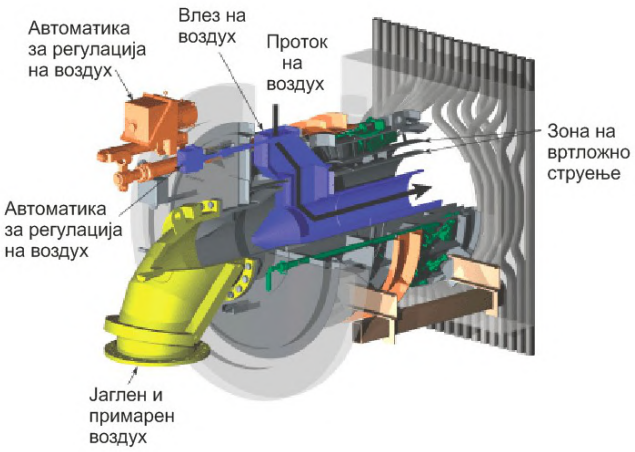
- јаглен во прав,
- течни горива, и
- гасни горива.

За согорување на јаглен во прав се користат два вида горилници:

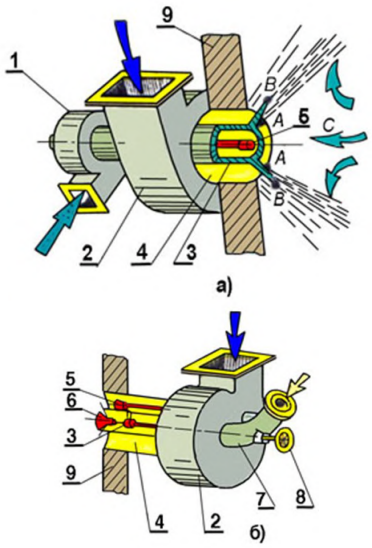
- вртложни и
- проточни.

Кај вртложните горилници (сл. 7.27) аеросмесата и секундарниот воздух формираат млаз во вид на вртлог, а кај проточните горилници (сл. 7.28) аеросмесата и секундарниот воздух формираат долг млаз без вртложење со мал агол на ширење.

Проточен горилник за јаглен е прикажан на сл. 7.29. Карактеристично за овој тип горилници е тоа што аеросмесата согорува во две зони, со што се добива многу стабилен пламен и ниска емисија на NOx.



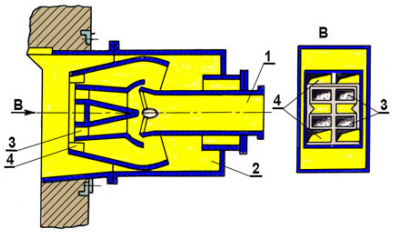
Сл. 7.29 Проточен горилник за јаглен со двозонско согорување (ниска емисија на NOx)



а) со вртложење на аеросмесата и секундарниот воздух;
б) со вртложење само на секундарниот воздух

1. Комора за вртложење на аеросмесата; 2. Комора за вртложење на секундарниот воздух; 3. Кружен канал за аеросмесата; 4. Кружен канал за секундарниот воздух; 5. Горилник за течно или гасно гориво; 6. Конус за ширење на млазот на аеросмесата; 7. Цевка за довод на аеросмесата; 8. подесување на конусот; 9. Осид на огништето.

Сл. 7.27 Горилници со вртложно дејство



1. Довод на аеросмеса;
2. Довод на топол воздух;
3. Излез на аеросмесата;
4. Излез на топол воздух.

Сл. 7.28 Проточен горилник со наклон на млазниот при излезот на аеросмесата

7.2. СИСТЕМИ ЗА СНАБДУВАЊЕ НА ТЕП СО ТЕЧНО ГОРИВО

Во ТЕП течните горива се користат за потпалување на котлите кои работат на јагленова прашина. Потрошувачката на нафта е релативно мала, затоа што потпалувањето трае релативно краток период од (2÷3) часа. Покрај оваа намена, течното гориво може да се користи како дополнително гориво при согорување на нискоквалитетни горива. Исто така, може да се користи и како основно кориво за согорување во парните котли. Постојат и парни котли со комбинирано доведување гориво (на пример течно и цврсто). [50-90]

Најзначајни карактеристики на течните горива се:

- густината,
- температурата на самопалење,
- температурата на вцврстување,
- вискозноста,
- топлинската моќ,
- содржината на влага, сулфур, пепел и др.

Густината на течните горива нема суштинско значење на согорувањето, но има влијание на транспортот на горивото. Густината на течните горива е помала од 1000 kg/m^3 (густина на вода).

Температурата на самопалење на течните горива е најниска температура при која смеса на пара на горивото и воздухот се пали без присуство на пламен. Таа има влијание на применливоста на горивото, односно:

- гориво со температура на самопалење <55 ^oC, треба да се избегнува за употреба,
- гориво со температура на самопалење <100 ^oC, може да се употребува со примена на посебни прописи,
- гориво со температура на самопалење >100 ^oC, не подлежи на посебни прописи.

Температурата на вцврстување на течните горива е најниска температура при која течното гориво се вцврстува. Пониска температура на вцврстување значи подобро гориво за транспорт и примена. Повисока температура бара негово загревање при транспорт и распрскување.

На вискозноста на течните горива има влијание температурата на горивото. Повисока температура помала вискозност и обратно.

Содржината на влага, сулфур и пепел во течните горива има влијание врз квалитетот на горивата. Влагата негативно влијае на топлинската моќ и предизвикува пречки во експлоатација. Сулфурот при неговото согорување (оксидација) ослободува топлина, односно оксидира во SO_2 и SO_3, кои предизвикуваат нискотемпературна корозија и кисели дождови (еколошки неповолни соединенија).



Според постојните стандарди, течните горива добиени со деривација на нафтата се делат на:

- екстра лесно масло за горење (EL),
- лесно течно масло за горење (L),
- средно тешко масло за горење (M),
- тешко течно гориво (S), и
- специјално (екстра) тешко (ES).



Кај течните горива според SI се користи единицата литар (*l*), но во светот често се применува и единицата барел (1 oil barrel = 158,987295 litters).

Транспортот на течните горива од дистрибутерот до потрошувачот се врши со:

- танкери, за поголеми растојанија и водни патишта,
- камиони и вагон-цистерни за кратки, средни и поголеми растојанија,
- цевководи за поголеми растојанија.



Капацитет на некои средства за транспорт на течните горива:

- вагон-цистерните се со капацитет (10÷60) m^3,
- камион-цистерните се со капацитет (10÷40) m^3.



За истоварање и транспорт на течните горива особено е важна нивната вискозност, која треба да се движи меѓу (4÷5) ^oEng. Течните горива до ТЕП се доставуваат со вагони-цистерни, од кои со пумпи се препумпува во подземни или надземни резервоари.



Во колку течното гориво (на пример мазут) е густо потребно е негово загревање на (40÷80) ^oC со флексибилни челични цевки сместени директно во цистерната. Нафтата или мазутот кои се чуваат во резервоарите исто така се загреваат до потребната температура, со пара (6÷15) bar, низ вградени спирални цевни загревачи сместени во резервоарот.

Складирањето на течните горива по правило се врши во месечни и дневни резервоари. Кај ТЕП со мали капацитети не се применуваат дневни резервоари. Резервата на гориво во месечните резервоари, зависи од:

- капацитетот на котларницата,
- условите за снабдување со гориво,
- локалните прописи.

Резервата на гориво во дневниот резервоар потребно е да задоволи (4÷8) h работа на котларницата при 100 % оптоварување (сл. 7.30).



Сл. 7.30 Деневен резервоар

Резервоарите за течните горива можат да бидат во:

- хоризонтална изведба за помали капацитети (индивидуална примена),
- вертикална изведба за големи капацитети.

Можат да се поставуваат (сл. 7.31):

- над земја, или
- полузакопани.



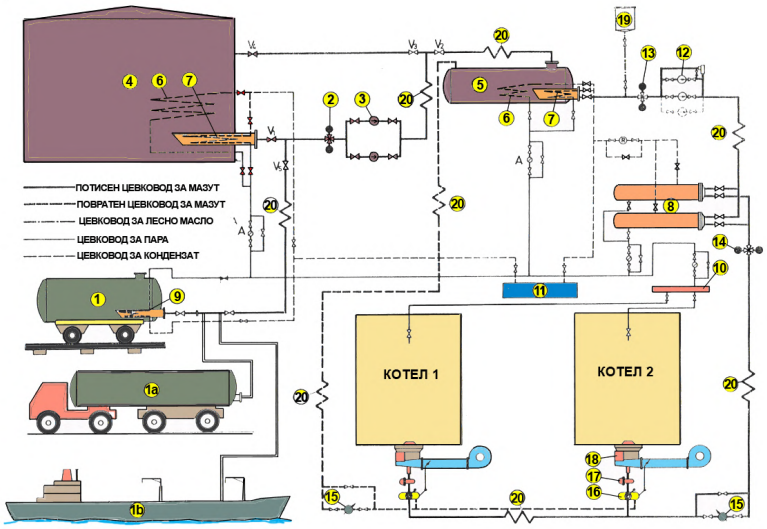
Хоризонтални



Вертикални

Сл. 7.31 Надземни резервоари

При транспортирање на нафта или мазут од резервоарите до котелот потребно е да се врши загревање на цевководите за транспорт со цевки низ кои се доведува пара. Пред да се внесе мазутот во горилникот се врши филтрирање (отстранување) на нечистотиите. Пред согорување во горилникот се врши догревање на мазутот. При ова догревање треба да се постигне значително повисока температура на мазутот, која се движи од (80÷120) °C.

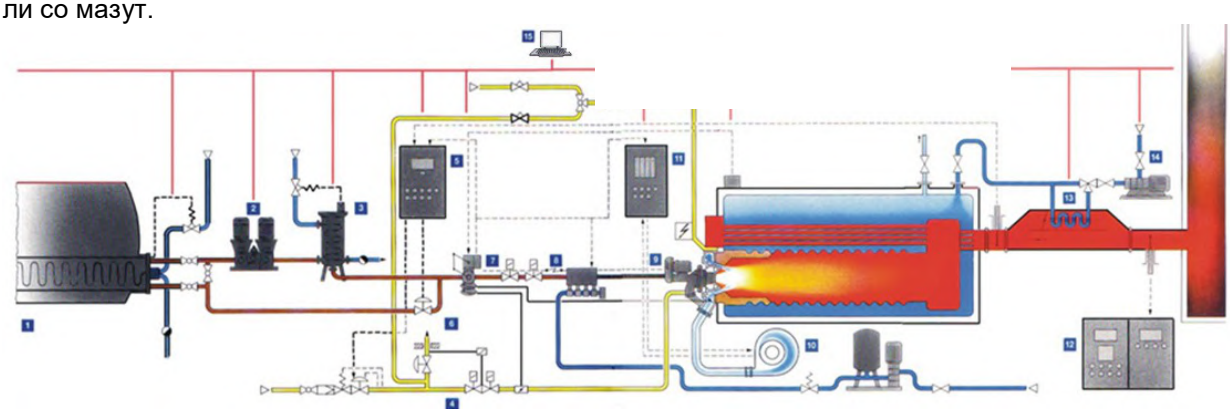


1. Вагон-цистерна; 1a. Камион-цистерна: 1b. Танкер; 2, 13. Груб филтер; 3. Растоварно-претоварна пумпа; 4. Месечен резервоар; 5. Дневен резервоар за гориво; 6. Основен грејач; 7. Проточен грејач; 8. Догревач; 9. Загревач на местото на преточување; 10. Распределители за пара; 11. Резервоар за кондензат; 12. Пумпа за гориво; 14. Фин филтер; 15. Мерач на гориво; 16. Регулатор на проток на гориво; 17. Електромагнетен вентил; 18. Горилник; 19. Резервоар за лесно гориво; 20. Грејач.

Сл. 7.32 Технолошка шема на снабдување на котлите со течно гориво

На сл. 7.32 е прикажана технолошка шема на снабдување на котлите со течно гориво. Течното гориво од вагон (1) камионски цистерни (1а) или танкери (1b), преку пумпна станица (3), груб филтер (2), низ цевководи се префрлува во месечниот резервоар (4). На цевководите има дополнителни грејачи за загревање на течното гориво, кое најчесто се изведува со пара. Префрлувањето на горивото од месечниот резервоар (4) во дневниот резервоар (5) се изведува со пумпата (3). Во месечниот и дневниот резервоар се вградени фиксни (6) и проточни (7) грејачи, како и догревачи (8) и грејач на претоварното место (9). За загревање се користи пара од разделникот (10). Кондензатот се собира во резервоарот за кондензат (11). Горивото на патот до горилникот (18) поминува низ мерач на проток (15), регулатор на проток (16) и електромагнетен вентил (17) за брзо затворање.

На сл. 7.33 е прикажана шема на снабдување на котли со мазут.



1. Сезонски резервоар со подна греалка; 2. Пумпа за мазут: 3. Загревач на мазут; 4. Гасна рампа за снабдување со гасно гориво; 5. Систем за контрола на O_2; 6. Контрола на притисокот на мазутот; 7. Регулатор на проток на гориво; 8. Постројка за впрскување вода; 9. Горилник; 10. Постројка за редукција на NOx; 13. Загревач на вода; 14. Напојна пумпа; 15. Управување со постројката;

Сл. 7.33 Шема на снабдување на котли со мазут

Мерките за сигурност и заштита главно се состојат од:

- во близина на местото на растоварање, резервоарите и котелот, не смее да има отворен пламен;
- сите електрични апарати и електромотори во близина на резервоарите, треба да бидат изведени во противексплозивна заштита;
- секое истекување течно гориво, треба најитно да се отстрани;
- по прекин на работата на котелот, огништето треба да се вентилира, по и пред повторно вклучување во работа;
- во случај на потреба во резервоарот за гориво да влезе работник, треба да се обезбеди непрекинат надзор.

7.3. СИСТЕМИ ЗА СНАБДУВАЊЕ НА ТЕП СО ГАСНО ГОРИВО

Со пронаоѓањето на поголеми количини на природен (земен) гас се зголемува неговата примена во ТЕП. Природниот гас кој се црпи од земјата, покрај метан CH_4 содржи други компоненти, како што се вода, гасови, сулфур и др. Пред истиот да се понуди на корисниците, треба да се изврши негово прочистување, односно отстранување на несаканите компоненти. Природниот гас од земјата се добива со дупчење исто како и при добивање на нафтата. Хемиски состав на природниот гас е даден во таб. 7.5. [50-90]

Таб. 7.5 Хемиски состав на природен гас според ГАМА и ТЕ-ТО Скопје:

Состав	ГАМА	ТЕ-ТО
Метан (CH_4)	85 %	98,13 %
Етан (C_2H_6)	7%	0,7 %
Пропан и C_mH_n	6 %	0,35 %
Азот N_2, Јагленород диоксид CO_2	7 %	0,82 %
Кислород (O_2)	0,02 %	0 %
Содржина на S		
H2S	max 6 mg/m_n^3	нема
Меркаптанов S	max 15 mg/m_n^3	нема
Сулфур	100 mg/m_n^3	нема
Долна топлинска моќ Hd	33 490 kJ/m_n^3	36 000 kJ/m_n^3
Долна топлинска моќ Hd	-	49 300 kJ/kg
Специфична густина	0,715 kg/m_n^3	0,73 kg/m_n^3

Природниот гас потребно е да се транспортира до потрошувачите. Транспортот на природниот гас до потрошувачите се врши со цевководи од неколку стотини до неколку илјади km, под притисок од (5÷40) bar и повеќе.

Цевководите во принцип се делат на (сл. 7.34):

- собирно-распределителни со низок притисок, мал дијаметар и со намена транспорт на гасот од дупнатината до постројката за прочистување,
- разводни кои се поставуваат меѓу држави или во државата.

Во составот на дистрибутивниот систем на природен гас до потрошувачите влегуваат:

- Цевководи со дијаметар (0,6÷1,22) m.
- Компресорска станица. Потребно е периодично компримирање на растојание од (6,5÷160) km. Погон на компресорот се изведува со гасна турбина или мотор СВС.

- Мерно-регулациона постројка за природен гас. Се поставува на одредени места за намалување на притисокот. Опремена е со соодветни инструменти и опрема.

Природен гас (ПГ) до потрошувачите може да се транспортира и во течна состојба, како течен природен гас (ТПГ) или (LNG – liquified natural gas). Транспортот на LNG најмногу се врши со специјални бродови танкери. Процесот на втечнување природен гас се состои од негово ладење на темепратура од -162 °C при притисок од 1 bar, при што се намалува волуменот на природниот гас за 600 пати (сл. 7.35).

Постројката за втечнување се состои од ладилна машина составена од компресор, испарувач, кондензатор и експанзивен вентил.

Процесот на дистрибуција на LNG (ТПГ-течен природен гас) се состои од следните операции:



Преточувањето на природен гас од танкерите до резервоарите се врши на специјални терминали за преточување на LNG.

Природниот гас до моментот на негова примена може подземно да се складира, со цел негово користење во зимски период. Складирањето најчесто се врши во исцрпени резервоари аквифери и напуштени рудници за сол. Сепак, при континуирана потрошувачка нема потреба од негово складирање, туку директно се зема од цевководот.

Природниот гас согорува во присуство на воздух на температура од 595 °C со слабо светол син пламен. Запаливоста на природниот гас е способност да согорува, при што се меша со воздухот при соодветен однос. Во колку смесата е сиромашна или богата, се нарекува ниска или висока граница на експлозија. Се пали со искра, отворен пламен, од цигара, светилка, алат што искри итн.



Сл. 7.34 Цевководи за транспорт на природен гас (гасовод)



Сл. 7.35 Транспорт на течен природен гас и терминал за преточување

7.3.1. Горилници за течно и гасно гориво

Распрскувањето на горивото може да се врши механички или со средство за распрскување како водна пара или воздух на притисок од (3÷9) bar. [20]

Горилниците за согорување течни горива, според начинот на распрскување, се делат на горилници со гасно (пара, воздух) и механичко распрскување со притисок од (2,4÷4,5) MPa (сл. 7.36).

Горилниците за гасни горива, според начинот на кој се создава смесата, се делат на горилници (сл. 7.35):

- без претходно мешање на горивото со воздухот,
- со претходно мешање на горивото со воздухот, и
- со делумно претходно мешање на горивото со воздухот.

Kaj котлите претежно се користат горилници без претходно мешање на гасното гориво со воздухот. Kaj горилниците со претходно мешање, гасното гориво може да се доведува:

- периферно или
- централно.

На сл. 7.37 е дадена шема, изглед и составните елементи на комбиниран горилник за согорување течно и гасно гориво.

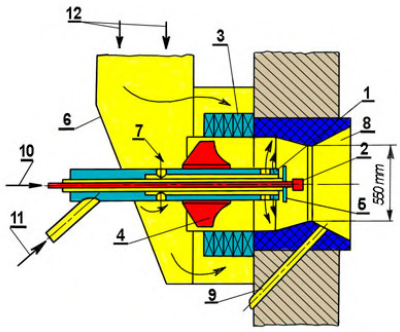


Горилник за течно гориво



Горилник за гасно гориво

Сл. 7.36 Горилници на течно и гасно гориво



1. Цевка за довод на гасно гориво;
2. Горилник за течно гориво;
3. Тангенцијални лопатки;
4. Вентил за контрола на протокот на воздух;
5. Диск за заштита на гасното гориво од пламенот;
6. Канал за воздух;
7. Воздух за ладење на главата на дискот;
8. Конусен излез;
9. Канал за запалување;
10. Довод на течно гориво;
11. Довод на гасно гориво;
12. Довод на воздух.

Сл. 7.37 Комбиниран горилник за согорување гасно и течно гориво

8 ЛОКАЦИЈА НА ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИТЕ ПОСТРОЈКИ



8.1. ИЗБОР НА ЛОКАЦИЈАТА



Градбата на ТЕП се врши во склад со плановите за развој на електроенергетскиот систем на една земја. Многу важен проблем кој треба да се реши при проектирањето на ТЕП е изборот на местото (локацијата) на градење на ТЕП.

На изборот на локацијата на ТЕП влијание имаат голем број технички фактори, меѓу кои најзначајни се:

- положбата на рудникот,
- постоење извори за снабдување со вода, и
- оддалеченоста на потрошувачите на енергија.

Големо влијание имаат и други фактори како што се:

- влијанието по околината,
- економијата на месното население, и
- локалната заедница.



Кондензационите ТЕП произведуваат само електрична енергија и директно се приклучуваат на електроенергетскиот систем и затоа положбата (оддалеченоста) на потрошувачите нема влијание на локацијата. На локацијата има влијание само снабдувањето со гориво и вода. Најекономичен систем за снабдување со вода е отворениот (проточен), па според тоа ТЕП можат да се градат на брегот на реки со голем проток.



Посебно внимание мора да се посвети на снабдувањето со гориво (јаглен, мазут и др.). Доколку рудникот не е премногу оддалечен, транспортот на горивото може да се врши со железница (железничка пруга), која може да се изгради специјално за таа намена.



При користењето на отворен систем за ладење, мора да се води грижа за заштита на растителниот и животинскиот свет во реката, односно температурата на водата во реката.

Доколку рудникот е премногу оддалечен или теренот меѓу него и реката е неповолен за транспорт на горивото, ТЕП се градат на местото на рудникот, а при тоа се применува затворен систем на снабдување со вода, најчесто со ладилни кули. Во случај кога рудникот и изворот за снабдување со вода се близу еден до друг, кондензационата ТЕП се гради до или на самиот рудник.



Локацијата на ТЕП-топлана (ТЕ-ТО) се дефинира исклучиво во зависност од положбата на потрошувачите на топлинска енергија. Транспортот на носителот на топлина (најчесто вода) на растојанија поголеми од 40 km доведува до неоправдани загуби на енергија, а со тоа и до поголеми трошоци при експлоатација. Проблемот за снабдување со вода и гориво во тој случај се решава во зависност од меѓусебната положба на потрошувачите, рудникот и изворот за снабдување со вода (сл. 8.1).



Сл. 8.1. Избор на локација на ТЕ-ТО на јаглен

Во случај кога потрошувачот е во близина на река ТЕ-ТО се гради на нејзиниот брег, а горивото се транспортира со железница, камиони, по воден пат и сл. Затворен систем на снабдување со вода се применува кога рудникот е во близина на потрошувачите или рудникот и изворот за снабдување со вода се значително оддалечени.

Индустриските енергани обично се лоцираат во кругот на фабриката. Индустриите кои трошат огромна количина на вода, обично се сместуваат на брегот на река, па со тоа е решен и проблемот со снабдување на вода. Во друг случај се применува затворен систем на ладење.

Во секој случај, пред изборот на локацијата се вршат опширни техно-економски анализи со цел инвестиционите и експлоатационите трошоци да се сведат на минимум.

При изборот на локацијата на ТЕП, покрај наведените фактори, како што се рудник, потрошувач и извор на вода, мора да се води грижа и за низа други фактори. ТЕП на цврсто гориво, треба во близина да имаат место за депонирање на пепелта, како што е на пример старо корито на река или искористен површински коп, односно соодветна конфигурација на теренот. Депонијата треба да има капацитет од најмалку 25 години работа на ТЕП.

ТЕП се поставува на земјиште кое нема вредни рудни наоѓалишта, не е погодно за земјоделие и никогаш не е поплавувано. Ако ТЕП се поставува во близина на река, површината на која се поставува ТЕП треба да биде 0,5 m над максималниот можен водостој појавен во последните 100 години (сл. 8.2).



Сл. 8.2. Локација на нуклеарна ТЕП (Diablo Canyon, California)

Локацијата на ТЕП мора да има доволни димензии за поставување на сите потребни објекти и опрема. Во зависност од моќта на ТЕП и видот на горивото, потребната површина изнесува (25÷50) ha. Релјефот, односно површината на локацијата треба да биде рамен. Не е поволна поголема разлика на надморската висина на поединечни места од (2÷4) m (сл. 8.2).

Пред изградбата на ТЕП предвидената површина се порамнува при што обемот на работи не треба да биде многу голем. Терасесто рамнење на теренот се врши кога теренот е наведнат за повеќе од 3 %. Кај наведнатите терени е отежната и изградбата на пруги, патишта, канали за вода и подземни комуникации (цевководи, електрични кабли и сл.). Кругот на ТЕП треба да има сигурна цврста подлога која дозволува оптоварување од објектите од (200÷250) kN/m^2. Подлогата исто така не треба да се состои од цврсти карпи или талог и не смее да има лизгање на земјиштето. При изборот на локацијата и изведба на градежните работи на ТЕП се зема предвид и сеизмичноста на областа.



Нивото на подземните води, треба да биде (3÷4) m пониско од површината на земјата, односно под нивото на вкопаните темели на зградите и опремата. Во спротивно треба да се врши посебна хидроизолација на подземните делови на зградите и опремата. Подземните води според хемискиот состав не смеат да се агресивни, ниту да предизвикуваат корозија на подземните делови на зградите и опремата.



ТЕП треба да биде во близина на железнички магистрали во колку се предвидува доставување гориво, опрема, градежен материјал и различни конструкции. Локацијата на ТЕП не треба да биде во близина на аеродроми и воздушните линии на нисколетечки авиони. Висината на оџаците обично надминува 250 m. Оваа висина на оџакот е потребна за добра дифузија на штетни материи и намалување на штетните концентрации. Воздухот во околината на ТЕП треба да биде чист, односно да нема значително загадување на околината.



Од наведените услови за избор на локацијата на ТЕП очигледно е дека на градбата на ТЕП претходат следните испитувања:

- топографски, правење топографски карти во кои се внесуваат варијантни локации, кои содржат изохипси,
- геолошки, определување на квалитетот на подлогата,
- хидролошки, определување на карактеристиките на изворот за снабдување со вода,
- хидрогеолошки, определување на својствата на подземните води,
- климатолошки, определување на температурите на воздухот,
- метеоролошки, определување на ветровите, влажноста на воздухот и др.

8.2. ГЕНЕРАЛЕН ПЛАН – РАСПОРЕД НА ОПРЕМАТА ВО ТЕП

Генералниот план на ТЕП претставува разместување на основната и помошната опрема во кругот и компонирање на планот на ситуацијата, која освен кругот на ТЕП го опфаќа и (сл. 8.3): [50-90]

- снабдувањето со вода,
- населението,
- депонијата на пепел,
- приклучните сообраќајници,
- линиите за пренос на електрична енергија и цевководи за топлина,
- складиштето за гориво (кога е вон кругот на ТЕП),
- цевководи за транспорт на згура и пепел.

Генералниот план ги содржи следните производни и помошни згради, објекти и уреди:

- главен погонски објект со отпрашувачи, вентилатори за чадни гасови, оџаци и трансформатори,
- командата на разводната постројка,
- разводна постројка,
- уреди за снабдување со вода,
- уреди за транспорт на згура и пепел,
- постројка за масло за подмачкување,
- лаборатории и работилници,
- складиште за опрема и материјали,
- службени простории и друго.

Во генералниот план се предвидуваат и места за полигони за монтажа, каде се врши монтажа на армиранобетонски и челични конструкции. При изградбата на ТЕП често се применува фазна изградба, односно монтажата на поединечни делови (блокови) се поместува со времето. Помеѓу зградите, објектите и постројките се предвидуваат потребни патни комуникации.

Пристап со железница или камиони (пат) треба да се обезбеди до:

- машинската сала и котларницата,
- постројката за развод и трансформаторите,
- станицата за истовар и складирање гориво,
- резервоарите за масло и др.



Сл. 8.3. Распоред на зградите и опремата кај ТЕП

Поединечните згради, објекти и постројки се разместуваат и по можност во склад со основниот технолошки процес на трансформација на енергијата, Така на пример, складиштето за гориво треба да биде на страната на котларницата, а уредот за снабдување со вода на страната на машинската сала. Трансформаторите се поставуваат на фасадниот ѕид на машинската сала. Оџаците се поставуваат во близина на ѕидот на котларницата итн.

Секогаш овие барања не можат да се исполнат. Ако разводната постројка се стави до ѕидот од машинската сала, тогаш изворот за снабдување со вода се оддалечува од погонскиот објект.

Важен фактор за разместување на објектите во ТЕП е насоката и јачината на ветрот и ружата на ветрови за тој регион. Отвореното складиште за јаглен се сместува на низветерната страна во однос на:

- погонскиот објект,
- разводната постројка,
- линиите на далекуводот, и
- разладната кула

Разладните кули исто така се сместуваат на низветерната страна, во однос на разводната постројка и линиите на далекуводот, со цел да се избегне таложење капки на изолаторите. Зградите и објектите на ТЕП претставуваат сложен производен и архитектонски комплекс. Основниот приод кон ТЕП се поставува на страна на челниот ѕид. На таа страна се поставуваат портирницата, помошната и главната управна зграда. Кругот на ТЕП се зазеленува.

Во развивање на концептот на генералниот план на ТЕП заедно учествуваат:

- термоенергетичари,
- електроенергетичари,
- градежници,
- архитекти,
- стручњаци за железнички и автомобилски сообраќај и др.

Разликите во генералниот план на ТЕП се најчесто се во:

- сместувањето на разводната постројка,
- главниот погонски објект,
- изворот за снабдување со вода.









Примери за распоред на зградите и опремата кај ТЕП

Во праксата се сретнуваат следните видови на сместување на разводни постројки:

- пред фасадата на машинската сала,
- предната страна на погонскиот објект, и
- од страна на фасадниот ѕид на котларницата.

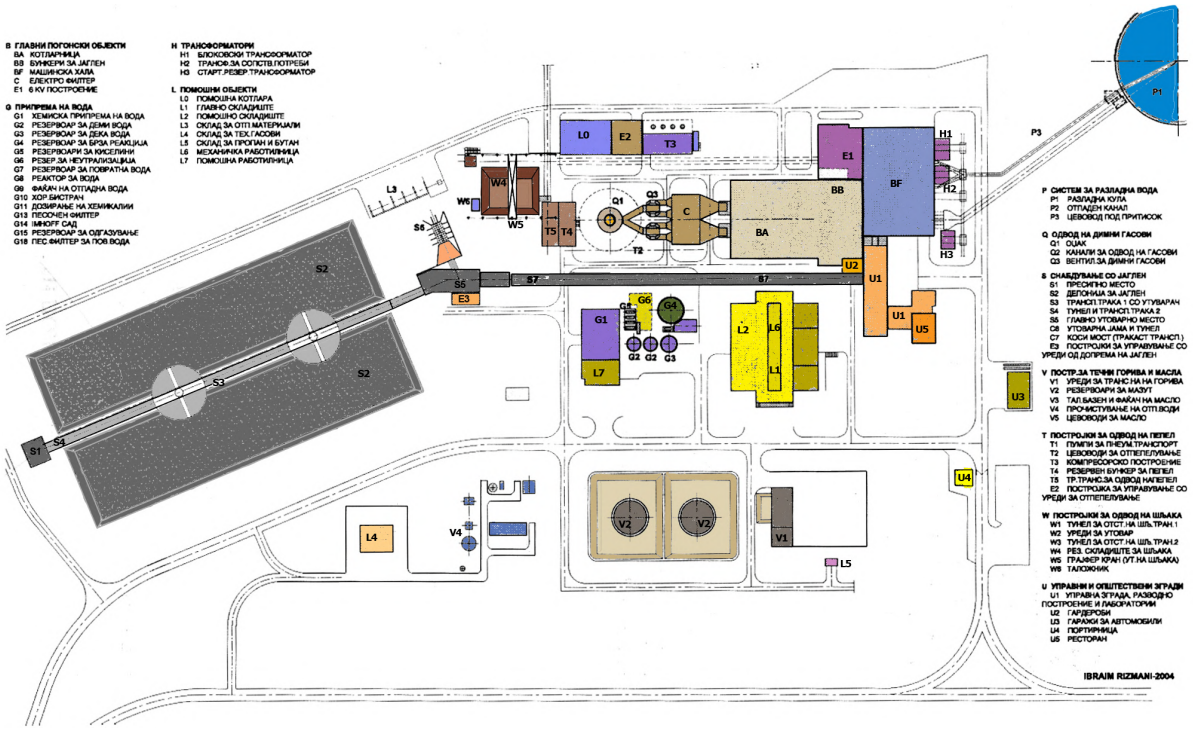


Генералните планови на ТЕП обично ги имаат следните карактеристики:

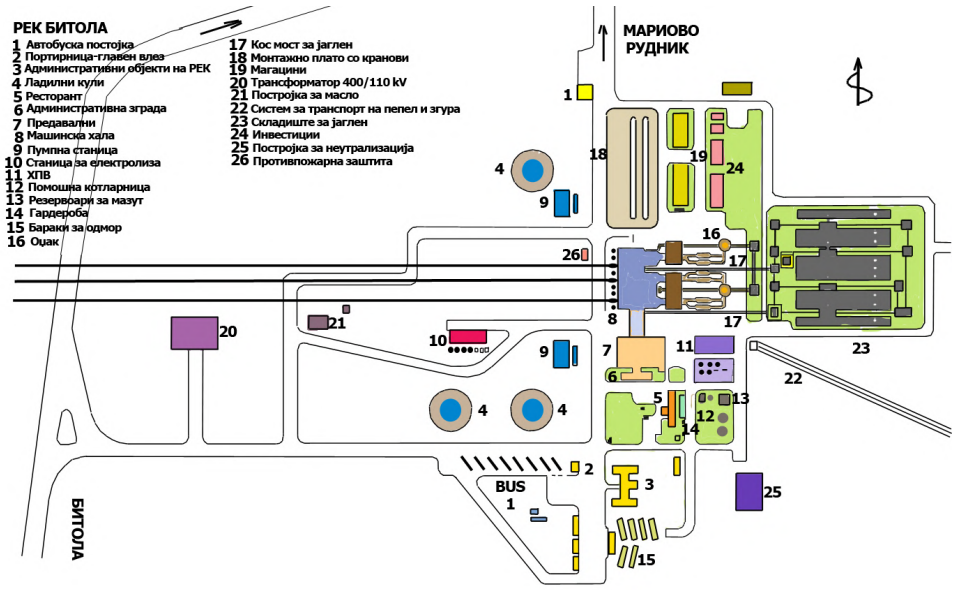
- покриена разводна постројка,
- извод на електричната енергија со воздушни водови и со подземни електрични водови,
- затворен систем за снабдување со вода,
- цевководи за транспорт на топла вода.

Циркулационите пумпи за разладна вода, се поставуваат обично во машинската сала. Потребниот број на циркулациони пумпи е по две пумпи за секој агрегат.

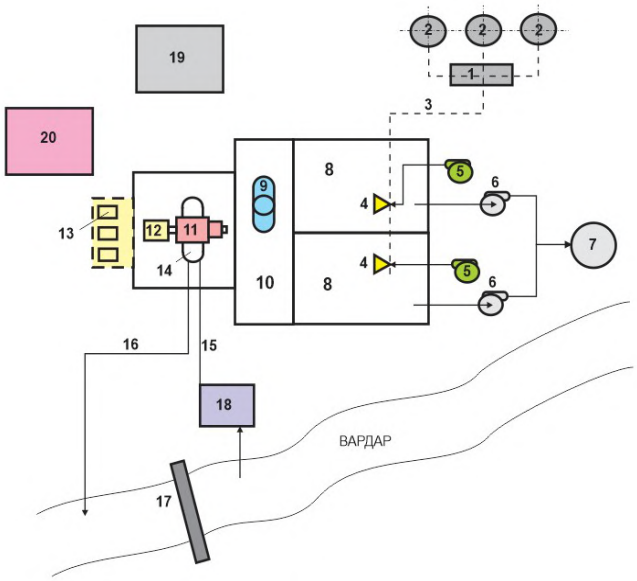
Кулите за ладење се поставуваат обично на страна од челниот ѕид на ТЕП.



Генерален план на РЕК Осломеј



Генерален план на РЕК Битола



1. Мазутна станица за примање и предавање гориво; 2. Три резервоари за мазут;3. Цевковод за мазут кон котелот; 4. Горилници; 5. Вентилатори за вдувување на воздух во котелот; 6. Вентилатори за шмукање димни гасови; 7. Оџак; 8. Котел составен од две независни секции; 9. Деаратор; 10. Одделение за хемиска подготовка на водата; 11. Парна турбина; 12. Електрогенератор; 13. Трафостаница; 14. Кондензатор; 15. Канал за довод на разладна вода; 16. Канал за одвод на разладна вода; 17. Брана; 18. Пумпна станица за разладна вода; 19. Помошна котларница; 20. Административна зграда.

Генерален план на ТЕЦ Неготино



1. Гаснотурбинска постројка; 2. Парнотурбинска постројка; 3. Дизел-генератор; 4. Помошни уреди на трансформаторот; 5. Пумпна станица за разладна вода; 6. Генратор-трансформатор; 7. Ладилна кула; 8. Трансформатор; 9. Заштита на трансформаторот; 10. Мониторинг систем за емисии; 11. Резервоар за сурова вода; 12. Пумпна станица за противпожарна вода; 13. Постројка за хемиска подготовка на водата; 15. Котел-утилизатор; 16. Пумпна станица за напојна вода; 17. Кисел третман на водата; 18. Цевоводи за разладна вода; 19. Компресор за гас; 20. Ограда; 21. 110 kV линија; 22. Административна зграда; 25. Третман на отпадна вода; 26. Станица за компримиран воздух; 27. Дренажен реазервоар; 28. Систем за земање примерок; 29. Колектор за азот; 30. Мерна станица за гас.

Генерален план на ТЕ-ТО Скопје

9 ТЕРМОЕНЕРГЕТСКИ ПОСТРОЈКИ И ЕКОЛОГИЈА



Биолошката егзистенција на човекот нераздвојно е поврзана со биосферата, која претставува глобален екосистем на земјата, кој со помош на природните саморегулациони процеси се одржува во состојба на динамичка рамнотежа. Со индустријализацијата човекот сам почна да ја нарушува рамнотежата на природните биоценози, како и материјалните и енергетските токови во биосферата. На тој начин човекот сам ја расипува својата околина и го загрозува својот биолошки опстанок. Посебно, индустриско-урбаните екосистеми се оптоварени односно „загадени“ со голема количина на отпадни материи и енергија. Поголемиот дел на оваа загаденост е резултат на процесите на производство и потрошувачка на енергијата.

Загадувањето на околината претставува многу комплексен феномен, којшто се истражува релативно кусо време и сите законитости уште во потполност не се дефинирани.

При анализа на загадувањето на околината обично се тргнува од основните животни медиуми на биосферата: воздух, вода и почва (земја). Врз основа на тоа, постојат следните области на загадување:

- загадување на воздухот,
- загадување на почвата,
- загадување на водата.

Покрај овие три области на загадување како четврта област може да се земе и загадувањето на околината со бучава. [169-187]

9.1. ЕМИТЕНТИ (ИЗВОРИ) НА ЗАГАДУВАЊЕ

Емитент на штетни материи е секој објект којшто на некој начин емитира (испушта) во околината штетни материи, а во литературата се сретнува уште со името извор на загадување или загадувач на околината. За подобро објаснување на емитентите (изворите на загадување) направена е поделба на емитентите. Оваа вообичаена поделба на емитентите се врши во зависност од:

- видот на емитентот,
- местото на емитентот,
- квалитетот на емитентот,
- времетраењето на работата на емитентот.

Според видот, емитентите можат да се поделат на:

- природи и
- вештачки емитенти.

Природните емитенти се прашина носена со ветрот (од различно потекло), алергени (полен и останати), честички на морската сол и другите морски испарувања, чад со летечка пепел и гасови од шумски пожари, гасови од мочуришта и другите природни испарувања, микроорганизмите, магла, вулкански гасови и пепел, природната радиоактивност и метеорската прашина.

Вештачките емитенти се создаваат директно или индиректно во процесите со кои управува човекот, а во нив спаѓаат и термоенергетските постројки. [169-187]

Во зависност од локацијата, емитентите можат да се поделат на:

Поединечни или точкести извори на загадувањето. Тоа се осамени односно изолирани извори, кои се меѓусебно толку оддалечени што не загадуваат ист простор. Во оваа група на извори главно спаѓаат емитенти како што се термоцентралите и топланите, како и некои други индустриски објекти. Иако, ваквите извори се доволно оддалечени еден од друг, поради физичките процеси што се карактеристични за нив, нивното влијание може да се почувствува на десетици километри.

Линиските извори на загадувањето се извори, кои се распоредени по патиштата или по улиците на градовите, така што загадувањето се врши во близина на тие патишта и улици. Во оваа група спаѓа сообраќајот, односно превозните средства по должина (во линија) на улиците.

Концентрирани или површински извори на загадувањето се извори, кои се густо распоредени на една површина, односно загадуваат еден потесен простор. Овие извори се јавуваат во урбаните средини, во кои постојат котларници за греење на станбени колективни и индивидуални (куќи) згради.

Емитентите можат да се поделат во зависност од агрегатната состојба на штетните материи кои ги испуштаат и тоа на извори кои емитираат гасни и цврсти штетни материи или комбинација на гасни и цврсти штетни материи.

Во зависност од времетраењето емитентите можат да се поделат на:

- Извори со трајно загадување, во кои спаѓаат високите печки, ТЕП, како и топланите кои работат сезонски (6÷7 месеци во годината).
- Извори со повремено загадување или извори кои се дефинирани со факторот на време.

9.2. ЕМИСИЈА, ТРАНСМИСИЈА И ИМИСИЈА

Термоенергетските постројки, поради природата на процесите што се одвиваат во нив спаѓаат во големите загадувачи на околината. Во текот на работата на термоенергетските постројки при процесот на согорување на горивата во нив, се создаваат продукти на согорување кои се исфрлаат во атмосферата, а содржат штетни материи, чие присуство во атмосферата има негативно дејство врз околината. Ова дејство не е определено само со емисија на продуктите на согорувањето, туку и со емисија на топлинска енергија, отпадни води и прашина. [169-187]

Емисија**:** Под емисија на штетни материи во атмосферата се подразбира испуштање на какви било материи од некоја постројка или процес во околината, при што настанува нејзино загадување. Во физичка смисла емисијата претставува големина определена со маса на штетните материи исфрлени во атмосферата во единица време и обично се изразува во g/s. Големината на емисијата може да се определи врз основа на познати параметри на термоенергетските постројки и преку анализа на горивото коешто се употребува во нив.

Во зависност од видот на горивото кое се користи во термоенергетските постројки, тие ги емитираат следниве штетни материи:

- јаглероден моноксид (CO),
- сулфурен диоксид (SO_2),
- азотни оксиди (NO_x),
- јаглеродороди (C_mH_n),
- цврсти честички (чад и летечка пепел), и др.

Трансмисија и имисија: По исфрлањето во околината, штетните материи се мешаат со околниот воздух и на тој начин се разредуваат. Поради тоа воздухот во екосистемот се загадува, односно содржи одредена количина штетни материи. Физичката големина којашто е определена со масата на штетни материи во одреден волумен на воздух се нарекува имисија. Како мерило на загаденоста се зема концентрацијата на штетни материи (полутанти) по единица волумен воздух. Концентрацијата обично се мери во:

- mg штетна материја по m^3 воздух (mg/m^3) или
- cm^3 штетен гас или пара по m^3 воздух (cm^3/m^3), односно „parts per milion“ (ppm) или делови на милион, што претставува концентрација на гасови и пари на милион делови на воздух.

Ако глобално се разгледува проблемот на имисијата во екосистемот може да се види дека, вкупната емисија во екосистемот одговара на вкупната емисија на штетни материи, затоа емитираните количини штетни материи секогаш некаде се таложат или апсорбираат. Меѓутоа, просторното и временското оптоварување на екосистемот со имисии не е еднакво, затоа што на различни места во различно време се јавуваат и различни концентрации на штетни материи, што зависат од просторниот распоред на емитентите, од процесот на трансмисија, како и од други фактори.

Имисијата на конкретно место се мери со помош на степенот на загаденост на воздухот на тоа место, односно со концентрацијата на штетни материи на тоа место. Во некои случаи, имисиите на штетни материи се изразуваат и како просторно оптоварување на пример (kg SO_2/km^2).

Ако се тргне од емисијата на еден одреден емитент и неговиот просторен распоред, концентрацијата во екосистемот главно зависи од:

- Локацијата на емитентот и временскиот од на емисијата.
- Процесот на самопречистување на воздухот.
- Процесот на трансмисија.

Поради процесот на самопрочистување, емитираните количини штетни материи во атмосферата се задржуваат само определено време. Концентрацијата на штетни материи со тек на времето, поради процесот на самопречистување опаѓа. Тоа може да се види во таб. 8.1.

Таб. 9.1. Просечно задржување на штетни материи во армосферата според Buker:

Штетни материи	Просечно време на задржување
Цврсти честички	3÷7 дена
SO_2	1÷6 дена
NO_x	1÷3 дена
C_mH_n	1÷2 дена
CO	0,3 год.

Процесот на самопречистување се одвива експоненцијално во зависност од концентрацијата, што значи дека високите концентрации се разредуваат побрзо од ниските концентрации.

Процесот на трансмисија, односно транспорт на штетни материи од изворот на емисија до определени локации во екосистемот, зависи од повеќе фактори, како: топографски, метеоролошки и од висината на изворот на емисијата. Емитираните штетни материи од високи извори многу побрзо се разредуваат во однос на емитираните штетни материи од ниски извори на загадување. Како пример може да се наведе влијанието на азотните оксиди на околината. Продуктите на согорување кои се добиваат при согорувањето на горивата во котелските огништа, во атмосферата се испуштаат преку оџаци, а кај големите котелски огништа преку високи оџаци, при што значително се намалува концентрацијата.

Спротивно на тоа продуктите на согорување од моторните возила се испуштаат директно меѓу минувачите, од што следи дека концентрацијата на азотни оксиди на тие места е значително поголема. Покрај висината на изворот на загадување, на процесот на трансмисија влијаат и следните фактори:

- Правецот и брзината на движењето на воздухот во поединечните слоеви на атмосферата (ветер).
- Други метеоролошки состојби (врнежи, инверзија на атмосферските слоеви).
- Природната конфигурација на почвата (релјеф, шуми).
- Вештачките пречки (градежни објекти).

За определување на трансмисијата, односно влијанието на овие фактори на трансмисијата постојат модели за приближно определување. Имисиите во екосистемот се резултат на големиот број на извори на загадување, а секоја од нив има свои трансмисиони карактеристики. Поради тоа определувањето на поврзаноста на емисијата со имисијата е многу сложена постапка, која мора да се прави за сите региони посебно. Само на тој начин може да се објаснат регионалните разлики на појавените имисии.

9.3. ВИДОВИ НА ШТЕТНИ МАТЕРИИ КОИ ГО ЗАГАДУВААТ АТМОСФЕРСКИОТ ВОЗДУХ

9.3.1. Цврсти честички (PM честички)

Цврстите честички можат да се сместат во највлијателните штетни материи врз луѓето и околината. Главните компоненти на цврстите честички се сулфати, нитрати, амонијак, натриум хлорид, јаглен, минерали, прав и вода. Најчесто, тие не дејствуваат сегрегирано и претставуваат комплексна смеса на течни и цврсти честички на органски и неоргански материи содржани во воздухот. Цврстите честички можат да се поделат во зависност од нивниот аеродинамичен дијаметар, односно како:

- PM10 (со дијаметар помал од 10 μm),
- PM2,5 (со дијаметар помал од 2,5 μm).

PM2,5 се поопасни поради нивниот мал дијаметар, затоа што при нивното вдишување тие можат да стигнат до периферните региони на бронхиолите и учествуваат во размената на гасови во белите дробови.

Цврстите честички во ТЕП се добиваат при процесот на согорување на пред сè цврсти горива, но и некои видови на течни горива (потешки фракции). Тоа се несогорени делови на горивото, односно летечка пепел, која може да согорува во парни и вреловодни котли, како и различни видови печки. Самиот процес на согорување на цврстите и течните горива во овие термички уреди е пропратен со појава на летечка пепел, како неизбежна појава. [169-187]

9.3.2. Јаглеродни оксиди

Јаглерод моноксид (CO) е оксид на јаглеродот и е без боја, мирис, вкус и е полесен од воздухот. Тој е неорганско соединение на јаглеродот и спаѓа во групата на неметални и неутрални оксиди (не реагира со вода, киселини и бази). Јаглеродниот моноксид е со висока цитотоксичност за живите организми (доста отровен) и спаѓа во групата на најголеми загадувачи на атмосферата. Се појавува како резултат на непотполното согорување (оксидација) на јаглеродот содржан во фосилните горива (најчесто цврсти и течни горива), според следната реакција:

$$2C + O_2 \rightarrow 2CO$$

Јаглеродниот моноксид понатаму може да оксидира и гради јаглерод диоксид, според следната реакција:

$$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$$

Јаглерод диоксид (CO_2) е гас без боја и мирис. Потежок е од воздухот и не гори. Овие својства на јаглеродниот диоксид се причина тој да се употребува за гасење пожари. Јаглеродниот диоксид малку се раствора во вода при што реагира со неа образувајќи јаглеродна киселина. Таа е непостојана и се разложува на вода и јаглероден диоксид. Поради тоа, јаглеродниот диоксид се употребува за газирање пијалоци.

Јаглерод диоксид се создава од различни извори, меѓу кои и вулкански ерупции, разградувањето на органската материја и од процесот на дишење кај живите организми. Растенијата го користат јаглеродниот диоксид при фотосинтезата, користејќи го притоа и кислородот за да синтетизираат јагленхидрати. По ова, растенијата испуштаат кислород во атмосферата, кој е исклучително важен за респирацијата кај хетеротрофните организми, притоа формирајќи циклус. Јаглеродниот диоксид го има во мали концентрации во атмосферата и тој е главна состојка на јаглеродниот циклус.

При потполно согорување на фосилните горива, кои содржат јаглерод (деривати на нафта, јаглен, дрво и др.), се добива јаглероден диоксид, според следната реакција.

$$C_2 + 2O_2 \rightarrow 2CO_2$$

При потполно согорување на гасните горива (природен гас, метан и др.), исто така се добива јаглерод диоксид. На пример при реакција на метан со кислород, се добива јаглерод диоксид и водна пара:

$$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$$

Концентрацијата на CO_2 во воздухот се движи помеѓу (0,036÷0,039) % во зависност од регионот и времето во годината. Тој спаѓа во групата на стаклени гасови, со влијание со глобални последици. [169-187]

9.3.3. Сулфурни оксиди (SO_2, SO_3)

Сулфур диоксидот (SO_2) е оксид на сулфурот и спаѓа во групата на неметални оксиди. Тој е безбоен гас со остар мирис и е доста отровен. Се раствора во вода и гради сулфуреста киселина.

Сулфурниот диоксид може да се јави во природата, на пример од вулканските гасови. Сепак, сулфурниот диоксид се смета за загадувач, затоа што е спореден продукт при процесот на согорување на фосилните горива.

При согорувањето на јаглен, дрво и нафтени деривати, односно горива кои содржат сулфур, се добива сулфур диоксид. При согорување на природен гас не се формираат сулфурни оксиди. Сулфурот во природниот гас може во многу мали количини да се сретне врзан во сулфур водород H_2S. Колку е поголем процентот на сулфур во горивото, толку е поголема концентрацијата на сулфур диоксид во воздухот. Согорувањето (оксидацијата) на сулфурот, при што се добива сулфур диоксид, се одвива според следната равенка:

$$S + O_2 \rightarrow SO_2$$

Сулфурниот диоксид се раствора во вода, а при реакција со водата создава сулфуреста киселина:

$$SO_2 + H_2O \rightarrow H_2SO_3$$

При понатамошна окидација на сулфурниот диоксид во атмосферата се создава сулфур триоксид, според реакцијата:

$$2SO_2 + O_2 \rightarrow 2SO_3$$

Сулфур триоксид (SO_3), при реакција со водата, создава сулфурна киселина:

$$SO_3 + H_2O \rightarrow H_2SO_4$$

Сулфурната киселина во ситни капки може да биде разнесувана на големи растојанија од местото на создавањето и е еден од причинителите за создавање на киселите дождови. Поимот кисели дождови не се однесува само на дождовите, туку и сите видови на талози од атмосферата (снег, магла, вклучително и прашина), кои ја закиселуваат подлогата на која паѓаат. Се смета дека околу 90% од количествата сулфур испуштени во атмосферата се последица на човековите активности, а останатиот процент е од природни појави.

При дополнителна реакција на SO_2 со други штетни материи се формираат аеросоли, кои воедно се главен прекурзор на цврстите честички PM2,5.

9.3.4. Азотни оксиди (NO_x)

Азот моноксид (NO) е слободен радикал и затоа има голема примена во хемиската индустрија. Тој е безбоен гас, слабо се раствора во вода, не гори, не го поддржува процесот на согорување и е нестабилен во воздухот.

Азотен моноксид се добива при согорување на фосилните горива при високи температури во котлите на ТЕП, според следната реакција:

$$N_2 + O_2 \rightarrow 2NO$$

Азотниот диоксид (NO_2) се добива при реакција на азот моноксид со околниот воздух, односно:

$$2NO + O_2 \rightarrow 2NO_2$$

Азотниот диоксид има кафеаво-црвеникава боја, добро се раствора во вода, многу е отровен (надразнувач), со карактеристичен нелагоден мирис. Високите концентрации на NO_2 имаат остар мирис, додека ниските концентрации имаат мирис сличен на водородот. При реакција со вода се добива азотеста (HNO_2) и азотна киселина (HNO_3).

Азотните оксиди може да реагираат со други супстанции во атмосферата, при што се формираат кисели продукти кои се дисперзираат со врнежите (кисели дождови), маглата, снегот или цврстите честички. [169-187]

9.3.5. Јаглеродороди (CmHn)

Полицикличните ароматски јаглеводороди (polyaromatic hydrocarbons PAH) се група на ароматски јаглеводороди со најмалку два бензенови прстени (јадра). Познати се стотици видови на PAH, а основни претставници се: антрацен, хрисен, коранулен, нафталин, фенантрен, трифенилен, бензантрацен, бензпирен, коронен, тетрацен, пентацен, пирен, овален и др. Најчесто забележани полициклични ароматски јаглеводороди од страна на мерните станици за мониторинг на штетни материи се: фенатрен, антрацен, флуорантен, пирен, бензоантрацен, хрисен, бензфлуорантен, бензпирен, дибензантрацен, бензперилен, инденопирен и др. PAH најчесто се продукт на процесите непотполно согорување на фосилните горива во ТЕП, топланите, индустриските и индивидуалните печки, и др. Полицикличните ароматски јаглеводороди се мутагени и канцерогени соединенија. Бензпирен, бензантрацен и овален се сместени во групата на висококанцерогени соединенија.

9.4. МАКСИМАЛНИ ДОЗВОЛЕНИ КОНЦЕНТРАЦИИ НА ШТЕТНИ МАТЕРИИ

Емисиите и концентрациите на штетни материи во воздухот во секоја земја се ограничуваат со воведување легислатива (закони, правилници и сл.) за максимални дозволени концентрации на штетните материи во воздухот. Во таа насока, во РМ постои соодветна легислатива за ограничување на емисиите и концентрациите, која е изготвена во согласност со легислативата на ЕУ. [169-187]

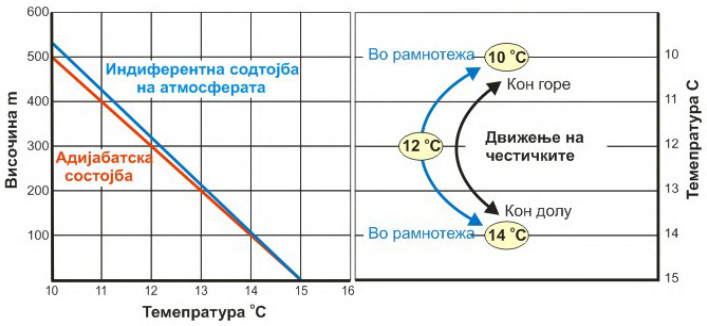
Врз основа на член 13 став (1) од Законот за квалитетот на амбиентниот воздух („Службен весник на РМ“, бр. 67/04, 92/07 и 35/10), е донесен Правилник за граничните вредности за дозволените нивоа на емисии и видови на загадувачки супстанции во отпадните гасови и пареи кои ги емитираат стационарните извори во воздухот („Службен весник на РМ“, бр. 141 од 25.10.2010 год.). Со овој правилник се пропишуваат граничните вредности за дозволените нивоа на емисии и видови на загадувачки супстанции во отпадните гасови и пареи кои ги емитираат стационарните извори во воздухот.

Со Правилникот се врши усогласување со:

- Директивата на Европскиот парламент и на Советот од 23 октомври 2001 година за ограничување на емисиите на одредени загадувачи во воздухот од големите постројки за согорување, 32001L0080;
- Директивата на Советот од 11 март 1999 година за ограничување на емисиите на испарливите органски соединенија што се должат на употребата на растворувачи во одредени дејности и инсталации, 31999L0013;
- Директивата на Европскиот парламент и на Советот од 15 јануари 2008 година за интегрирано спречување и контрола на загадувањето, 32008L0001.

9.5. ДИФУЗИЈА НА ШТЕТНИ МАТЕРИИ ВО ВОЗДУХОТ

Атмосферата може да се разгледува како термодинамички систем во кој преносот на топлина меѓу честичките не е доволно брз за да се изедначи температурата. Контактот на честичките при нивно движење во вертикална насока може да се претпостави дека се изведува по адијабатски процес. Според тоа, кога честичка на воздух се движи нагоре се лади, а при спуштање се загрева. За време на подигнувањето честичкатата доаѓа во подрачје на понизок притисок, па со зголемување на волуменот се намалува температурата. Од друга страна, при спуштање честичката доаѓа во подрачје со повисок притисок, се намалува нејзиниот волумен и се зголемува температурата. Под претпоставка дека воздухот е сув, температурниот адијабатски градиент на сувиот воздух изнесува околу 1 °C на 100 m височина. [169-187]



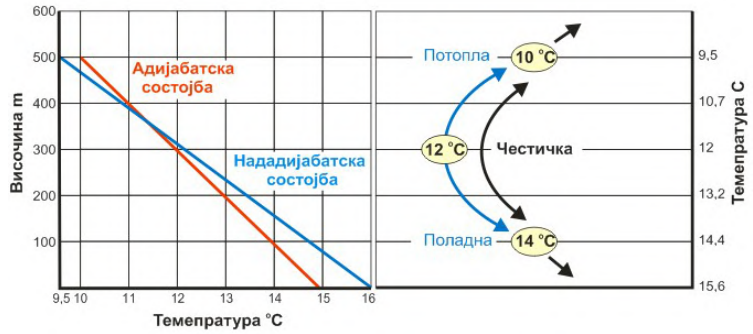
Сл. 9.1. Индиферентна состојба на атмосферата

Во реални услови распределбата на температурата во некоја воздушна маса не одговара секогаш на температурниот адијабатски градиент. При споредба на тој градиент со реалниот, можат да се дефинираат три состојби на атмосферата: индиферентна, нестабилна и стабилна состојба.

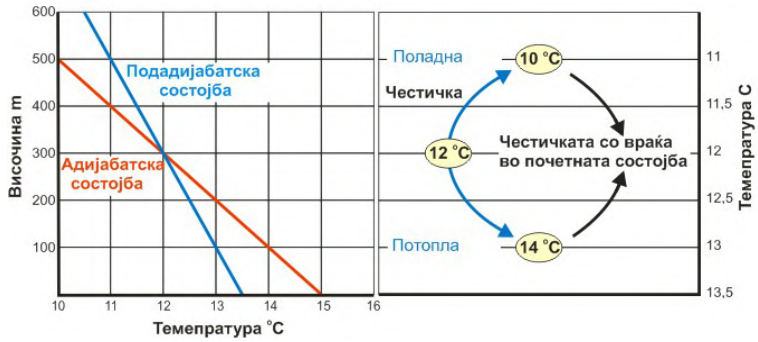
Во индиферентна состојба на атмосферата (сл. 9.1) промената на температурата по височина е еднаква на адијабатскиот градиент. Во која било положба, честичката на воздух има еднаква температура како и останатите соседни честички, а според тоа и еднаква густина. Конечната положба на честичката е одредена со нејзината почетна положба.

Во нестабилната состојба реалниот температурен градиент е помал од адијабатскиот (сл. 9.2), тоа значи дека температурата постепено расте со зголемување на височината, во однос на адијабатскиот градиент. Сите честички кои почнале да се движат надолу остануваат поладни од окол-

ниот воздух. Тие имаат поголема густина и поради тоа продолжуваат да се движат кон дното. Според тоа, сите честички кои почнале да се движат нагоре ќе останат на повисока температура од околниот воздух, затоа што стануваат полесни и продолжуваат да се движат во иста насока. Како резултат на тоа, една честичка исфрлена од оџакот со некоја почетна брзина сè повеќе ќе го забрзува своето движење со зголемување на растојанието од почетната положба. Значи нестабилната состојба е поповолна за дифузија на честичките во однос на индиферентната состојба.



Сл. 9.2. Нестабилна состојба на атмосферата



Сл. 9.3. Стабилна состојба на атмосферата

Температурниот градиент во стабилна состојба е поголем од адијабатскиот (сл. 9.3). Честичката која почнала да се движи нагоре, под дејство на некој почетен импулс, станува поладна и потешка од околниот воздух, а поради тоа има тенденција да ја промени насоката на струење. Ако почетниот импулс ја придвижил честичката надолу, таа ќе остане на повисока температура од околниот воздух и сака да се подигне на повисоко ниво, затоа што е полесна од околните

честички. Честичките настојуваат да се вратат на почетното ниво. Појавата на кочење на честичките е поголема при поголеми растојанија на честичките во однос на нејзината почетна положба.

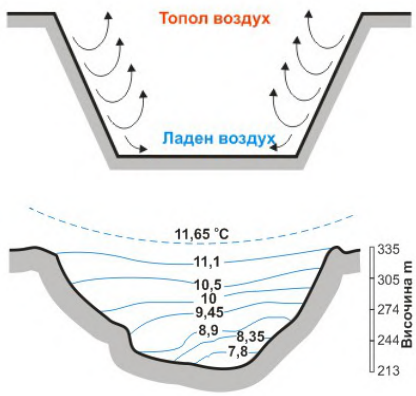
Површинска инверзија се појавува при стабилната состојба на атмосферата. При ведри денови вертикалната распределба на температурата одговара или е повисока од адијабатскиот градиент, како резултат на загревањето на земјата под дејство на сончевото зрачење. По заоѓањето на сонцето, почвата брзо се лади, а со тоа се ладат и најниските воздушни слоеви. Дури и мирен ветер може да го прошири таквото ладење на повисоките слоеви, но само на височина од неколку стотини метри. На тој начин се постигнува изразена стабилна состојба на најниските атмосферски слоеви. Во тој случај се формира таков степен на стабилност, при кој температурата на воздухот расте со зголемување на височината. Оваа појава се нарекува површинска инверзија. Два часа по изгревањето на сонцето, исчезнува појавата на инверзија, како резултат на загревањето на почвата. Во зимскиот период, инверзијата може да трае и неколку дена, поради интензивното ладење во текот на ноќта, а недоволното дневно загревање под дејство на сончевото зрачење.

Можна е појава на инверзија на повисоки нивоа, или т.н. височинска инверзија (сл. 9.4). Оваа појава се случува при спуштање на поголема воздушна маса во подрачјата со висок притисок.

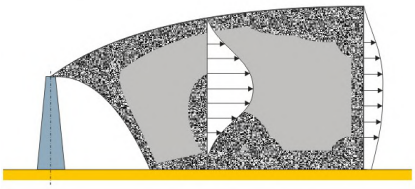
Појавата на височинска инверзија често се случува во долините и котлините. Ладниот воздух се собира во долните делови на котлината, што предизвикува создавање магла и уште поголемо ладење на воздухот.

Често во котлините се појавува многу висок температурен градиент, кој се протега на највисоките нивоа, а како последица на тоа и значителни концентрации на загадувачи во околината. Во урбаните средини височината на објектите има влијание на температурниот градиент. Високите објекти ја зголемуваат нестабилноста на атмосферата.

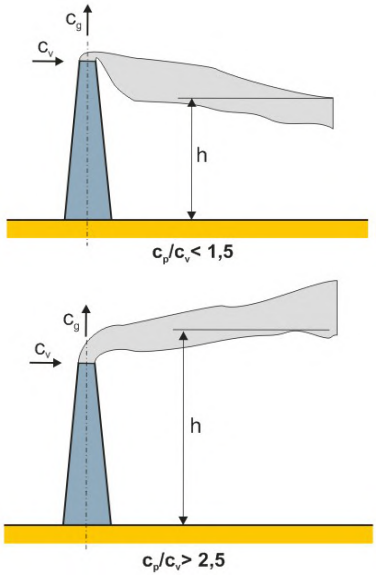
Излезните гасови, односно продуктите од процесите на согорување, се носители на штетните материи, кои преку оџакот се ифрлаат во атмосферата. Излезните гасови го следат или се носени под дејство на струењето на воздухот, затоа што масата на воздухот е поголема од масата на гасовите. Ова правило се однесува и на цврсти честички, но само за дијаметари на честичките помали од 20 μm. Цврстите честички со поголем дијаметар се одделуваат од излезните гасови и се таложат на дното. Растојанието од оџакот на кое



Сл. 9.4. Распределба на топлина во долина



Сл. 9.5. Профили на концентрација на излезните гасови



Сл. 9.6. Влијание на односот помеѓу брзината на излезните гасови c_g и брзината на воздухот c_v

се постигнуваат максималните концентрации на цврсти честички зависи од големината на цврстите честички (сл. 9.5).

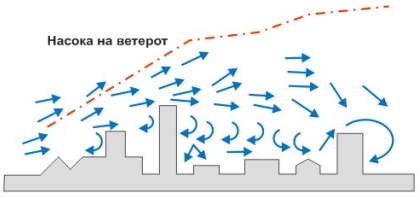
Излезните гасови на излезот од оџакот имаат значително повисока температура од температурата на околниот воздух. Оваа разлика на температури овозможува подигнување на излезните гасови во височина, над оџакот. Подигнувањето на излезните гасови е многу важно при температурна инверзија на атмосферата и мали брзини на ветрот, кога опасноста од загадување е практично најголема. Излезните гасови на излезот од оџакот, се подигнуваат за височина од 1,5 m за секој °C температурна разлика на гасовите и воздухот. Тоа подигнување на излезните гасови, одговара при брзини на ветрот од 5 m/s и при температурата на излезните гасовите на излезот од оџакот од 100÷200 °C .

Излезните гасови на излезот од оџакот имаат одредена кинетичка енергија, затоа што излегуваат од оџакот со одредена брзина. Струењето на излезните гасови зависи од односот помеѓу брзините на излезните гасовите C_g на излезот од оџакот и брзината на ветрот C_v на иста височина. При поголем однос C_g/C_v, се постигнува поголемо подигнување на струјата на излезни гасови. При поголеми брзини на ветрот, излезните гасови се шират (разредуваат) и на висини помали од висината на оџакот (сл. 9.6)

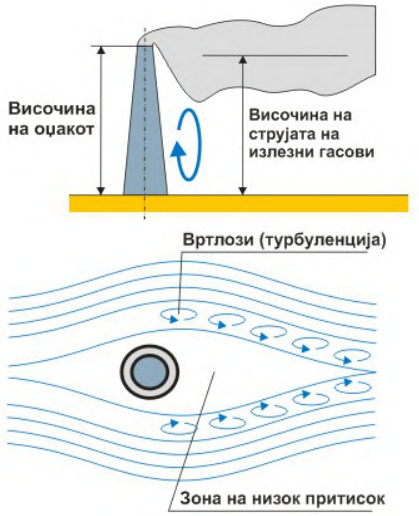
На сл. 9.7, се гледа однесувањето на струјата на воздух (ветер) при струење на воздухот над зградите. Од сликата може да се забележи појавата на вртлози (турбулентно струење), кои се причина за насочување на излезните гасови кон дното (почвата). Вртложењето може да се спречи со изградба на високи оџаци, со височина 2,5 пати поголема од височината на зградите.

На сл. 9.8, е претставена зоната на низок притисок, која се создава зад оџакот. Подрачјето на низок притисок зад оџакот, предизвикува принудно спуштање на излезните гасови. За спречување на оваа појава е потребно да се зголеми брзината на излезните гасови на излезот од оџакот.

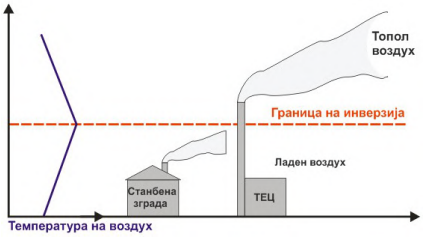
Најголемо влијание на дифузијата на излезните гасови има височината на оџакот. Појавата на струење на излезните гасови кон дното (паѓање на гасовите на почвата) повеќе е изразена кај ниските оџаци. Движењето на излезните гасови испуштени од низок оџак честопати е спречено од температурната инверзија. Во тој случај гасовите се натрупуваат (собираат) на границата на инверзниот слој (сл. 9.9). Излезните гасови испуштени од повисок оџак се движат кон повисоките слоеви во атмосферата.



Сл. 9.7. Влијание на зградите при струење на воздухот



Сл. 9.8. Влијание на оџакот при струење на излезните гасови



Сл. 9.9. Влијание на инверзијата при дисперзија на излезните гасови

9.6. ПРЕСМЕТКА НА ЕМИСИЈА И ИМИСИЈА НА ШТЕТНИ МАТЕРИИ ОД ТЕП

Во литературата постојат повеќе пресметковни методи за одредување на емисијата и имисијата на штетни материи. Најголем број од тие методи се однесуваат на определување на емисијата и имисијата од точкести извори на загадување, додека за површински извори на загадување како и за возилата како извор на загадување сознанијата се доста посиромашни. [169-187]

Точкестите извори на загадување спаѓаат во групата големи загадувачи на околината. Тоа се главно големите термоенергетски објекти (ТЕП со голема моќ), кои емитираат високи количини штетни материи.

Како појдовни податоци за пресметка на емисијата на SO_2, NO_x и цврсти честички (летечка пепел) се користат карактеристиките на вградените котли и елементарната анализа на горивото. Врз основа на елементарната анализа и исокористените стехиометриски односи, се пресметува долната топлинска моќ на фосилните горива и волуменскиот проток на гасови во нормални услови при нивното согорување.

Волуменски проток на гасови во нормални услови, се определува:

$$V_g^o = V_{RW} \cdot B \quad \text{m}^3/\text{s}$$

B kg/s - потрошувачка на гориво
V_{RW} m^3/s - вкупен волумен на влажните продукти на согорување

Волуменскиот проток на продуктите на согорување сведен на состојба што владее на излезот од оџакот при температура на продуктите на согорување t_g °C, се определува според изразот:

$$V_g = V_g^o \frac{t_g + 273}{273} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

Емисијата на SO_2 се пресметува според следната равенка:

$$E_{SO_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot B \cdot \frac{S}{100}(1-\eta'_{SO_2})(1-\eta''_{SO_2}) \quad \text{g/s}$$

Вредноста 2 го зема предвид односот на молекулите помеѓу SO_2 и S, односно $\mu SO_2/\mu S$.
S % - содржина на сулфур во горивото
B kg/s - потрошувачка на гориво
η_{SO2}' - коефициент кој го зема предвид процентот на задржување на SO_2 во летечката пепел во гасниот тракт на котелот и може да се определи од таб. 9.2.

Таб. 9.2. Одредување на η_{SO2}' во зависност од видот на горивото:

Гориво	η_{SO2}'
Шкрилци	0,5
Лигнит	0,2
Тресет	0,15
Камен и кафеав јаглен	0,10
Мазут	0,02

η_{SO2}" - коефициент кој го зема предвид процентот на задржување на SO_2 во пречистувачот (филтерот):

η_{SO2}" = 0 за суви пречистувачи (циклони, електрофилтри)
η_{SO2}" = 0,015 за мокри пречистувачи со неутрална оросувачка вода
η_{SO2}" = 0,02÷0,03 за мокри пречистувачи со базна вода (10 mg база на 1 l вода)

За определување на емисјата на азотни оксиди постојат повеќе изрази. Емисијата на азотни оксиди NO_x при согорување течни и гасни горива се пресметува:

$$E_{NOx} = 0{,}055 \cdot D_e^{0,8} \cdot Q_{VF}^{0,5} \cdot \lambda_{FO}^{3} \cdot V_{RS} \cdot B \quad \text{g/s}$$

D_e m - еквивалентен дијаметар на огништето
Q_{VF} MW/m^3 - топлинско оптоварување на огнишниот простор на единица волумен
λ_{FO} = коефициент на вишок на воздух во огништето
V_{RS} m3/kg - волумен на сувите продукти на согорувањето на единична маса потрошено гориво m^3/kg за цврсто и течно гориво и m^3/m^3 за гасно гориво
B t/h - потрошувачка на гориво (за гасно гориво 1000 m^3/h)

Азотните оксиди добиени при согорување на фосилните горива можат да се сведат на определување на азотниот диоксид NO_2, односно емисијата на NO_2 се пресметува:

$$E_{NO_2} = 0{,}2778 \cdot K \cdot B \cdot \frac{H_d}{H_{us}} \quad \text{g/s}$$

B t/h - потрошувачка на гориво,
H_d kJ/kg - долна топлинска моќ на горивото,
H_{us} kJ/kg - долна топлинска моќ на условното гориво,
K - коефициент кој го карактеризира ослободувањето на NOx на 1 t условно гориво.

Коефициентот K се определува:

За парни котли со максимален капацитет D > 70 t/h, при согорување на сите видови горива:

$$K = \frac{12D}{200 + D}$$

За парни котли со максимален капацитет D ≤ 70 t/h, при согорување на сите видови горива:

$$K = 3{,}5\frac{D}{70}$$

За вреловодни котли при согорување на сите видови горива:

$$K = \frac{2{,}5 \cdot 0{,}86 \cdot Q}{20 + 0{,}86 \cdot Q}$$

Q MW - максимален топлински капацитет на котелот

Емисијата на NO_2 може да се пресмета и со следниот израз:

$$E_{NO_2} = 0{,}034 \cdot \beta_1 \cdot K \cdot B \cdot H_d (1 - \frac{q_4}{100})(1 - \beta_2 \cdot r) \cdot \beta_3 \quad \text{g/s}$$

B kg/s - потрошувачка на гориво,
q_4 % - загуба на топлина поради механичко непотполно согорување,
r = степен на рециркулација на продуктите на согорувањето, r = 0÷0,25,
β_1 = коефициент кој ја зема предвид зависноста на видот на горивото и во него содржаниот N и начинот на транспортирање на пепелта кој се одредува од таб. 9.3,
β_2 = коефициент кој ја зема предвид конструкцијата на горилниците:
- β_2 = 1,0 за виорни горилници
- β_2 = 0,85 за правострујни горилници
и од таб. 9.4.

Таб. 9.3. Определување на коефициентот β_1:

Гориво	Содржина на N %	β_1	
Природен гас	-	0,85	
Мазут при λ□> 1,05 λ□< 1,05	0,3 - 0,6	0,8 0,7	
Цврсто гориво (јаглен)		Цврсто одведување на згурата	Течно одведување на згурата
	<1,0	0,55	0,8
	1,0 – 1,4	0,7	1,0
	1,4 – 2,0	1,0	1,4
	>2,0	1,4	2,0

Таб. 9.4. Определување на коефициентот β_2:

Начин на влегување на рециркулационите гасови во огништето	β_2
ГАС И МАЗУТ	
Низ подот на огништето (при поставеност на горилниците на вертикалните екрани)	0,002
Низ отворите под горилниците	0,015
По должина на горилникот	0,020
Заедно со воздухот	0,025
Со примарниот и секундарниот воздух	0,030
ЦВРСТО ГОРИВО	
Низ примарната аеросмеса	0,010
Низ секундарниот воздух	0,005

Вкупната емисија на SO_2 и NO_2 од оџакот, може да се определи:

$$\frac{\sum E}{MDK_{SO_2}} = \frac{E_{SO_2}}{MDK_{SO_2}} + \frac{E_{NO_2}}{MDK_{NO_2}}$$

Од равенката се гледа дека емисијата на азотни оксиди може да се сведе на емисија на сулфурни оксиди со еквивалентен степен на токсичност. Од оваа равенка се добива изразот за вкупната емисија на азотни и сулфурни оксиди:

$$E_S = \sum E = E_{SO_2} + \frac{MDK_{SO_2}}{MDK_{NO_2}} E_{NO_2} \quad \text{g/s}$$

E_{SO2} g/s - емисија на сулфурен диоксид,
E_{NO2} g/s - емисија на азотен диоксид,
MDK_{SO2}, MDK_{NO2} mg/m^3 - максимална дозволена концентрација на SO_2 и NO_2 (ограничена со законски нормативи)

Емисијата на цврсти честички (чад и летечка пепел) се определува:

$$E_p = \frac{10^6 \cdot B}{3600}\left(1 - \frac{\eta_f}{100}\right)\left[\left(1 - \frac{U_4}{100}\right) \cdot \frac{A}{100} \cdot a_g + \frac{U_4}{100}\right] \quad \text{g/s}$$

B t/h - потрошувачка на гориво,
η_f % - коефициент (степен) на издвојување на пречистувачот,
U_4 % - загуба на топлина поради механичко непотполно согорување,
A % - содржина на пепел во горивото (од елементарната анализа),
a_g - дел на цврстите честички кои се носат од огништето со продуктите на согорување.

Во таб. 9.5 и 9.6 се прикажани вредностите на одредени големини кои влегуваат во равенката за пресметка на емисијата на цврстите честички.

Таб. 9.5. Влијание на типот на пречистувачот на коефициентот на издвојување η_f и коефициентот кој ја зема во обзир брзината на таложење на цврстите честички во атмосферата F_f:

Тип на пречистувачот	η_f %	F_f
Отпрашувачи со жалузини	40	3,0
Поединечни циклони	60÷80	3,0
Батериски циклони	80÷90	2,5
Мокри отпрашувачи	80÷90	2,5
Електрофилтри	99÷99,5	2,0
Не постои пречистувач	0	3,0

Во литературата постои равенка за пресметка на емисијата на цврсти честички која дава приближно исти резултати како погоре прикажаната равенка:

$$E_p = 10^3 B(1-\eta_f)a_g \frac{1}{100}(A + U_4 \frac{H_d}{32,7}) \quad \text{g/s}$$

B kg/s - потрошувачка на горивото,
H_d MJ/kg - долна топлинска моќ на горивото.

Другите големини во равенката и нивните вредности се исти како во претходната равенка за пресметување на емисијата на цврсти честички.

Таб. 9.6. Влијание на типот на огништето на делот на цврстите честички однесен од огништето со продуктите на согорување a_g и загубата на топлина поради механичко непотполно согорување U_4:

	Тип на огниште	a_g	U_4 %
I	Согорување во слој (цврсто гориво)		
	Без релативно движење на горивото	0,2÷0,35	3,5÷7,5
	Со релативно движење на горивото	0,25÷0,4	5,0÷7,0
	Стокери	0,25÷0,35	4,5÷6,5
II	Согорување во лет (цврсто гориво)		
	Суво одведување на пепелта	0,95	2,2÷4,0
	Течно одведување на пепелта	0,6÷0,85	1,6÷3,25
	Двокоморни огништа	0,5÷0,6	1,55÷2,15
	Огништа со вертикални предогништа	0,2÷0,4	1,0÷2,0
	Циклонски огништа	0,1÷0,15	0,5÷1,8
III	Согорување течно гориво	0,0÷0,1	0,0÷0,8
IV	Согорување гасно гориво	-	-
(*)	Помалите вредности се однесуваат за поголемите капацитети, а поголемите вредности за помалите капацитети.		

Постојат повеќе методи за пресметување на имисијата на штетни материи од термоенергетските постројки. Често пати, наместо поимот имисија се користи поимот приземна

концентрација или само концентрација на штетни материи. Како заеднички заклучок од сите равенки може да се извлече следното: максималната вредност на концентрацијата е правопропорционална со емисијата на штетни материи од оџакот, а обратнопропорционална со квадратот на висината на оџакот. Иако сите равенки се засновани на теоретски основи, сепак сите содржат определени емпириски фактори добиени по пат на испитувања.

Едноставна равенка за пресметување на концентрацијата на штетни материи предложиле Scorer и Barrett, која дава податоци за пресметка на приземната концентрација за подолг временски период. Волуменската концентрација на штетни материи според овие автори може да се определи по изразот:

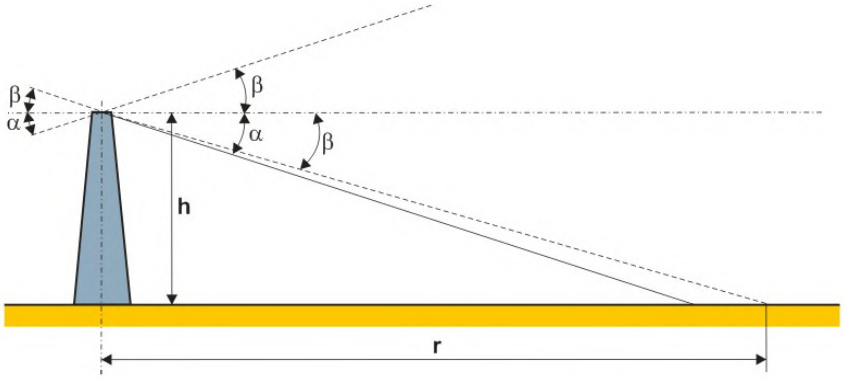
$$C = \frac{E}{A \cdot U} \quad \text{mg/m}^3$$

E mg/s - масен проток (емисија) на штетни материи низ оџакот,
U m/s - ефективна брзина на ветрот (помала од вистинската),
A m^2 - површина на простирање на штетните материи при радиус r:

$$A = 2\pi r^2 (tg\alpha + tg\beta) \text{ m}^2$$

За мали вредности на аглите α и β може со доволна точност да се прифати $tg\alpha$ и $tg\beta$ се еднакви на α и β (сл. 9.10):

$$C = \frac{E}{2\pi r^2 (\alpha + \beta)} \quad \text{mg/m}^3$$



Сл. 9.10. Распространување на штетните материи од точкест извор на загадување

Концентрацијата на гасовите помеѓу аглите α и β е еднаква, а средните големини на аглите α и β изнесуваат 4°. При средна брзина на ветрот од 5 m/s, максималната концентрација на штетни материи се појавува на растојание 15 H_o од оџакот, каде што H_o е ефективна височина на оџакот, која е за вредноста на подигнувањето на гасниот облак ΔH повисока од градежната височина на оџакот h. При брзина на ветрот U, концентрацијата расте пропорционално со односот $7/U$, а доколку ветрот дува во еден октант од n проценти од вкупното време, тогаш концентрацијата во тој правец се наголемува за $8n/100$.

Комисијата за аерозагадување на САД ја препорачува равенката „Oak Ridge“ за пресметување на максималната приземна концентрација од топли извори на загадување:

$$C = \frac{6{,}38 \cdot 10^6 \cdot V_g}{H_o(159 \cdot w_g \cdot d_o + Q)} \quad \text{mg/m}^3$$

V_g kg/s - проток на гасови
H_o m - височина на оџакот
w_g m/s - брзина на гасовите на излезот од оџакот
d_o m - дијаметар на излезот од оџакот
Q kJ/s - топлински проток на продуктите на согорување на излезот од оџакот при температура на воздухот

За ладни извори на загадување се препорачува равенката на Suton:

$$C = \frac{2{,}35 \cdot 10^5 \cdot V_g}{U \cdot H_o^2} \quad \text{mg/m}^3$$

U m/s - брзина на ветрот

Приземниот ефект изразен преку средната количина на талогот D на растојание x од подножјето на оџакот го разгледувал Bosanquet:

$$D = \frac{E \cdot b}{H_o^2} 10^6 \left[\frac{2{,}75(20H_o / x)^{(20v/u)+2}}{7(20v/u)} \exp(-20H_o / x) \right] \quad \text{t/km}^2\text{god}$$

E kg/s - емисија на штетни материи,
H_o m - височина на оџакот,
x m - растојание од оџакот,
v m/s - брзина на паѓање на честичките,
u m/s - брзина на ветрот во точката на емисија на висина H_o
b = влијание на времето во кое дува ветер во сектор од 45° вклучувајќи ја и точката на таложење која се разгледува

За пресметување на максималната приземна концентрација на штетни материи (SO_2, NO_2 и цврсти честички), која се користи во понатамошните пресметки е равенката на А. И. Воеиков:

$$Cm_{s,p} = \frac{A \cdot E_{s,p} \cdot F_f \cdot m \cdot n}{H_o^2 \cdot \sqrt[3]{V_g} \cdot \Delta T} \quad \text{mg/m}^3$$

A $s^{2/3}mg/g\ K^{1/3}$ - коефициент на температурна стратификација на атмосферата, кој зависи од метеоролошките услови:
A = 240 за суптропска зона на средна Азија,
A = 200 за останатите делови на средна Азија,
A = 160 за северниот и северозападниот дел на Европа,
A = 120 за централниот дел на Европа, а се применува и за нашето подрачје.
$E_{s,p}$ g/s - емисија на сулфурни и азотни оксиди, односно на цврсти честички,
F_f - коефициент кој ја зема во обзир брзината на таложење на честичките во атмосферата (се одбира од таб. 9.5),
F_f =1 при пресметка на максималната концентрација на сулфурен и азотен диоксид,
H_o m - височина на оџакот од почвата,
V_g m^3/s - волуменски проток на продуктите на согорување (излезните гасови) сведен на условите кои владеат на излезот од оџакот при температура на продуктите на согорување t_g °C,
ΔT °C = температурна разлика помеѓу температурата на продуктите на согорување и средната температура на надворешниот воздух:

$$\Delta T = t_g - t_{srv}$$

m, n = коефициенти кои ги земаат во обзир условите на излезот на продуктите на согорување од оџакот и се определуваат:

$$m = \frac{1}{0{,}67 + 0{,}1\sqrt{f} + 0{,}34\sqrt[3]{f}}$$

f - параметар кој се пресметува:

$$f = \frac{10^3 \cdot w_g^2 \cdot d_o}{H_o^2 \cdot \Delta T}$$

do m - дијаметар на светлиот отвор на излезот од оџакот,
wg m/s - брзина на продуктите на согорување на излезот од оџакот, која може да се определи:

$$w_g = 1{,}27 \frac{V_g}{d_o^2} \quad \text{m/s}$$

За определување на коефициентот n потребно е претходно да се пресмета параметарот V_m:

$$V_m = 0{,}65\sqrt[3]{\frac{V_g \cdot \Delta T}{H_o}}$$

односно при:

$V_m \le 0{,}3$ $\quad n = 3{,}0$

$0{,}3 < V_m \le 2{,}0$ $\quad n = 3 - \sqrt{(V_m - 0{,}3)(4{,}36 - V_m)}$

$V_m > 2{,}0$ $\quad n = 1{,}0$

Растојанието на кое се постигнува максималната концентрација на штетни материи $Cm_{s,p}$, се пресметува според изразот:

$$Xm_{s,p} = d_f \cdot H_o \quad \text{m}$$

d_f - бездимензионален коефициент кој се пресметува во зависност од параметарот V_m:

За $V_m \le 2$ $\quad d_f = 4{,}25 \cdot V_m (1 + 0{,}28 \cdot \sqrt[3]{f})$

За $V_m > 2$ $\quad d_f = 7 \cdot \sqrt{V_m} (1 + 0{,}28 \cdot \sqrt[3]{f})$

Растојанието на кое се постигнува максималната приземна концентрација на цврсти честички, при коефициент на издвојување на пречистувачот $\eta_f > 90$ % и $F_f = 2{,}0$, се пресметува според изразот:

$$Xm_p = \frac{5 - F_f}{4} d_f H_o \quad \text{m}$$

Во случај оџакот да е повеќецевен вредноста на максималната концентрација на штетните материи се наголемува за вредноста на коефициентот p_n, кој го зема во обзир неопходното наголемување на височината на повеќецевниот оџак, во однос на едноцевниот, при ист волуменски проток на продуктите на согорување. Коефициентот p_n се пресметува според изразот:

За α_o=0° и $1{,}3 \le \frac{t_o}{D_{o1}} \le 1{,}8$ $\quad p_n = 1{,}1 + 0{,}88(\frac{t_o}{D_{o1}} - 1{,}3)$

за α_o=8° и $1{,}3 \le \frac{t_o}{D_{o1}} \le 1{,}8$ $\quad p_n = 1{,}0 + 0{,}03(\frac{t_o}{D_{o1}} - 1{,}1)$

α_o ° - агол на наклонот по вертикалата на оџакот,
t_o m - чекор помеѓу цевките на повеќецевниот оџак,
D_{o1} m - дијаметар на една цевка од повеќецевниот оџак

Максималната приземна концентрација на штетни материи од повеќецевен оџак се определува:

$$Cm_{s,p(p)} = p_n^2 \cdot Cm_{s,p} \quad \text{mg/m}^3$$

Битен фактор во понатамошните пресметки претставува критичната брзина на ветрот U_m m/s (обично на 10 m над површината на почвата), која зависи од параметарот V_m и може да се определи од следните изрази:

За $V_m < 0,5$ $U_m = 0,5$

За $0,5 \le V_m \le 2,0$ $U_m = V_m$

За $V_m > 2,0$ $U_m = V_m(1 + 0,12\sqrt{f})$

При брзина на ветрот U (моментална брзина или средна брзина за определен временски период), која се разликува од критичната брзина U_m, максималната приземна концентрација на штетни материи може да се пресмета:

$$Cmu_{s,p} = r \cdot Cm_{s,p} \quad \text{mg/m}^3$$

r - бездимензионален коефициент кој може да се пресмета:

За $\frac{U}{U_m} \le 1$ $\quad r = 0,67\left(\frac{U}{U_m}\right) + 1,67\left(\frac{U}{U_m}\right)^2 - 1,34\left(\frac{U}{U_m}\right)^3$

За $\frac{U}{U_m} > 1$ $\quad r = \frac{3\left(\frac{U}{U_m}\right)}{2 - \left(\frac{U}{U_m}\right) + 2\left(\frac{U}{U_m}\right)^2}$

Растојанието од изворот на загадување $Xmu_{s,p}$ на кое се постигнува приземната максимална концентрација $Cmu_{s,p}$ се пресметува:

$$Xmu_{s,p} = p \cdot Xm_{s,p} \quad \text{m}$$

p - бездимензионален коефициент кој се пресметува според следните изрази:

за $\frac{U}{U_m} \le 0,25$ $\quad p = 3$

за $0,25 < \frac{U}{U_m} \le 1$ $\quad p = 8,43\left(1 - \frac{U}{U_m}\right)^5 + 1$

$$\text{за } \frac{U}{U_m} > 1 \qquad p = 0{,}32\left(\frac{U}{U_m}\right) + 0{,}68$$

Во која било точка на растојание X m од оџакот, во правец на ветрот, по оската на гасниот факел, приземната концентрација $Cx_{s,p}$ може да се пресмета:

$$Cx_{s,p} = S_1 \cdot Cmu_{s,p} \quad \text{mg/m}^3$$

S_1 - бездимензионален коефициент кој се пресметува според следните изрази, во зависност од односот $\overline{X} = X / Xmu_{s,p}$:

$$\text{за } \overline{X} \le 1 \qquad S_1 = 3\,\overline{X}^4 - 8\,\overline{X}^3 + 6\,\overline{X}^2$$

$$\text{за } 1 < \overline{X} \le 8 \qquad S_1 = \frac{1{,}13}{0{,}13\,\overline{X}^2 + 1}$$

Приземната концентрација на штетните материи $Cy_{s,p}$ на растојание Y m од оската на гасниот факел X, може да се пресмета:

$$Cy_{s,p} = S_2 \cdot Cx_{s,p} \quad \text{mg/m}^3$$

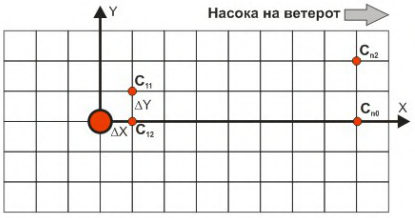
S_2 - бездимензионален коефициент кој се пресметува во зависност од брзината на ветрот U m/s и односот Y/X, според изразот:

$$S_2 = \frac{1}{\left[1 + 8{,}4 \cdot U\left(\frac{Y}{X}\right)^2\right]\left[1 + 28{,}2 \cdot U\left(\frac{Y}{X}\right)^4\right]}$$

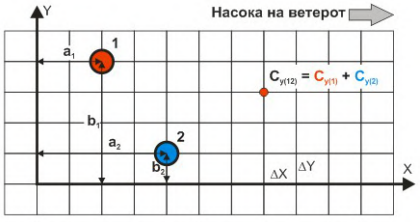
Со помош на равенките се формира поле на концентрации за различни растојанија X и Y, кое е погодно графички да се прикаже во вид на мрежа во која во пресекот на двете линии по X-Y оската се добива една концентрација со координати X и Y. Мрежата со чекор ΔX и ΔY произволно се избира и зависи од големината на разгледуваната урбана средина и од бараната точност. На сл. 9.11 е даден графички приказ на поле на концентрации за еден извор на загадување.

За два и повеќе извори на загадување (n извори), се прави една мрежа за сите извори, а концентрациите во секоја точка на мрежата се собираат. Потребно е да се знаат координатите на секој извор, затоа што збирните концентрации од сите извори се добиваат во однос на една реперна (нулта) точка. На сл. 9.12 е прикажано полето на концентрации од два извори на загадување.

оџакот.



Сл. 9.11. Поле на концентрации од еден извор на загадување



Сл. 9.12. Поле на концентрации од два извора на загадување

9.4.1. Височина на оџак

Основната задача на оџакот е гасовите од согорувањето и гасовите кои настанале за време на технолошкиот процес да ги доведе на одредена височина, така што би се постигнала подносliва концентрација на загадувачите во непосредна близина на постројката. Притоа не се смалува емисијата на загадувачите во атмосферата, туку тие се транспортираат на пошироко подрачје. Според тоа височината на оџакот има влијание само на локално ниво, па денес се настојува да се ограничи висината со цел да се присилат сопствениците на постројките кои емитираат штетни материи да ја намалат емисијата на загадување. Најголема дозволена височина на оџак, според германски прописи, е 250 m. Доколку според пресметки, височината на оџакот мора да биде над 200 m, тогаш подобро е да се преземат сите потребни мерки за да се намали емисијата на загадување. Според швајцарските прописи, такви мерки се преземаат доколку се утврди дека висината на оџакот треба да биде над 100 m. [169-187]

Со прописите за заштита на атмосферата, пропишана е пресметка за одредување на најмалата височина на оџакот. Тука ќе биде разгледана постапката според споменатите швајцарски стандарди. Постапката започнува со одредување на почетните вредности на височината на оџакот H_o, која се определува со помош на дијаграмот сл. 9.13. Таа висина на оџакот зависи од односот Q/C и од големината F, каде што Q g/h е масен проток на загадувачите на влезот во оџакот, C μg/m^3 е дозволена концентрација на загадувачи во атмосферата, а F узгонски проток на гасовите кои излегуваат од него.

Протокот се одредува според равенката:

$$F = 3{,}18 \cdot V_g \cdot \Delta t \cdot 10^{-6} \quad \text{m}^3/\text{h}$$

V_g m^3/h - волуменски проток на гасовите
Δt °C - температура на гасовите на излезот од оџакот намалена за 10 °C

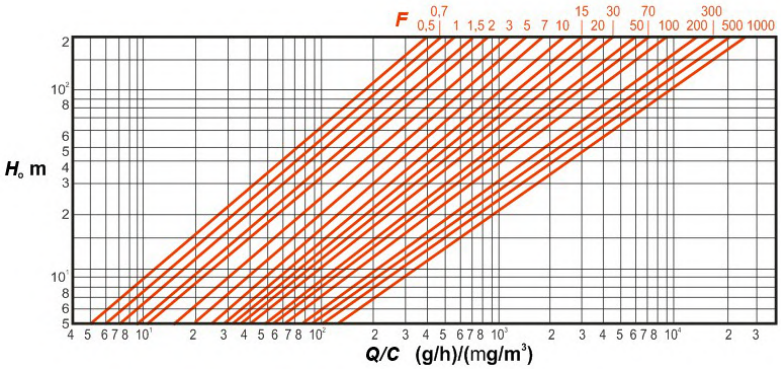
Така определената височина на оџакот е почетна вредност, па треба да се коригира со оглед на дејството на насочените ветрови. На тој начин се добива височина на оџакот без да се земат предвид околните градби или дрва. Коригирана височина се добива според изразот:

$$H_1 = f \cdot H_o$$

f = фактор на корекција кој изнесува:

- f = 1 за подрачје без доминантна насока на ветрот,
- f = 1,25 за просечни околности,
- f = 1,50 за долини со изразена насока на ветрот.

Можна е употреба на меѓувредности на факторот *f* зависно од условите на разгледуваното подрачје.



Сл. 9.13. Дијаграм за одредување на почетните вредности на височина на оџакот H_o

За да се земат предвид околните градби и дрва, потребно е да се определи дополнително повишување на височината на оџакот, кое се определува според изразот:

$$l_1 = g \cdot l$$

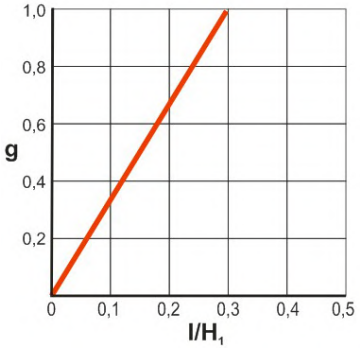
g - фактор на корекција кој се одредува според дијаграмот прикажан на сл. 9.14.

l m - висина на најголемиот објект во околината, може да изнесува од (0÷30) m

Најмалата потребна височина на оџакот изнесува:

$$H_{min} = H_1 + l_1$$

Во некои случаи може да се бара и поголема височина на оџакот, на пример доколку има градби со посебен облик во околината, доколку во подрачјето владеат неповолни услови за трансмисија на гасовите или доколку постројката се наоѓа на неповолна топографска локација.



Сл. 9.14. Дијаграм за одредување на вредноста на факторот за корекција *g*

9.5. НАЧИНИ ЗА НАМАЛУВАЊЕ НА ЕМИСИИТЕ НА ШТЕТНИ МАТЕРИИ

9.5.1. Намалување на емисијата на цврсти честички

Од трите основни загадувачи кои се емитираат во атмосферата со гасовите од ТЕП (парните котли на фосилни горива), најлесна за контрола е емисијата на цврсти честички од летечка пепел и несогорено гориво. [169-187]

Физичкиот процес на издвојување на цврстите честички од гасовите се вика отпепелување, а уредите во кои се одвива тој процес се нарекуваат отпепелувачи. Основниот принцип на работа на отпепелувачите е присилна промена на насоката на струење на честичките од насоката на струење која тие ја имаат движејќи се заедно со гасовите.

Во зависност од силата која се применува во процесот на отпепелување за промена на насоката на струење на честичките, присилувајќи ги да се издвојат од гасната струја, отпепелувачите може да се поделат на:

- механички (суви), во кои честичките се издвојуваат од гасовите со дејство на центрифугални или инерцијални сили и силите на тежина,
- влажни, во кои честичките од пепел од гасовите се отстрануваат со оросување со вода или со фаќање на честичките со воден филм,
- електрофилтри (електростатски филтри), во кои прочистувањето на гасовите се темели на јонизација на гасната средина и привлекување на наелектризираните честички кон електроди.

Изборот на видот на отпепелувач зависи од масата на честичките од пепел која треба да биде издвоена од гасовите, дисперзиониот состав и физичките карактеристики на пепелта, степенот на отпепелување (издвојување) на отпепелувачот, инвестиционите вложувања, трошоците и др.

Степенот на отпепелување на гасовите е дефиниран како однос помеѓу масените протоци на издвоената и доведената количина на гасовите во отпепелувачот:

$$\eta_o = \frac{M_{vl} - M_{iz}}{M_{vl}} 100 = \frac{C_{vl} - C_{iz}}{C_{vl}} 100 \quad \%$$

M_{vl} и M_{iz} kg/s - масени протоци на гасовите на влезот и излезот на отпепелувачот

C_{vl} и C_{iz} kg/m^3 - концентрации на пепел во гасовите на влезот и излезот од отпепелувачот

Степенот на отпепелување, изразен преку влезната и излезната концентрација на пепел, може точно да се определи само ако волумените на гасовите на влезот и на излезот од отпепелувачот се еднакви.

За практични пресметки поудобен е степенот на одведување на пепелта со гасовите од отпепелувачот во атмосферата:

$$p = \frac{M_{vl} - M_{iz}}{M_{vl}} 100 = \frac{C_{vl} - C_{iz}}{C_{vl}} 100 = 100 - \eta_o$$

За сите видови отпепелувачи степенот на одведување на пепелта при турбулентно струење на гасовите може да се определи преку параметарот на отпепелувањето *П*, односно:

$$p = 100 \cdot e^{-\Pi} \quad \%$$

Параметарот на отпепелување може да се претстави:

$$\Pi = K \cdot \Phi$$

K - кинематски параметар
Ф - параметар на формата на отпепелувачот

Кинематскиот параметар се одредува по изразот:

$$K = w_c / w_g$$

w_c m/s - брзина на скршнување на честичките пепел спрема површината на отпепелување
w_g m/s - средна брзина на гасовите во отпепелувачот

Параметарот на формата е:

$$\Phi = F_o / F$$

F_o m^2 - површина на отпепелување (таложење на честичките),
F m^2 = површина на напречниот пресек за поминување на гасовите.

Од претходните изрази следува дека колку што е вредноста на параметарот *П* поголема толку степенот на одведување *p* е помал, а степенот на отпепелување η_o поголем. Кај поголемиот број отпепелувачи брзината на скршнување на честичките w_c, а следствено на тоа и параметрите *K* и *П* зависат од дијаметарот на честичките. Затоа, пресметката на масата на одведената пепел со гасовите од отпепелувачите се спроведува за секоја фракција одделно, а степенот на одведувањето на пепелта која содржи *n*-фракции се определува по изразот:

$$p = \sum_{i=1}^{n} p_i \frac{M_i}{100}$$

p_i - степен на одведување на *i*-тата фракција
M_i % - масен удел на *i*-тата фракција во вкупната маса одведена пепел

9.5.1.1. Механички (суви) отпепелувачи

Од групата на механички (суви) отпепелувачи најчеста примена кај парните котли имаат циклоните во кои издвојувањето на цврстите честички се врши со дејствување на центрифугалните сили коишто се јавуваат при навојното струење на гасовите и честичките. На сл. 9.13 е дадена принципиелна шема на дејствување на едноставен циклонски отпепелувач. Смесата на гасови и честички низ влезната цевка (1) тангенцијално се доведува во цилиндричниот дел на циклонот (3), во кој таа добива просторно навојно струење. Под дејство на центрифугалната сила цврстите честички (пепел) се доближуваат до ѕидот на цилиндричниот елемент, ја губат кинетичката енергија и поради сопствената маса паѓаат во инката (4) и низ излезната цевка (5) се одведуваат од циклонот. Прочистените гасови се враќаат назад од долниот дел на инката по централниот дел на циклонот и низ излезната цевка (2) се одведуваат во атмосферата или во електростатски филтер на понатамошно отпепелување.

За циклонски отпепелувачи кинематскиот параметар и параметарот на формата се одредува по изразите:

$$\Phi = \frac{2\pi}{1-\mu}$$

$$K = \frac{40 \cdot w_g \cdot d^2}{D}$$

w_g m/s - брзина на гасовите во циклонот која се однесува на целиот напречен пресек на цилиндричниот дел со дијаметар D,
d mm - дијаметар на честичките
μ - однос на дијаметрите на излезната цевка и цилиндричниот дел ($\mu = D_o/D$).
Вообичаени вредности за μ и Φ се 0,5 и 12.



1. Цевка на влезот на гасови;
2. Цевка на излезот на гасови;
3. Цилиндричен дел на циклонот;
4. Инка;
5. Цевка за одвод на издвоената пепел.

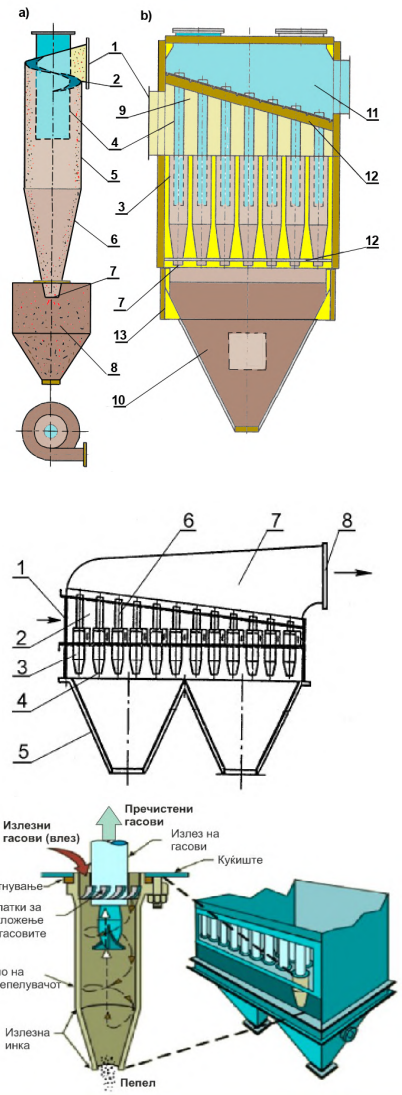
Сл. 9.13. Принципиелна шема на дејствување на едноставен циклонски отпепелувач

Од изразот следува дека кинематскиот параметар K, а со тоа и степенот на отпепелување η_o, се зголемуваат со зголемување брзината на гасовите w_g во циклоните, со зголемување на дијаметарот на честичките d и со намалување на дијаметарот на циклонот D.

Брзините на струење на гасовите во циклонскиот отпепелувач обично се усвојуваат: во влезната цевка (20÷25) m/s, во цилиндричниот дел околу 4 m/s и (12÷15) m/s во излезната цевка. Ефикасноста на отпепелувањето зависи од фракциониот состав на честичките од пепел и се зголемува со зголемување на покрупните фракции. Дијаметарот на цилиндричниот дел на циклонот може да изнесува (200÷3000) mm, но за постигнување степен на отпепелување од (88÷90) % овој дијаметар се усвојува во границите од (250÷500) mm. Поединечните циклонски отпепелувачи или група на циклони се користат кај индустриски и топловодни котли со капацитети (0,7÷1,8) kg/s, при согорување на цврсти горива во слој.

За подобрување на степенот на отпепелување на механичкиот отпепелувач, како и за намалување на неговите димензии, се применуваат батериски циклони (мултициклони). Тие се состојат од голем број паралелно вклучени циклонски елементи со помал дијаметар, сместени во заедничко куќиште, со заеднички довод и одвод на гасовите и заедничка инка за пепел. Бројот на циклонските елементи во батериските циклони зависи од протокот на гас и кај големите парни котли тој може да изнесува и неколку стотици. На сл. 9.14 е прикажан батериски циклон со тангенцијален довод на гасовите во циклонските елементи, заедно со детал на еден циклонски елемент. Гасовите се доведуваат низ приклучокот (1), доаѓаат во просторот меѓу цевката (4) и телото (5) и под дејство на спиралата (2) се завртуваат. Покрупните честички паѓаат во делот (6) и низ (7) се носат во бункерот (8). Пречистените гасови низ цевката (4) се одведуваат од циклонот

Степенот на отпепелување на гасовите во батериските циклони, како и кај поединечните циклони, зависи од фракциониот состав на пепелта во гасовите, од дијаметарот на циклонските елементи и од брзината на гасовите во нив. Имајќи предвид дека со намалување на протокот на гасови се намалува и степенот на отпепелување, батериските циклони се изработуваат поделени на секции. Со тоа се овозможува при намалено оптоварување на котелот да се добијат оптимални брзини на струење на гасовите во циклонските елементи со исклучување на дел од секциите на батериското циклон. Брзината на струење на гасовите во циклонските елементи обично се одржува во границите од (3,5÷4,75) m/s. Падот на притисокот во батериските циклони изнесува (500÷700) Pa, а



1. Отвор за влезот на гасови;
2. Распределителна комора;
3. Циклонски елемент;
4. Отвор за испуштање на пепел;
5. Инка за пепел;
6. Излезна цевка;
7. Комора за пречистени гасови;
8. Излез на пречистени гасови;

Сл. 9.14. Батериски циклон со тангенцијален довод на гасови (циклонски елемент)

степенот на отпепелување достигнува вредност од (65÷70) % кај котлите со согорување на цврсти горива во лет и (80÷92) % кај котлите во кои горивото согорува во слој. Значително влијание врз степенот на отпепелување на гасовите кај овие отпепелувачи може да има распоредот на честичките од пепел по пресекот во влезниот канал, воздухот кој може да навлезе во инката за пепел и таложењето на пепел на елементите од отпепелувачот. Во текот на експлоатацијата одделни елементи на батериските отпепелувачи, особено излезните цевки од циклонските елементи и колената на гасните канали, се изложени на интензивна абразија. Батериските циклонски отпепелувачи наоѓаат примена кај котлите со капацитет од (1,8÷14) kg/s.

9.5.1.2. Влажни отпепелувачи

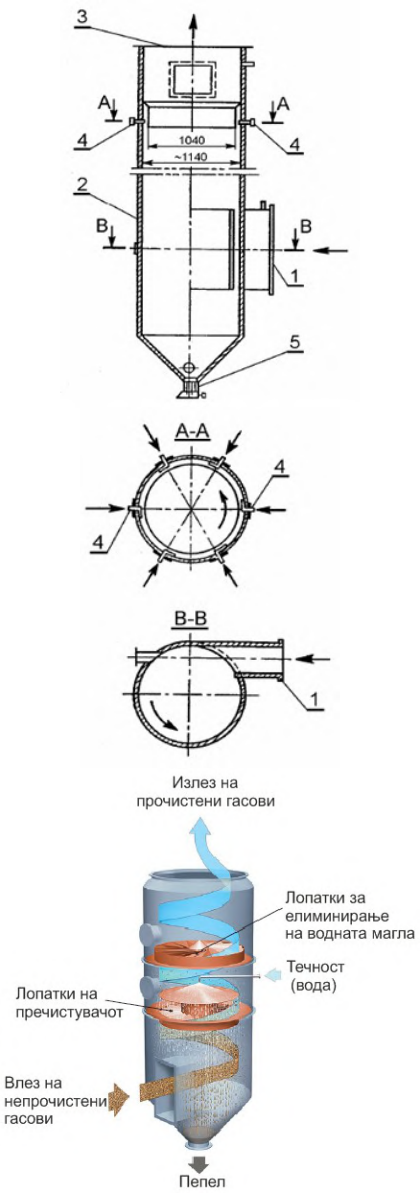
Едноставно и доволно ефикасно прочистување на излезните гасови се постигнува со влажните отпепелувачи, во кои издвојувањето на честичките од летечка пепел се врши со оросување со вода на ѕидовите на циклонот и гасната струја.

Во оваа група спаѓаат:

- центрифугалните отпепелувачи (скурбери),
- отпепелувачите со Вентуриева цевка,
- отпепелувачите апсорпциони кули (решеткаста преграда).

На сл. 9.15 е прикажан цетрифугален отпепелувач. Тој се состои од вертикален цилиндар (тело на отпепелувачот), кој на долниот крај завршува со инка, а на горниот со приклучок за излез на пречистените гасови. Отворот за довод на нечистите гасови е сместен во долниот дел на цилиндарот.

Нечистите гасови низ влезниот приклучок (1) се доведуваат тангенцијално во долниот дел на вертикалниот цилиндар (2). Водата за оросување се доведува низ ред на млазници (4), поставени периферно во горниот дел на цилиндарот. Водните млазеви од млазниците се насочени тангенцијално кон внатрешната површина на цилиндарот во насока на вртложното струење на гасовите. Создадениот воден филм ги зафаќа честичките од пепел содржани во гасовите и заедно со нив се слева во инката на цилиндарот, од која смесата на вода и цврсти честички пепел низ хидрауличниот затворач (5) се одведува од отпепелувачот. Пречистените гасови се одведуваат низ излезниот приклучок (3) поставен на горниот крај од цилиндарот.



1. Приклучок за довод на нечисти гасови;
2. Вертикален цилиндар (тело на отпепелувачот);
3. Приклучок на одвод на пречистени гасови;
4. Млазници за вода;
5. Хидрауличен затворач;

Сл. 9.15. Центрифугален отпепелувач

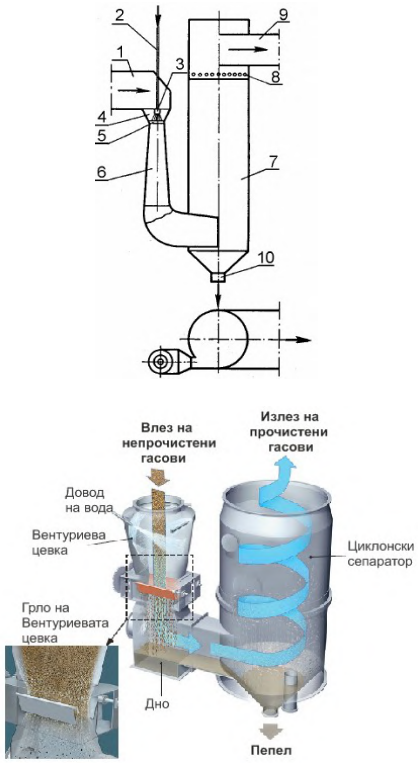
Центрифугалните отпепелувачи се применуваат за отпепелување гасови од цврсти горива во кои содржината на сведен сулфур е помала од 0,24 % kg/MJ и кога температурата на гасовите е пониска од 200 °C. Степенот на отпепелување изнесува од (80÷92) % и тој се намалува со намалување на оптоварувањето на котлите. Брзината на струење на гасовите во овие отпепелувачи се усвојува под 5 m/s, при што падот на притисокот во нив се движи од (500÷800) Pa. Потребното количество вода за оросување на гасовите изнесува околу 0,2 kg/m_n^3 гас. За да се спречи корозијата и абењето на металот, предизвикано од честичките на пепел, внатрешните ѕидови на цилиндарот и инката се обложени со керамичка обвивка отпорна на киселина.



Сл. 9.16. Центрифугален отпепелувач со принудна циркулација (мокар вентилатор)

За подобро формирање на циклонот од гасови и воедно и нивно влажнење со вода се користат центрифугални отпепелувачи со принудна циркулација (сл. 9.16). Гасовите се зафаќаат со помош на вентилаторот во кои истовремено се додава вода. Навлажнетите гасови влегуваат во циклонскиот сепаратор (тело) каде се сепарира пепелта, која паѓа во инката на сепараторот, а прочистените гасови излегуваат од горниот дел на сепараторот.

За зголемување на степенот на отпепелување кај влажните отпепелувачи се применува претходна коагулација на честичките од летечка пепел со капки вода во Вентуриева цевка (сл. 9.17). Нечистите гасови низ отворот (1) се доведуваат во конфузорот (4) на Вентуриевата цевка, во кој тие интензивно се оросуваат со вода која се вбризгува во нив преку млазницата (3). Во грлото на Вентуриевата цевка гасовите струјат со брзина од (50÷70) m/s и, судирајќи се со капките распрсната вода, ги иситнуваат до димензии (200÷300) μm, со што нагло се зголемува нивната површина. Во дифузорот (6) цврстите честички доаѓаат во допир со водните капки, се навлажнуваат, се соединуваат (коагулираат) и заедно со гасовите и најситните капки, со брзина (20÷22) m/s, влегуваат тангенцијално во циклонскиот издвојувач на капки (7). Во циклонскиот издвојувач, чии внатрешни ѕидови се оросуваат со вода преку млазниците (8), коагулираните честички ефективно се издвојуваат и се одведуваат, настанува сепарирање на капките вода од гасовите и дополнително пречистување на гасовите од пепел. Пречистените гасови низ отворот (9) со помош на вентилатор се одведуваат во оџак, па во атмосферата, а смесата од вода и цврсти честички од пепел низ отворот (10) преку хидрауличен затворач се одведува во систем за хидрауличен транспорт на пепелта. Вентуриевата цевка во однос на циклонот може да биде поставена вертикално (сл. 9.17) или хоризонтално.

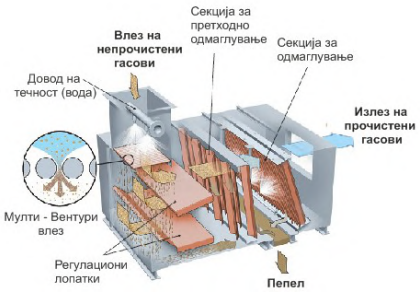


1. Влез на нечисти гасови; 2. Довод на вода; 3. Млазници за распрскување на водата; 4. Конфузор; 5. Грло на Вентуриевата цевка; 6. Дифузор; 7. Циклон-издвојувач на водни капки; 8. Млазници за оросување на циклонот; 9. Излез на пречистените гасови; 10. Одвод на смеса од вода и цврсти честички од пепел;

Сл. 9.17. Влажен отпепелувач со Вентуриева цевка

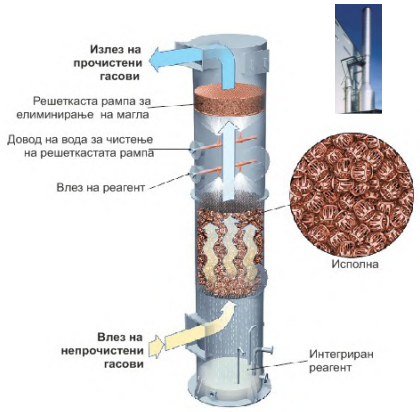
Во овие апарати се постигнува релативно висок и стабилен степен на издвојување од (95÷96) % и тоа како на ситните, така и на крупните фракции летечка пепел. Специфичната потрошувачка на вода во Вентуриевата цевка изнесува (0,15÷0,20) kg/m_n^3 гас, а во циклонот потребно е околу 0,05 kg/m_n^3 гас. Брзината на гасовите во циклонскиот издвојувач на капки е (4,5÷5,5) m/s. Падот на притисокот во овој отпепелувач изнесува (1100÷1200) Pa. Отпепелувачите со Вентуриева цевка имаат широка примена кај котлите со капацитет од (3÷18) kg/s.

За подобрување на степенот на отпепелување во праксата честопати се користат мулти - Вентуриевите влажни отпепелувачи. Овие отпепелувачи се карактеризираат со влез на гасови низ повеќе редно поставени Вентуриеви цевки (сл. 9.18).



Сл. 9.18. Мулти – Вентуриев влажен отпепелувач

На сл. 9.19 е прикажан отпепелувач во вид на кула, односно апсорпциона кула. Гасовите влегуваат од дното на кулата и се движат вертикално нагоре и во исполната доаѓаат во контакт со течноста за отпепелување (реагент), која се движи спротивно (надолу). При зголемување на концентрацијата на цврсти честички во гасовите, соодветно се зголемува и количината на течност низ исполната. За елиминирање на маглата (влагата) во горниот дел на кулата е поставен елиминатор на магла. Течноста за отпепелување со пепелта и водата за чистење на елиминаторот за магла заедно се собираат во интегрираниот резервоар кој се наоѓа во најдолниот дел на апсорпционата кула.



Сл. 9.19. Апсропциона кула – отпепелувач

Овој тип пречистувачи најчесто се комбинира со отпепелувачи со Вентуриева цевка. Двостепен комбиниран отпепелувач е прикажан на сл. 9.20.

Во влажните пречистувачи на излезните гасови, во споредба со механичките (суви), се постигнува повисок степен на отпепелување и притоа во нив доволно ефикасно од гасовите се издвојуваат ситните и покрупните честички од летечка пепел. Основните недостатоци на влажните отпепелувачи се значителната потрошувачка на вода, зголемениот пад на притисок и растворувањето на сулфурните оксиди содржани во гасовите во водата. [169-187]



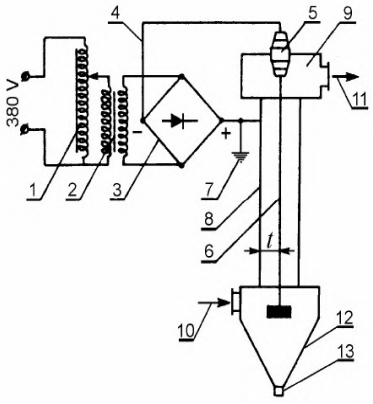
Сл. 9.20. Двостепен комбиниран отпепелувач

9.5.1.3. Електрофилтри

Уредите кои најчесто се користат за издвојување на цврстите честички од пепел и несогорено гориво од излезните гасови кај ТЕП, односно големите енергетски парни котли се електростатските филтри. Тие, во споредба со другите пречистувачи, обезбедуваат висок степен на отпепелување на гасовите од (99÷99,8)% при согорување на сите видови цврсти горива и мали хидраулични отпори од 150 Pa, поради малите брзини на струење на гасовите во нив (1,3÷2) m/s, а со тоа и релативно малите експлоатациони трошоци (0,1÷0,5) kWh по 1000 m^3 гасови. Во електрофилтрите, најчесто гасовите не се влажнат и не се снижува нивната температура. [169-187]

Процесот на издвојување на честичките од пепел од гасовите во овие уреди настанува со дејство на електрични сили. Секоја електрофилтерска постројка се состои од трансформаторска потстаница и електрофилтер (сл. 9.21). Трансформаторската потстаница служи за снабдување на електрофилтерот со еднонасочна струја со висок напон. Таа се состои од регулатор на напонот (1), високонапонски трансформатор (2) и високонапонски исправувач (3). Основните елементи на електрофилтерот се коронирачките (6) и таложните (8) електроди. Коронирачките електроди се изолирани од земјата и се приклучени на негативниот пол на исправувачот, а таложните се приклучуваат на позитивниот пол и се заземјуваат. Коронирачките електроди се изработуваат од жица со кружен или некој друг напречен пресек, а таложните од брановиден или рамен челичен лим или од цевки со кружен или шестаголен напречен пресек.

Со доведување високонапонска еднонасочна струја на електродите во просторот помеѓу нив се создава нехомогено електрично поле, чија јачина е најголема околу коронирачките електроди. При покачување на напонот над одредена вредност, во просторот помеѓу електродите кои се наоѓаат на меѓусебно растојание од неколку центиметри настанува големо забрзување на електроните. Овие забрзани примарни електрони при судирањето со електрично неутралните електрони произведуваат повеќе нови секундарни електрони и јони, кои пак, од своја страна, забрзани поради дејството на електричното поле, создаваат нови терцијални електрони и јони итн., што резултира во верижна реакција или лавина од слободни електрони и јони. Позитивните јони се движат кон коронирачката електрода, а електроните спрема таложната електрода. На тој пат дел од јоните и електроните се судираат со летечките честички од пепел, кои стануваат негативно или позитивно наелектризирани, патуваат кон електродите и на нив се таложат. Притоа електроните имаат поголема брзина

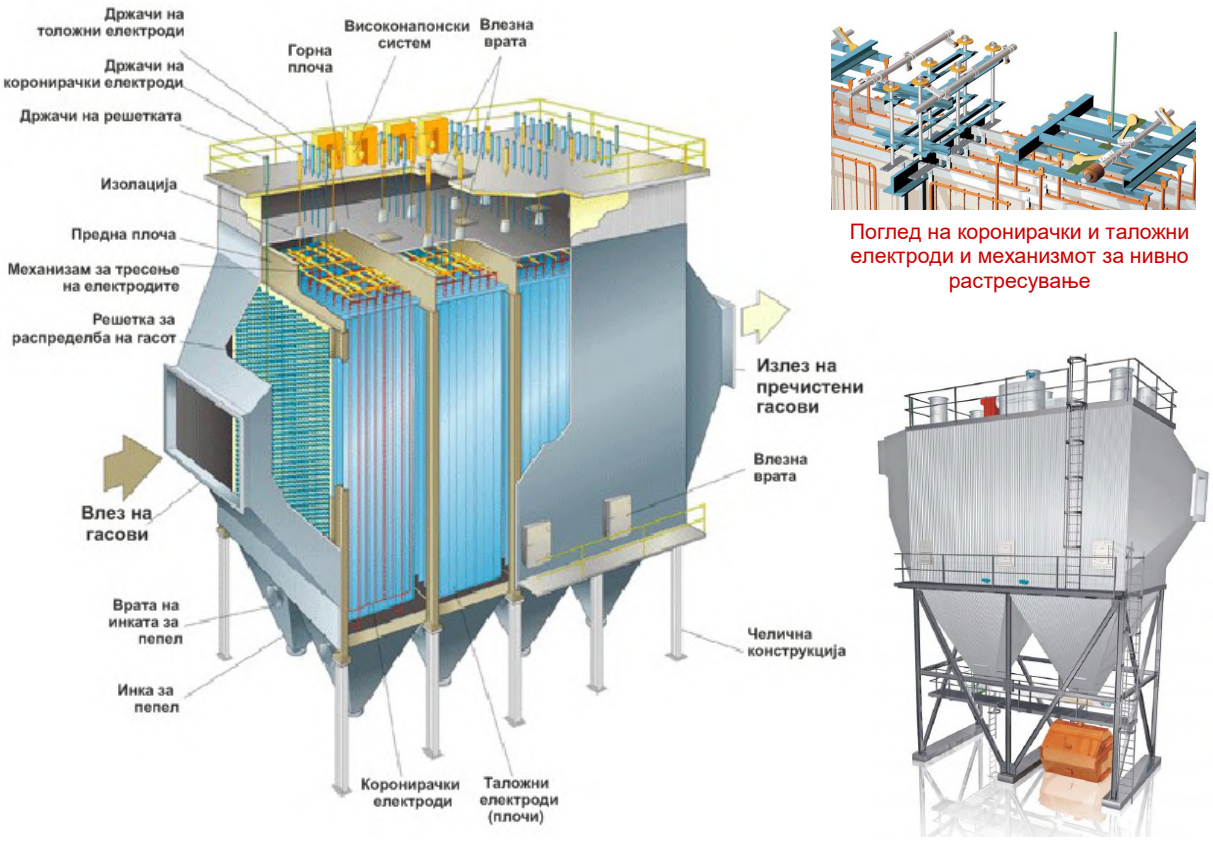


1. Регулатор на напон;
2. Високонапонски трансформатор;
3. Високонапонски испарувач;
4. Високонапонски проводник;
5. Изолатор;
6. Коронирачка електрода;
7. Заземјување;
8. Таложна електрода;
9. Електрофилтер;
10. Влез на гасови;
11. Излез на пречистени гасови;
12. Инка за пепел;
13. Отвор за одведување издвоена пепел.

Сл. 9.21. Принципиелна шема на електрофилтерска постројка

од значително потешките јони. Основната маса на честички од пепел се собира на таложните електроди. Одвојувањето на честичките пепел од електродите се врши механички, со периодично тресење на електродите. Издвоените честички од пепел од електродите се собираат во инката за пепел, од која периодично или континуирано, низ отворот на инката се одведуваат од електрофилтерот.

Во зависност од насоката на струење на гасовите се разликуваат хоризонтални и вертикални електрофилтри. Кај парните котли обично се користат хоризонтални електрофилтри со неколку сериски поврзани полиња. На сл. 9.22 е дадена шема на хоризонтален електрофилтер со четири полиња во два реда.



Поглед на коронирачки и таложни електроди и механизмот за нивно растресување

Сл. 9.22. Хоризонтален електрофилтер

За електрофилтрите кинематскиот параметар K и параметарот на формата Φ се еднакви на:

$$K = \frac{0{,}25 \cdot E^2 \cdot d}{w_g}$$

$$\Phi = L / t$$

а параметарот за отпепелување, според тоа, е:

$$\Pi = \frac{0{,}25 \cdot E^2 \cdot d \cdot L}{w_g \cdot t}$$

E MV/m - ефективен напон на електричното поле
d μm - дијаметар на честичките пепел во гасовите
w_g m/s - брзина на гасовите по должината на активниот дел на електрофилтерот,
L m - активна должина на полето на електрофилтерот
t m - растојание помеѓу коронирачките и таложните електроди

Од претходните изрази може да се заклучи дека степенот на отпепелување на гасовите во електрофилтрите расте со зголемување на ефективниот напон на електричното поле, со зголемување на дијаметарот на честичките и со зголемување на активната должина на електричното поле на електрофилтерот, а се намалува со зголемување на брзината на струење на гасовите и растојанието помеѓу електродите.

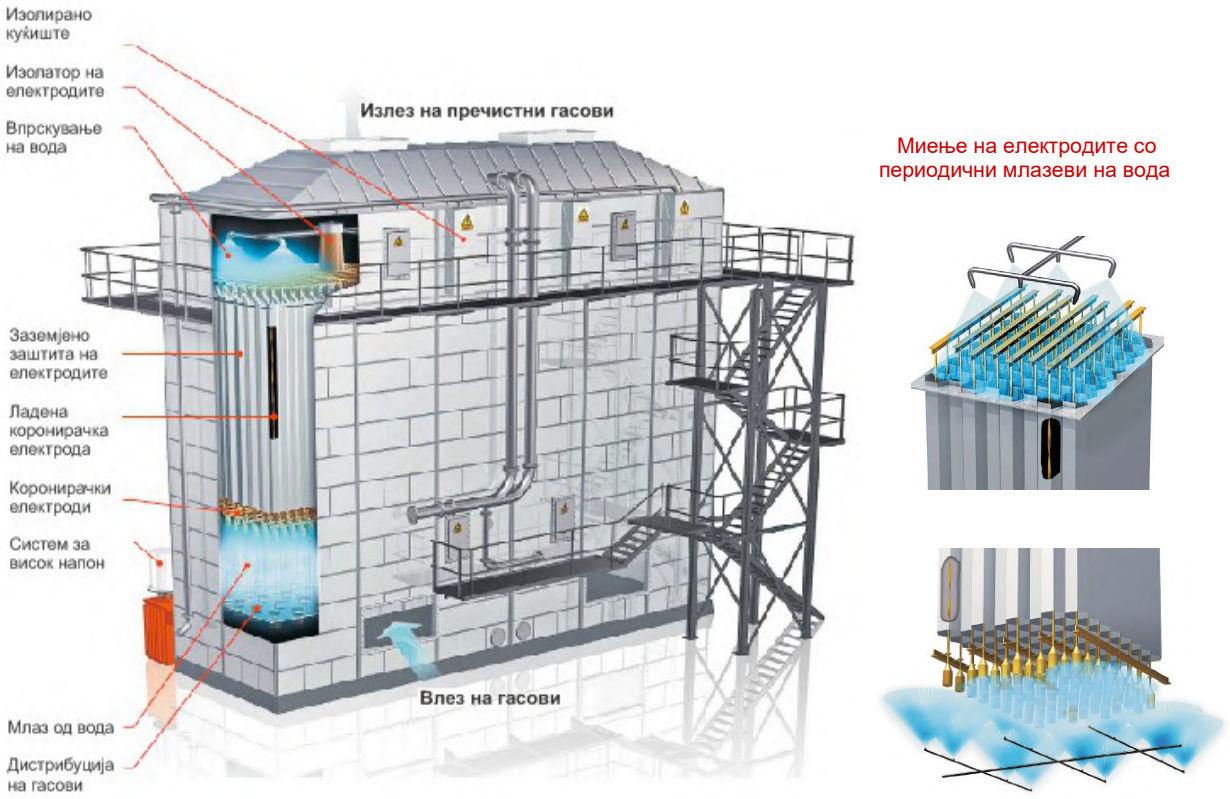
Ефективниот напон на електричното поле зависи од физичките и хемиските карактеристики на смесата гасови/летечка пепел и е поврзан со специфичниот електричен отпор ρ_{ip} на пепелта, кој од гледна точка на нејзино издвојување во електрофилтрите, претставува основна карактеристика на пепелта.

Вредноста на средниот ефективен напон на електричното поле за цврсти горива изнесува 0,15÷0,28 MV/m, а најповолно издвојување на летечката пепел се постигнува кога средната вредност на специфичниот електричен отпор на пепелта изнесува $\rho_{ip} = (1 \div 5) \cdot 10^7$ Ωcm. Кога вредноста за ρ_{ip} е помала или поголема од горните вредности, ефективната работа на електрофилтерот се влошува.

Во електрофилтрите, како и кај механичките отпепелувачи, подобро се издвојуваат честичките со поголем дијаметар, со тоа што кај електрофилтрите зависноста на степенот на отпепелување од дијаметарот на честичките е линеарна функција, а кај механичките е квадратна.

Степенот на отпепелување има повисока вредност кај електрофилтрите со подолга активна должина на електричното поле *L* и при помали растојанија помеѓу електродите *t*.

Големо влијание врз степенот на издвојување на летечка пепел има брзината на гасовите, при што, за разлика од циклонските отпепелувачи, кај електрофилтрите степенот на отпепелување расте со смалување на брзината. Оптималните брзини на струење на гасовите низ електрофилтрите се наоѓаат во интервалот од (1,2÷1,8) m/s, при што времето на задржување на честичките во нив треба да биде пократко од (8÷10) секунди.



Сл. 9.23. Мокри електрофилтри со две сепарациони зони

Покрај сувите електрофилтри во индустријата се користат и мокри електрофилтри (сл. 9.23). Мокрите електрофилтри се одликуваат со висок степен на одвојување на аеросоли, екстремно фини (мали) цврсти честички и емисии на секундарна вода која содржи катран и масла. Покрај тоа, тие се одликуваат со добро зафаќање на емисиите на токсич-

ни елементи како HCl, SO_2, NaCl и HF. Се применуваат за протоци на гасови од (1000÷500000) m^3/h и за температура на гасовите до 75 °C. За повисоки температури е потребно пред електрофилтерот да се предвиди постројка за ладење на гасовите. Се одликуваат со висок степен на отпепелување (одвојување), долг работен век и висока сигурност при работа. Од друга страна, потребна е повисока инвестиција за изградба и поголеми трошоци при експлоатација.

Гасовите влегуваат во долниот дел на електрофилтерот, каде се распоредуваат по целиот негов пресек со помош на решетка и се движат вертикално нагоре сè до излезот на пречистени гасови. Во горниот дел на електрофилтерот периодично се впрскува вода која се движи спротивно на насоката на движење на гасовите. Цврстите честички, аеросолите и водата се под дејство на електрична енергија со висок напон од (78÷135) kV. Под дејство на формираното електрично поле помеѓу коронирачките и таложните електроди, честичките се наелектризираат и се нафаќаат на таложните електроди. Нафатените честички се омиваат од електродите со помош на периодичните млазеви вода. Смесата од вода, цврсти честички и аеросоли се собира во резервоарот (базенот) сместен во најдолниот дел од електрофилтерот и преку отворите се отстранува од електрофилтерот.

9.5.1.4. Вреќести (отпепелувачи) филтри

Вреќестите филтри, како и електрофилтрите, се применуваат за отпепелување кај термоенергетските постројки. Се одликуваат со робусна конструкција и висок степен на отпепелување. За подбрување на степенот на отпепелување најчесто се комбинираат со циклонски отпепелувачи.

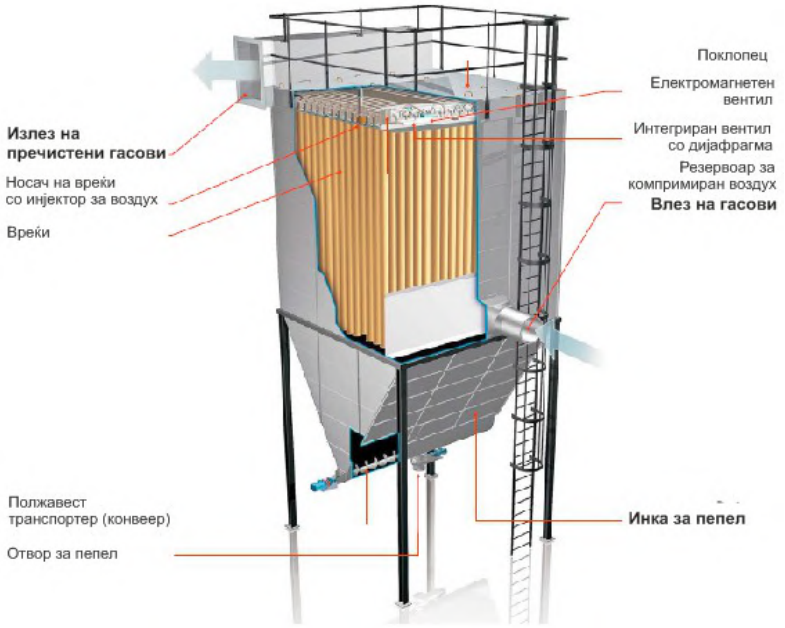
На сл. 9.24 е прикажана конструкцијата на една секција на вреќест филтер. Во зависност од потребите, односно протокот на гасови, овие филтри се изведуваат и во повеќе секции. Гасовите влегуваат низ отвор во долниот дел на филтерот. Струјата на гасови во внатрешноста на филтерот се дели, односно еден дел доаѓа под вреќите, а другиот дел странично по вертикала на вреќите. При поминувањето на гасовите низ вреќите гасовите се пречистуваат и излегуваат низ горниот дел на филтерот. Нафатената пепел на вреќите периодично се продувува со компримиран воздух и се собира во инката во најдолниот дел од филтерот. Пепелта од инката на филтерот се отстранува преку отворот за пепел или со полжавест преносник (конвеер). [169-187]

Компримираниот воздух од резервоарот за компримиран воздух преку електромагнетниот вентил, вентилите со мембрана и перфорираните цевки поставени во внатрешноста на секоја вреќа ја продувува пепелта нафатена на вреќите.

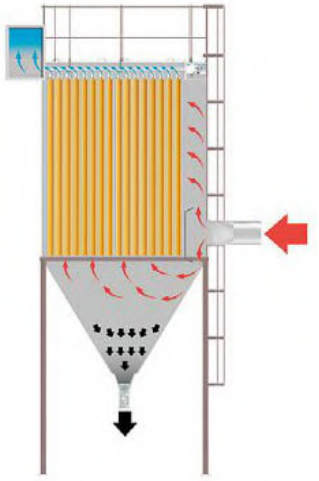
Во фазата на филтрирање (пречистување), електромагнетниот вентил е затворен, а со тоа и доводот на компримиран воздух за продувување. На тој начин е обезбеден слободен проток на гасови низ вреќите и слободно нивно пречистување.

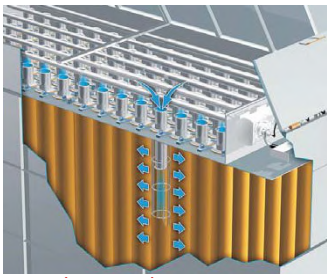
Во фазата на чистење (продувување) на вреќите, електромагнетниот вентил е отворен и преку вентилите со мембрана и перфорираните цевки навлегува компримиран воздух. Компримираниот воздух ја продувува пепелта од вреќите, а пепелта паѓа во инката за пепел од каде соодветно се отстранува преку отворот за пепел или со полжавест преносник.

Вреќестите филтри се користат за филтрирање фини честички пепел. Површината на пречистување на една секција се движи во широк дијапазон од (10÷3200) m^2. Падот на притисокот на гасовите низ секцијата од вреќи се движи од (5000÷14000) Pa.

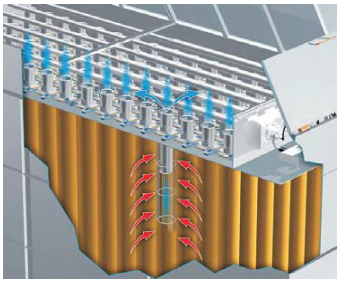


Сл. 9.24. Вреќест (отпепелувач) филтер со една секција





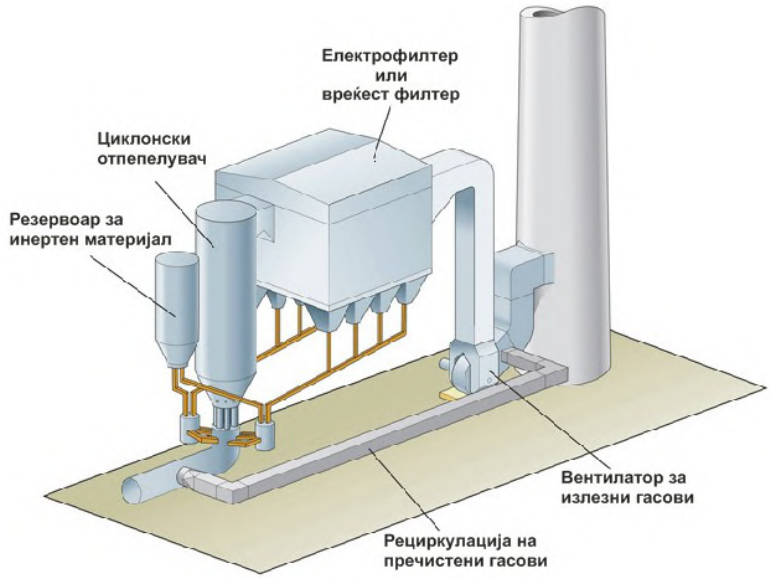
Фаза на филтрирање



Фаза на чистење

9.5.1.5. Комбинирани отпепелувачи

Комбинираните отпепелувачи се користат за постигнување висок степен на издвојување на цврстите честички од излезните гасови. Тие се состојат од два отпепелувачи сериски поврзани поставени на излезот на една постројка. Најчесто првиот степен е батериски циклон, во кој се издвојуваат покрупните честички од пепел, а вториот степен електрофилтер или вреќест филтер, во кој се издвојуваат поситните фракции (сл. 9.25).



Сл. 9.25. Комбиниран отпепелувач

9.5.2. Намалување на емисијата на сулфурни оксиди

Намалување на емисијата на сулфурни оксиди во гасовите од котлите во термоенергетските постројки на фосилни горива може да се постигне со: [169-187]

- избор и користење на горивата со помала содржина на сулфур,
- десулфуризација на горивата, врзување на сулфурните оксиди при одвивањето на процесот на согорување,
- десулфуризација на излезните гасови.

Намалување на емисијата на сулфурни оксиди со избор и користење на горива со помала содржина на сулфур е мерка која често се применува, особено во индустриските зони и населените места во кои постојат поголем број загадувачи. Примената на оваа мерка е наметната од потребата за задоволување на локалните критериуми за дозволена емисија на штетни компоненти во атмосферата во овие зони, без разлика на цената на чинење на новото гориво.

Десулфуризацијата на горивата би била најефикасна мерка, бидејќи со тоа комплексно се решаваат проблемите на заштита на атмосферата од загадување со сулфурни оксиди и заштита на котлите од нискотемпературна корозија. Меѓутоа, оваа можност реално кај течните горива се сведува на отстранување на сулфурните соединенија со хидродесулфуризација, гасификација и пиролиза, кај цврстите горива на отстранување на пиритниот сулфур, отстранување на органскиот и пиритниот сулфур во хидротермички процеси, со гасификација и ликвификација на јагленитe, а кај природниот гас со отстранување на евентуално присутниот сулфур водород.

За намалување на емисијата на сулфурните оксиди со врзување на сулфурните соединенија во текот на одвивањето на процесот на согорување се применува технологија на согорување на цврстите и течните горива во флуидизиран слој. Согорувањето на горивата во флуидизиран слој, освен редукцијата на сулфурните соединенија, поради ниските температури што владеат во слојот, овозможува значително да се намали формирањето на азотни оксиди.

Десулфуризација на излезните гасови е метод кој најчесто се користи за намалување на емисијата на сулфурни оксиди од парните котли на цврсти и течни горива со висока содржина на сулфур. Процесите на отстранување на SO_2 од гасовите се одвиваат во одвоени постројки, надвор од парните котли.

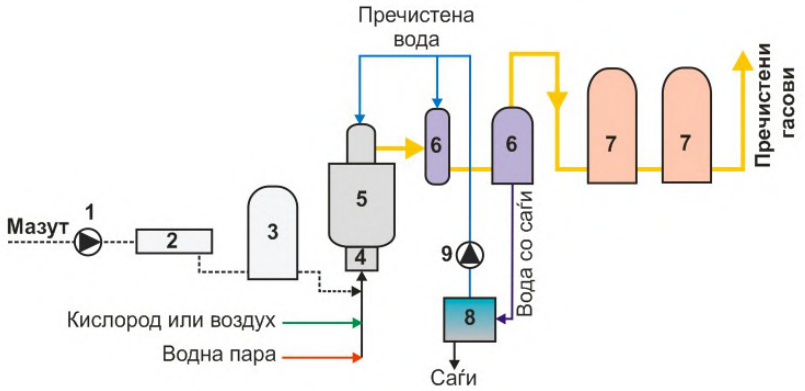
9.5.2.1. Десулфуризација на течно гориво

Намалување на содржината на сулфур во мазутот во процеси пред самото користење во парните котли може да се постигне со негово термичко разложување во присуство на оксидатор (гасификација) и без оксидатор (пиролиза).

Процесот на гасификација се одвива на температури од (900÷1300) °C и со недоволно количество кислород за целосно согорување. Овој процес може да се опише со хемиска реакција:

$$C_mH_n + 0{,}5m_2O_2 \rightarrow C_{m1}H_{n2} + m_2CO + 0{,}5n_1H_2$$

Како резултат на реакцијата се формира гас со согорливи компоненти како метан и негови хомолози, јаглерод моноксид и водород. Притоа, од сулфурот во горивото се формира сулфур водород, кој може релативно лесно да биде отстранет од согорливиот гас пред гасот да се доведе во огништето на котелот.



1. Пумпа за мазут; 2. Загревач на мазутот; 3. Ресивер; 4. Бризгалка; 5. Гасгенератор; 6. Издвојувач на саѓи 7. Скрубери; 8. Таложник; 9. Пумпа за вода.

Сл. 9.26. Технолошка шема на постројка за гасификација на мазут

На сл. 9.26 е дадена технолошка шема на постројката за гасификација на мазут под притисок од (0,5÷2,0) MPa, со користење кислород или воздух и водна пара. Загреаниот мазут во топлинскиот изменувач (2) преку ресиверот (3), заедно со кислородот и водната пара, низ бризгалка (4), се доведува во гасгенераторот (5). Добиениот гас во гасгенераторот се пречистува со вода од цврстите примеси во издвојувачите на саѓи (6) и во скруберите (7) и како висококалоричен гас кој содржи околу 90 % водород и јаглерод моноксид, се одведува надвор од постројката. Понатаму, следува издвојување на H_2S од гасот по некоја од

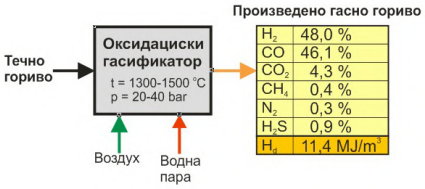
познатите постапки и одведување на чистиот гас во огништето на парениот котел. Кога температурата на гасификација на мазутот во оваа постапка изнесува од (1100÷1300) °C, потрошувачката на пара изнесува 0,4 kg, а потрошувачката на кислород 0,745 kg за еден килограм мазут.

Кога целта на преработката на мазутот пред неговото користење е добивање чисто енергетско гориво и хемиска суровина, тогаш за негово термичко разложување може да се искористи високотемпературна пиролиза со сукцесивна гасификација на нафтениот кокс. Пиролизата на мазутот се одвива на температури од (700÷1000) °C, без присуство на оксидатор. Таа може да се постигне со директен контакт на распрскан мазут со цврст или течен топлоносител. Кога како топлоносител се употребува цврст материјал (кварц, нафтен кокс), тој е во ситнозрнеста и прашеста состојба и се наоѓа во неподвижен слој или во подвижна состојба. Кога слојот е неподвижен димензиите на честичките на топлоспроводителот се (3÷5) mm, а кога носителот на топлина е во циркулирачка состојба до 100 μm.

Добиениот согорлив гас се пречистува од сулфурните соединенија и другите тешки примеси и се користи како чисто енергетско гориво. Тешните смолести продукти при ладењето се раздвојуваат на лесни и тешки фракции. Лесните фракции, на пример бензолот, се користат како хемиска суровина, а тешките се изложуваат на повторна пиролиза. Добиениот кокс се гасифицира со водна пара и се добива воден гас со топлинска моќ од 11,7 MJ/m^3, кој по пречистувањето од сулфурни соединенија се користи како енергетско гориво.

На сл. 9.27 е прикажан пример на гасификација на течно гориво во оксидациски гасификатор со парцијална оксидација на фирмата Lurgi, во кој се произведува гасно гориво со прикажаниот елементарен состав и соодветна долна топлинска моќ.

За пиролиза на мазутот и суровата нафта може да се искористи и течен топлоносител, како што се, на пример, растворите на калај, олово, цинк, натриум хлорид, натриум хидрооксид и др.



Сл. 9.27. Гасификација на течно гориво во оксидациски гасификатор

9.5.2.2. Десулфуризација на цврсти горива

Издвојувањето на сулфурот од цврстите горива пред согорувањето може да се постигне како резултат на облагородување на горивата (суво и влажно), со хидротермичка преработка или пак како резултат на дејство на високи температури и притисоци во присуство на кислород, водна пара или пак водород и катализатори.

Сулфурот во состав на цврстите горива е содржан како органски, пиритен и сулфатен. Сулфурот кој влегува во состав на сулфурните соединенија (Fe_2SO_4, $MgSO_4$, $CaSO_4$ и др.) обично е многу мал дел од вкупната содржина на S во горивата. Со негово издвојување не може значително да се влијае врз намалувањето на емисијата на сулфурни оксиди од парните котли на цврсто гориво. Органскиот сулфур е рамномерно распореден во масата на јаглените и неговото издвојување не е можно како резултат на суво или влажно облагородување.

Со примена на едноставни методи на облагородување од јаглените може да биде отстранет само пиритниот сулфур. Пиритот е минерал со кристална структура, содржан во масата на јаглените во вид на дискретни честички со густина која е околу 2,5 пати поголема од густината на јагленот. Оваа особина на пиритот овозможува негово физичко одвојување од јагленот со помош на суви и влажни состојки. Со овие постапки облагородувањето на иситнетиот јаглен може да биде ефикасно (25÷30 % од вкупниот сулфур) кога пиритниот сулфур во горивото е значителен дел од вкупниот сулфур и кога пиритот се наоѓа во релативно крупни дискретни честички.

Со издвојувањето на пиритниот сулфур од горивото не само што се намалува емисијата на SO_2 во атмосферата, туку се намалува интензивната абразија на уредите за мелење и грејните површини и се снижува точката на роса на гасовите. Освен тоа сепарираниот пирит може да биде искористен како суровина за производство на сулфурна киселина.

За отстранување на пиритниот и органскиот сулуфур од јагленот се применуваат посложени и поскапи хемиски процеси кои се поврзани со разрушување на сулфурните соединенија што влегуваат во состав на органската маса на јаглените. Таков е, на пример, хидротермичкиот метод кој се состои во обработка на ситен јаглен со алкални раствори што содржат натриумови и калциумови хидратни оксиди во автоклави, при температура од околу 300 °C и притисок 1,75 MPa. Како резултат на тоа се добива јаглен со мала содржина на сулфур, од кој течноста се одвојува со центрифугирање и сушење. На тој начин добиениот јаглен се користи директно,

течноста која содржи сулфиди на натриум и калциум се регенерира, а добиениот H_2S се преработува до елементарниот S.

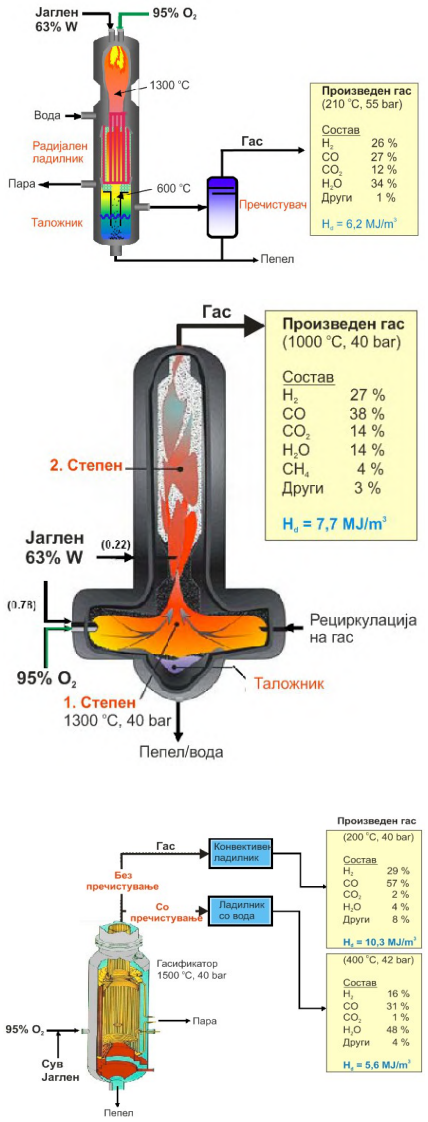
Освен хидротермички процеси, познати се и процесите за добивање гасни (гасификација) и течни (ликвификација на јаглените) горива од јаглените. Овие процеси имаат цел одвојување на сулфурот и други штетни примеси од цврстите горива и добивање квалитетни гасни и течни горива, како во термотехнички поглед, така и во поглед на намалено загадување на околината при нивно користење.

На технологијата за добивање гасни од цврстите горива за енергетски цели во последно време ѝ се посветува големо внимание. Се смета дека гасификацијата на јаглените е перспективен процес за намалување на емисијата на SO_2. Со терминот гасификација на горивата се опфатени процесите на трансформација на цврсти (или течни) горива во гасни, преку нецелосно согорување при високи температури и отстранување на штетните примеси кои може да се искористат како споредни продукти.

Гасификацијата на цврстите горива се одвива во гасгенератори. Во нив јагленот со смесата на воздух и пара или кислород и пара поминува низ повеќе хемиски реакции, при кои по височината на гасгенераторот од долу нагоре се врши: согорување на коксот, редукција на CO_2, создавање кокс или полукокс и сушење на јагленот. Издвојувањето на реакциите на тој начин е условено и има за цел нивен воопштен приказ.

Постојат повеќе методи на гасификација по кои од цврстите горива се добиваат гасни горива со ниска, средна и висока топлинска моќ. Современата тенденција на користење на гасификацијата за енергетски цели, во основа, се состои во развојот на постројки за гасификација во флуидизиран слој, на ниско квалитетни јаглени за производство на ниско калоричен гас, кој ќе се користи во постројки што работат по комбиниран парногасен циклус.

На сл. 9.28 се прикажани составот и топлинската моќ на произведен гас со гасификација на јаглен во различни типови гасификатори. Во таб. 9.7 се прикажани составот и долната топлинска моќ на произведен гас со гасификација на лигнит во гасификатори со подвижен, флуидизиран и циркулационен слој од различни производители.



Сл. 9.28. Гасификација на јаглен во различни типови гасификатори

Таб. 9.7. Состав и топлинска моќ на гас добиен со гасификација на лигнит:

Состав на гасифицирано гасно гориво %			
	Тип гасификатор/Производител		
	Подвижен слој Lurgi	Флуидизиран слој Winkler	Циркулационен слој Destec
Ar	-	0,7	0,8
CH_4	3,3	4,6	0,6
C_2H_4	0,1	-	-
C_2H_6	0,2	-	-
CO	5,8	33,1	45,2
CO_2	11,8	15,5	8,0
H_2	16,1	28,3	33,9
H_2O	61,8	16,8	9,8
H_2S	0,5	0,2	1,1
N_2	0,1	0,6	0,6
H_d MJ/m^3	**3,96**	**8,93**	**9,85**

Технологијата за добивање течни горива од јаглените била истражувана во периодот на дваесеттите и триесеттите години од минатиот век. Тие истражувања биле правени во Германија и Јапонија и резултирале со развивање на одредени процеси, меѓу кои најпознати се Bergius и Fisher-Tropsch, по кои преку деструктивна хидрогенизација, од јаглените се произведувале течни горива за време на Втората светска војна. Принципот на овие процеси се темели на заемно дејство на јаглен и водород во присуство на катализатори при високи температури и притисоци. Меѓутоа, овие процеси поради нивната комплексност и високата цена на финалните производи, не нашле широка комерцијална примена, освен за специјални стратешки цели.

Во последно време се истражуваат неколку нови процеси во пилот-постројки. Се верува дека нивниот развој до ниво на комерцијална примена ќе се реализира во блиска иднина.

9.5.2.3. Согорување во флуидизиран слој

Согорувањето на цврстите горива во флуидизиран слој е еден од начините кој овозможува значително намалување на емисијата на сулфурните и азотните оксиди. Редукцијата на емисијата на SO_2 и NO_x се постигнува со контрола на параметрите на процесот на согорување и додавање атсорбент во огништето заедно со горивото. Во огништата со флуидизиран слој се користи инертен материјал (гранулирана пепел или друг зрнест материјал), кој со иситнетиот јаглен формира густ суспензионо-вриечки слој, со дејство на

воздушна струја која се доведува низ решетка поставена во најнискиот дел на огнишниот простор. Содржината на согорлива маса гориво во слојот е обично помала и е еден процент по маса. Температура на согорување на јагленот изнесува од (760÷980) °C и таа е пониска од температурата на омекнување и синтерување на пепелта.

Процесот на десулфуризација на гасовите, односно атсорпција на формираниот SO_2 од сулфурот во јагленот се одвива истовремено со процесот на согорување на горивото. Како атсорпционен материјал обично се користи варовник ($CaCO_3$) или доломит. Внесените чисти честички и варовник во слојот прво го поминуваат процесот на калцинација при што се добива калциум оксид и јаглерод диоксид.

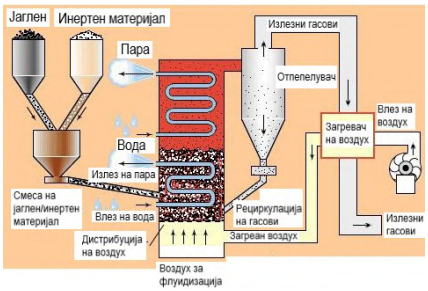
$$CaCO_3 \rightarrow CaO + CO_2$$

Потоа дел од сулфурниот диоксид влегува низ порозната структура на честичките и доаѓајќи во допир со површи-ната на CaO кристалите се одвива реакција на десулфу-ризација:

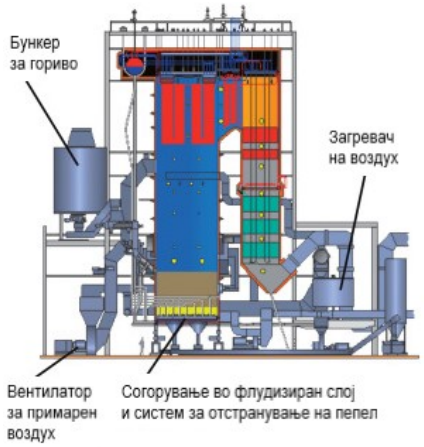
$$CaO + SO_2 + 0{,}5O_2 \rightarrow CaSO_4$$

Продукт од хетерогената реакција е цврст калциум-сулфат, кој заедно со летечката пепел од горивото се одведува од слојот. Добиениот остаток е сув и може лесно да се депонира и регенерира. На таков начин може да се отстрани и до 95 % од формираниот сулфурен диоксид во флуидизираниот слој.

Во флуидизираниот слој на инертен материјал може да согоруваат како цврсти, така и течни, гасни и отпадни горива. Со оглед на нивото на температура кое се одржува во слојот, согорувањето на горивата во флуидизирана состојба е поволно во однос на емисијата на азотните оксиди. Овие температури се значително пониски од температурите кои се постигнуваат при согорување на истите горива во класични огништа, па може да се смета дека во флуидизираните слоеви не постојат услови за формирање термички азотни оксиди NO_x^T. Исто така, при согорувањето на цврстите горива во флуидизиран слој постојат поволни услови за редукција на азотниот оксид во молекуларен азот. Во реални услови на експлоатација, емисијата на NO_x од котли со флуидизиран слој на цврсто гориво е за околу (70÷80) % пониска од емиси-јата од конвенционални котли кои работат на јагленов прав од истото гориво. Според тоа, технологијата на согорување на горивата во флуидизиран слој овозможува значително нама-лување на емисијата на SO_2 и NO_x.



Принцип на согорување во флуидизиран слој



Котел за согорување во флуидизиран слој

9.5.3. Десулфуризација на излезните гасови

Концентрацијата на SO_2 во излезните гасни продукти зависи од содржината на согорлив сулфур во горивото кое согорува. Таа е релативно ниска и обично е пониска од 0,3 %.

И покрај релативно ниската концентрација и слабата реактивност на SO_2 при ниски концентрации, технологијата на издвојување на сулфурниот диоксид од излезните гасови е технички решена и практички докажана, но е поврзана со изградба на сложени и релативно скапи постројки за десулфуризација. Процесите за десулфиризација на гасовите се значително ефективни и во нив се отстранува (90÷95) % од S, а може да се применат при согорувањето на сите фосилни горива. Познатите процеси за десулфуризација на гасовите можат да се поделат на суви и влажни.

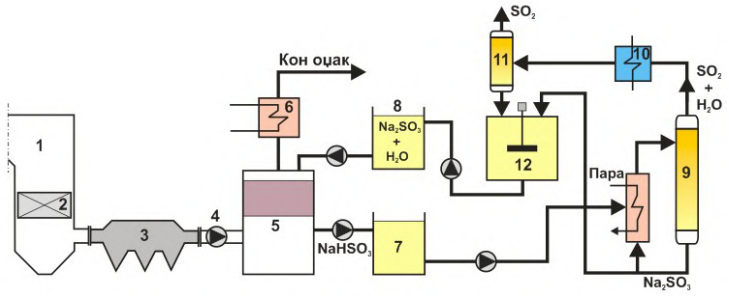
Кај влажните процеси гасовите се доведуваат во допир со воден раствор или суспензија на калиум оксид (CaO) и варовник ($CaCO_3$), натриум сулфид ($NaSO_3$), соли на калциум сулфид ($Ca\ SO_3 \cdot 2H_2O$) или калциум сулфат ($CaSO_4 \cdot 2H_2O$) и други соединенија кои го апсорбираат сулфурниот диоксид. По правило, во овој процес гасовите се оладуваат до околу 60 °C, и за да се подобри нивната дисперзија во атмосферата и за да се намали нивното корозивно дејство, тие повторно се загреваат. Повторното загревање на гасовите претставува загуба на енергија, што има директно влијание врз вкупниот степен на корисност на целата постројка. Кај сувите процеси на десулфуризација на излезните гасови, честичките на атсорбентот во сува состојба се уфрлуваат во струјата на гасовите. Како реактанти најчесто се користат калциумовите соединенија $CaCO_3$, CaO, $Ca(OH)_2$.

Процесот на хемиско врзување на SO_2 се одвива на надворешната површина на цврстите реактанти.

Процесите на десулфуризација на излезните гасови може да се спроведат во регенеративни и во нерегеративни системи. Кај регенеративните системи, реактантот се користи за апсорпција на SO_2 од гасовите, повторно се добива и се користи. Крајниот продукт од овие системи е сулфурна киселина (H_2SO_4) или елементарен сулфур. Кај нерегенеративните системи реактантите повторно не се добиваат, а крајните продукти (CaSO3, CaSO4, $MgSO_3$ и $MgSO_4$) се одведуваат од системот како отпадок.

Предложени се многу различни регенеративни системи. Меѓу нив се: процесот Wellman-Lord, процесот FW-Bergbau Forshong, сувиот процес Foster-Wheeler, магнезитниот влажен процес и многу други.

Еден од регенеративните системи за десулфиризација на излезните гасови од парен котел, во кој е применет процесот Wellman-Lord а кој има широка примена е прикажан на сл. 9.29.



1. Парен котел; 2. Загревач на воздух; 3. Електростатски филтер;4. Вентилатор за гасови; 5. Апсорбер; 6. Загревач на излезни гасови;7,8. Компензациони резервоари; 9. Испарувач – кристализатор;10. Кондензатор; 11. Сепаратор; 12. Сад за раствор.

Сл. 9.29. Шема на Wellman-Lord регенеративен систем

Процесот е влажен а за апсорбирање на SO_2 од гасовите се користи воден раствор на натриум сулфид (Na_2SO_3). Во системот се произведува концентриран SO_2 (околу 90 %) кој понатаму може да се користи за производство на течен SO_2, сулфурна киселина или елементарен сулфур.

Излезните гасови од парниот котел (1), оладени во загревачот на воздух (2) и пречистени од цврсти честички во електростатскиот филтер (3), со помош на вентилаторот (4), се доведуваат во апсорберот (5). Во апсорберот се врши апсорпција на SO_2 со оросување на гасовите со воден раствор на натриум сулфид, по хемиската равенка:

$$SO_2 + Na_2SO_3 + H_2O \rightarrow 2NaHSO_3$$

при што се формира натриум бисулфид. Пречистените гасови од апсорберот пред да се одведат во оџакот повторно се загреваат во загревачот (6), а натриумовиот бисулфид, преку компензациониот резервоар (7), се одведува во испарувач-кристализатор (9). Во испарувачот-кристализатор со натриум бисулфатот со загревање се добива Na_2SO_3 и се издвојуваат водна пара и SO_2 во гасна фаза:

$$2NaHSO_3 + Q \rightarrow Na_2SO_3$$

Добиениот натриум сулфат се одведува во садот за раствор (12), во кој се доведува и кондензатот од водната пара, која заедно со SO_2 го напушта испарувач-сепараторот (11). Од садот за раствор, Na_2SO_3 и H_2O преку компензациониот резервоар повторно се враќаат во апсорберот.

Во овој систем мало количество од циркулациониот раствор оксидира во нерегенеративни натриумови сулфатни кристали кои мора да се отстранат, и во системот да се додаде свеж натриум сулфит.

Со овој систем се постигнува висока десулфуризација на излезните гасови, повеќе од 90 %. Тој е едноставен, сигурен во експлоатацијата и овозможува добивање висококвалитетна сулфурна киселина или елементарен сулфур. Основен недостаток му е значителната потрошувачка на енергија, која изнесува од (3÷6) % од моќноста на енергетската постројка во која овој систем е применет. Овој систем се применува во ТЕП, во рафинерии и други индустриски постројки во САД и Јапонија.

На сл. 9.30 е дадена шема на нерегенеративен влажен систем. Изладените гасови од парниот котел (1) преку електростатски филтер (3) со помош на вентилаторот (4), се доведуваат во вертикалниот апсорбер (скубер) (5). Во апсорберот во спротивна насока од насоката на струењето на гасовите низ млазниците (6) се распрскува и струи суспензија на вода и варовник со одредена концентрација. Притоа во него, SO_2 од гасовите се врзува со водата и создава нестабилна сулфуреста киселина:

$$SO_2 + H_2O \rightarrow H_2SO_3$$

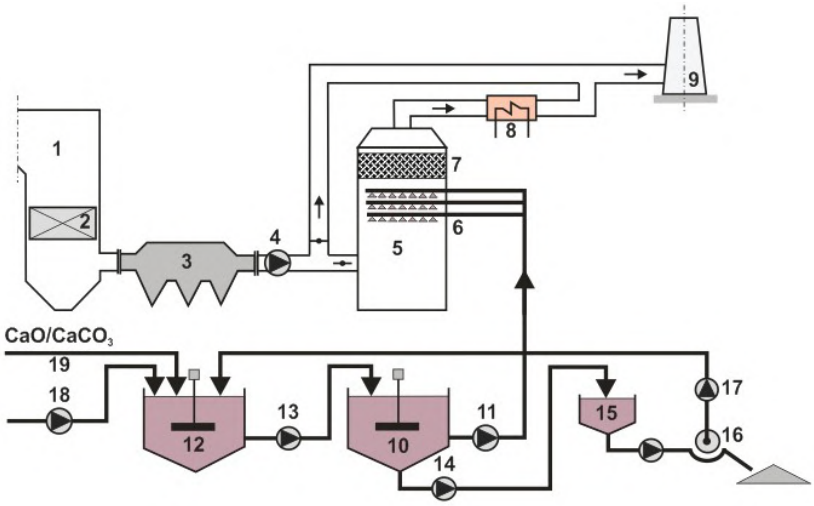
која потоа во реакциониот сад (10) со калциум хидроксид дава калциум сулфид:

$$H_2SO_3 + Ca(OH)_2 \rightarrow CaSO_3 + 2H_2O$$

Варовата вода од реакциониот сад со помош на пумпата повторно се доведува во апсорберот. На таков начин оросувањето на гасовите во апсорберот се остварува по затворен циклус.

Калциум сулфидот многу слабо се раствора во вода, поради што релативно брзо доаѓа до заситување на растворот во кој се издвојуваат $CaSO_3$ кристали. Кога концентрацијата на цврстите примеси: $CaSO_3$, летечка пепел и $CaSO_4$ кој се формира со оксидација на $CaSO_3$ со кислородот од гасовите, ќе достигне одредена вредност, нормално околу 10÷15 % од масата на течноста, дел од суспензија се одвојува од циклусот. На тој начин концетрацијата на цврсти честички во циркулациониот раствор се одржува константна. Одвоената суспензија со помош на пумпата се транспортира во таложни-

кот (15) и понатаму во филтерот или центрифугата (16), каде што водата се издвојува и повторно се враќа во системот, а цврстите честички се одведуваат на депонија. Свежа варова вода се подготвува во резервоарот (12) со мешање на калциум оксид или калциум карбонати. Хемиски подготвена вода со помош на пумпата (13) се доведува во реакциониот сад (10).



1. Парен котел; 2. Загревач на воздух; 3. Електростатски филтер; 4. Вентилатор; 5. Апсорбер; 6. Млазници за варова вода; 7. Елиминатор на магла; 8. Загревач на излезните гасови; 9. Оџак; 10. Реакционен сад; 11. Пумпа за вбризгување варова вода; 12. Резервоар за подготовка на варова вода; 13. Пумпа за полнење на реакциониот сад; 14. Пумпа за одведување суспензија; 15. Таложник; 16. Филтер или центрифуга; 17. Пумпи за повратна вода; 18. Довод на CaO; 19. Пумпи за довод на хемиски подготвена вода.

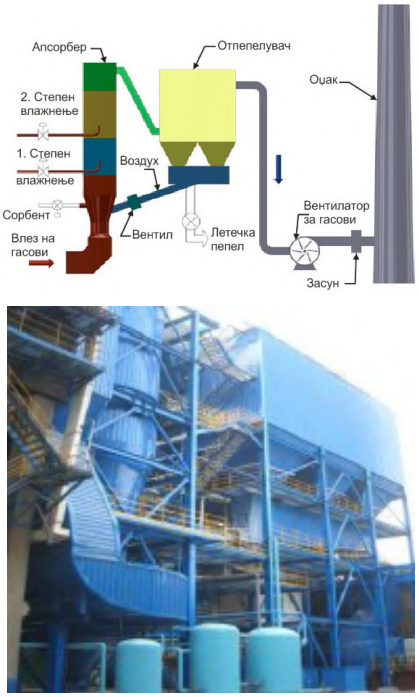
Сл. 9.30. Нерегенеративен влажен систем

Со овој систем се постигнува висок степен на десулфуризација на излезните гасови од парните котли (85÷95) % при користење на гориво со содржина на сулфур од (3,5÷4) % и се овозможува дополнително намалување на емисијата на летечка пепел. Тој е едноставен и сигурен во експлоатација.

Сериозните проблеми при работа на постројките по овој метод може да се појават од $CaSO_4$ кристалите кои се формираат во апсорберот. Значајно е да се спречи таложењето на овие кристали на ѕидовите на апсорберот. Тоа може да се постигне со одржување на минимална вредност на односот течност-гасови, кои се доведуваат во апсорберот, кој пак од своја страна зависи од содржината на SO_2 во гасовите. Складирањето на отпадниот материјал од овие постројки, поради неговите физички и хемиски карактеристики, создава дополнителни еколошки проблеми.

На сл. 9.31 е прикажан актуелен систем за десулфуризација на гасовите со циркулирачки флуидизиран слој (CFB-FGD Circulating Fluid Bed Flue Gas Desulfurization), на фирмата МЕТ од САД. Системот се состои од апсорбер со двостепено влажнење на сорбентот со вода. За отпепелување по апсорберот се поставува содветен отпепелувач, најчесто електрофилтер или вреќест филтер. Овој систем се одликува со висок степен на отстранување на SO_2 и SO_3 над 98 % и има низа предности, како:

- намалување на времето на одвивање на реакцијата
- едноставно вклопување во работата на ТЕП
- ниски инвестициони вложувања
- минимална потрошувачка на вода
- висок степен на одвојување сулфурни оксиди
- стабилност при работа
- користење ефикасни реагенти
- елиминирано е формирањето на отпадна вода.



Сл. 9.31. Систем за десулфуризација на гасовите со циркулирачки флуидизиран слој (CFB-FGD)

9.5.4. Намалување на емисијата на азотни оксиди

Методите за намалување на емисијата на азотни оксиди во гасовите од котлите на термоенергетските постројки може да се поделат на примарни и секундарни. Примарните методи произлегуваат од причините и механизмите на формирањето на азотните оксиди и уште се нарекуваат технолошко–конструктивни. Со нив се настојува да се влошат условите при кои доаѓа до формирање на азотните оксидии. Мерките кои се преземаат за таа цел се целосно концентрирани во огништниот простор во котлите. Секундарните се нарекуваат методи со кои се врши врзување или редукција на азотните оксиди содржани во излезните гасови, надвор од котлите. [169-187]

9.5.4.1. Примарни методи

Примарни методи за редукција на азотни оксиди се:

- снижување на максималната температура во огништето,
- намалување на концентрацијата на кислород во зоните на реакција,
- намалување на времето на престој на гасовите во зоните со високи температури,
- примена на специјалните технологии на согорување.

Снижување на максималната температура на согорување во огништата на парните котли може да се постигне со:

- рециркулација на гасови со релативно ниска температура во огништето,
- снижување на температурата на загреаниот воздух за согорување на горивата,
- вбризгување вода или водна пара во зоната на согорување,
- зголемување на степенот на екранизирање со вградување на двострано озрачени екрани и др.

Намалување на концентрацијата на кислород во зоните на реакција може да се постигне со намалување на коефициентот на вишокот на воздух во огништето и со организирање на степенестото согорување на горивото во огништето.

Намалување на времето на престој на гасовите во зоните со висока температура се постигнува со специјални конструкции на пламениците и конструктивни решенија во огништето, а со примената на специјални технологии на согорување се опфатени: согорување на горивата во флуидизиран слој, додавање реактант што содржи азот, претходна термичка подготовка на горивата и др.

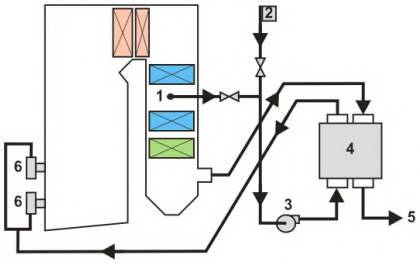
Сите наведени мерки од одделните примарни методи практично се проверени во услови на индустриска експлоатација, а конкретните резултати од нивната примена првенствено зависат од видот на користеното гориво и конструкцијата на котелот.

Суштествено смалување на содржината на азотните оксиди во излезните гасови од котлите може да се постигне само со истовремена примена на неколку од набројаните мерки.

Рециркулација на гасовите:

Со доведување во огништето на дел од оладените гасови одземени од конвективниот канал на котелот, се снижуваат температурното ниво и концентрацијата на кислород во зоната на согорување. При согорувањето на течни и гасни горива, рециркулираните гасови се внесуваат во огништето низ пламениците заедно со воздухот или се внесуваат низ кружни млазници со кои се раздвојува струјата на воздухот на централен и периферен дел, со брзина еднаква или поголема од брзината на воздухот. Степенот на рециркулацијата кој се препорачува изнесува (15÷30) %. Притоа се постигнува намалување на вкупната содржина на азотни окси-

ди за 2 до 3 пати, без да се намали сигурноста на котелот, но со мало намалување на неговата економичност. Шема на котел на гасно и течно гориво во кој рециркулираните гасови се доведуваат во огништето заедно со воздухот за согорување со вентилаторот за воздух, е дадена на сл. 9.32.



1. Одземање на гасовите,
2. Всисување на воздух,
3. Вентилатор за воздух,
4. Регенеративен загревач на воздух,
5. Одвод на гасовите на воздух,
6. Пламеници.

Сл. 9.32. Шема на довод на рециркулациони гасови заедно со воздухот за согорување со помош на вентилатор за воздух

При согорување на цврсти горива рециркулационите гасови се внесуваат заедно со секундарниот воздух или во системот за подготовка на јагленов прав. Со вториот начин се постигнува поголемо намалување на азотни оксиди, затоа што со внесување на рециркулираните гасови со аеросмесата се намалува количеството на примарен воздух, а со тоа и концентрацијата на кислород во почетниот дел на пламенот е пониска.

Снижување на температурата на загреаниот воздух:

Снижување на температурата на загреаниот воздух е ефективен начин за намалување на емисијата на NO_x при согорувањето на природен гас. Кај котлите на јаглен и мазут оваа мерка поретко се применува поради можноста од влошување на процесот на согорување.

Вбризгување вода или водна пара:

Доведувањето на влага, во вид на распрскана вода или пара, во зоната на согорување на висококвалитетните цврсти горива, во кои максималната температура во јадрото на пламенот е (1540÷1580) °C, придонесува за одредено намалување на азотните оксиди. Користењето на овој начин за снижување на температурата кај котлите кои работат со нискоквалитетни јаглени во кои максималната температура обично не е повисока од 1400 °C не се применува, исто како што не се препорачува и мерката на снижување на температурата на загреаниот воздух, затоа што со овие мерки се влошува стабилноста на палењето и ефективноста на процесот на согорување на јагленовите честички. Снижувањето на температурата со вбризгување на вода или пара во зоната на јадрото на пламенот при согорувањето на течни горива и природен гас е еден од можните начини за намалување на формирањето на азотни оксиди. Ефективноста на оваа мерка не зависи само од количеството на вода или пара кое се вбризгува во огништето, туку и од начинот на кој се доведува и од коефициентот на вишок на воздух. При согорувањето на мазут вбризгувањето на вода во зоната со максимална температура во износ (4÷6) % од потрошувачката на гориво, доведува до смалување на NO_x за (25÷30) %, а при доведување на вода заедно со воздухот за согорување во износ (1,5÷2) % од максималниот капацитет на котелот, NO_x се намалуваат за (20÷25) %.

Смалување на коефициентот на вишок на воздух:

Со смалувањето на вишокот на воздухот во огништето, задржувајќи ги сите други услови непроменети, при согорувањето на сите горива, се намалува емисијата на азотните оксиди. Истовремено се намалува опасноста од појава на нискотемпературна корозија (при согорување на мазут) и се намалува загубата со излезните гасови. Оваа мерка може да се примени кај котлите што работат со висок коефициент на вишок воздух во пламениците.

Смалувањето на вишокот воздух е можно само до степен кога тоа не доведува до појава на продукти на нецелосно согорување, со што не само што се намалува економичноста на котелот, туку се создаваат други загадувачи на атмосферата кои се, исто така штетни, зголемување на несогорено гориво во згурата и летечката пепел, зголемен интензитет на лепење згура на грејните површини и појава на високотемпературна корозија на екраните на огништето.

Смалување на коефициентот на вишок воздух е ефективна мерка со која се постигнува значително намалување на емисијата на азотни оксиди за чија реализација не се потребни дополнителни инвестициони вложувања и не се зголемуваат експлоатационите трошоци.

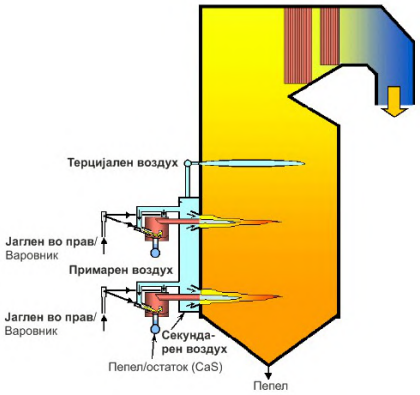
Степенесто согорување:

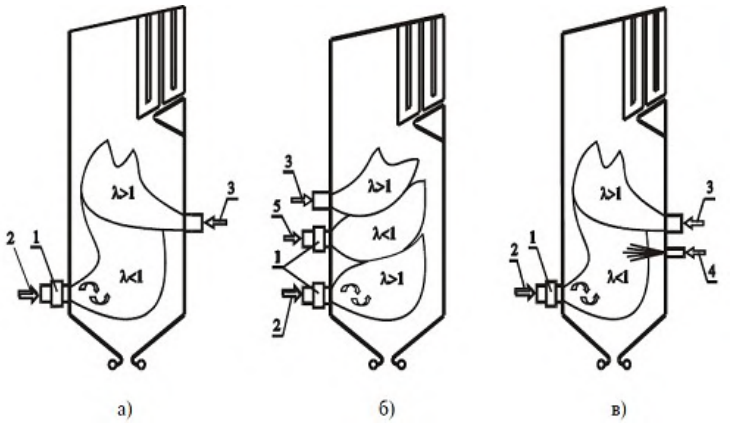
Најефикасен метод за редуцирање на емисијата на NO_x е организирањето на степенестото согорување, кое може да се реализира со доведување на воздухот и горивото на неколку различни нивоа по височина на огништето. Со овој метод се ограничува формирањето на азотни оксиди, а во одредени случаи се врши и делумна редукција на веќе формираните азотни оксиди. На сл. 9.33 се дадени шеми на три технички решенија за реализација на степенестото согорување. На сл.9.33 а е прикажано двостепено согорување при кое во првата зона на согорување се доведува целокупното количество на гориво и само дел од потребниот воздух (λ=0,8÷0,9), а во втората зона на согорување се доведува останатиот дел од воздухот за целосно досогорување на горивото. При согорувањето на природен гас, таквата организација на процесот во огништето доведува до намалување на емисијата на азотни оксиди за околу 2 пати, а при согорување на мазут редукцијата на NO_x изнесува (30÷40) %.

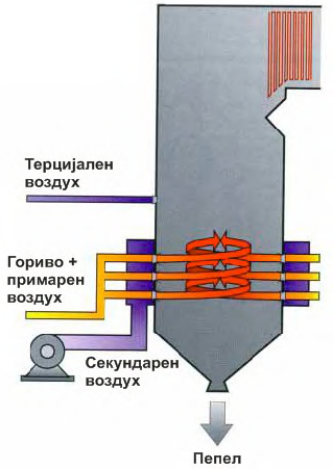
Технологијата за тростепено согорување опфаќа довод на гориво над основните пламеници за формирање на втората зона на согорување во која λ<1. Во оваа зона се формира редукциона атмосфера, во која како резултат на хе-

миските реакции помеѓу формираните јаглеводородни радикали (CH_i), радикалите кои содржат азот и преодните продукти на согорување од типот O, H и OH, и азотните оксиди формирани во првата зона на согорување, настанува разградување на NO во молекуларен азот. Над втората зона на согорување со доведување на секундарен воздух се формира трета зона за целосно досогорување на горивото (сл. 9.33 б).

Двостепеното согорување на горивото и вбризгување на соединение што содржи азот над зоната на активно согорување е прикажено на сл. 9.33 в. Како мошне погодно соединение за таква намена може да послужи амонијакот, кој по внесувањето во огништето реагира со формираните NO и NO_2, давајќи N_2 и H_2O како продукти од тие реакции.







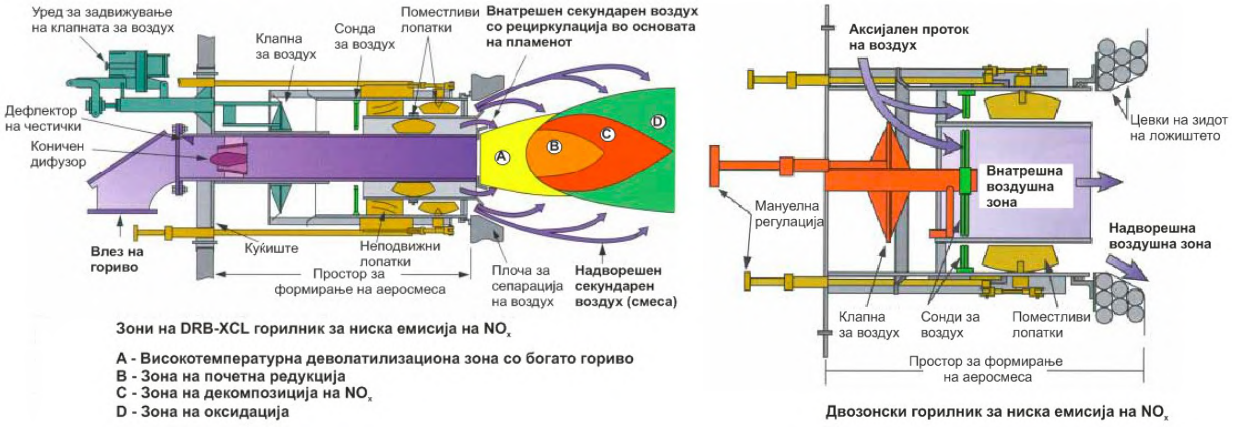
1. Горилник;
2. Довод на гориво и воздух;
3. Секундарен воздух;
4. Уред за внесување соединение што содржи азот;
5. Довод на гориво.

Сл. 9.33. Шеми на три технички решенија за реализација на степенесто согорување

Специјална конструкција на пламеници:

Со примена на специјално конструирани пламеници може да се постигне значително намалување на емисијата на азотни оксиди. Притоа конструкцијата на пламениците и погонските услови на експлоатација на котелот треба да овозможат снижување на температурните врвови во јадрото на согорување на горивата, намалување на вистинската концентрација на кислород во зоните на формирање на NO_x, ефикасно согорување на горивото со минимално количество примарен воздух, забавено доведување и мешање на секундарниот воздух богат со кислород со запалената аеросмеса во коренот на пламенот и интезивна размена на топлина на маса помеѓу струјата на аеросмесата и гасовите со висока температура, кои не содржат доволно кислород помеѓу струјата на секундарниот воздух и гасовите во огништето.

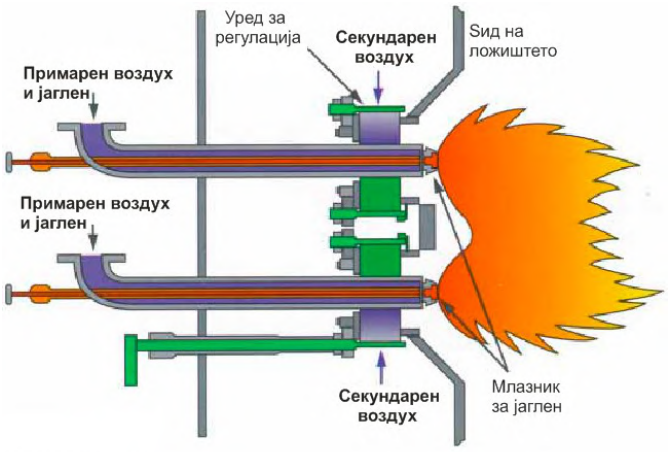
На сл. 9.34 се прикажани две различни конструкции на пламеници производ на фирмата Babcock & Wilcox од САД.



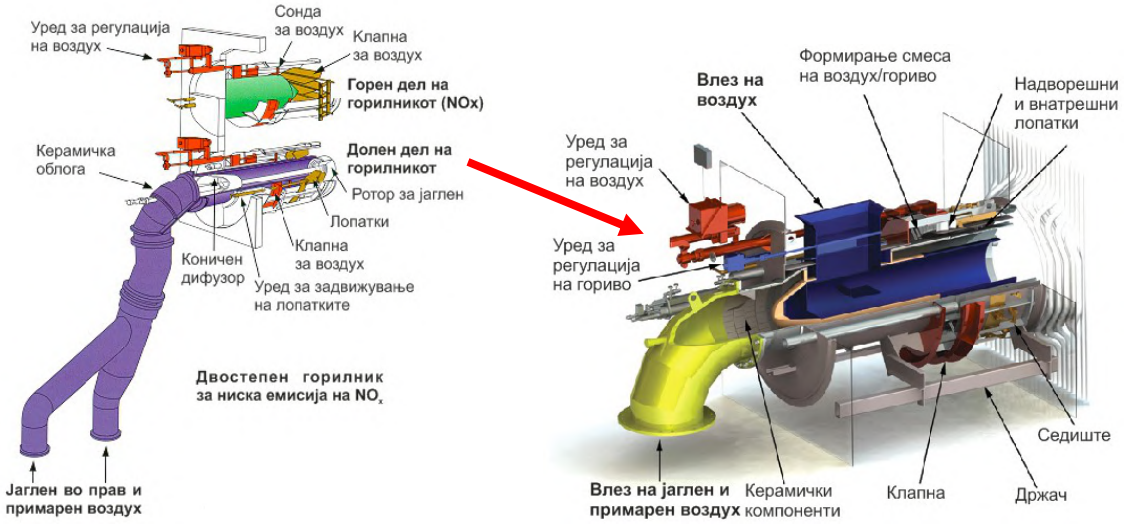
Сл. 9.34. Различни конструкции на пламеници за ниска емисија на NO_x

Првата конструкција претставува едностепен пламеник со специфично доведување на воздух. Примарниот воздух во горилникот се доведува заедно со горивото. Аеросмесата се формира во просторот за формирање аеросмеса. Секундарниот воздух преку уредите за регулација се доведува од надворешната страна на горилникот. Струјата на секундарен воздух, со помош на лопатките и клапната за воздух, се дели на внатрешен и надворешен секундарен воздух. Внатрешниот секундарен воздух се додава во високотемпературната деволатилизациона зона на пламенот. Надворешниот секундарен воздух се додава во зоните на редукција, декомпозиција и оксидација.

Кај втората конструкција воздухот аксијално се доведува во горилникот. Со помош на уредите за регулација на протокот на воздух, струјата на воздух се дели на два дела. Првиот дел од воздухот (примарен воздух) поминува низ внатрешната зона и служи за формирање на смесата гориво/воздух. Вториод дел од воздухот (секундарен воздух) поминува низ надворешната зона и се додава во зоната на пламенот. Шема на струен и вртложен горилник за степенесто согорување на јаглен, на фирмата Babcock & Wilcox од САД, е дадена на сл. 9.35.



Двомлазничен (двостепен) горилник за ниска емисија на NO_x



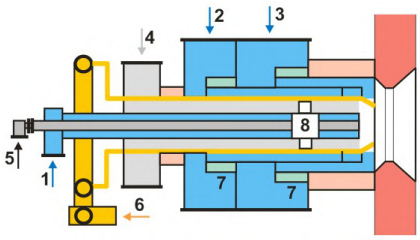
Сл. 9.35. Струен и вртложен двостепен горилник за согорување јаглен во прав

Кај струјниот двостепен горилник смесата гориво+примарен воздух се доведува во соодветни делови (количински однос) за секој степен на согорување. Исто така, секундарниот воздух, преку уредите за регулација, се доведува во соодветни регулирани количества до секој степен на согорување. Секундарниот воздух се доведува од надворешната страна на двете млазници за јаглен и влијае врз формирањето на пламенот на секоја млазница, односно секој степен од горилникот.

Кај вртложниот двостепен горилник во првиот (долен) степен се доведува смеса на гориво+примарен воздух, која се формира со поврзување на независните влезови на јаглен и примарен воздух пред горилникот. Оваа смеса се движи централно низ горилникот и со помош на ротациониот дел на излезот од горилникот (ротор) се постигнува нејзино вртложење во просторот на согорување (огништето). Секундарниот воздух, преку уредите за регулација на протокот на воздух, се доведува од надворешната страна на пламенот во зона на пламенот. Во вториот (горен) степен се доведува само терцијален воздух. Протокот на воздух се регулира со посебна автоматика само за тој степен, но која функционира во содејство со автоматиката за регулација на протокот на воздух за првиот степен. Терцијалниот воздух директно влегува во огнишниот простор и се користи за потпомогнување на процесот на согорување.

Овие пламеници честопати се поставуваат во групи од двете страни на огнишниот простор и најчесто во два реда. На тој начин се постигнува соодветно согорување по целата површина, односно целиот волумен на огнишниот простор. Овие пламеници лесно се изведуваат и како тристепени. Во долните два степени се доведува соодветно количество на гориво и примарен воздух, како и секундарен воздух, а во горниот трет степен само терцијарен воздух.

На сл. 9.36 е даден горилник за согорување на природен гас и мазут, чија контрукција овозможува значително намалување на емисијата на азотни оксиди. Горилникот е конструиран за примена кај енергетски парни котли. Воздухот потребен за согорување на горивата на овој горилник се дели на три дела: примарен, секундарен и терцијарен, кои се спроведуваат низ внатрешноста на горилникот по одвоени канали. Рециркулираните гасови се водат низ прстенест канал помеѓу каналите за примарен и секундарен воздух, а природниот гас се доведува низ систем на цевки сместени во прстенестиот канал за рециркулирани гасови.



1,2 и 3. Довод на примарен, секундарен и терцијарен воздух;
4. Довод на рециркулирани гасови;
5. Довод на мазут;
6. Довод на природен гас;
7. Тангенцијални лопатични вртложници;
8. Аксијален вртложник.

Сл. 9.36. Горилник за гас и мазут

Снижувањето на емисијата на NO_x кај овие пламеници е резултат на двостепеното согорување на горивото и на организираното мешање на природниот гас и рециркулираните гасови.

Со инсталирањето на овие пламеници кај котлите на гасно гориво со капацитет од 88,9 kg/s, е постигнато снижување на емисијата на NO_x од 335 на 120 mg/m^3 при работа на природен гас и од 510 на 250 mg/m^3 при работа на мазут, со степен на рециркулација на гасовите од 8 %.

9.5.4.2. Секундарни методи

За разлика од примарните со секундарните методи се врши врзување или редукција на азотните оксиди содржани во излезните гасови во посебни постројки, надвор од котелот. Со оглед на малата концентрација на NOx во гасовите (не повеќе од 2000 mg/m^3, сведено на NO_2) и постоењето на други примеси: цврсти честички летечка пепел (при согорување на цврсти горива), сулфурни оксиди, CO_2 и O_2 во нив, издвојувањето на азотни оксиди од излезните гасови претставува сложена технологија која бара инсталирање на посебна постројка и опрема надвор од котларница. [169-187]

Секундарните методи, во суштина, може да се сместат во две групи:

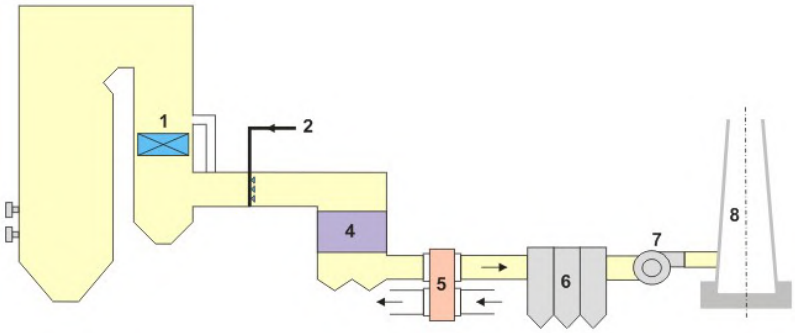
- методи за пречистување на излезните гасови од NOx
- методи кои овозможуваат истовремено намалување на концентрациите на NO_x и SO_x во излезните гасови.

Во сегашно време во индустриски развиените земји за индустриска примена се разработени следните три методи:

- селективна каталитичка редукција на NOx (SCR) со користење на амонијак, при температури на гасовите од (300÷400) °C;
- селективна некаталитичка редукција на NOx (SNCR), при температури на гасовите од (900÷1200) °C (вискотемпературен метод);
- истовремена редукција на NOx и SO_2, самостојно или во комбинација со примарните методи.

Селективно-каталитички метод за редукција на NOx (SCR):

Шема на систем за врзување на азотните оксиди со примена на селективна каталитичка радукција е дадена на сл. 9.37. Технологијата на редукција на NOx во гасовите, по овој метод се спроведува со вбризгување на амонијак во излезните гасови во гасниот канал зад загревачот на вода и со спроведување на гасовите низ решетката на катализаторот (реактор за селективно-каталитичка редукција). Во катализаторот со трансферзална дифузија на NOx и NH_3 кон површината на решетката се развива каталитички ефект и како резултат на реакциите на азотните оксиди и амонијакот се формираат молекуларен азот и водна пара. Пречистените гасови од катализаторот се одведуваат во загревач на воздух, па во електростатски филтер и со помош на вентилаторот за гасови низ оџак се одведуваат во околната атмосфера.



1. Загревач на вода; 2. Довод на амонијак; 3. Млазници за вбризгување на амонијак; 4. Катализатор (реактор за селективна каталитичка редукција); 5. Загревач на воздух; 6. Електростатски филтер; 7. Вентилатор за гасови; 8. Оџак.

Сл. 9.37. Технолошка шема на селективно каталитички метод за редукција на NOx во излезните гасови [48]

Предностите на опишаниот метод редукција на NOx во излезните гасови е во неговата мала зависност од температурата во интервалот од (300÷400) °C и неговата висока ефикасност. Со правилна организација на процесот, концентрацијата на азотните оксиди во излезните гасови може да се намали за 90 %.

Негативните страни на овој метод произлегуваат од високите инвестициони вложувања, главно, поради високата цена на катализаторот предизвикана поради труење на катализаторот, кое се појавува поради дејството на сулфурниот триоксид. Неговиот работен век е релативно кус поради затнување на загревачот на воздух и решетката на катализаторот со амонијак кој останува во гасовите и се одведува со нив.

Проблемот со труењето на катализаторот со SO_3 може да се намали со правилен избор на конструкцијата на решетката, која треба да обезбеди слободно струење на гасовите со мал пад на притисокот и минимално таложење на пепелта. Најчесто се користат решетки со полнеж, кои овозможуваат вградување на голема површина во единица волумен во катализаторот.

Во овој процес степенот на редукција на NOx во гасовите и концентразијата на амонијак во гасовите по катализатор зависат од моларниот однос на амонијакот и азотните оксиди (NH_3/NOx) и од просторната брзина w_p m^3/m^3s која е дефинирана како однос меѓу протокот на гасовите V_g m^3/s и волуменот на катализаторот V m^3. При поголеми вредности на моларниот однос (NH_3/NOx) и при помали просторни брзини се постигнува поголем степен на пречистување на гасовите од NOx и пониска концентрација на амонијак во гасовите.

Методот на селективна каталитичка редукција на NOx во гасовите при согорување на јаглен, за првпат бил применет од фирмата Mitsubishi Heavy Industri во 1980 година. Денес, овој метод, има широка примена како кај котли во кои согорува јаглен, така и кај котлите на мазут и природен гас во Јапонија, САД, Франција и други земји.

Селективно-некаталитички метод за редукција на NOx (SNCR):

Процесот на селективна некаталитичка редукција на NOx (SNCR) во гасовите може да се одвива само при висока температура (900÷1150) °C. При овие температури не е потребен катализатор. Во овој процес за редукција на NO, како и кај селективно каталитичката редукција, се користи амонијак кој дејствува селективно. Редукцијата на азотниот моноксид, во температурниот интервал од (900÷1000)°C се одвива по хемиската реакција:

$$4NH_3 + 4NO + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O$$

со што концентрацијата на NO во гасовите се намалува од (30÷50) %.

Основен услов за успешна примена на некаталитичка редукција е да се обезбеди константна температура на гасовите во местото на вбризгување амонијак, при промена на оптоварувањето на котелот. Тоа е потребно затоа што при температури повисоки од наведените се зголемува улогата на реакцијата:

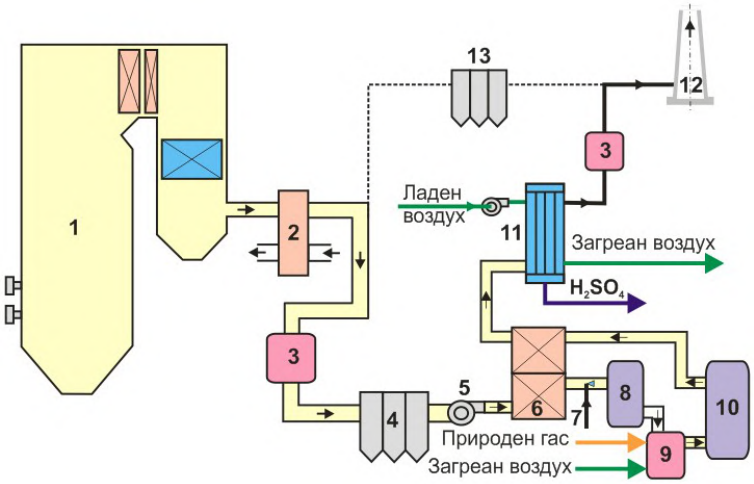
$$4NH_3 + 5O_2 \rightarrow 4NO + 6H_2O$$

па резултатот од вбрзигувањето амонијак би бил зголемена концентрацијата на NO, а при значително пониски температури од 900 °C брзината на редукционата реакција се намалува и амонијакот се одведува со гасовите во останатите канали од гасниот тракт. Во таков случај, при ладењето на гасовите, еден дел од амонијакот реагира со SO_2 и H_2O од гасовите и формира амониумов бисулфат (NH_4HSO_4), а останатиот дел останува во составот на излезните гасови. Амониумовиот бисулфат при ниски температури се таложи на грејната површина на загревачот на воздух, со што се намалува ефикасноста на неговата работа. Останатиот дел од амонијакот во гасовите, или се издвојува заедно со SO_2 во влажен систем за десулфуризација, ако таков систем е применет, или се одведува со гасовите низ оџакот во околната атмосфера, предизвикувајќи загадување на околниот воздух.

И покрај споменатите недостатоци, се верува дека селективниот некаталитички метод на редукција на NOx има добра перспектива за комерцијална примена, во основа, поради релативно малите потребни инвестициони средства за изградба на системот.

Метод на истовремена редукција на NOx и SOx:

На сл. 9.38 е дадена шема на систем за истовремено пречистување на излезните гасови од парен котел од SO_2 и NOx.



1. Парен котел; 2. Загревач на воздух; 3. Помошен горилник; 4. Врекест филтер; 5. Вентилатор за гасови; 6. Топлински изменувач; 7. Довод на амонијак; 8. Катализатор; 9. Помошно огниште; 10. Реактор за каталитичка оксидација на SO_2; 11. Кондензатор; 12. Оџак; 13. Електростатски филтер.

Сл. 9.38. Шема на систем за редукција на SO_2 и NOx во излезните гасови од котел на цврсто гориво

Системот е инсталиран во ТЕП со моќ од 35 MWe во Охајо (Ohio), САД, на 180 MWt парен котел на цврсто гориво со содржина на сулфур од 3,4 %. Системот се наоѓа во редовна експлоатација од декември 1994 година. Применетата технологија овозможува отстранување на 95 % SO_2 и 94 % NOx во излезните гасови и производство на концентрирана сулфурна киселина како спореден продукт, без користење на апсорбенти и без отпадни споредни продукти. Излезните гасови од загревачот на воздух (2) се доведуваат во високо ефективен вреќест филтер (4). Пречистените гасови од филтерот се загреваат во топлинскиот изменувач (6) и се одведуваат во катализатор (8), во кој со мало количество амонијак азотните оксиди се редуцираат до молекуларен азот и водна пара. Понатаму гасовите се загреваат во помошното огниште (9), со користење на природен гас и загреан воздух и се спроведуваат во реакторот (10), во кој SO_2 оксидира во SO_3. По реакторот гасовите се ладат во топлинскиот изменувач (6) и поминуваат низ кондензаторот (11) во кој SO_3 хидролизира во концентрирана сулфурна киселина. По кондензаторот пречистените гасови на температура од околу 100 °C низ оџакот (12) се одведуваат во околната атмосфера. При правилно одвивање на процесите, во овој систем се генерира топлина на неколку начини, која повторно се искористува. Така, сите реакции при отстранувањето на SO_2 и NOx се егзотермни, па со ослободената топлина при нивно одвивање се покачува температурата на гасовите. Оваа топлина како и топлината која се предава на гасовите во понатамошното огниште се рекуперира во кондензаторот со загревање на воздухот кој се користи за согорување на природниот гас во помошното огниште.

Технологијата за истовремена редукција на SO_2 и NOx во излезните гасови може да се примени како кај енергетски така и кај индустриски котли во кои согоруваат цврсти и течни горива, како и природен гас. Освен кај споменатите, овој систем е инсталиран и кај други постројки така, на пример, применет е во две ТЕП со моќност 305 MWe и 30 MWe, инсталирани во Данска, односно во Сицилија. Во првата согорува јаглен од различни земји во светот, со содржина на сулфур од (0,5÷3) %. Таа се наоѓа во експлоатација од август 1991 година. Втората е во работа од март 1991 година, а како гориво користи нафтен кокс.

9.5.5. Методи за супституција на процесите

Прикажаните методи за намалување на емисијата на штетни материи честопати не се доволни за ефикасно намалување на вкупните емисии во загрозените региони. За таа цел се применуваат методите за супституција на процесите:

- супституција на постоечки инсталации;
- супституција на постоечки елементи;
- останати методи за супституција.

Супституцијата на горивото во постоечките инсталации е едноставна постапка за која се потребни мали инвестиции, при што не се потребни никакви дополнителни инвестиции кај потрошувачите. Тоа зависи од расположливоста на алтернативните горива и горивата со мала содржина на сулфур и пепел. Супституцијата може да се врши и со друг вид на гориво кој е еколошки поповолен (замена на цврсто со гасно гориво).

Дијапазонот на можните методи за супституција на енергетските системи е многу широк, но од еколошки аспект од посебна важност се:

- методи за супституција на индивидуалните огништа со други системи на греење, готвење, подготовка на санитарна топла вода,
- супституција на традиционалните погонски системи кај возилата со нови погонски системи.

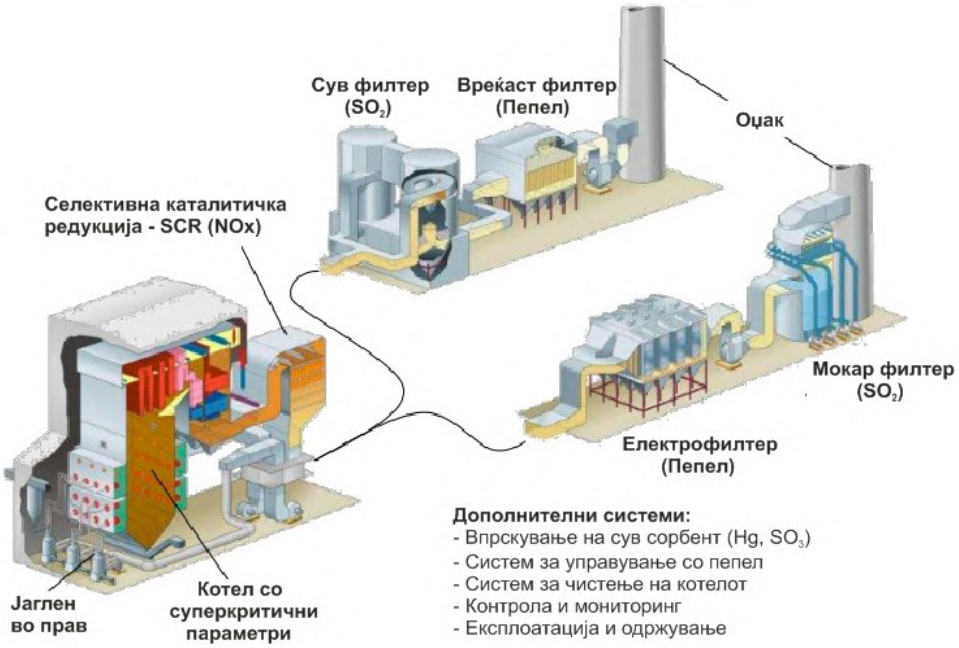
Други методи на суспституција се: супституција на сообраќајните и произволните системи, потрошувачката на одредени производи, финални производи и енергија со капитал. [169-187]

9.6. ПРИМЕНА НА НАЧИНИТЕ ЗА НАМАЛУВАЊЕ НА ЕМИСИИТЕ КАЈ ТЕП

Сите прикажани начини и методи за намалување на емисијата на штетни материи во воздухот, во претходниот текст, наоѓаат примена кај термоенергетските постројки (ТЕП). Нивната примена зависи од видот на ТЕП, видот на користеното гориво, количината и составот на излезните гасови, социо-економските показатели, правилниците за МДК во државата и многу други релевантни показатели и параметри.

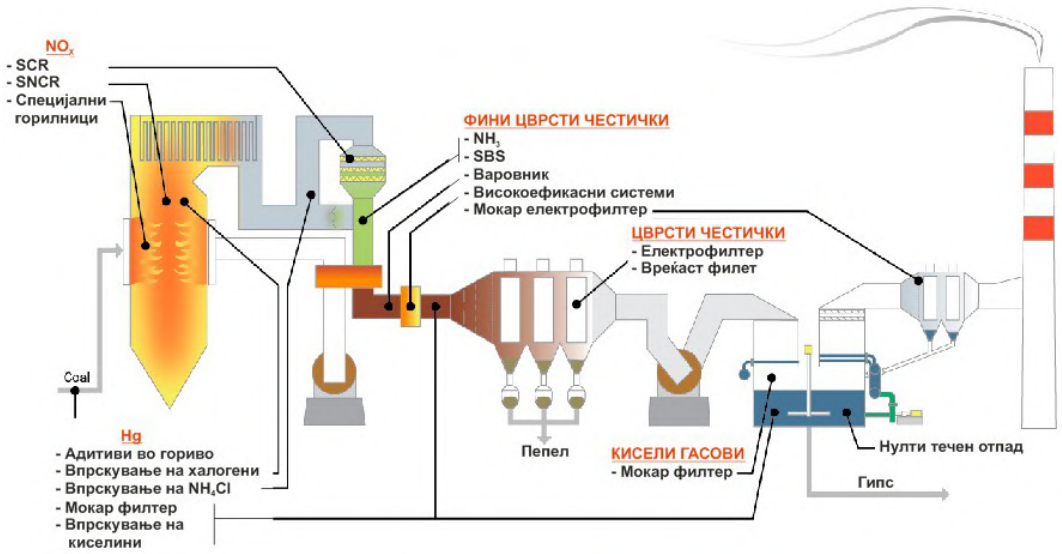
На сл. 9.39 се прикажани два начина (комбинации на методи), кои се применуваат за намалување на емисијата од ТЕП кои како гориво користат јаглен. [169-187]

За подобрување на процесот на согорување и намалување на емисијата се користат модерни енергетски котли кои согоруваат јаглен во прав. За редукција на азотните оксиди најчесто се користи селективна каталитичка редукција.



Сл. 9.39. Примена на методите за намалување на загадувањето од ТЕП

На сл. 9.40 се прикажани сите методи за намалување на емисијата од ТЕП на јаглен и дадени се и можните применливи комбинации на уреди и постројки во зависност од видот на штетната материја.



Сл. 9.40. Методи за намалување на загадувањето од ТЕП на јаглен

Разликата во двете прикажани комбинации е во понатамошниот третман на излезните гасови. Во првата комбинација се применува сув пречистувач за намалување на емисијата на сулфурни оксиди и вреќест филтер за намалување на емисијата на цврсти честички (пепел). Во втората комбинација се применува мокар пречистувач за намалување на сулфурните оксиди и електрофилтер за намалување на цврстите честички. Изборот на комбинацијата зависи од претходно споменатите фактори.

9.7. ТЕРМИЧКО ЗАГАДУВАЊЕ НА ОКОЛИНАТА

9.7.1. Термичкото оптоварување како последица на трансформација на енергијата

Топлината која се пренесува на околината, што резултира со зголемување на нејзината внатрешна енергија, е последица на секоја трансформација на енергија. Тој пораст на внатрешната енергија се нарекува термичко оптоварување на околината. Термичкото оптоварување влијае на покачувањето на температурата на целата околина. [169-187]

Термичкото оптоварување во зависност од влијанието и видот на трансформација на енергијата, може да се подели на глобално и локално термичко оптоварување. Во трансформации на енергијата, кои го зголемуваат глобалното термичко оптоварување се вбројуваат искористената хемиска и нуклеарна енергија. Тие енергии постојат во природата и може да се трансформираат во внатрешна топлинска енергија на околината.

Од друга страна, примарните извори на енергија (сите видови горива) постојано се трансформираат во внатрешна топлинска енергија на околината, но нивното искористување се сведува само на местото каде што се извршува трансформацијата, која влијае само на локалното термичко оптоварување.

Потенцијалната енергија на водата се трансформира во кинетичка енергија, а поради појавата на триење во топлина и крајно се трансформира во внатрешна топлинска енергија на водотеците. Ако на водотеците се изградени хидроцентрали, еден дел од нивната енергија од околу 20 % се претвора во внатрешна топлинска енергија на околината во самата централа, 10 % во преносните и дистрибутивните водови, а најголем дел од 70 % се трансформира на местото на користење во електрична енергија произведена во хидроцентралата.

Според тоа, согорувањето на фосилните и нуклеарните горива влијае на глобалниот пораст на внатрешната топлинска енергија на околината, што резултира со појава на климатски промени на Земјата.

9.7.2. Отпадна топлина од ТЕП

При трансформација на внатрешната топлинска енергија на топлоносителот (гас, вода, водна пара и др.) во механичка енергија, што е меѓутрансформација за претворба во електрична енергија, во согласност со вториот закон на термодинамика се ослободува значителна количина на топлина во околината. Билансот на моќност на една ТЕП може да се прикаже со релацијата:

$$P_{TEC} = P_E + P_{OK} + P_g$$

P_g W = моќност добиена од горивото
P_E W = електрична моќност произведена во ТЕП
P_{OK} W = моќност предадена на околината преку системите за ладење

Ако равенката се подели со P_{TEC}, за претходната равенка ќе се добие следниот израз:

$$1 = \eta + \varphi + y$$

η - термодинамички степен на полезно дејство
φ - коефициент на загуби на моќност при ладење
y - коефициент на загуби во процесот на согорување

9.7.3. Влијание на загревањето врз карактеристиките на водата

9.7.3.1. Влијание врз физичко-хемиските својства на водата

Детално проучување на влијанието врз физичко-хемиските својства на водата при нејзино загревање датира од пред неколку десетици години. Мора да се напомене дека од тој период температурата на атмосферата е покачена за неколку степени Целзиусови. Тој пораст на температурата на околината битно влијаеше на начинот на градба на големите по моќ ТЕП. Од тој период, па сè до денес се посветува поголемо внимание на морфолошките, хидролошките и биолошките карактеристики на водотекот и неговото загадување предизвикано од различни активности на човекот. Долгорочното определување на влијанијата на загревањето на водата е доста тешка задача и тешко се определуваат сите промени предизвикани поради покачување на температурата на водата во водотекот, но познати се позитивните и негативните ефекти предизвикани од загревање на водотеците.

Некои од негативните последици се:

- недостаток на кислород во загреана вода, се појавува поради намалување на неговата растворливост при пораст на температурата, забрзување на процесот на минерализација и процесите во кои се троши кислородот,
- пораст на корозивната моќ на водата заради зголемено формирање CO_2 и SO,
- влошување на квалитетот на водата и влошена нејзина примена за јавна и индустриска употреба.

Позитивни последици се:

- краткотрајно или целосно спречување од замрзнување на водотекот, што позитивно влијае на вегетацијата,
- употреба на водотекот за рекреација.

9.7.3.2. Влијание на микрофлората при загревање на водата

Водните микроорганизми имаат силно влијание врз основните биолошки процеси од кои зависи животот на флората и фауната во водата. Тие активно учествуваат во разложувањето и минерализацијата на органските материи, при асимилацијата со азот, во фотосинтезата и др., што придонесува за обогатување на водата со хранливи материи. Со помош на сопствениот метаболизам произведуваат витамини и аминокиселини потребни за раст и развој на флората и фауната. Исто така, е познато и влијанието на микрофлората при фазата на пречистување на вода. Од таа причина, при разгледување на влијанието на покачувањето на температурата на водата треба да се посвети внимание на микробиолошкиот фактор.

Врз основа на досегашните истражувања за влијание-то на топлата вода од системите за ладење на ТЕП врз микрофлората, можат да извлечат неколку заклучоци и препораки:

- Испуштањето на вода во водотекот, употребена за ладење на кондензаторот во ТЕП и нејзино загревање за повеќе од 7 ^oC (понекогаш повеќе за 8÷15 ^oC) ги уништува биохемиските активности на локалната психрофилна микрофлора;

- Вака загреаната вода предизвикува и промена на балансот на кислород и на физичко-хемиските својства на водата во водотекот, што неповолно влијае на биоценозната рамнотежа;
- Влијанието на загреаната вода врз хидромикробиолошките и хидробиолошките промени, кои најчесто се појавуваат поради несоодветниот хемиски состав на загадената вода од урбаните средини и индустриските постројки, сепак сè уште не е доволно истражено и до крај не е доволно позната корелацијата меѓу температурата на водата и различните видови на загадувачи;
- Досегашните резултати покажуваат дека сè уште не е можно да се даде во потполност оценка на влијанието на испуштањето на загреаната вода од ТЕП врз микробиолошкиот ефект.

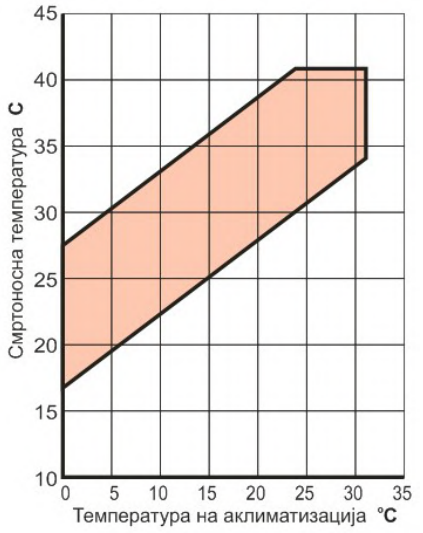
9.7.3.3. Влијание на загревањето на површинските води врз флората и фауната

Поради големиот број познати податоци за езерата, реалното прикажување на влијанието на загревањето на површинските води ќе биде ограничено за езерата. Покачувањето на температурата на водата во реките, како последица од испуштање вода од системот за ладење на ТЕП, е ограничено на кус дел од водотекот. Притоа, значително е отежнато спроведувањето на истражувањата за влијанието при пораст на температурата на водата.

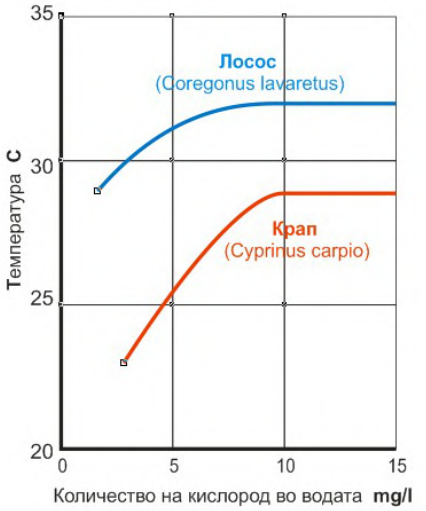
Различни видови риби, различно реагираат на покачена температура, а нивната реакција зависи од височината на температурата, стадиумот на развој, температурата на адаптација и годишното време.

Особено карактеристична е т.н. смртоносна температура, која се дефинира како температура при која умираат 50 % од одреден вид риба. Но оваа температура не е еднозначно определена, затоа што зависи од времетраењето и брзината на пораст на температурата. Височината на смртоносната температура зависи од температурата на прилагодување за повеќе видови риби (сл. 9.41).

При помала содржина на кислород во водата се снижува и смртоносната температура (сл. 9.42).



Сл. 9.41. Подрачје на смртоносна температура во зависност од температурата на прилагодување за повеќе видови риби



Сл. 9.42. Зависност на смртоносната температура за лосос и крап во зависност од количината на кислород во водата

Фауната која се развива на дното на езерата е основна храна за рибите. Забележано е дека многу видови на ларви можат да поднесат повисоки температурни осцилации, отколку рибите, што значи дека за нив смртоносната температура е повисока. Од ова се заклучува дека нема опасност од изумирање на храната во температурни граници подносливи за рибите.

Билките кои растат на површината на водата, исто така побрзо се развиваат во топли води. Забележано е продолжување на вегетацискиот период, а особено забрзување на развојот на вегетацијата на почеток на летото, што поволно влијае на развојот и исхраната на рибите. Од друга страна, масовен развој на планктонските алги ја намалува прозирноста на водата, што може да пречи на развојот на вегетацијата на дното и на загревање на водите.

Се смета дека за сите видови пастрмка која живее во води со летни температури до 20 °C, секој пораст на температурата може да биде опасен и да предизвика нивно уништување. Лососите поднесуваат загревање на водата за (5÷6) °C, освен за време на ембрионалниот развој. Највисоката летна температура не смее да ја надмине границата од (22÷23) °C. За крапот се дозволува до 8 °C покачување од природната температура, но не смее да ја надмине граничната температура од 28,5 °C. Споменатите температури важат за региони во умереният климатски појас и се разликуваат од оние во јужните и северните подрачја.

9.7.4. Ладење на загреаната вода доведена во водотекот

При проточно ладење на кондензаторот во ТЕП цела вода се враќа во водотекот со температури повисоки за неколку степени Целзиусови. Порастот на температурата зависи од конструкцијата на кондензаторот и од дозволеното загревање на водата, односно дозволената највисоката температура на водата. По враќање на водата во водотекот таа се меша со ладната вода и ја предава топлината во околината. Иако, процесите на мешање и оддавање на топлината се одвиваат истовремено, ладењето на речниот тек во насока на струењето може да се подели во две фази.

Во првата фаза, по должина на водотекот од неколку стотина метри до неколку километри, се изведува процесот на мешање, а се занемарува влијанието на преминот на топлина кон околината. Намалувањето на температурата на водата, односно падот на највисоката температура во водотекот е

последица на процесот на дифузија. Може да се смета дека процесот на дифузија е завршен кога ќе се изедначи температурата во целиот водотек. Во втората фаза, низводно по должина на водотекот, поради изедначување на температурата по широчина на реката, процесот на мешање брзо ослабува и настапува процесот на оддавање на топлината кон околината (природно ладење на водата).

Растојанието помеѓу местото на испуштање на загреаната вода од системот за ладење на ТЕП и местото на кое може да се смета дека процесот на дифузија (ладење) е завршен, по должина на водотекот се определува со изразот:

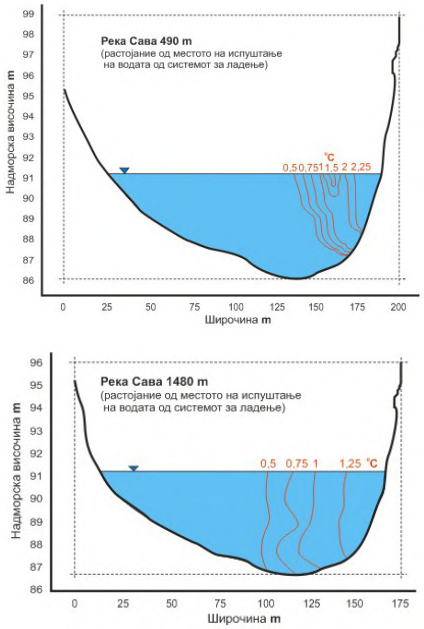
$$L_m = \frac{Q - Q_r}{\pi\sqrt{E_y \cdot E_z}}$$

Q m^3/s - природен проток на вода во водотекот
Q_r m^3/s - проток на вода за ладење од ТЕП
E_y m^2/s - коефициент на дифузија во насоката на струење на водата
E_z m^2/s - вертикален коефициент на дифузија (нормален на нивото на водотекот)

Затоа што, вредноста на коефициентот на дифузија изнесува околу E_y = 4,8 m^2/s и е значително повисока од вредноста на вертикалниот коефициент на дифузија E_z = 4,8·10^{-4} m^2/s, може да се усвои дека процесот на дифузија завршува при изедначување на температурата на водната површина, односно при постигнување на температурна рамнотежа на водотекот.

Влијанието на разликата помеѓу природниот проток на водотекот Q и протокот на водата од системот за ладење на ТЕП Q_r на процесот на дифузија, е истражено со практични мерења на реките до постојните ТЕП и примена на модели за пресметка направени врз основа на тие мерења.

Врз основа на извршените мерења е констатирано дека температурата на водата во водотекот во кој е испуштена вода од системот за ладење на ТЕП се изедначува по целата широчина на реката дури по 1080 m од местото на испуштање на водата за ладење, при природен проток на водотекот од 40 m^3/s. Исто така, е забележано дека распоредот на температурите по длабочината на водотекот, покажува дека дифузионите процеси на поголема длабочина се побавни во однос на тие на површината (сл. 9.43), особено кај температурните профили во близина на местата на испуштање на водата од системот за ладење на ТЕП. На поголемо растојание во насока на речниот тек, мешањето станува



Сл. 9.43. Покачување на температурата во реката Сава на растојание од 490 и 1480 m од местото на испуштање на водата од системот за ладење во ТЕП

поинтензивно, а со тоа се интензивира и процесот на ладење на водотекот и изотермите на профилот постепено се поместу-ваат кон средината на водотекот. Големо влијание на дифу-зиониот процес има односот помеѓу протокот на водата од системот за ладење Q_r и вкупниот проток на реката Q. При повисоки вредности на тој однос, изотермите се приближу-ваат до брегот на кој се наоѓа излезниот уред за испуштање на водата за ладење на термоцентралата. При поголем однос Q_r/Q, мешањето на загреаната и ладната вода е се поинтен-зивно.

По зоната на мешање, водата во водотекот се лади по природен пат со помош на околниот воздух со испарување, конвекција и зрачење. Преминот на топлината од водотекот на околниот воздух се изведува под заемно и истовремено дејство на сите три начини за премин на топлината. За приближно определување на преминот на топлина од водата во водотекот кон околниот воздух, односно определување на температурата на водениот тек на кое било растојание од местото на испуштање на водата од системот за ладење на ТЕП, се користи следниот израз:

$$t_x - t_c = (t_o - t_e)^{-\frac{k \cdot A}{\rho \cdot c_v \cdot Q}}$$

t_o °C - температура на водата на местото на испуштање на водата за ладење во речното корито
t_x °C - температура на водата на растојание x од местото на испуштање на водата за ладење
t_e °C - температура при која нема премин на топлина помеѓу воздухот и водата при одредени метеоролошки услови
t_c °C - температура на околниот воздух
k MJ/m^{2}den - вкупен коефициент на премин на топлина
A m^2 - површина на водотекот од местото на испуштање на водата за ладење до местото на разгледување
ρ kg/m^3 - густина на водата
c_v MJ/kg°C = специфичен топлински капацитет на водата
Q m^3/s - речен проток

Прирастот на температурата на водата при целосно мешање на загреаната вода и таа во коритото на водотекот е:

$$\Delta t_m = \frac{Q_r}{Q} \Delta t_r$$

Δt_m °C - прираст на температурата на водата по мешањето
Δt_r °C - прираст на температурата на водата од системот за ладење на ТЕП
Q_r m^3/s - проток на водата од системот за ладење на ТЕП
Q m^3/s - вкупен проток на вода во речното корито

Разликата на температурите на водата пред и по завршување на процесот на дифузија на растојание L_m ќе се разликува со порастот на температурата Δt_m, затоа што процесот на дифузија на површината на водотекот ќе биде реализиран многу порано, во однос на тој на дното. Нормалната распределба на температурата по вертикала, односно по длабочина на водотекот z_o до која стигнува топлинскиот бран, може да се определи:

$$z_o = b\sqrt{\frac{E_z}{E_y} + \frac{Q_r}{b \cdot u}}$$

b m - широчина на на речната површина
u m/s - брзина на водата во реката

Просечната длабочина на реката се определува според изразот:

$$d = \frac{Q}{b \cdot u}$$

Потполно мешање се постигнува ако длабочината z_o е еднаква или поголема на двојната просечна длабочина, односно $z_o \geq 2d$. Ако $z_o < d$ се смета дека мешањето е непотполно. Според тоа, топлината се шири во длабочина по законот на нормална распределба, а просечниот пораст на температурата на водата на длабочина z_o, ќе изнесува:

$$\Delta t_m = 0{,}53\Delta t_p$$

Δt_p °C - покачување на температурата на водата на површината на водотекот

Ако протокот на водата во фаза на мешање на кое било растојание се означи со $Q_x = z_o \cdot b \cdot u$, порастот на температурата на водата се определува:

$$\Delta t_m = 1{,}89\frac{Q_r}{z_o \cdot b \cdot u} t_r$$

Кога $Q = z_o \cdot b \cdot u$, за порастот на температурата се добива:

$$\Delta t_{po} = 1{,}89\frac{Q_r}{Q}\Delta t_r$$

Доколку вредноста на длабочината се движи помеѓу d и $2d$, порастот на температурата на водата апроксимативно може да се определи:

$$\Delta t_p = \Delta t_{po} + \left(\frac{z_o \cdot b \cdot u}{Q} - 1\right)\left(\Delta t_{po} - \Delta t_m\right)$$

9.7.5. Ограничување на термичкото оптоварување на водотекот

За ограничување на термичкотото оптоварување постојат соодветни правила и прописи, во кои главно се содржани следните ограничувања:

- порастот на температурата на вода во водотекот по мешањето не смее да биде повисок од дозволените граници,
- температурата на водата по мешањето не смее да го надмине најголемото дозволено оптоварување; температурата на водата се определува како збир на просечната температура на водата пред и по мешањето, а порастот на температурата се определува според изразот:
  $\Delta t_m = Q_r/Q \cdot \Delta t_r$,
- температурата на водата на кое било место не смее да биде повисока од највисоката дозволена температура.

Прописите за ограничување на термичкото оптоварување се различни за различни земји и главно зависат од климатските карактеристики на земјата. Во некои земји највисоката температура се определува по фазата на мешање во зависност од регионот или категоријата на водотекот. Во други земји се пропишани најмалите дозволени количини на кислород во водата и други дополнителни ограничувања.

Главната цел за постоење прописи е спречување на понатамошно влошување на состојбата на водотеците, поради веќе утврдените штетни ефекти на водотеците во смисол на загадување и термичко оптоварување.

9.7.6. Можности за искористување на отпадната топла вода

Од досега кажаното може да се констатира дека отпадната топлина од кондензационите парнотурбински постројки претставува проблем, а нејзиното искористување е ограничено. [169-187]

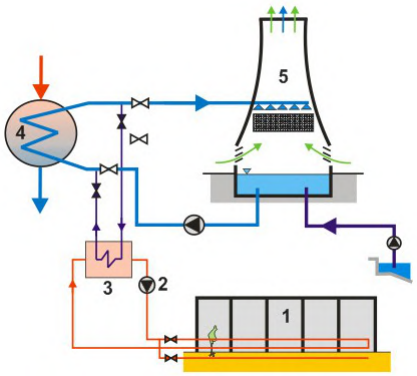
Наједноставно и најефикасно искористување на топлината е со примена на когенеративни ТЕП. Когенеративните ТЕП можат да бидат со противпритисни парни турбини и со кондензациони турбини со регулирано одземање за технолошка пара. Когенеративните ТЕП се постројки за комбинирано производство на електрична и топлинска енергија. Топлинската енергија се искористува за технолошки потреби

или греење на објекти. За оправдана примена на когенертивните ТЕП, потребно е постоење постојан топлински конзум (технолошка пара за индустријата) во текот на целата година. Системите за греење на објекти спаѓаат во групата на непостојани топлински конзуми, затоа што периодот на нивната работа се сведува на неколку месеци во годината. Тоа значи, дека е потребна истовремена побарувачка на електрична енергија, топлина за греење и други технолошки процеси. Тие услови тешко можат да бидат исполнети, поради непостоење синхронизирана побарувачка на топлинска енергија, а и преносот на топлината е ограничен на далечина од десетина километри. За разлика од тоа, електричната енергија е економски оправдано да се пренесува на оддалеченост од повеќе стотина километри. Оваа состојба може да биде елиминирана при евентуална акумулација на топлината. Но, за акумулација на топлината е потребно изнаоѓање на соодветно техничко решение кое би овозможило акумулирање на топлина со голем капацитет при прифатливи економски услови.

Искористувањето на отпадната енергија од кондензационите ТЕП е многу ограничено, бидејќи станува збор за вода која е загреана за десетина степени Целзиусови од воздухот. Водата со толку ниска температура не е соодветна за греење на простории ниту за технолошки процеси.

Отпадните топли води од ТЕП може да бидат ефикасно искористени во земјоделие и во рибници за одгледување риби. Со порастот на температурата на водата во рибниците, се зголемува измената на материи во организмот на некои видови риби, што во комбинација со интензивна исхрана, резултира со забрзан развој на рибите. На пример, за одгледување крап во рибници најповолна е температура на во-дата меѓу (23÷30) ^{o}C, додека при температура од 20 ^{o}C е забележано намалување на брзината на растот на рибите. Во комбинација со соодветна исхрана може да биде постигнат пораст на рибната маса од (44÷90) kg/m^2 на површина на рибникот.

Загреаната вода од системот за ладење на ТЕП, која е со температура од (30÷40) ^{o}C може да се искористи за греење на градинарски култури. Со загревање на почвата и воздухот се забрзува развојот на некои видови растенија, без разлика дали тие се одгледуваат на отворено или во оранжерии (пластеници, стакленици и др.) (сл. 9.44). Во зависност од видот на растенијата и климатските услови, искористувањето на топлата вода може да биде изведено со примена на системи со затворен круг (повратен систем) или со едностав-



1. Оранжерии;
2. Циркулациона пумпа за системот за греење на оранжериите;
3. Топлински изменувач;
4. Кондензатор;
5. Ладилна кула.

Сл. 9.44. Шематски приказ на искористување на топлата вода од системот за ладење за загревање на оранжерии

но разведување по површината (неповратен систем). Со примена на греење на почвата и воздухот, се продолжува периодот на вегетација на раните пролетни и доцните есенски земјоделски култури. Забележан е забрзан развој на растенијата на почетокот на пролетта. Но сепак, најчесто од економски причини, можат да се сретнат мал број на практични примери за искористување на топлината на загреаната вода од системите за ладење на ТЕП.

9.7.7. Влијание на ладилните кули врз околината

Во воздухот кој излегува од врвот на влажните ладилни кули се појавува вода во облик на ситни капки и водна пара. Кај кулите со присилно струење капките се поголеми отколку кај кулите со природно струење. Воздушната струја ги подига капките до некоја висина, каде се спојуваат, се зголемуваат и паѓаат на земјата во близина на кулата во вид на локални врнежи. Ваквите врнежи можат да предизвикаат незгодни ситуации, особено при ниски температури појава на мраз. За да се оневозможи пенетрацијата на капките во атмосферата, во кулите се вградуваат сепаратори во облик на мрежа од тенки метални и полимерни жици, која го спречува продорот на капките. Ефикасноста на сепараторите е до 98 %.

Во кулите со природно струење со сепаратори, се губи вода во вид на капки од околу (0,003÷ 0,13) %. На растојание од (300÷500) m од ладилната кулата има појава на дождови со интензитет од 0,01 mm/h, а на растојание од 2 km се појавуваат капки во многу помал интензитет (0,001 mm/h), кои се занемарливо мали и немаат директно негативно влијание врз околината и жителите кои живеат во нивна близина.

Изгледот и однесувањето на облакот на излезот од ладилната кула е неповолна појава. Теоретски пресметаните резултати обично даваат помала должина на облакот, во однос на оние кои се појавуваат во практиката при работа на ладилната кула. Од истражувањата и пресметките на излезните облаци од ладилните кули кај неколку ТЕП, добиени се следните резултати:

- При релативна влажност на воздухот < 75 %, должината на облакот е пократка од 300 m (краток облак),
- При релативна влажност помеѓу (75÷90) %, во 40 % од случаите се појавуваат кратки облаци, во другите 40 % средни (должини од 300÷900 m), додека во останатите 20 % од случаите облаците се долги, подолги од 900 m.

- При релативна влажност > 90 %, во 20 % од случаите се појавуваат средни облаци, додека во 80 % се појавуваат многу долги облаци.

Облаците од водна пара го спречуваат продорот на сончевите зраци до земјата. Во сончеви денови, сенката од облак со просечна должина од 500 m, трае од (2÷5) минути. Долгите облаци на водна пара се создаваат во зима или во случај кога воздухот е потполно заситен со влага, значи во периоди кога е облачно, па облакот не влијае на засенчување на сончевото зрачење. Освен тоа, високата релативна влажност на воздухот е почеста навечер отколку преку ден.

Досегашните истражувања не покажале дека ладилните кули влијаат на климата во непосредна близина на ТЕП. Но може да се смета дека во климатски предели во подрачја подалеку од морските брегови може да бидат предизвикани значителни промени на климата. Сепак, други истражувања покажуваат дека кулите не влијаат на микроклимата. Конечно, може да се заклучи дека жителите кои живеат во близина на ладилните кули не можат да очекуваат подобрување на климата, но не постои опасност од намалување на нејзиниот квалитет.

10 ЕКСПЛОАТАЦИЈА И ОДРЖУВАЊЕ НА ТЕП

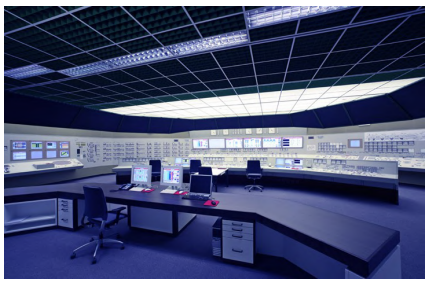


Главната задача на ТЕП во експлоатација е да се обезбеди непрекинато производство на електрична и топлинска енергија во согласност се количините определени во диспечерскиот дијаграм на оптоварување, а при најмали материјални и финансиски трошоци.

За успешно извршување на оваа задача потребно е:

- Одржување во исправна состојба на целата опрема (термотехничка и електротехничка) и сите комуникации (парни, водни, електрични и др.).
- Постигнување на рационални, сигурни и економични режими на оптоварување и искористување на опремата (распределба на оптоварувањето меѓу енергетските блокови, запирање на работата на опремата и др.) и во потполност искористување на автоматските системи за управување и контрола на работата на приоритетната опрема.
- Механизирање на тешките работи и благовремено и економично спроведување на капиталните и тековните ремонти на опремата и објектите.
- Постојано усовршување на експлоатацијата, воведување мерки за штедење на горивото и електричната енергија, обновување и подобрување на опремата и технолошките шеми во согласност со напредокот на науката и техниката.
- Добра организација на експлоатацијата со правилна распределба на обврските на персоналот вработен во ТЕП, систематско подобрување на квалификациите на персоналот и придржување на прописите при техничка експлоатација.
- Обезбедување заштита при работа и сигурност на персоналот, заштита на околината и обезбедување на нормални услови за живеење во населените места во околина на ТЕП.

Во задачите на организациите за електростопанство спаѓа обезбедување на понатамошен развој на енергетските системи во согласност со потребите на електрична и топлинска енергија и воведување и усвојување нови решенија и научна организација на работата. [188]



Диспечерски центар во електростопанство

10.1. ЕКСПЛОАТАЦИЈА И ОДРЖУВАЊЕ НА ПАРНОТУРБИНСКИ ТЕП

Експлоатацијата на ТЕП, во општ случај се состои во: пуштање на постројката во работа, работа на постројката со оптоварување и запирање на постројката. Наједноставна од сите три состојби е работата (експлоатацијата) на ТЕП при постојано оптоварување (номинално или делумно). [188]

10.1.1. Пуштање на котелската постројка во погон

За успешно пуштање на котелот во погон неопходно е потребно да се изврши подготовка на помошните уреди:

- пумпата за напојна вода,
- загревачот на воздух,
- вентилаторот за чадни (излезни) гасови,
- вентилаторот за воздух, и
- мелниците за јаглен.

Пуштањето на котелската постројка во работа претставува нестационарен режим, при кој буквално сите елементи претрпуваат максимални топлински промени. Битна карактеристика при тоа е зависноста на топлинските напрегања од брзината на промената на температурата, т.е. интензитетот на доведување на топлина. Состојбата уште повеќе се усложнува ако се има предвид нееднаквоста на масата и конструкцијата на одделните елементи и различните услови на доведување топлина. Како резултат на тоа можат да се појават локални нееднаквости на температурното поле и локални зголемувања на топлинските напрегања.

Во исто време постои потреба од брзо воведување на помошната опрема во работа и максимално скратување на времето на влегување во погон, што единствено може да се постигне со скратување на времето на загревање на елементите. Освен тоа при секое пуштање во работа се тежи да се смалат до минимум загубите на гориво и кондензат.

Многубројните состојби во кои може да се најде котелската постројка (ТЕП) во однос на пуштањето во погон, обично се делат на две категории и тоа пуштање во погон од ладна и топла состојба,

Ладна состојба се нарекува состојбата на опремата по подолготраен прекин на работата, кога котелот е потполно оладен, а притисокот во него е блиску до атмосферскиот. Оваа состојба се постигнува обично по (3÷5) дена прекин на работа.

Топла состојба се нарекува состојбата на опремата при прекин на работа до 8 часа, кога во котелот сè уште се одржува натпритисок.

10.1.1.1. Пуштање во погон на котли со цилиндар

Процесот на пуштање на котлите со цилиндар се разликува од процесот на пуштање на проточните котли. Процесот на пуштање во работа на котелот се одвива во три фази:

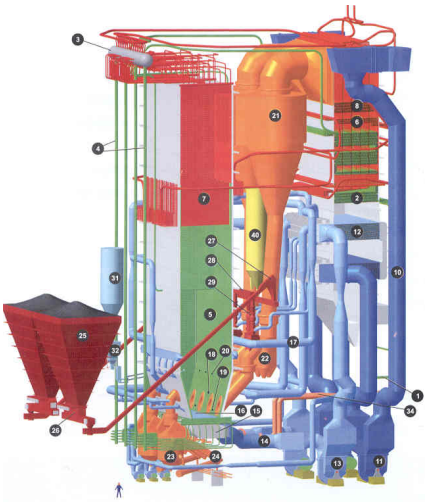
- полнење на котелот со вода,
- потпалување и обезбедување постојан режим на согорување во огништето,
- постепено зголемување на параметрите на парата до големина на номиналните.

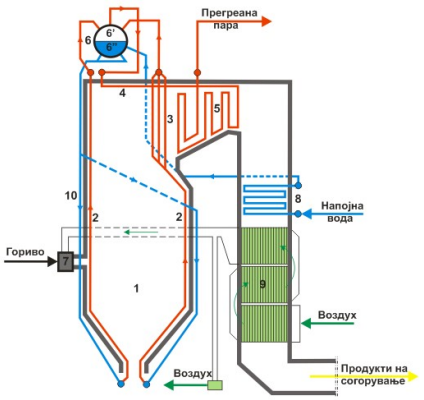
Полнењето на котлите со цилиндар со вода треба да се изврши со заштита на цилиндарот од температурни напрегања. Дополнителни напрегања во цилиндарот на котелот се појавуваат и заради разлика на температурата меѓу врвот и дното на цилиндарот, односно парниот и водниот простор. Тоа доведува до појава на аксијални, радијални и механички напрегања на цилиндарот. Според експерименталните испитувања се покажало дека надежен температурен режим на цилиндарот, при пуштање во работа на котли со цилиндар, се добива при следните услови (сл. 10.1):

- брзина на зголемување на температурата во парниот простор (2÷2,5) °C/min при притисок во цилиндарот < 2 MPa,
- брзина на зголемување на температурата во парниот простор (1,5÷2) °C/min при притисок во цилиндарот > 10 MPa,
- разликата на температурата меѓу врвот и дното на цилиндарот да не биде повисока од (40÷60) °C,
- разликата на температурата на водата и металот во цилиндарот да не биде повисока од 40 °C.

При нарушување на правилното пуштање на котлите со цилиндар, доаѓа до значителни оштетувања на цилиндарот, како што се пукнатини околу отворите на цевките и во приклучоците.

За смалување на температурните нерамномерности во цилиндарот често се применуваат специјални постапки за негово ладење, како што се примена на заситена пара од друг котел, со сопствена пара и др.





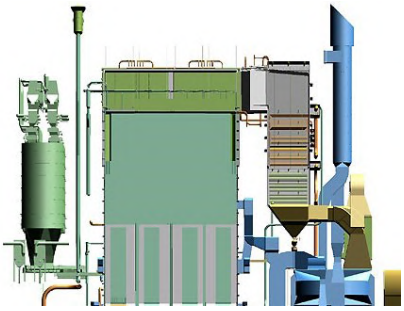
1. Огниште;
2. Екрански цевки;
3. Конвективен сноп на цевки;
4. Озрачен дел на прегревачот на пара;
5. Прегревач на пара;
6. Цилиндар (6'-парен простор; 6''-воден простор);
7. Горилник;
8. Загревач на вода;
9. Загревач на воздух;
10. Цевки за слегување на водата.

Сл. 10.1. Шема на парен котел со природна циркулација со цилиндер

Друг елемент од котелот со цилиндар на кој треба да му се посвети посебно внимание при пуштање на котелот со цилиндар во работа е прегревачот на пара. Заради незначителното количество на пара што поминува низ прегревачот на пара за време на пуштањето, нејзината брзина е намалена, а со тоа и коефициентот на преминување на топлината се намалува за (8÷10) пати во однос на нормалниот. Тоа доведува до брзо зголемување на температурата на ѕидот на цевките и нивно прегревање. За ладење на цевките на прегревачот на пара се врши нивно продувување со пара, чија потрошувачка се движи на ниво од околу 5 %, а во почетокот и 20 %, при притисок во цилиндарот од 8 MPa. Парата за продувување во прегревачот на пара се внесува преку постројката за придушување и ладење.

Процесот на пуштање на котелот завршува со постигнување на номиналните параметри на парата и приклучување на котелскиот агрегат кон магистралниот паровод.

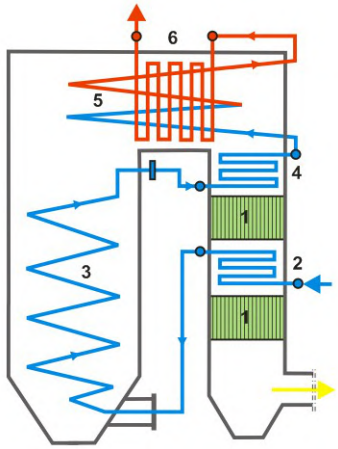
Потпалувањето на котлите што работат на гасно гориво лесно се изведува, како резултат на квалитетот на гасното гориво. Кај котлите што работат на цврсто гориво невозможно е потпалување на горивото, без претходно загревање на огништето. Загревањето на огништето кај овие котли претходно се врши со гориво за потпалување (течно или гасно) и создавање температура во огништето доволно висока за запалување на цврстото гориво. Обично овие котли преминуваат да работат на основното гориво кога ќе се постигне најмалку 30 % од оптоварувањето на котелот.



10.1.1.2. Пуштање во погон на проточни котли

Во овие котли се постигнува еднократна принудна циркулација на работното тело. Поради тоа при пуштање во работа неопходно е потребно да се обезбеди непрекинато принудно движење на работното тело низ загревните површини со истовремено одведување на парата од котелот. Во такви услови режимот на пуштање на котелот во работа во целост се определува во зависност од надежноста на загревните површини, како што се екранските цевки и прегревачите на пара (сл. 10.2).

Експериментите покажале дека загревањето на загревните површини, при пуштање во работа на проточните котли, е сигурно (надежно) ако протокот на вода при пуштање не изнесува помалку од 30 % од номиналниот проток.



Сл. 10.2. Проточен котел тип Рамзин

Минималниот притисок на работното тело во екранските цевки при тоа треба да се одржува близу до номиналниот, односно за котли:

- од 14 MPa, на ниво од (12 ÷13) MPa,
- со наткритичен притисок на ниво од (24÷25) MPa.

Пуштањето во погон на проточните котли може да биде во два режима:

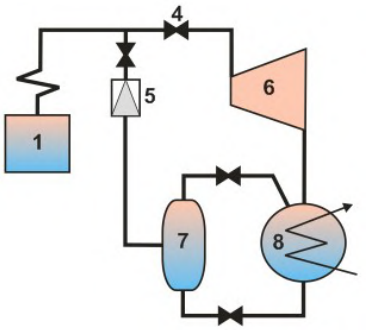
- проточен режим на пуштање во работа,
- сепарационен режим на пуштање во работа.

При проточниот режим на пуштање во работа од ладна состојба, работното тело се движи низ сите загревни површини на котелот, како и при неговата работа под оптоварување. Во почетокот на пуштање во работа, работното тело се изнесува од котелот низ РОП (постројка за придушување и ладење), сл. 10.3, а по создавањето на пара со потребните параметри, се насочува кон магистралниот паровод или кон парната турбина.

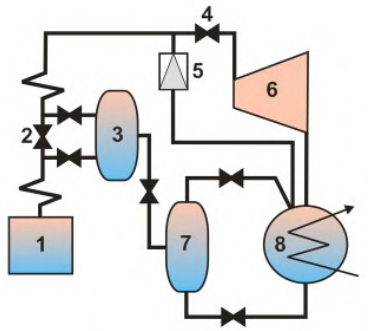
Заради наголемување на параметрите на пара при проточниот режим на пуштање во работа, потребно е работното тело да се загрева низ целиот тракт, што е поврзано со трошење на значително количество на гориво. Исто така заради значителната потрошувачка на вода за смалување на температурата на металот на прегревачите на пара, а со тоа и на гориво, проточниот режим на пуштање во погон на котелот од ладно нема никакви предности во однос на сепарационият и затоа денес тој ретко се применува.

Проточниот режим на пуштање на котелот во работа од топла состјоба создава опасност од нагло ладење на најзагреаните делови на котелот и пароводите и затоа овој режим и од топла состојба се заменува со сепарационият режим. Единствена област на примена на овој режим на пуштање во работа е пуштање од топла состојба по прекин на работа до еден час.

За пуштање на котелот по прекин до еден час, по проточниот режим не се потребни специјални подготовки. Испуштањето на работното тело, во тој случај во зависност од квалитетот, се врши низ РОП кон кондензаторот за резервна вода или БРОП (постројка за брзо придушување и ладење) кон кондензаторот на постројката, преку главниот вентил за пара (4) до таа големина додека температурата на парата надминува 50 °C над температурата на парата на влезот во турбината. Ако за време на стоење на блокот температурата падне под 50 °C, во тој случај парата се пушта кон турбината.



Проточен режим на пуштање

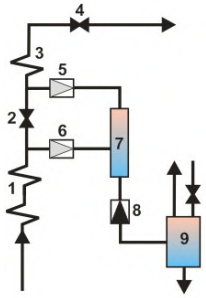


Сепарационен режим на пуштање

1. Котел;
2. Вентил;
3. Сепаратор;
4. Вентил за пара;
5. РОП (постројка за придушување и редукција);
6. Турбина;
7. Помошен експандер;
8. Кондензатор;
9. Прегревач;
10. Напојна пумпа

Сл. 10.3 Принципиелни шеми на пуштање во работа на проточни котли

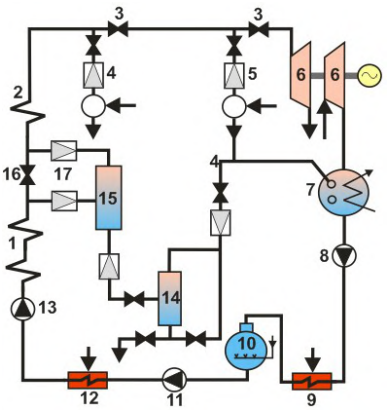
Сепарациониот режим на пуштање на котелот во работа се одликува со висока стабилност, релативно ниски температури на работното тело и металот во целиот тракт на котелот, што овозможува пуштање на турбината во работа со лизгање на притисокот. Сепарациониот режим на пуштање на котелот во работа се постигнува со помош на специјална постројка за пуштање, т.н. чвор за пуштање (сл. 10.4). Сепараторот има за задача да ја издвои влагата од парата. Вентилот (2) го раздвојува конвективниот прегревач на пара од испарувачот. За време на пуштање на котелот во работа, главниот вентил (4) е отворен кај блок постројките, а затворен кај ТЕП со попречни врски. Експандерот (9) е дополнителен уред меѓу сепараторот и постројката за прифаќање на исфрленото работно средство. Притисокот во експандерот се одржува релативно низок (≈2 MPa). Работното тело во него навлегува преку постројката за намалување на притисокот (8), по која делимично испарува. Парата од експандерот (9) се носи во котелот за сопствени потреби, а водата или во резевоарот за резервна вода или во кондензаторот. Идејата за сепарационен режим на пуштање на проточните котли во работа се состои во поделба на процесот на пуштање на три фази.



1. Испарувач,
2. Вентил,
3. Прегревач на пара,
4. Вентил,
5,6,8. Ппостројка за намалување на притисокот,
7. Сепаратор,
9. Експандер.

Сл. 10.4. Чвор за сепарационен режим на пуштање на котелот во работа

Во првата фаза на пуштање се организира принудна циркулација на работното тело по затворена контура: напојна пумпа-котел-чвор за пуштање-приемник на исфрлената вода (најчесто кондензатор)-напојна пумпа. Со тоа се смалува опасноста од хидраулични удари, а загубите на кондензат и топлина се минимални. Во оваа фаза работното тело не излегува кон прегревачите на пара, т.е. тие се одвоени од испарувачите со придушниот вентил (17) кој е затворен. Без разлика што прегревачите на пара, во оваа фаза, не се ладат однатре со пара, температурата на металот останува во дозволените граници (со експерименти е измерена температура од 550 °C), заради малата потрошувачка на гориво која се држи на ниво од околу 20 % од номиналнато (сл. 10.5).



1. Котел;
2. Прегревач на пара;
3,16. Вентил;
4,5,17. Постројка за придушување и ладење;
6. Парна турбина;
7. Кондензатор;
8. Пумпа за кондензат;
9, 12. Загревачи;
11,13. Напојна пумпа;
14. Експандер;
15. Сепаратор.

Сл. 10.5. Принципиелна шема на сепарационен режим за пуштање на котелската постројка во работа

Почетокот на втората фаза на пуштање се зема од моментот кога во сепараторот (15) започнува да се создава пара, која се носи кон прегревачот, со постепено отворање на вентилот за придушување (17). Во оваа фаза котелот работи со два притисоци: со номинален до вентилот (16), кој е затворен и лизгачки зад вентилот (17) во прегревачот на пара.

Во третата фаза на пуштање котелниот агрегат се преминува во проточен режим на работа. Почетокот на оваа фаза започнува кога ќе се достигнат параметри на парата (80÷85) % од номиналните. Со постепено отворање на вентилот (16) параметрите на парата се доведуваат до номиналните, а постепено се затвора чворот за пуштање.

Пред да се пушти во погон котелската постројка, потребно е да се изврши проветрување на огништето и сите канали за чадни (излезни) гасови. Вентилирањето се врши со шмукање на гасовите со вентилаторот за чадни гасови и со вентилаторот за уфрлување на свеж воздух во огништето на котелот. Вентилирањето треба да трае најмалку 10 min при согорување на гас и мазут, а 5 min при согорување на тресет. При согорување на други цврсти горива, вентилирањето се врши само со вентилаторот за чадни гасови, кое треба да трае најмалку 5 min. Вентилирањето на котлите со цилиндар со притисок поголем од 10 MPa не се дозволува да трае повеќе од 15 min. Целта на вентилирањето на огништето и каналите за спроведување на гасовите е да се спречи да дојде до експлозија, заради присуството на експлозивни гасови кои се создаваат од несогореното гориво.

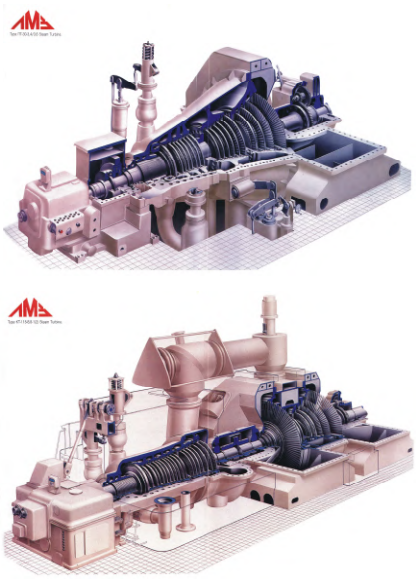
Сите елементи на котелот кои се изложени на топлински дилатации, конструктивно така се изработуваат за да се овозможи нивно непречено ширење. Кај современите котелски постројки, на пример, температурните дилатации на екраните и цилиндарот достигнуваат (50÷100) mm. Екранските цевки кај котлите со природна циркулација на водата, по правило, се издолжуваат надолу и затоа контролата на нивното издолжување се извршува на долните колектори.

10.1.2. Пуштање во работа на парна турбина

10.1.2.1. Подготовка на парнотурбинска постројка за пуштање во погон

Парната турбина е машина составена од низа јазли, детали и помошни инсталации (особено проточниот дел на турбината), кои се одликуваат со голема точност на изработка, монтажа и високи инвестициони вложувања. Голем дел од јазлите на турбината работат при многу тешки услови (високи температури, притисоци и број на вртежи). Работните услови уште повеќе се влошуваат при пуштање на турбината во работа и затоа во тој период потребно е внимателно да се следат сите појави што можат да доведат до тешки несакани последици по турбината. [188]

Пред да се почне со подготовка на турбинската постројка за пуштање во работа, треба да се провери и испроба исправноста на следните системи:



Парнотурбинска постројка

- системот за разладна вода,
- системот за основен кондензат и нископритисна регенерација,
- системот за масло,
- системот за задвижување,
- системот за вакуум,
- системот за регенерација,
- системот за заштита.

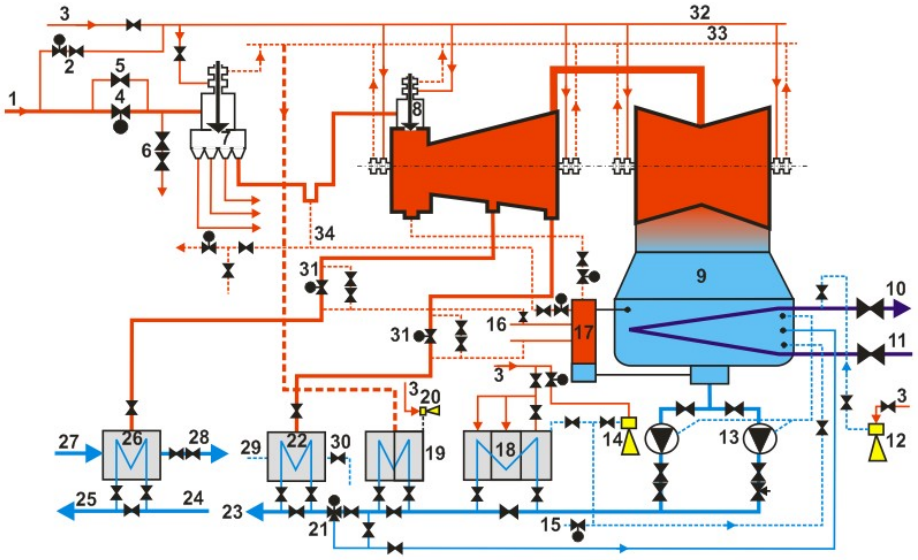
Не смее да се дозволи пуштање на турбинската постројка во работа при следните случаи:

- при неисправност на основните прибори со кои се прати процесот во турбината и нејзината механичка состојба, (тахометар-мерач на бројот на вртежи, прибори за мерење на температурата, притисокот, вакуумот итн.).
- при неисправен систем за масло и несоодветен квалитет на маслото.
- при неисправен систем за заштита.
- при неисправност на системот за регулација (систем за регулација со масло, регулационите вентили, тахометарот и др.).
- при неисправност на системот за задвижување и др.

По контролата, извршена на овие системи, може да се пристапи кон загревање на цевководите за пара. Во колку се работи за прво пуштање во работа, тие треба да се продуваат со пара со цел од нив да се отстранат остатоците од електроди и други предмети.

Загревањето на пароводите се врши бавно, со постепено наголемување на температурата, со цел да се избегнат брзите термички напрегања на материјалот. Загревањето се врши од еден до друг вентил за пара. Во почетокот се пушта мала количина на пара, која се кондензира во цевководот и затоа во тој период вентилите за одводнување мора да бидат отворени. По (30÷40) min настапува изедначување на притисокот од двете страни на вентилот и тој може да се отвори.

Важна операција при подготовката на турбинската постројка за пуштање во работа, по загревањето на цевководите за пара е пуштањето во работа на кондензаторската постројка (системот за разладна вода и ситемот за основен кондензат), прикажана на сл. 10.6.



Сл. 10.6. Принципиелна шема за пуштање на турбинската постројка во работа

Пуштањето на кондензаторската постројка започнува со вклучување на циркулационите пумпи. За да може тоа да се постигне, потребно е системот да се наполни со вода. За отстранување на воздухот од просторот на разладна вода во кондензаторот, се вклучува ејекторот (12). По отстранувањето на воздухот, цевките во кондензаторот (9) се полнат со вода (на атмосферски притисок), а после тоа се вклучуваат во работа циркулационите пумпи. По оваа операција се пуштаат во работа пумпите за кондензат (13). За да може тоа да се постигне, претходно во кондензаторот (9) се донесува хемиски подготвена вода (до дозволеното ниво), се отвора обезвоздушувањето на пумпите од парната страна на кондензаторот и истите се проверуваат на празен од. Во почетокот, преку вентилот (21), хемиски подготвената вода повторно се враќа во кондензаторот. Тоа е неопходно потребно, затоа што, заради недоведувањето на пара во кондензаторот, може да дојде до целосно празнење на кондензаторот и пумпите да останат без вода. По создавање кружна циркулација на водата, пумпите за кондензат (13) се пуштаат во нормална работа.

После тоа се пристапува кон создавање на вакуум во кондензаторот и турбината. За таа цел се користи ејекторот за почетно пуштање во работа (14) и основните ејектори (18). Во почетокот се доведува пара на ејекторот за почетно пуштање во работа, со истовремено отворање на линијата за шмукање

на смеса на воздух и пара од кондензаторот. По создадениот вакуум од (13÷20) kPa, односно (100÷150) mmVS, се вклучува во работа основниот ејектор (18).

Во периодот на создавање вакуум, со помош на ејекторот за почетно пуштање и основниот ејектор, се проверува работата на елементите од системот за снабдување со масло, подмачкување, заштита и регулација. Се проверува работата на пумпата за масло за почетно пуштање во работа, резервната и хаварискатa пумпа за масло, работата на релето за притисок на маслото и исправноста на електричната блокада. При работа на пумпите за подмачкување се проверува работата на системот за задвижување, составен од електромотор и полжавест пренос. По проверката на системот за почетно задвижување на турбината, може да се зголемува вакуумот во кондензаторот, до ниво при кое може да се пушти пара низ турбината.

10.1.2.2. Пуштање во погон на парнотурбинска постројка

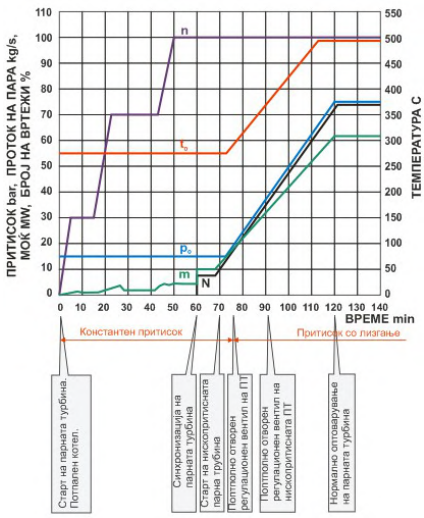
Технологијата на пуштање во работа на турбинската постројка, зависи од типот на блокот (котел-турбина), т.е. од конструкцијата и составот на опремата и од температурната состојба на опремата пред самото пуштање. Во зависност од температурата на турбината и главните пароводи, се разликуваат три состојби на пуштање во работа и тоа од ладна, неоладена и топла состојба.

Ако котелот и пароводите се потполно оладени, а температурата на проточниот дел на турбината не надминува 150 °C, се смета дека пуштањето во работа е од ладна состојба. За големи ТЕП, оваа состојба настанува по (90÷100) часа прекин на работата (сл. 10.7).

Ако температурата на металот на деловите за пуштање на пара во ВПТ и СПТ е помала од 400 °C, се смета дека пуштањето е од неоладена состојба.

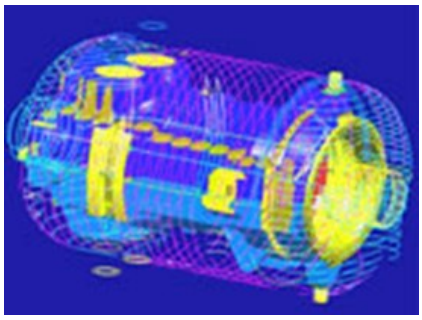
Пуштањето во работа од топла состојба одговара на температурата на металот на турбината помеѓу (420÷450) °C и повеќе. Таа состојба се воспоставува по (6÷10) часа прекин на работа.

Во практиката пуштањето од топла состојба се нарекува постапката за пуштање во работа на постројката, при прекин на работата во текот на ноќта, од неоладена состојба, по прекин на работата во сабота и недела, а од ладна состојба по прекин од повеќе денови.



Сл. 10.7. Дијаграм на пуштање во погон на парнотурбинска ТЕП од ладна состојба

Најбрзо се лади котелот, малку побавно се ладат цевководите за пара, вентилите за заштита на турбината и цевководите за повторно прегреана пара. Побавно се ладат цевководите за свежа пара и вентилите за брзо затворање, а најбавно се ладат цилиндрите на турбината. Според тоа заради различните брзини на ладење, основните елементи на блокот, имаат различни температури по запирање на работата.



Загревање на поединечни делови од парната турбина (термовизиска снимка)

Во зависност од конструкцијата на блокот (котел-турбина) во принцип се разликуваат два вида на постројки, блок и не блок-постројки.

Турбините кај не блок-постројките се пуштаат со пара со номинални параметри, што се доведува од магистралниот паровод. На овој начин се пуштаат во работа и турбините на атомските централи. Турбините на блок-постројките се пуштаат во работа со параметри на парата со лизгање (промен-ливи параметри).

Пуштањето на моќните парни турбини е еден од најсложените експлоатациони режими кај кој се врши загревање и промена на топлинската состојба на нејзините елементи. Тешкотиите поврзани со пуштањето во работа зависат од конструкцијата на турбината, од количината на метал и конфигурацијата на одделните елементи, а исто така и од нееднаквите услови на довод на топлина кон неподвижните и подвижните делови.

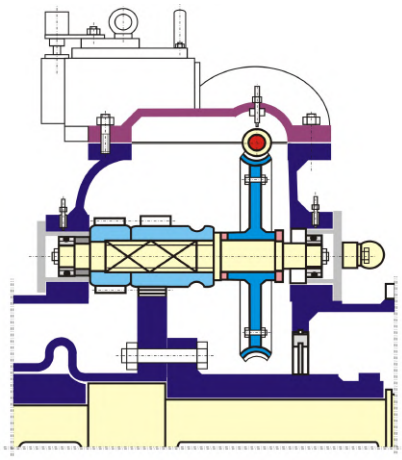
Загревањето на турбината, при нејзиното пуштање во работа од ладна состојба, може да се изврши на три последователни етапи, со иста цел, но со различно времетраење и тоа:

- загревање на елементите за влез на пара и високопритисната турбина, пред пуштање на турбината,
- понатамошно загревање по задвижување (побуда) на роторот сè до синхронизација на бројот на вртежите и при работа на празен од, до вклучување на електрогенераторот, и
- завршно загревање по вклучување на електрогенераторот во мрежа во процесот на оптоварување на турбината од почетно до номинално оптоварување.

Загревањето на вентилот за брзо затворање и регулационите вентили, се врши преку пароводите за загревање на лавиринтските затинки. Пред да се доведе пара за загревање на лавиринтските затинки, роторот се задвижува со помош на систем за задвижување, со истовремено вклучување на ејекторот за одвод на смесата воздух-пара од затинките. Не

се дозволува довод на пара кон лавиринтските затинки при стоење на роторот на турбината, заради опасност од појава на свиткување на роторот.

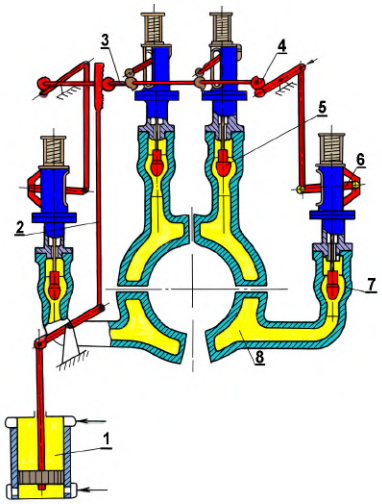
Непосредно пред задвижување на турбината, механизмот за управување со турбината се поставува на минимален број на вртежи. Исто така се вклучува и автоматот за заштита, а се отвораат вентилите за дренажа од телото на турбината и пароводите. Доведувањето на роторот во состојба на вртење, може да се изврши на повеќе начини. Почет-ното задвижување на роторот, се извршува со системот за задвижување на вратилото (сл. 10.8).



Сл. 10.8. Систем за задвижување (бавно вртење) на вратилото на турбината.

Со електромотор, преку полжавест пренос, се задвижува роторот со број на вртежи околу 0,1 s^{-1}. Бидејќи роторот се врти, кон надворешните лавиринтски затинки, може да се доведе пара. Со тоа се спречува воздухот да влегува во кондензаторот и може да се постигне подлабок вакуум во него. По оваа операција се пристапува кон пуштање пара кон турбината.

Наједноставен начин на пуштање пара во турбината е со отворање на еден од регулационите вентили (сл. 10.9), кој може да се држи отворен за да се одржува потребниот број на вртежи. Сепак заради несиметричното загревање на телото (парата истекува само низ дел од млазниците), овој начин не се применува.



Сл. 10.9. Систем со регулациони вентили за распределба на парата

За задвижување на турбините со мала моќ и средни параметри на парата, често се користи вентилот за брзо затворање. Овој начин е можен само тогаш кога овој вентил има посебен уред за фина регулација на протокот на пара.

Најчесто за задвижување на турбината се искористува бајпасот ТПЗ (сл.10.9), низ кој парата се доведува кон турби-ната низ сите млазнички сегменти (пакет на млазници), со што се обезбедува симетрично загревање на телото на турби-ната. Откако бројот на вртежи ќе се зголеми, автоматски се исклучува постројката за бавно вртење на турбината.

Во процесот на зголемување на бројот на вртежи на турбината, се појавуваат периоди, за време на кои бројот на вртежи останува непроменет. Тоа е неопходно потребно за рамномерно загревање на роторот и телото на турбината, особено при нејзино пуштање од ладно. За време на овие периоди исто така се врши одведување на создадениот кондензат од телото на турбината. Откако турбината ќе се загрее, се пристапува кон зголемување на бројот на вртежите на роторот и тоа по (1,5÷2,5) s^{-1}.

Во тие моменти се внимава на вибрациите на турбинските лежишта и фундаментот. При појава на вибрации, турбината не се запира, туку се продолжува со загревањето на турбината за уште (10÷15) min, при ист број на вртежи.

Кај еластичните вратила (ротори чиј број на вртежи е повисок од критичниот број на вртежи), вибрациите се зголемуваат при број на вртежи од (30÷35) s^{-1}. Оваа зона на критични вртежи треба да се помине забрзано (пократко вереме на задржување во зоната на критични вртежи), по што вртежите се наголемуваат со нормална брзина.

Обично при број на вртежи од 47,5 s^{-1}, во дејство влегува и центрифугалниот регулатор на бројот на вртежите. При достигнувањето на номиналниот број на вртежи (50 s^{-1}), само еден од регулационите вентили е отворен (сл. 10.9), а останатите се затворени. По проверката на исправната работа на системот за регулирање, може потполно да се отвори автоматскиот вентил за брзо затворање.

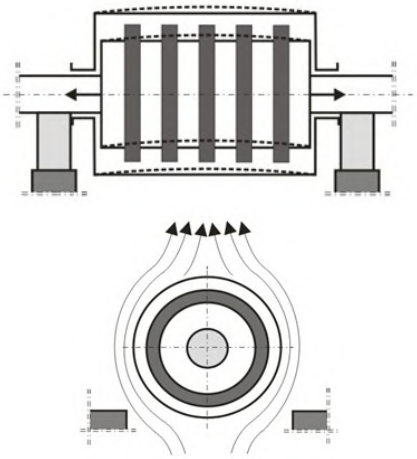
За време на загревање на турбината и достигнувањето на номиналниот број на вртежи, потребно е внимателно да се контролира брзината на загревање на коморите и цевководите за пара, вентилите за затворање, релативното издолжување и центричната положба на роторот, вибрациите на лежиштата на турбината, електрогенераторот и возбудителот, свиткувањето на роторот на цилиндарот за висок притисок, разликата на температурата на горниот и долниот дел на цилиндарот на турбината, температурата на маслото на излезот од лежиштата и тн. Особено внимание треба да се посвети на нивото на кондензат во кондензаторот, кое се зголемува со зголемувањето на протокот на пара низ турбината.

Температурата на маслото на влезот и излезот од лежиштата, мора строго да се контролира. Дозволено е пуштање на турбината кога температурата на маслото ќе достигне големина од 30 °C. Кога таа ќе ја надмине големината од 35 °C се вклучува во работа и ладилникот за масло. Обично температурата на маслото на излезот од ладилникот за масло, при работа на турбината се одржува на ниво од 45 °C, а на излезот од лежиштето до 65 °C.

Работата на турбината при број на вртежи близу до номиналниот, се нарекува празен од на турбината. При празниот од, не се произведува моќност, а целокупната енергија се троши на совладување на триењето во лежиштата и на триење на роторот со парата. Времето на празен од на турбината (кога не се произведува моќност) се ограничува. Со помош на механизмот за управување, бројот на вртежи на

турбината се доведува до оној при синхронизација, при што во исто време се проверува системот за заштита. Последна операција пред синхронизација е проверка на автоматскиот вентил за брзо затворање. По синхронизацијата на машината и нејзиното вклучување во мрежата, се пристапува кон брзо зголемување на оптоварувањето, со истовремено следење на сите параметри. Во процесот на оптоварување, посебно внимание треба да се посвети на релативното издолжување на роторот и по потреба се вклучува загревањето на потребните делови. Во исто време, заради зголеменото ниво на кондензат во кондензаторот, се затвора рачниот вентил, а се вклучува автоматскиот вентил за рециркулација.

На сл. 10.10 е прикажано свиткувањето на роторот и турбинската обвивка заради ладењето на обвивката со студен воздух, што доаѓа од просторот каде што е сместена кондензаторската постројка и навлегува во машинската сала. Долните делови на роторот и обвивката се ладат побрзо и се свиткуваат нагоре. Зависноста на свиткувањето на вратилото на турбината во mm, од времетраењето на запирањето, е прикажана на дијаграмот сл. 10.11.



Сл. 10.10. Шематски приказ на ладење на турбината по нејзиното запирање



Сл. 10.11. Дијаграм на свиткувањето на вратилото во зависност од времето поминато од моментот на запирање

Кај парнотурбинските не блок-постројки, пуштањето во работа е со пара со номинални параметри, што се доведува од магистралниот паровод или од парниот колектор. Самиот процес на пуштање се изведува во три етапи.

Во првата етапа турбината стои, а се врши загревање на арматурата за пуштање пара, цевководите и цилиндарот на високопритисната турбина. Особено внимание во оваа етапа се води на температурниот пад во sидовите на цилиндарот на ВПТ и не треба да надмине (100÷120) °C.

На втората етапа се прекинува доведувањето на пара на излезот од високопритисната турбина, се задвижува роторот и се зголемува бројот на вртежи до 15 % од номиналниот, а по одредено време постепено се зголемува до номиналниот. Во оваа етапа загревањето продолжува за време на вртење на турбината.

На третата етапа, по синхронизацијата на генераторот и почетокот на зголемување на оптоварувањето, се продолжува со загревањето на турбината до работната температура. Третата етапа трае околу еден час.

Кај блок-постројките, работата на котелот и турбината, тесно се поврзани. Парата што се произведува во котелот може да се користи само во турбината и обратно, па според тоа пуштањето на котелот и турбината се синхронизира.

Но сепак, условите за надежна работа на котелот и турбината се различни. Додека турбината може да работи и при мал проток на пара, котелот може да обезбеди надежна работа само при определен проток на напојна вода. Затоа кај парнотурбинските постројки се вградуваат специјални постројки за обиколување на турбината и одведување на парата во кондензаторот. Ова заобиколување главно се применува кај не блок-постројките, но и кај блок-постројките (сл. 10.12)

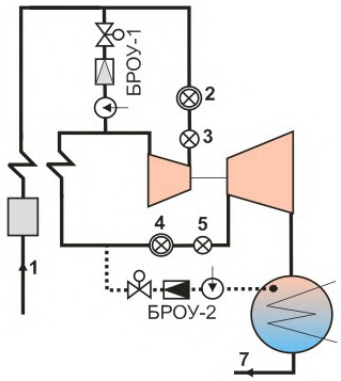
Бидејќи овој начин на пуштање е многу неекономичен, кај блок-постројките се применува пуштање во работа со променливи параметри (со лизгање) на парата. Имено и притисокот и температурата на парата зад котелот (на влезот во турбината) непрекинато се менуваат, достигнувајќи ги номиналните големини, при номинално оптоварување.

При пуштање во работа на блок-постројки со парни котли со цилиндар од ладна состојба, можат да се применат два начини. Кај првиот начин парата се доведува во турбината од самото потпалување на котелот (т.н. вакуумско пуштање). Во вториот начин парата се доведува во турбината само по достигнување параметри не помали од притисок 1 MPa и температура (220÷250) °C.

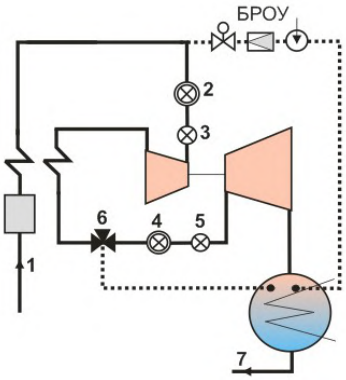
Кај првиот начин целокупната арматура за затворање е отворена, така што сите елементи на парниот котел и турбината се под вакуум. Во практиката почесто се применува вториот начин. Овој начин на пуштање може да се примени од која било топлинска состојба на блокот и може да се подели на 3 етапи. Во првата етапа се врши загревање на пароводите, стоп и регулационите вентили, при нормално затворени регулациони вентили. По загревањето на деловите и достигнувањето на потребните параметри на парата, се преминува на втората етапа, пуштање на турбината. По синхронизацијата и вклучувањето на електрогенераторот (трета етапа), се преминува на оптоварување на блокот, при потполно отворени регулациони вентили и променливи (со лизгање) параметри.

Некои од предностите на синхронизираното пуштање во работа на блокот се:

- значително смалување на времето на пуштање на постројката,
- зголемување на брзината на парата низ турбината, заради големиот специфичен обем, што доведува до рамномерно и брзо загревање на деловите на турбината,



Со два бајпаса



Со еден бајпас

1. Напојна вода во котел;
2,3. Регулациони и стоп-вентили за ВПТ;
4,5. Регулациони и стоп-вентили за СПТ;
6. Вентил за растоварување;
7. Кондензат во системот на регенерација.

Сл. 10.12. Принципиелна шема на пуштање на не блок-постројките

- загревање во почетокот со заситена пара, а после со слабо прегреана пара т.е. со најдобар коефициент на преминување на топлина,
- помал максимален пад на температурата на металот (во котелот, пароводот и турбината) и парата (50÷80) ^{o}C,
- електрогенераторот се синхронизира и вклучува во мрежата кога турбината работи сè уште со релативно ниски параметри на парата (0,2÷0,5 MPa и 300 ^{o}C),
- загубите на топлина се релативно помали, заради тоа што нема потреба парата директно да се носи во кондензаторот и др.

10.1.3. Работа на котелските постројки

Со техничките услови за експлоатација се обезбедува сигурна и надежна работа на котелската постројка. Котелската постројка треба да работи сигурно и безбедно со најголем коефициент на полезно дејство, при кое било оптоварување. За да се постигне тоа, особено важно е котелските постројки да се одржуваат на потребното ниво и да се врши контрола на следните параметри: [188]

- притисокот на прегреаната пара,
- нивото на водата во котелот (цилиндарот),
- температурата на прегреаната пара,
- притисокот на напојната вода,
- притисокот во цилиндарот,
- притисокот во напојниот резервоар,
- квалитетот на парата и водата.

При работа на котелската постројка е потребно да се води сметка за следното:

- При работа на котелот треба да се зачуваат топлинските режими, што обезбедуваат одржување на дозволена температура на парата во секој степен и во секој проток на примарниот и секундарниот прегревач на пара.

- При експлоатација на котелот не треба да се надминува горното гранично ниво на водата во котелскиот цилиндар, определен од производителот на котелот, а е коригиран врз основа на експлоатационите надгледувања или испитувања. Долното гранично ниво на водата се определува врз основа на податоците на производителот.

- Загревната површина на котелскиот агрегат треба да се одржува во чиста состојба од гасната страна. Предвидените за таа цел механизирани постројки, нивното далечинско и автоматско управување треба да биде во постојана готовност за дејствување.

- Во котлите во кои согорува мазут со висока содржина на сулфур, а се со капацитет од 160 t/h и повеќе, е потребно да се постигне согорување при мали коефициенти на вишок на воздух и при тоа е потребно да се исполнат сите услови за работа на котелот во таков режим (подготовка на гориво, конструкција на горилниците, херметичност на огништето, употреба на дополнителни уреди за контрола и автоматска работа на просецот на согорување).

- Пред да се постават на местото на вградување, механичките прскалки за мазут, е потребно да бидат испитани на испитен стол со помош на вода, за да се провери нивниот капацитет и квалитет на распрскување. Не се дозволува примена на небаждарени прскалки. Во котелската постројка е потребно да се чуваат резервни прскалки, за почетно пуштање во погон (за распалување) и основни прскалки.

- Во котлите кои согоруваат мазут како основно или резервно гориво, постројката за чистење со сачми на конвективните загревни површини, е потребно да биде секогаш подготвена за дејство. Исто така и постројките за миење на регенеративните загревачи на воздух, собирање, неутрализација и отсранување на водата за миење е потребно секогаш да биде подготвена за дејство. Не смее да се дозволи пуштање во погон на котли кои работат на мазут доколку овие постројки не се исправни.

- Заштитната обвивка на котелот е потребно да се одржува во исправна состојба. При температура на околниот воздух од 25 ^{o}C температурата на површината на изолацијата не треба да биде повисока од 55 ^{o}C. Загубите на топлина на површината на изолацијата кај новите котли не треба да ја надминат големината од 1255 kJ/m^{2}h.

- Експлоатационите испитувања на котлите треба да се извршуваат за време на експлоатација, по внесување конструктивни измени, при преминување на друг вид на гориво и заради објаснување на причините кои предизвикуваат отстапувања од номиналните параметри. Котлите треба да ги имаат сите неопходни приспособувања за спроведување на експлоатационите испитувања.

Котелската постројка треба да произведува пара во толкаво количество колку што во определен момент е потребно. Ако е потребно поголемо количество на пара од колку што котелот во тој момент произведува, тогаш притисокот ќе поч-

не да паѓа и обратно при помало количество на пара, притисокот ќе почне да расте. За да се заштити од овие промени котелот, во првиот случај, треба да се оптовари да произведува поголемо количество на пара, а во вториот помало.

Не треба да се дозволи притисокот на парата во котелот да ја надмине дозволената големина, бидејќи тоа ќе доведе до негова хаварија или до оштетување на машините и апаратите на потрошувачот на пара. За заштита на котелот од зголемување на притисокот над дозволената големина, секој котел е опремен со сигурносен вентил, кој при определен притисок се отвора и парата се испушта во атмосферата, а котелот се растоварува. На притисокот во котелот големо влијание има количеството на напојна вода. При додавање поголемо количество напојна вода, нивото во цилиндарот се зголемува, а притисокот опаѓа и обратно.

Неопходно е потребно да се одржува нивото на вода во котелот во дозволените граници. Ако тоа почне да опаѓа е потребно да се зголеми додавањето вода и обратно. Нивото на вода во цилиндарот треба добро да биде видливо. Стаклените покажувачи на нивото на вода треба да се одржуваат во чиста состојба. Нивото на вода треба да се одржува во близина на линијата „0“. Далечинските покажувачи на нивото на вода треба да бидат постојано во исправна состојба, а нивните покажувања треба еднаш во смена да се споредат со директните покажувачи.

Рамномерен притисок во котелот може да се одржува со регулација на процесот на согорување, по пат на промена на количеството на гориво и воздух што се доведува во огништето.

За време на работа на котлите со прегревање на парата неопходно е потребно да се одржува на потребното ниво температурата на парата на sидовите на цевките, како и температурата на напојната вода на излезот од загревачот на вода. Ако температурата на парата се покачила над нормалната, нејзиното намалување се врши со насочување на дел од гасовите покрај прегревачот, ако е тоа возможно или со впрскување напојна вода од резервоарот за вода. Во обратен случај, ако температурата на парата се намалила, се зголемува количеството на гасовите низ прегревачот или се зголемува доводот на гориво и воздух во огништето.

Контролата на квалитетот на напојната вода и пара треба да се врши секои 2 часа од стручни лица од одделението за хемиска подготовка на водата. Врз основа на анализите се одредува интензитетот на отсолувањето.

За време на работата на котелот треба да се врши контрола на основната и помошната опрема. Треба да се контролира:

- температурата на маслото во сите лежишта (пумпи, вентилатори итн.) која не смее да надмине 70 ^{o}C,
- исправноста на системот за масло,
- ладилниците за масло,
- температурата на водата за ладење на маслото треба да е (30÷40) ^{o}C,
- оптоварувањето на електромоторите,
- вибрациите на подвижните делови,
- температурата на гасовите,
- температурата на воздухот што се шмука со вентилаторот итн.

Водителот на блокот води дневник во кој ги внесува сите промени на работата на блокот, а исто така и сите оштетувања на поединечни уреди и елементи.

Проверката на сигурносните вентили се врши по секој извршен ремонт и во случај да не се вклучат при зголемување на притисокот над дотераната вредност треба да се поправат или заменат. Манометрите треба да се проверуваат барем еднаш месечно. Проверката се врши со помош на контролен манометар.

Еднаш на 24 часа треба да се провери осветлувањето во котелската постројка и забележаните оштетувања веднаш да се отстранат. Посебно внимание треба да се посвети на одржувањето на чистотата во реонот на котелот и помошните уреди.

10.1.4. Работа на парнотурбинска постројка при континуирано оптоварување

Основна задача на експлоатацијата на турбинската постројка при континуирано оптоварување е да се обезбеди потребната моќност, при загарантирана надежна работа и максимална можна економичност. При постојано оптоварување на парнотурбинската постројка е потребно да се обезбеди:

- тековно опслужување на системот за заштита и регулација,
- опслужување на системот за снабдување со масло и системот за подмачкување,
- контрола на исправната работа на турбината и помошната опрема,

- контрола на таложењето на нечистотии и начини на нивно отстранување,
- опслужување на системот за загревање на напојната вода, и
- опслужување на системот за техничко снабдување со вода.

Нормалната експлоатација на турбината не може да се замисли без детална грижа и проверка на системот за заштита и регулирање. При тоа особено внимание треба да се посвети на:

- можна појава на испуштање масло од системот,
- навртките и другите елементи за прицврстување на стоп-вентилите, органите за распределба на парата и др.,
- големината на вибрациите на регулационите органи,
- промената на притисокот на маслото во системот за регулирање и заштита,
- затнатоста на вентилите за брзо запирање на работата (стоп-вентилите), регулационите и повратните вентили,
- работата на системот за заштита,
- системот за регулирање и др.

За нормална работа на турбината, неопходно е потребно, правилно да се опслужува системот за снабдување со масло и системот за подмачкување. При тоа, барем еднаш во текот на една смена, треба да се проверува нивото на масло во резервоарот. Системот за сигнализација на минималното ниво на маслото, мора постојано да биде во исправна состојба. Обично еднаш неделно, мрежата од филтерот за масло, се промива со керозин и се издувува со сув воздух, а после ремонт и почесто, најмалку два пати во текот на еден месец се проверува исправноста на резервната и хаварискатa пумпа за масло. Работата на ладилникот за масло континуирано се следи. Во случај на зголемување на падот на притисокот на маслото во ладилникот и температурата на маслото на излезот од ладилникот, се пристапува кон негово чистење. При тоа во работа се вклучува резервниот ладилник за масло.

При контрола на исправната работа на турбината и помошната опрема, се контролираат оние параметри кои ја загрозуваат надежната работа на турбината, при надминување на дозволените големини. Еден од тие параметри е и релативното издолжување на роторот на турбината. На рела-

тивното издолжување на роторот на турбината особено внимание треба да се посвети при нагли промени на оптоварувањето.

Друг важен параметар се вибрациите, кои не смеат да ги надминат дозволените големини. Исто така, параметрите на парата пред турбината, по повторното прегревање и низ турбината, треба да се одржуваат во дозволените граници.

Економична работа на турбините со кондензација на парата, може да се добие при добра работа на кондензаторската постројка. Работата на кондензаторската постројка се влошува со: валкање на цевките, недостаток на вода за ладење, влошување на вакуумот во кондензаторот и др.

Еден од основните услови за сигурна работа на постројката е да се сочува во исправна состојба проточниот дел на турбината. Познато е дека парата што влегува во турбината, содржи определено количество растворени соли и оксиди. Растворените соли и оксиди, при определени услови се таложат на внатрешните површини на цевниот систем на котелот и проточниот дел на турбината. Во првиот случај постои опасност од прегревање на цевките, а во вториот од измена на формата на проточните канали.

Изменетата форма на проточните канали, освен смалената економичност, доведува и до снижување на надежноста на лопатичниот апарат и целата турбина, а истото се манифестира и со зголемување на притисокот во поединечни пресеци. За заштита од таложење на соли и оксиди низ проточниот дел од турбината, се контролира количеството на натриумовата и силициумовата киселина во парата што влегува во турбината.

За отстранување на наталожените соли од проточниот дел на турбината се применува миење со влажна пара. Миењето се изведува при намалено оптоварување (обично 30 % од номиналното), во траење од (10÷14) часа. За отстранување на солите на бакар и железо, се применува хемиско миење, при кое во влажната пара се додава хидразин (N_2H_4), или пиперидин (C_5H_{11}).

Според тоа, за да се одбегнат наталожувањата низ проточниот дел на турбината, е потребно водата хемиски да се подготви, да се контролира притисокот низ проточниот дел и по потреба да се примени промивање со влажна пара.

Правилната експлоатација на системот за регенеративно загревање на напојната вода има големо влијание на сигурната работа на постројката.

Кај високопритисните загревачи (ВПЗ), постои опасност од зголемување на нивото на водата над дозволеното и недозволено зголемување на притисокот, што може да доведе до навлегување вода во турбината. Кај нископритисните загревачи (НПЗ1 и НПЗ2), може да дојде до влошување на вакуумот и навлегување воздух, со што се зголемува недогревањето на водата за (10÷12) °C, во однос на температурата на парата, која треба да се движи меѓу (5÷6) °C.

Според тоа, при експлоатација на постројката, мора да се врши заштита, односно контрола на нивото на вода и вакуумот во загревачите. Зголемувањето на недогреаноста на водата може да биде последица за таложење на солите во цевките.

Системот за техничко снабдување со вода, кај современите постројки, претставува комплекс на сложени ладилници, хидротехничка опрема и цевководи за циркулација на вода. За надежна и економична експлоатација на системот за техничко снабдување со вода, важна улога има изборот на циркулационата пумпа со потребната карактеристика (зависност на напорот од протокот на вода). При суштествено зголемување на хидрауличните отпори во системот, пумпата треба да се запре и да се изврши чистење на цевките во кондензаторот и цевките во разводот на вода.

10.1.5. Запирање на работата на котелската постројка и конзервирање

Запирањето на работата на котелската постројка претставува многу сложен и одговорен променлив режим на работа, кој директно влијае на надежноста и векот на траење на постројката. Надежноста може драстично да се намали не само како резултат на честите запирања и пуштања во работа, туку и заради неправилното принудно ладење на опремата при запирање на работата. [188]

Во зависност од работната состојба, се разликуваат три случаи на запирање на работата на котелската постројка:

- запирање на работата на котелската постројка и нејзино ставање во топла резерва,
- хавариско запирање на работата на котелската постројка,
- запирање на работата на котелската постројка за изведување ремонт (целосно ладење).

Постапката за запирање на работата на котелската постројка за нејзино ставање во топла резерва и за изведување ремонт, во принцип не се разликуваат. Разликата помеѓу овие два начина на запирање на работата е само во температурната состојба на опремата по запирање на работата, односно во вториот случај има целосно ладење на опремата.

При запирањето на работата на котелската постројка за нејзино ставање во резерва може да се јават повеќе случаи и тоа: прекин на работата за една ноќ (8÷12 часа), еден ден (24 часа), два дена (48 часа) и тн.

При кратко запирање на работата (на пример за една ноќ) во најголема мерка се настојува да се зачува топлинската состојба на опремата, при што растоварувањето не надминува 50 % од номиналното оптоварување.

При запирање на работата на котелската постројка на период поголем од еден ден, во случај на природно ладење, котелската постројка практично потполно ја губи акумулираната топлина, така што температурата на високозагреаните нејзини елементи (прегревачи на пара), само по (40÷48) часа паѓа под (120÷140) ^{o}C. Затоа, во такви случаи, се тежи да се искористи оваа акумулирана топлина во котелската постројка.

При запирање на работата на котелската постројка за изведување ремонт, целата опрема длабоко се лади.

Од горе изнесеното може да се заклучи дека запирањето на работата на котелската постројка, во однос на ладењето на опремата, може да се подели на два случаја:

- без ладење,
- со ладење на целата опрема.

При запирање на работата на блок-котлите со цилиндар, граничната брзина на намалување на температурата на наситување во цилиндарот е (1,5÷2,0) ^{o}C/min за притисоци до 10 MPa и (1,0÷1,5) ^{o}C/min за притисоци до 15 MPa. Причина за ограничување на брзината на ладење се температурните напрегања на краевите на цилиндарот, каде заради слабата циркулација на водата, металот недоволно се лади. Ладењето на проточните котли се врши побрзо од оние со цилиндар и целото нивно растоварување се одвива под дејство на системот за автоматско управување, кој е во директна зависност со нивните динамички карактеристики.

Краткотрајното запирање на работата на котелот е поврзано со загуби на топлина и затоа треба да се тежи тие загуби да бидат минимални. Во случај на такво запирање, се прекинува доводот на гориво кај сите горилници и напојувањето на котелот со вода. Кај блок-котлите со цилиндар, нивото на водата во цилиндарот се одржува на максималното ниво. По гасење на огнот во огништето, уште (10÷15) min останува во работа вентилаторската постројка за излезните гасови, со цел да не дојде до создавање експлозивни гасови.

Кај проточните котли по прекин на доводот на напојна вода се затвора вентилот за напојна вода, а парата од прегревачите на пара се пушта во кондензаторот на турбината. После тоа котелот се исклучува од пароводите со затворање на вентилите за пара.

При запирање на работата на котелската постројка на подолг период (целосно ладење на опремата), растоварувањето се одвива со намалување на притисокот на свежата пара. Независно од типот на котелот, со намалување на притисокот на свежата пара, се намалува и температурата со брзина што зависи од дозволените термички напрегања во металните елементи на котелот. Прегревачите на пара и пароводите на тој начин се ладат до температури од околу 300 ^{o}C. Парата што при тоа се добива, заради одземање на акумулираната топлина во котелот се носи во кондензаторот или во атмосферата.

По намалување на температурата на свежата пара на 420 ^{o}C, се обновува напојувањето на котелот со напојна вода со проток (10÷15)% од номиналниот, а при температура од околу 300 ^{o}C, протокот се зголемува до 30 % од номиналниот и продолжува да се зголемува сè до потполното ладење на котелот и пароводите.

И при целосно ладење на котелот, напојувањето со вода продолжува со цел да се изврши миење на котелот. Миењето со напојна вода има за задача да го отстрани талогот од неговите внатрешни површини, создаден во процесот на работа на котелот, при што тој може да се раствора или да не се раствора во водата. Растворливите делови од талогот се соединенија на Na, Ca, и Mg, а нерастворливите се оксиди на Fe и Cu. При миењето со вода, талозите што се растворааt и оние што не се растворааt (во вид на цврсти честички), се носат со водата надвор од котелот.

При запирање на работата на котелската постројка на подолг период се применуваат мерки за заштита на котелот од корозија. Имено, во внатрешните загревни површини на

котелот, заради агресивното дејство на кислородот, јаглеродниот диоксид, водородот, алкалниот натриум и др. со влажните површини доаѓа до корозија. За да се заштити котелот од корозија при стоење, се применуваат повеќе методи на конзервација, во зависност од карактерот и времетраењето на запирањето.

Во принцип се применуваат три начини на заштита на котелот од корозија и тоа: сув, гасен и влажен.

Сувиот начин на заштита од корозија се состои во тоа што прво котелот добро се прочистува од каменец и талози, се промива со напојна вода и се суши. Сушењето се врши со топол воздух. После тоа во котелот се стават перфорирани вреќички со негасена вар или калциум хлорид и котелот херметички се затвора. Негасената вар и калциум хлоридот ја апсорбираат влагата и котелот се чува во сува состојба. Перфорираните вреќички треба да бидат со таков волумен на зголемување кој при апсорпција на влагата нема да доведе до нивно изливање.

Гасниот начин на заштита од корозија се состои во исполнување на котелот со гасен амонијак или азот со натпритисок до 100 mmVS. Овој начин на заштита е најдобар за заштита на котелот од корозија.

Влажниот (воден) начин на заштита на котелот се состои во исполнување на котелот со (0,5÷1)% слабо алкален раствор на хидрооксид или фосфат на натриумот (Na_3PO_4 – тринатриумфосфат). За создавање еднороден состав на алкалниот раствор во целокупниот обем на котелот, истиот се загрева до температура од (80÷100) ^oC со слаб оган во огништето, а после тоа се задвижува низ котелот со помош на пумпата.

При кратковремени запирања (до 3 дена) конзервацијата се извршува со влажен или сув начин (полнење на котелот со деминерализирана вода и амонијак или со азот под притисок).

При подолготрајно запирање (од 3 дена до 3 месеци) конзервацијата се врши со гасен начин (со азот). При тоа е потребно да се изврши херметичко затворање на системот, да не дојде до загуба на азотот.

Во случај кога котелот се запира за изведување ремонт, тој не може да се наполни ни со хидрооксид, ни со азот, туку се применува конзервација со формирање заштитен слој на внатрешните површини на котелот. Заштитниот слој ги зачувува своите особини во текот на еден до два месеца.

Конзервацијата на проточните котли се изведува со 24 % раствор на хидразин (N_2H_4) со вода, односно хидразин-хидрат ($N_2H_4H_2O$), при температура на растворот помеѓу (150÷200) ^oC. Котелот се полни и остава растворот да стои 24 часа. Потоа растворот за конзервација се испушта од котелот. Загревните површини, кај котлите со природна циркулација, се конзервираат со раствор на натриумнитрат при температура (20÷60) ^oC во текот на (20÷24) часа. Прегревачите на пара кај овие котли се конзервираат со раствор на амонијак, а не со натриумнитрат, затоа што тешко можат да се измијат по конзервацијата. Прегревачите за повторно прегревање на парата се конзервираат со гасен азот, затоа што е тешко да се исполнат со раствор за конзервирање, а исто така уште потешко после тоа да се исчистат.

Во колку котелот е конзервиран со течност и се наоѓа подолго време во резерва во зимски период, треба да се преземат мерки за зачувување на температурата внатре во котелот над 0 ^oC, со што тој ќе се заштити од замрзнување. За таа цел, при запирање на котелот и негово ставање во резерва е потребно да се затворат сите отвори за довод на воздух и одвод на продуктите на согорување.

Кај парните котли ретко се случува хаварија, но во колку дојде до неа таа предизвикува трауматични последици за луѓето, рушење на објектот и нанесување значителни материјални загуби. За да се спречи хаварија кај парниот котел е потребно брзо да се запре неговата работа.

Основни причини за хавариско запирање на работата на котелската постројка се:

- покачување на притисокот над дозволениот (>10 %) и истиот продолжува да расте,
- испуштање вода од котелот, при што нивото на вода во котелот брзо опаѓа без разлика на неговото нормално напојување,
- зголемување на нивото на водата во котелот над максимално дозволеното, така што ни со преземеното продувување не се намалува,
- прекин на работата на сите напојни постројки,
- откриени пукнати, испупчувања, прскања на цевки и во основните елементи на котелот (цилиндар, колектор, испарувач),
- прекинато напојување со електрична енергија од мрежата,
- појава на пожар во котелската постројка и др.

Во таков случај по прекин на доводот на гориво (треба да се изврши со самата технолошка заштита на котелот или од персоналот во случај на нејзино откажување), се затвораат регулационите вентили за напојна вода и турбогенераторот се исклучува од мрежа. Понатамошното намалување на притисокот и температурата се врши на истиот начин и услови како и при запирање на работата при нормални услови.

10.1.6. Запирање на парнотурбинската постројка

При запирање на работата на турбината, се смалува протокот на пара низ неа. При тоа, во поединечни пресеци на проточниот дел на турбината, се менува притисокот и температурата на парата. На режимот на запирање на работата на турбината, особено влијание има промената на температурата на парата, која како и при нејзиното пуштање во работа доведува до појава на термички напрегања. При запирање на работата на турбината, најчуствително и најопасно е релативното скратување на должината на роторот, кое при неправилно запирање може да изнесува и до неколку mm.

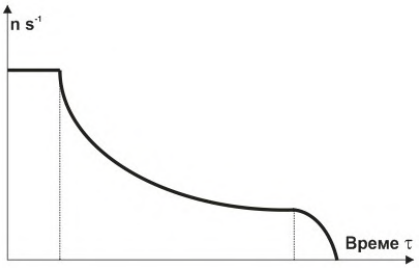
10.1.6.1. Нормално запирање на парната турбина

При нормално запирање на работата на турбината, може да се јават два случаја:

- запирање на турбината во топла состојба, и
- запирање на турбината до потполно нејзино ладење.

Запирањето на работата на турбината во топла состојба се изведува на краток временски период, обично за време на ноќта, или за време на викендот. При ова запирање се тежи да се одржи температурата на турбината на што е можно повисоко ниво. Запирањето на работата на турбината се извршува со намалување на количеството на пара, со постепено затворање на регулационите вентили.

При смалување на оптоварувањето на (15÷20) % од номиналното, се исклучуваат регенеративните загревачи и сите други одземања на парата. По потполното растоварување на турбината, се исклучува електрогенераторот од мрежата, а после тоа и автоматскиот вентил за брзо затворање. И по потполното исклучување на доводот на пара, роторот на турбината продолжува да се врти. При тоа е потребно да се врши контрола на бројот на вртежите и да се запишува нивната големина, сè додека роторот не застане (сл. 11.13)



Сл. 11.13 Промена на бројот на вртежите по запирање на турбината во зависност од времето

Пред да се запре сосема вртењето на роторот на турбината, се вклучува инсталацијата за бавно вртење на вратилото. Потребното време за употреба на инсталацијата за бавно вртење се определува во зависност од упатството за работа со турбината. По затворањето на автоматскиот вентил за брзо затворање, потребно е да се отворат вентилите за одводнување на комората на регулационите вентили.

Со намалување на бројот на вртежите на вратилото на турбината, се намалува бројот на вртежите на запчестата пумпа за масло, а со тоа и притисокот на маслото. Затоа е потребно да се вклучи во работа помошната пумпа за масло и таа продолжува со работа уште (2÷3) часа и по потполното запирање на вртењето на роторот, со цел да се изладат ракавците на вратилото и да не се стопи белиот метал на лежиштата. По потполното запирање на роторот, потпритисокот во кондензаторот, се одржува на ниво од 400 mmHg, а ејекторите остануваат во работа уште одредено време, заради сушење и ладење на турбината.

Заради намаленото количество на пара, во кондензаторот се создава помало количество на кондензат и заради тоа пумпите за кондензат работат со рециркулација. Со исклучување на автоматскиот вентил за брзо затворање (целосен прекин на доводот на пара во турбината), се исклучува и пумпата за кондензат. Се проверуваат сите вентили, за да се спречи секакво навлегување пара во турбината. Најмала количина на пара која би навлегла во турбината, може да предизвика сериозни повреди заради корозија на проточниот дел на турбината.

10.1.6.2. Хавариско запирање на парната турбина

Хавариска состојба на турбинската постројка, претставува режим при кој се нарушува нормалната работа на турбината, односно се намалува или потполно прекинува производството на електрична енергија. Причините за хаварија се најразлични и пред сè се должат на неправилната експлоатација, дефекти во конструкцијата, материјалот, монтажата или ремонтот на турбината, па сè до надворешни фактори.

При појава на хавариска состојба, дежурниот персонал треба да дејствува во склад со инструкциите за отстранување на хавариската состојба, од кои основни се:

- да се отстрани опасноста по животот на вработените или да се преземат мерки за спасување на настрадaните,
- да се сочува опремата на целата постројка,

- да се преземат мерки за непрекинато снабдување со електрична енергија на оние потрошувачи, кои не смеат да останат без енергија,
- да се дефинираат причините за настанување на хавариската состојба и др.

При хавариско запирање на работата на турбинската постројка, со помош на системите за заштита или од дежурниот персонал, брзо треба да се прекине доводот на пара кон турбината. При тоа, се разликуваат два случаја и тоа:

- без влошување на вакуумот во кондензаторот,
- со влошување на вакуумот во кондензаторот.

Во случај на влошување на вакуумот во кондензаторот, во излезниот дел на турбината и во кондензаторот, се пушта атмосферски воздух. Во овој случај парата не се носи во кондензаторот, туку преку сигурносните вентили и пароводи се испушта во атмосферата. Во случај на влошување на вакуумот, по прекин на доводот на пара и исклучување на генераторот од мрежата, специфичниот волумен на средината во нископритисната турбина нагло се зголемува, што доведува до брзо забавување на вртењето на роторот. Овој начин на запирање на работата на турбината се применува само во случај кога има потреба од брзо запирање на вртењето на роторот.

Запирањето на работата на турбината без влошување на вакуумот се применува при хавариска состојба, кога нагло се влошува вакуумот заради оштетувања настанати во системот за регулација, а кои не можат да се отстранат во текот на работа и во некои други случаи. При оваа состојба не е неопходно парата да се пушта во атмосферата, туку истата може, преку БРОУ да се носи во кондензаторот.

Заради заштита на турбината од потешки повреди, по исклучувањето на доводот на пара, особено внимание треба да се посвети на:

- контрола на затнатоста на регулационите вентили,
- обезбедување нормална работа на системот за подмачкување,
- аксијалното поместување на роторот.

При појава на хавариска состојба на работа на турбинската постројка, која не е опишана во инструкциите за нејзина појава и отстранување, е потребно дежурниот персонал да дејствува брзо, но и промислено. Треба, пред сé, да се дознае што е причината за појава на хавариска состојба. Затоа е пот-

ребно да се соберат сите можни информации, сврзани со хаваријата и реално да се предвиди развојот на процесот на хаварија. Тоа значи дека треба да се претпостави причината за појава на хаваријата. Големо влијание при тоа има доброто познавање на турбината, нејзините карактеристики и историјатот на експлоатацијата. Конечно, сето тоа треба да се работи многу брзо, понекогаш мерено во секунди. По донесување на заклучокот за причината за појава на хавариска состојба, се пристапува кон нејзино отстранување.

Некои од причините за појава на хавариска состојба на работа на турбинската постројка се:

- брза промена на температурата на свежата и повторно прегреаната пара.
- појава на метален звук или необични шумови внатре во турбината или силни вибрации на турбината. Причина за ова може да биде свиткување на роторот, кршење на ред лопатки и др.
- појава на искри или чад од лежиштата, или од надворешните лавиринтски затинки на турбината и електрогенераторот.
- појава на знаци на хидрауличен удар во цевководите за свежа пара или во турбината.
- појава на пукнатини на цевководите за свежа, повторно прегреана и одземена пара, цевководите за основен кондензат и напојна вода, цевководите за масло, колекторите, а исто така и на вентилите и распределителните комори.
- запалување на маслото од турбината и др.

10.1.6.3. Заштита и конзервирање, при стоење на парната турбина

На турбинската постројка, при стоење ѝ е потребна нега и заштита. Најголема опасност за турбината и за некои други елементи од турбинската постројка, претставува корозијата. Основна причина за појава на корозија е едновременото присуство на влага и воздух. Заради тоа по запирање на турбината, треба да се преземат мерки за нивно отстранување. Заради тоа цевководите за довод на пара кон турбината, се снабдуваат со вентили за обеспарување (обезвоздушување), кои се отвораат кон атмосферата веднаш по запирање на турбината. Коморите на регулациониот степен за одземање пара на регулационите вентили, исто така треба да бидат поврзани со атмосферата, за да се избегне појава на кондензат кој може да испари и да навлезе во турбината. [188]

При запирање на турбината на подолго време, се преземаат дополнителни мерки и тоа:

- Со помош на непропусни мембрани (уред за затнување), турбината се исклучува од сите пароводи низ кои може да дотече пара, како што се пароводите за свежа пара, пароводите за одземање пара, регенеративните загревачи и др.
- Роторот на турбината дополнително се затнува со коноп од азбест.
- Во парниот простор на кондензаторот, дополнително се поставува калциумхлорид ($CaCl_2$) за апсорбирање на влагата.
- Особена грижа се води на ракавците од вратилото. За да се создаде слој на масло на ракавецот, најмалку еднаш неделно, низ лежиштето треба да се пушта масло, а роторот, со помош на инсталацијата за бавно вртење да се заврти за неколку вртежи.
- Инсталацијата за масло да се измие и да се продува. После тоа резервоарот и цевководите да се остават отворени или пак да се наполнат со масло.
- Машинската сала да се чува во чиста состојба и добро да се проветрува.

Уште подобар начин да се спречи појава на корозија е да се внесе во внатрешноста на турбината топол сув воздух или инертен гас, како што е азотот. За таа цел, со помош на вентилатор, се шмука воздух од машинската сала, се пушта низ загревач на воздух во кој се загрева на температура (3÷5) ^oC повисока од температурата на околниот воздух и со извесен натпритисок се внесува во турбината, од каде излегува низ лавиринтските затинки.

10.1.7. Одржување на парнотурбински ТЕП

Основен предуслов за долговечна и сигурна работа на секоја постројка е правилна експлоатација и навремено извршување на тековните и планските технички прегледи и ремонти.

Цел на одржувањето е одржување на постројката во состојба која обезбедува сигурен и економичен погон, при соодветни стандарди на функционирање (параметри, капацитет и др.) и за време коешто е потребно за производна употреба.

Задача на стратегијата на одржувањето е да ја одбере и употреби онаа политика на одржување која одговара на конкретната ситуација. Денес е прифатено мислењето дека ниту една од расположливите политики на одржување земени поединечно не можат да одговорат на сите барања. Во досегашниот период тежиштето беше ставено на превентивното одржување. Меѓутоа, доколку инженерот го разгледува проблемот на одржувањето од гледна точка на раководење, тој мора да води сметка за крајно економична усогласеност на превентивното и корекционото одржување, што во некои ситуации претставува посебен проблем. [188]

10.1.8. Ремонт на котелската постројка

Надежната и економична работа на котлите и опремата зависи не само од правилно извршените конструктивни и монтажни работи, правилната експлоатација, туку и од навременото изведување на ремонтот. Под поимот ремонт се подразбира комплекс на работи со кои се обновува работната способност на уредите, опремата и арматурата кај една ТЕП. Ремонтот се извршува по планиран редослед и затоа тој често се нарекува и планско-превентивен. Во зависност од времетраењето, оштетувањата на постројката и неопходниот обем на работа, се разликуваат повеќе видови на планско-превентивни ремонти, кои во принцип можат да се поделат на:



Ремонт на котелска постројка

- тековен,
- капитален ремонт.

Надвор од планско-превентивните ремонти постои и хавариски ремон, кој е резултат на изненадни оштетувања на поединечни уреди и детали, заради неправилна експлоатација, преоптоварување на опремата и др. Во зависност од обемот, хаварискиот ремонт може да се изведува како тековен или капитален. [188]

10.1.8.1. Тековен ремонт

Тековниот ремонт се изведува со цел да се обезбеди или обнови работната способност на уредите и опремата со замена на одделни делови. Во зависност од работите кои треба да се извршат, тековниот ремонт може да се изведува за време на експлоатацијата на постројката (техничко или меѓуремонтно опслужување) и по запирањето на постројката.

За време на експлоатацијата (техничко или меѓуремонтно опслужување), е потребно да се спроведат следните работи:

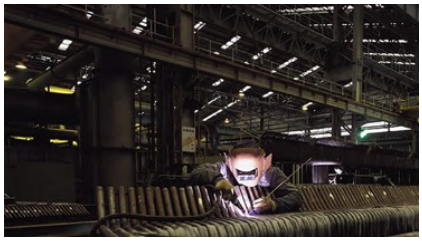
- секојдневен надворешен преглед, со проверка на работната и техничката состојба на поединечни јазли и детали, што се изведува од дежурниот персонал во експлоатацијата.
- нега на опремата: подмачкување, бришење, чистење, надворешен преглед на деталите, со цел да се согледа степенот на нивната истрошеност и да се преземат мерки за навремена нивна замена, проверка на загреаноста на површините кај кои постои лизгање, состојбата на системот за масло и ладење на вентилаторите за воздух и продукти на согорување, обезвоздушување и одводнување на цевководите и другите специјални постројки.
- мал ремонт на опремата и проверка на мали дефекти, пред сè на надворешните монтажни склопови, отстранување на дефектите во електричните кабли и процепите заради кои се нарушува херметичноста на котелската постројка, шмукање на воздухот, пропуштање на јагленов прав и течење на водата, масло и други течности, замена на стаклата за покажување на нивото на вода и други работи.

Техничкото опслужување на постројката не се планира и тоа исклучиво се изведува за време на нејзината работа.

При запирање на постројката е потребно да се извршат следните работи:

- чистење на загревните површини, огништето и каналите за гасови од згура и пепел,
- контрола на херметичноста на елементите кои работат под притисок под дејство на работниот притисок,
- отстранување на сите повреди на постројката и нарушената херметичност,









Ремонт на котелската постројка

(Напоен резервоар, загревачките, испарувачките и прегревачките цевни снопови и др.)

- контрола на заварените споеви и на површината на металот на напојните и другите цевни приклучоци,
- чистење на внатрешните загревни површини на цилиндарот и цевките,
- поединечна замена на држачите на екранските цевки и цевките на прегревачот на пара,
- замена на оштетените елементи, како што се: котелската обвивка (осид), горилниците, млазниците за распрскување на мазутот, пределот на коритото на котелот во кое се врши отстранување на згурата и негово затнување,
- контрола на сите вртливи механизми и замена на потрошените делови, воспоставување на оптималните зазори, замена или поправка на затинките, спојките, лежиштата и нивно центрирање и балансирање,
- преглед на механичките решетки на огништето со замена на потрошените и оштетните делови,
- отстранување на сите оштетувања на херметичноста на системот за подготовка на јаглен во прав,
- отворање на мелниците за јаглен и наварување на материјал на чеканите и другите истрошени делови,
- чистење, регулирање и испитување на автоматските инсталации за заштита,
- проверка на работата на арматурата и сигурносните вентили на цевоводите за пара, вода, гас, мазут и масло и отстранување на забележаните недостатоци.





Сечење на дотраените цевни снопови



Поставување нови цевни снопови

Бидејќи тековниот ремонт му претходи на капиталниот, истиот максимално треба да се искористи за откривање и точно определување на обемот на работите што треба да се извршат при капиталниот ремонт на котелската постројка.

10.1.8.2. Капитален ремонт

Капиталниот ремонт се изведува со цел да се изврши потполна ревизија, со детално проверување, мерење, испитување, отстранување на забележаните недостатоци и замена на истрошените јазли. По потреба за време на капиталниот ремонт може да се изврши и усовршување на одделни јазли врз основа на дотогашните експлоатациони сознанија. За време на капиталниот ремонт, покрај работите што се извршуваат за време на тековниот ремонт, треба да се извршат и следните работи:

- многу внимателна контрола на загревните површини на котелот, прегревачите на пара, цилиндарот, загревачите на вода, со делумно симнување на изолацијата и осидот на котелот,
- замена на истрошените екрански цевки, цевките во прегревачот за пара и др.,
- преглед на резервоарите за вода, течно гориво и хемиски реагенси; чистење на резервоарите и замена на одделни делови од нивните ѕидови или пак целосна нивна замена,
- замена на топлинската изолација и осидот на котелот, доколку е тоа потребно,
- боење на постројката.



Модификација на економајзерот

По извршениот капитален ремонт, котелот и помошната опрема се изложува на испитување, заради проверка на работната способност.

Таб. 10.1. Времетраење на планско-тековниот ремонт на котелот:

Производство на пара	Притисок на парата	Период меѓу два ремонта не помалку од	Времетраење, календарски денови						
			Во годината кога се спроведува капитален ремонт			Во годината кога се спроведува само среден ремонт			Кога има само ТР
t/h	MPa	god	Во КР	Во ТР	Вкупно време	Во СР	Во ТР	Вкупно време	
<35	6,36	4	15	6	21	6	6	12	9
36÷100	6,36	4	18	7	25	7	7	14	11
101÷150	6,36	4	20	8	28	8	8	16	12
151÷200	6,36	4	23	9	32	9	9	18	15
70÷120	6,36÷12,2	4	23	9	32	9	9	18	15
160÷170	6,36÷12,2	4	25	10	35	10	10	20	15
220÷230	6,36÷12,2	4	33	13	46	13	13	26	20
210÷320	13,7	4	34	14	48	14	14	28	21
420÷480	13,7	4	40	16	58	16	16	32	24
420÷480	13,7	4	36	14	50	14	14	28	21

Конечната оценка за квалитетот на извршениот капитален ремонт се дава по еден месец работа на котелската постројка. Нормите дадени во таб.10.1 се однесуваат на котли што работат на јаглен во прав, кој содржи до 35 % пепел. Во колку котелот работи со друг вид на гориво, дадените норми се множат со следните фактори:

- k = 0,8 за гасно гориво,
- k = 0,85 за смеса на гасно гориво со мазут
- k = 0,9 за мазут
- k = 1,2 за јаглен во прав со пепел над 35 %
- k = 1,4 за маслени шкрилци

Може да се предвиди еден среден ремонт во времето помеѓу два капитални ремонта, со времетраење од приближно 40 % од траење на капиталниот ремонт.

Еден од поважните техничко-економски показатели на постројките е годишниот коефициент на техничко искористување:

$$\eta_{ti} = \frac{8760 - (\tau_{kr} + \tau_{tr})}{8760}$$

τ_{kr} h - време во кое е извршен капиталниот ремонт
τ_{tr} h - времетраење на тековните ремонти во разгледуваната година.

Преку овој коефициент може да се влијае на продуктивноста на трудот на извршителите на тековните и капиталните ремонти, преку стимулирање на предвременото завршување на ремонтните зафати.

10.1.9. Ремонт на парнотурбинската постројка

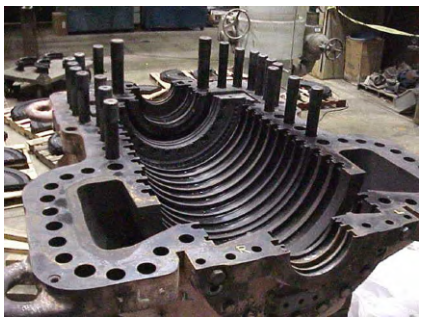
Тој во себе ги опфаќа капиталниот, среднопродолжителниот и тековниот ремонт. Роковите за спроведување на планско-превентивниот ремонт (капитален, среден и тековен) на турбинската постројка и нивното времетраење, за различни турбини (различна моќност и притисок) дадени се во таб.10.2., во која со Т се означени топлификационите турбини.

Ремонтот на турбинската постројка, како и останатата енергетска опрема, се организира и изведува по системот на мрежно планирање. Системот за мрежно планирање треба да го определи: бројот на персоналот за изведување на ремонтот, работите што треба да се изведат во кој било стадиум, времетраењето на секоја работа поодделно итн.

Перспективниот план за ремонт на опремата, во себе ги вклучува: капиталните, средните и тековните ремонти (сл.10.12), а исто така работите што треба да се извршат заради реконструкција и модернизација на опремата.

За време на капиталниот ремонт се извршува расклопување на турбината и отстранување на сите дефекти, со цел да се обезбеди надежна работа. Обемот и големината на работите при капиталниот ремонт, зависат од конструктивните и техничките особености на опремата, експлоатацијата и тн.

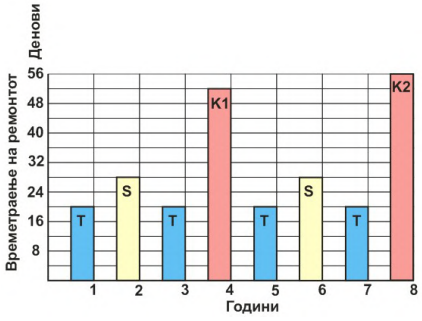
При капиталниот ремонт на турбинската постројка се извршуваат подготвителни, ремонтни и завршни работи. Некои поважни работи што треба да се извршат се следните:



Ремонт на куќиштето на турбината



Ремонт на роторот и лопатките на турбината



Сл. 10.12 Перспективен план за ремонт на блок од 300 MW

- детален надворешен преглед на турбинската постројка пред запирање на работата,
- промивање на проточниот дел на турбината,
- контрола на состојбата на металот и основните делови на парната турбина,
- ремонт на цилиндрите,
- ремонт на роторот и лопатичниот апарат,
- ремонт на лежиштата,
- центрирање,
- ремонт на системот за регулирање.



Ремонт на роторот на турбината

Таб. 10.2. Времетраење на планско-тековниот ремонт на турбинската постројка:

Моќ на турбинта	Притисок на парата	Период меѓу два ремонта	Времетраење, календарски денови						
			Во годината кога се спроведува О.Р.			Во годината кога се спроведува само С.Р.			Кога има само Т.Р.
MW	MPa	god	О.Р.	Т.Р.	Вкупно	О.Р.	Т.Р.	Вкупно	
<12	<6	5	10	3	13	4	3	7	6
12÷25		5	18	4	22	7	4	11	8
26÷50		5	22	5	27	9	5	14	10
51÷100		5	25	5	30	10	5	15	10
12	9	5	16	4	20	7	4	11	8
25	9	4	25	5	30	10	5	15	10
50	9	4	31	6	37	12	6	18	12
100	9	5	31	6	37	12	6	18	12
50	13	4	31	6	37	12	6	18	12
60	13	4	33	7	40	13	7	20	14
100	13	4	37	8	45	15	8	23	16
150	17	4	48	14	62	19	14	33	21
160	13	4	46	14	60	18	14	32	21
200	13	4	48	14	62	19	14	33	21
250T	24	3	60	18	78	24	18	42	27
300	24	3	60	18	78	24	18	42	27

ОР – основен ремонт, ТР – тековен ремонт, СР – среден ремонт

10.1.10. Контрола и одржување на кондензаторската постројка

Правилната и сигурна работа на кондензаторската постројка е многу важна за економичната и сигурна работа на турбинската постројка и целата ТЕП. Вакуумот во кондензаторот се одржува со парни или водени ејекторски постројки. Со повишување на притисокот во кондензаторот за 0,1 kPa се зголемува специфичната потрошувачка на пара за околу 2 %. Затоа е потребно да се контролира херметичноста на кондензаторската постројка. Во таб. 10.3 е дадена нормалната количина на воздух во зависност од моќноста на турбината.

Таб. 10.3. Нормална количина на воздух при одредена моќност на турбината:

Моќ на турбината, MW	Количина на воздух, kg/h
50	10
100	15
150	18
200	20
300	30

Воздухот навлегува низ места каде не е постигната добра херметичност, како:

- прирабници со НПТ,
- прирабници со цевководи под вакуум,
- надворешни лавиринтски затинки.

Една од важните работи за сигурна работа е зачувување на потребниот квалитет на кондензатот и напојната вода. Основна причина за влошување на квалитетот на кондензатот е навлегување на разладна вода во парниот простор.

Најчесто разладна вода влегува во парниот простор низ:

- местата на спојување на цевките со цевната штица, или
- низ цевките во колку на истите се појавила корозија.

Контролата на херметичноста се прави со контрола на тврдоста на кондензатот на излезот од кондензаторот. Контролата на присуството на воздух се прави со контрола на содржината на O_2 зад кондензните пумпи.

Нафаќањето на нечистотии од водната страна на цевките се манифестира со наголемување на температурната разлика меѓу разладната вода и кондензатот во кондензаторот.

Нечистотиите кај кондензаторите што работат со речна вода можат да бидат од следните видови:

- растителни или
- животински организми.

Најдобар метод на чистење е хемискиот. Водниот простор се исполнува со вода заситена со хлор со концентрат (15÷20) mg/l. Водата се чува извесно време, а потоа се испушта. Кондензаторот се мие со чиста вода. Чистењето може да се изведе и по механички пат, кај кој секоја цевка се чисти со сврдло или четка. Најдобри резултати се постигнуваат со постојано или периодично хлорирање на разладната вода, без запирање на работата на турбината.

Парната или водната страна на кондензаторските цевки може да бидат заситени со лесно растворливи соли на $Ca(HCO_3)_2$ и $Mg(HCO_3)_2$. Поради тоа на ѕидовите на цевките се нафаќаат кристали на $CaCO_3$ и $MgCO_3$. Ако се утврди дека талогот е мек и ровит, чистењето може да биде изведено по механички пат, односно секоја цевка се чисти со сврдло или четка. Доколку талогот е цврст, се предвидува хемиско чистење со (3÷4) % раствор на хлороводородна (солна) киселина, која се уфрла со помош на посебна пумпа. Целата процедура се изведува под надзор на стручно лице, добро обучен хемичар. [188]

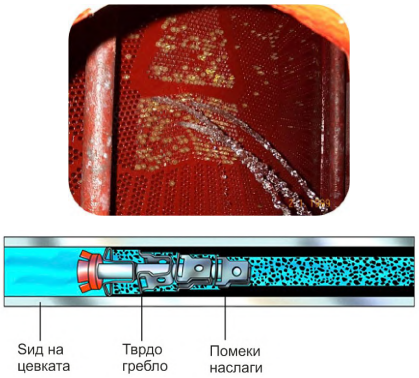
Намалувањето на перформансите на кондензаторот најчесто е резултат на нафаќањето на каменец на внатрешната страна на цевките или талог на цевките (сл. 10.13).



Сл. 10.13. Нечистотии на кондензаторските цевки

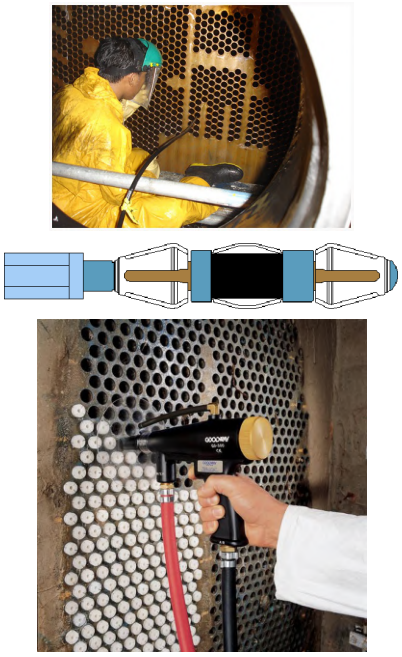
Познати се неколку методи на чистење на кондензаторските цевки:

- Механички начин на чистење на цевките:
  - со челично јаже, со една, две или повеќе челични четки,
  - Систем за чистење Conco, со метална глава со вода под притисок од (13÷20) bar (сл. 10.14),
- Со вода за ладење во обратна насока на движење (со постојните циркулациони пумпи). Едноставен начин за чистење кај едно и двоодните кондензатори, но комплициран кај повеќеодните,
- Со вода за ладење под висок притисок и глава со вртлива млазница. Едноставен начин за чистење кај едно и двоодните кондензатори, но комплициран кај повеќеодните кондензатори.



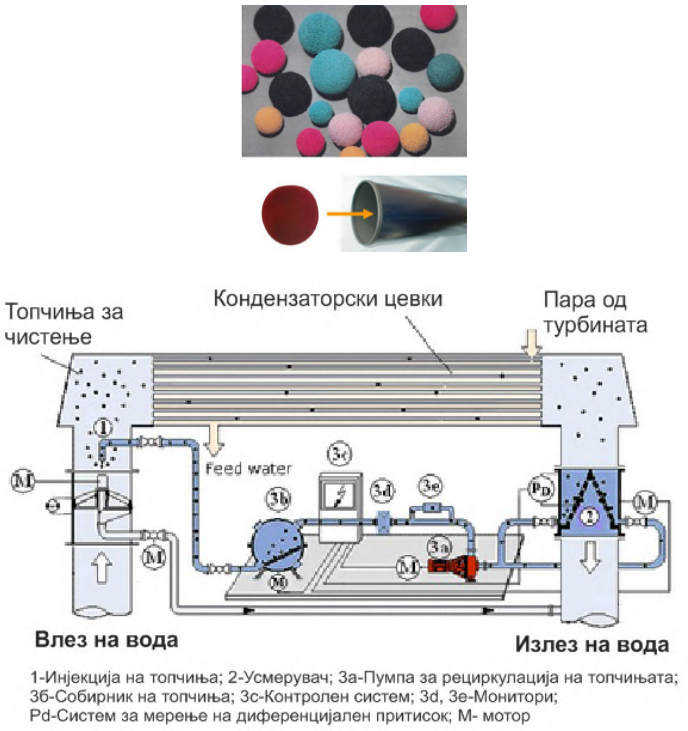
Сл. 10.14. Conco систем за чистење на кондензаторските цевки

Кондензаторските цевки е потребно повремено да се чистат по механички пат со посебни сврдла. Помодерен начин на чистење е QS-300 систем од типот на пиштол, од кој се испукуваат во цевките по пневматски пат или со вода под притисок цевни чистачи или спирални цевки со дијаметар (15,8÷31,8) mm (сл. 10.15).



Сл. 10.15. Чистење со сврдла и QS-300 систем од типот на пиштол

Може да се предвиди и континуирано механичко чистење со сунѓересто-гумени топчиња со дијаметар како внатрешниот d_v на разладните цевки (РЕК Битола, фирма Taprage од Германија). Топчињата се внесуваат со влезната разладна вода, во влезната комора, низ разладните цевки до едно сито. Во излезната комора, топчињата се собираат и повторно се внесуваат во системот (сл. 10.16).



1-Инјекција на топчиња; 2-Усмерувач; 3а-Пумпа за рециркулација на топчињата; 3б-Собирник на топчиња; 3с-Контролен систем; 3d, 3е-Монитори; Pd-Систем за мерење на диференцијален притисок; М- мотор

Сл. 10.16. Континуирано механичко чистење со топчиња

10.1.11. Контрола на нивото на вода (кондензат), ремонт и одржување на регенеративни загревачи

Контролата на нивото во загревачите за напојна вода треба да обезбеди одржување на нивото на водата (кондензатот) во загревачот на прифатлива вредност (опсег), при нормални и ненормални оптоварувања Доколку нивото на кондензатот почне да расте, ќе се потопи долната зона на цевниот сноп и ќе се намали преминот на топлина. Доколку нивото порасне значително, постои опасност од хидрауличен удар на турбината.

При пореметување на работата на контролата на нивото во загревачите за напојна вода, можни се следните оштетувања на турбината:

- удар и оштетување на лежиштата,
- оштетувања на статорската и роторската решетка (лопатки),
- термички дилатации и пукање на:
  - внатрешниот и надворешниот дел на телото,
  - на статорските дијафрагми,
  - оштетување на краевите на лопатките,
  - трајно извиткување и усукување.

Причините за промена на нивото на водата во загревачите се очекуваат во текот на стартување, запирање на работата и големи промени во оптповарувањето.

Контролерите на нивото во загревачите за напојна вода, можат да бидат со:

- пневматска контрола,
- електронска контрола, и
- дигитална контрола.

Најчесто се користи пневматската контрола на нивото, но во последно време сигурно ја заменуваат пневматските контролери, кои користат уреди (давачи) на електричен сигнал.

Предности на електронските контролери, во однос на пневматските се:

- се елиминираат пневматските цевки кои се проблем за одржување,
- овозможуваат брзо дејство,
- широк дијапазон на подесување на вредностите.

Дигиталната контрола се применува во последните години. Предности на дигиталните контролери, во однос на пневматските:

- кратко време на давање податоци,
- поголема прецизност,
- широк дијапазон на подесување,
- автоматска контрола на set point при различни оптоварувања,
- далечинска контрола на set point,
- можност за собирање, чување и мониторинг на податоците.

Еден загревач за напојна вода за контрола на нивото на напојна вода треба да е опремен со:

- водомерно стакло,
- контролер кој ќе управува со контролниот вентил на линијата за нормално дренирање.

Доколку се примени хавариско вклучување на контролниот вентил, контролерот мора да има двоен дијапазон, односно сигнален аларм (звучен и светлосен) за високо/ниско ниво на водата.

Кај сите овие конструкции на загревачи за време на чистење мора цевниот сноп да се извади од цилиндарот. Спојувањето на цилиндарот со влезната и излезната комора на напојната вода се изведува со прирабници (завртки) или со заварување. Недостаток на цилиндар споен со заварување е тоа што треба да се сече цилиндарот во случај на потреба за вадење на цевниот сноп. Недостаток кај цилиндрите споени со прирабници е во појавата на проблеми со течење кај загревачите со големи дијаметри.

Проектантот исто така мора да предвиди можност за изведување ремонт на загревачот. Начинот на раздвојување на цевниот сноп од цилиндарот, може да биде изведен така да се извади цевниот сноп од цилиндарот или да се извади цилиндарот од цевниот сноп.

Кај повеќето конструкции при ремонт се врши сечење на цевните врски со цилиндарот и цевните врски со влезната и излезната комора.

На сл. 10.17 е прикажан начинот на ремонтирање на загревачите.



Сл. 10.17. Ремонт на загревачите

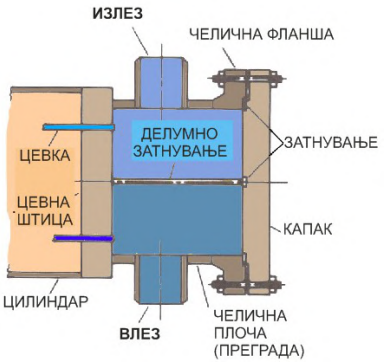
Сепак кај некои конструкции, се врши вадење на цилиндарот. Конструкторот мора да предвиди доволен простор за вадење на цилиндарот или цевниот сноп.

Кај загревачите за напојна вода од типот на цилиндрично-цевни изменувачи, значајна улога има конструкцијата на влезно-излезната комора на напојната вода, која се состои од:

- цевна штица,
- цилиндар (буре) со приклучоци за довод и одвод на напојна вода,
- поклопец и дел за сепарација (издвојување) на влезната од излезната (загреана) напојна вода.

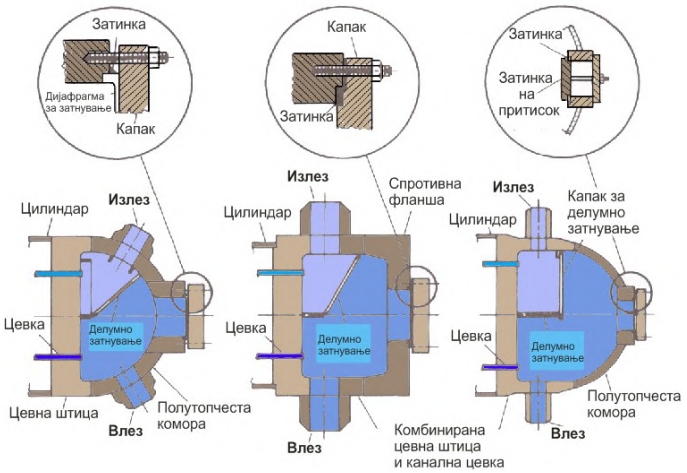
Овој тип на конструкција се применува кај НПЗ со дијаметар помал од 1,22 m.

За да се избегнат проблемите кои се јавуваат со затнувањето на главниот капак се применува конструкција со внатрешен дел, односно со капак со делумно затнување. Разликата на притисок во капакот за делумно затнување е само од падот на притисокот во водните цевки (сл. 10.18).

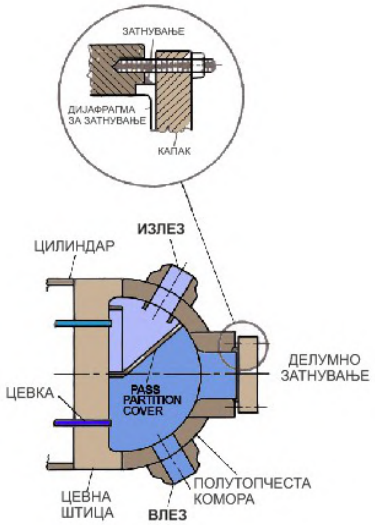


Сл. 10.18. Конструкција на загревач со внатрешен дел и капак со делумно затнување

Кај високопритисните загревачи за напојна вода, конструкцијата на влезно-излезната комора на напојната вода е како на сл. 10.19, кај која се користи полутопчест облик на комората (НПЗ со големи димензии се изработуваат на овој начин). Кај овие загревачи, прицврстувањето на цевките за цевната штица е со валцување за цевната штица. По валцувањето може да се изведе и мал прстен со заварување околу цевката (сл. 10.20).



Сл. 10.20. Различни видови на изведба на комората за влез/излез на напојна вода



Сл. 10.19. Влезно-излезна комора за напојна вода во полутопчест облик

Загревачите за напојна вода треба да подлежат на периодичен преглед со цел да се согледа нивната состојба. За периодичен преглед се препорачува период од (3÷6) години. [188]

Планот за контрола на состојбата треба да ги опфати следните елементи:

- секцијата за ладење на дренажната вода,
- цевките во зоната на подладување на парата,
- цевките околу претходно затнатите цевки, и
- некои случајно одбрани цевки.

Покрај регуларниот преглед, се препорачува и преглед по пукање на некоја цевка. Во таков случај цевките околу пукнатата цевка треба да се испитаат и сите цевки со оштетувања над дозволените треба веднаш да се заменат.

10.2. ЕКСПЛОАТАЦИЈА И ОДРЖУВАЊЕ НА ГАСНОТУРБИНСКИ ТЕП

10.2.1. Пуштање во работа на гаснотурбински ТЕП

Многу проблеми при експлоатација на ГТЕП настануваат при нивното пуштање во работа. За таа цел при пуштање во работа треба да се следат следните процедури: [188]

1. Пред пуштање на постројката во погон е потребно да биде во погонска спремност и помошната опрема. Иако, при производство на електрична енергија гасната турбина и генераторот работат со ист број на вртежи, сепак гасната турбина во текот на нејзината работа честопати го менува бројот на вртежи. Параметри на кои треба да се посвети внимание се:

- работниот број на вртежи на гасната турбина, за гасни турбини со два ротори бројот на вртежи на двата ротори (вратила),
- работниот број на вртежи на погонуваниот уред (генератор, компресор, пумпа и сл.),
- критичниот број на вртежи на гасната турбина,
- критичниот број на вртежи на погонуваниот уред,
- работната температура и притисок на влезот во гасната турбина,
- работната температура и притисок на погонуваниот уред, на пример проток и притисок при погон на компресори,
- кај двоосовински гасни турбини, погонската турбина прва го постигнува работниот број на вртежи,
- да биде во функција системот за мониторинг на вибрациите,
- да биде во функција уредот за бавно вртење на турбината,
- да се провери внатрешната и надворешната точка на порамнување со потпирачите на лежиштата.

2. За да се осигури дека не постои искривување на вратилото треба да се преземе следното:

- бавно вртење на вратилото во период од (1,5÷3) часа во зависност од типот на турбината и доведување на роторот до топла состојба,
- бавно вртење на број на вртежи помал од 800 min^{-1} додека не се исполнат следните услови:

- потребниот електричен напон,
- работа на сондата,
- вкупната механичка и електрична потрошувачка,
- вредностите за вибрации на поместувањето, брзината и забрзувањето,
- следење на сите мерачи, визири, температура на масло, притисоци и сл.

3. Доведување на турбината до првиот критичен број на вртежи и следење во период од 15 min. Поволно е постројката да има уред за меморија на податоците и Фуриеов трансформатор за анализа на податоците за меморија и анализа, што е поволно за идната работа на постројката.

4. Доведување на турбината помеѓу првиот критичен број на вртежи и минималниот број на вртежи на регулаторот и следење на перформансите околу 15 min.

5. Потоа, брзо постигнување на минималниот број на вртежи на регулаторот со брзо поминување на евентуалните други критични броеви на вртежи.

6. При постигнување на минималниот број на вртежи според регулаторот се отчитуваат и меморираат вибрациите.

7. Се мониторира температурата на радијалните и аксијалните лежишта.

8. Се зема примерок на масло и се проверува дали содржи метални делови.

9. Се проверува дали е во работна состојба помошната пумпа за масло и пумпата на еднонасочна електрична енергија. Доколку пумпите не се во работна состојба не се препорачува пуштање во погон на турбината.

10. Системот за масло мора да овозможи минимален проток на масло низ турбината (20÷30) min по исклучувањето, бидејќи во многу случаи максималната температура се постигнува (15÷20) min по исклучувањето.

11. Системот за согорување во комората за согорување мора да биде дотеран со анализатор на динамичен притисок по пуштањето во погон. Анализаторот по пробата се исклучува, затоа што тој не е дел на мерната опрема.

12. Да се провери да нема други течности во системот за гориво и дали притисокот на гориво е константен.

13. Проверка на емисијата на NOx, а со тоа на процесот на согорување.

14. Проверка на температурата на површината на комората за согорување. Овие температури треба да бидат константни при различна моќ на турбината.

15. Проверка на температурата на излезните гасови. Се прават минимум 10 мерења за проверка на согорувањето. Температурната разлика помеѓу минималната и максималната вредност треба да биде во границите (37÷50) ^{o}C при согорување на природен гас, а (57÷69) ^{o}C при согорување на течно гориво. Температурната разлика на излезот од комората за согорување треба да биде во границите (16÷22) ^{o}C, а поголемата вредност значи проблем во процесот на согорување.

16. Проверка и мониторинг на односот на притисоци и излезната температура на компресорот.

17. Следење на промените на моќ и специфичната потрошувачка на топлина на турбината.

18. Сите резултати од мерењата се запишуваат и се меморираат во посебен систем и се користат како податоци при пуштање на турбината.

10.2.2. Ремонт на гаснотурбински ТЕП

ГТЕП подлежат на планирани проверки (ремонти) при кои е потребно да се променат или ремонтираат дотраените делови. Со спроведување на ремонтните работи и работите за одржување, се зголемува расположливоста на турбината. Трошоците за ремонтни работи е потребно да бидат усклађени, односно не треба да бидат високи, но и ниски кои неповолно би се одразиле на сигурната работа на турбината. За таа цел секој производител на опремата ја пропишува програмата за одржување на турбината. Програмата за изведување ремонт и превентивното одржување е даден во упатството за работа, упатството за употреба и листата на проверки од страна на производителот. Во упатствата е даден начинот на одржување на ниво на ден, па сè до подолготрајни ремонтни работи.

Дневните работи за одржување (не се лимитирани) ги содржат следните проверки на:

- нивото на масло,
- течење на масло околу агрегатот,
- недоволно затнување, затнување на цевките и електричните конектори,
- влезниот филтер за воздух,
- излезниот систем на гасови,
- системот за контрола и мониторинг.

Дневните проверки се кратки проверки во период помалку од еден час и може да ги изведува операторот на турбината.

Производителите ги задаваат потребните термини за изведување проверки, кои зависат од работната состојба на гасната турбина. Периодот на проверки пред сè зависи од излезната температура, искористувањето на горивото и бројот на стартувања на турбината. Најкратката проверка се изведува по (3000÷6000) работни часови или по приближно 200 стартувања на турбината. Овие проверки се изведуваат во период од (2÷5) дена, што зависи од обемот на работите и деловите кои треба да се одржуваат. При овие проверки постојано се проверува системот за согорување. Овие проверки мора да се изведуваат под надзор на инженерот за одржување.

По изведување на ремонтните работи се прави тестирање на постројката со зголемување на оптоварувањето од нула, половина и максимално оптоварување. При тоа треба да се постигнат номиналните параметри на постројката и треба да одговараат на тие пред ремонтот. Тестирањето завршува со пречекорување на брзината на вртење, што предизвикува запирање на постројката и воедно проверка на заштитата на турбината. Добиените податоци од тестирањето се разгледуваат заедно со производителот на постројката и се утврдуваат причините кои предизвикале евентуални неправилности во работата, како:

- зголемување на вибрациите;
- намалување на притисокот во компресорот;
- промени на притисокот и температурата на маслото;
- излегување на воздух или гасови преку затинките;
- неправилно отчитување на термопаровите;
- големи промени на температурата во комората за согорување;
- протекување масло или гориво;
- неправилна работа на вентилите за гориво;
- промена на притисокот во хидрауличниот систем за контрола;
- неправилна работа на автоматот за бројот на вртежи;
- промена на звукот во редукторот;
- присуство на нечистотии во маслото;
- зголемена корозија на маслото;
- промена на падот на притисоци во топлинските изменувачи;
- неправилна работа на генераторот и сл.

Овие неправилности може да бидат отстранети само при изведување ремонт на долг период.

Во следната таб. 10.4 е прикажан периодот за ремонт на одредени елементи на турбината.

Таб. 10.4. Периодот за ремонт на одредени елементи на ГТЕП:

Работни часови	8000	16000	24000	32000	40000	48000
Тип на ремонт	Ремонт на комората за согорување	Ремонт на комората за согорување и млазниците и работните лопатки од 1 степен	Ремонт на топлите делови на турбината	Ремонт на комората за согорување	Ремонт на комората за согорување и млазниците и работните лопатки од 1 степен	Главен ремонт на турбината
Број на стартувања	400	800	1200	1600		

Во наредниот текст ќе биде прикажана процедурата за одржување на ГТЕП GT13E2 од производителот Alstom. Од страна на Alstom е пропишано соодветно одржување (ремонт) на гаснотурбинската постројка во зависност од поминатите еквивалентни работни часови. Обемот на работите и времетраење на секоја инспекција во зависност од поминатите работни часови се прикажани во наредната таб. 10.5.

Таб. 10.5. Вид на проверка, обем на работи и времетраење во зависност од поминатите работни часови:

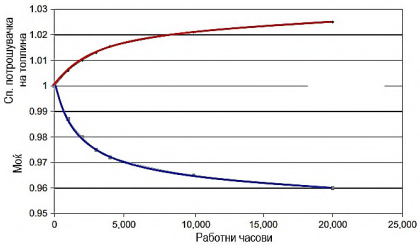
Проверка (само за MXL режим на работа)			Еквивалентни работни часови							
	Цел на проверката	Период	9 000	18 000	27 000	36 000	45 000	54 000	63 000	72 000
A	Бороскопска проверка на гасниот дел	2 дена	●		●		●		●	
B	Бороскопска проверка на гасниот дел. Заштита. Проверка на системот.	3 дена		●				●		
C	Проверка на гасниот дел. Проверка на помошната опрема. Проверка на системот.	28 дена				●				●

Од табелата може да се види дека првата „A“ проверка се однесува на бороскопско снимање на гасниот дел од гасната турбина. Целата проверка трае два дена, што покажува дека обемот на работите за одржување е релативно мал. Оваа проверка се прави по релативно краток период на работа на гаснотурбинската постројка, односно поминати 6000 работни часови и според искуствата на производителот не се потребни подетални проверки и ремонти во тој период.

Погололем обем на работите за одржување, односно детална проверка и ремонт на гаснотурбинската постројка е предвиден по поминати 36000 работни часови (проверка „C“). Обемот на работите при оваа проверка е значително поголем, а периодот на изведување на проверката трае 28 дена.

10.2.3. Одржување на елементите на ГТЕП

На ГТЕП во текот на работа ѝ се намалуваат работните карактеристики. На сл. 10.21 е прикажан стандарден дијаграм на промената на моќта и специфичната потрошувачка на топлина во зависност од работните часови на ГТЕП. Од дијаграмот може да се види дека со тек на времето се намалува моќта на ГТЕП, а се зголемува специфичната потрошувачка на топлина на ГТЕП.



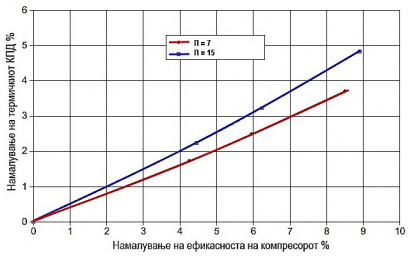
Сл. 10.21. Промена на моќта и специфичната потрошувачка на топлина во зависност од работните часови на ГТЕП

Намалувањето на перформансите на ГТЕП, односно нејзината деградација е резултат на дејството на нечистотии кои се внесуваат во ГТЕП преку филтерот за воздух, цевководите, водата од испарувачите, горивото и сл. За таа цел во ГТЕП се предвидуваат системи за миење на работните површини на ГТЕП. Деградацијата на ГТЕП влијае на:

- намалена ротација на постројката;
- намалување на излезната моќ;
- намалување на притисокот на излезот од компресорот,
- зголемено оптоварување на компресорот;
- зголемување на температурата на излезот од компресорот.

Од тие причини се применува одржување на главните составни елементи на ГТЕП. Предвидено е чистење на компресорот со примена на некоја од техниките на чистење и воведување соодветни индикатори на нечистотии.

На сл. 10.22 е прикажано намалувањето на ефикасноста на компресорот во текот на неговата работа. Од сликата може да се види дека намалувањето на ефикасноста на компресорот е повеќе изразена кај компресори со поголема вредност на односот на притисоци. За чистење на компресорот се користи измивање на површините со вода со различни системи на чистење.



Сл. 10.22. Намалување на ефикасноста на компресорот во текот на неговата работа

Млазниците од првиот турбински степен на гасната турбина се проверуваат со бороскоп преку отворот за проверка на комората за согорување или со демонтажа на плочата за проверка. Задниот ред на роторските лопатки може да се провери преку излезниот отвор на гасната турбина при прекин на работа на турбината (доста комплициран маневар). При тоа се мери зазорот на лопатките во четири точки и добиените мерни вредности се споредуваат со претходно измерените вредности при некое претходно мерење. Ова мерење може да биде индикатор за евентуално поместување на роторот и појава на длабнатини на лопатките, како и усуканоста на прстенот за затнување.

Потребно е да се направи преглед на евентуални пукнатини на топлите делови, кои се изложени на високи температури и да де направи проценка на можните работи за одржување. Од иста причина се проверуваат лежиштата на абење.

Турбинските лопатки се проверуваат на ерозија и пукнатини. Најкритични делови се корените на лопатките, спојот на коренот со роторот и дискот на роторот во близина на главчината. Најзагреан дел од лопатката е задниот раб на 1/3 од висината на лопатката, гледано од коренот на лопатката. Тие делови внимателно се чистат и се проверуваат на пукнатини со пенетранти. Млазниците и роторските лопатки од првиот степен се вадат и се чистат со брусна плоча број 200 од алуминиум оксид или друг за таа намена материјал. Потоа се прегледуваат на пукнатини со светилка во црвена или црна боја. Доколку пукнатините по должина се помали од 40 mm, млазниците можат да се поправат со заварување, но тоа е дозволено само кога пукнатината не поминува под потпорниот прстен. Завареният дел подлежи на постојана контрола. Кај роторските лопатки овој начин на поправка е тешко изводлив, поради каналите за ладење на лопатката. На ист начин се проверуваат и лопатките на следните турбински степени. При една или две оштетени роторски лопатки може да се направи санација во погонот или да се изврши замена само на тие мал број лопатки. При оштетување поголем број на лопатки се менува целиот ред на лопатки, затоа што и оние преостанати лопатки се очекува да имаат голем замор на материјалот.

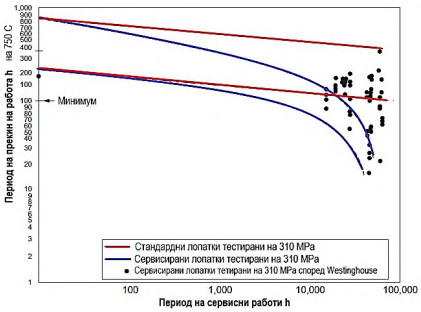
Горната и долната половина на лежиштата се проверува на линиско аксијално абење, особено кај турбините со поголем број на стартувања. Кај аксијалните лежишта се проверува аксијалното поместување на роторот кое треба да се движи во границите од (0,3÷0,4) mm. При големи отстапувања од линијата на аксијалност на роторот е потребно вадење и дотерување на роторот надвор под надзор на производителот.

Кај турбинските лопатки се разликуваат површински и внатрешни оштетувања на лопатките. Површинските оштетувања можат да се појават поради механички удари или корозија. Генерално овие оштетувања може да се санираат со брусење и нанесување заштитен слој. Со правилно нанесување на заштитниот слој може значително да се продолжи нивниот работен век (повеќе од нови). Премазите се изработени на основа на платина, родиум и алуминиум и се користат за лопатки изработени на основа на кобалт и никел, кои работат до температури од 735 ^{o}C. [188]

Внатрешните оштетувања на лопатките се резултат на микроструктурните промени на материјалот под дејство на високи температури, што неповолно влијае на механичките својства на лопатките. Постојат три вида на внатрешни оштетувања:

- прегревање или грубо прегревање,
- промена на зрното при гранична јагленизација,
- кавитација и појава на празнини (пори).

Овие оштетувања зависат од материјалот на изработка на лопатката. Секој материјал реагира различно на високи температури. На сл. 10.23 се прикажани типични промени при високи температури и појава на пукнатини за ковани лопатки изработени од Inconel X-750.



Сл. 10.23. Промени при високи температури и појава на пукнатини за ковани лопатки изработени од Inconel X-750

Внатрешните оштетувања од прегревање и промена на зрното при гранична јагленизација може да се репарира со термичка обработка при ниски температури. При појава на пори од кавитација оваа постапка не може да се примени. Во тој случај ќе треба да се заменат лопатките со нови.

Другите елементи кај гасните турбини се одржуваат слично како кај парните турбини, што е прикажано во претходниот текст.

10.1.4. Реконструкција на гаснотурбинските ТЕП

Новите гасни турбини за производство на електрична енергија работат при високи параметри на гасовите на влезот во турбината, односно при притисок од 40 bar и температура од 1482 °C, ниска емисија на NOx помала од 9 ppm и користат модерна технологија на материјалите за изработка на лопатките со еднородна кристална структура. КПД на современите гасни турбини се движи помеѓу (40÷45) % при работа на високи односи на притисоци од (30÷40) и високи влезни температури во турбината од 1482 °C. Од друга страна современите гасни турбини се соочуваат со следните проблеми: [76]

- достапност пониска од 10 %;
- помал век на млазниците и работните лопатки, просечно до 15000 работни часа;
- повисока деградација, (5÷7) % во првите 100000 работни часови;
- нестабилно согорување на горилниците со ниска емисија на NOx.

Корисниците на ГТЕП се задоволни од перформансите и ефикасноста на современите ГТЕП, но од друга страна имаат и одредени проблеми при работа со овие постројки, како:

- ниска достапност и сигурност;
- потребата од репарација на лопатките со еднородна кристална структура;
- стабилноста на горилниците со ниска емисија на NOx во комората за согорување;
- зголемено оптоварување на компресорот и зголемено триење на врвовите;
- проблеми со лежиштата и затинките.

Ниската достапност и сигурност е голем недостаток на современите турбини. Работата на современите турбини се изведува при високи влезни температури на гасовите во турбината, а тоа значи и високи температури на излезот од комората за согорување. Турбините се со големи габарити, работат со големи протоци на гасови и имаат голема тежина, гледано во однос на претходните конструкции на турбини. Големата тежина е причина за ниската достапност и сигурност на модерните турбини, затоа што за нивна изработка и изведување на ремонтни работи треба подолг период.

Модерните турбини работат при високи односи на притисоци над 30, што придонесува до појава на тесна нивна работна резерва (големо оптоварување на компресорот). Тоа значи дека, при појава на нечистотии на лопатките на компресорот доаѓа до намалување на моќта на компресорот, што пак неминовно повлекува зголемување на бројот на компресорски степени (зголемување на компресорот). Малите толеранции помеѓу лопатките и обвивката на компресорот понекогаш предизвикуваат зголемено триење.

Примената на високите параметри на гасовите бараат примена на скапи материјали за изработка на лопатките и примена на системи за ладење на лопатките. Тоа предизвикува намалување на работниот век на лопатките и спроведување почести ремонти за санација на лопатките.

Тоа било аларм за производителите на гасни турбини, од чија страна се направени голем број на конструктивни измени (особено по 2007 год.), при што голем број од недостатоците се отстранети. Најголеми конструктивни промени се направени на млазниците и роторските лопатки. [188]

Сето тоа придонесло модерните турбини да станат конструктивно посложени, што пак бара добра подготвеност на персоналот во текот на нивната експлоатација и одржување.

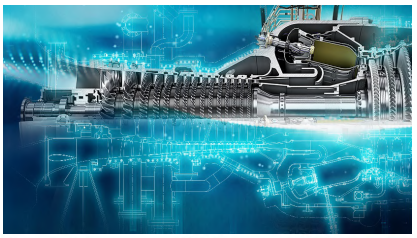
Во ГТЕП се користат аксијални повеќестепени компресори со висок однос на притисоци и број на степени од (17÷22). Со зголемување на бројот на степени се намалува односот помеѓу всисниот и потисниот дел на компресорот, кој се движи од (2,5÷3,5) %, во споредба со поранешните конструкции кај кои се движеше од (4÷5) %.

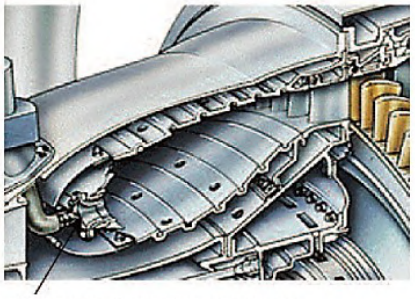
Модерните трендови кај компресорите се примена на (30÷35) на лопатки во првиот степен, за разлика од порано со број на лопатки околу 40, исто така примена на потенки профили на лопатки со помал однос на дебелината и тетивата од (0,1÷0,08) и примена на 3D-лопатки, кои се применуваат при однос на притисоци на степенот од (1,14÷1,18). Најчесто се предвидува впрскување вода на влезот или помеѓу секциите на компресорот, што ја намалува ерозијата на лопатките.

Високата температура на излезот од компресорот од 1000 °C (врела компресија), повлекува примена на ладење на лопатките.

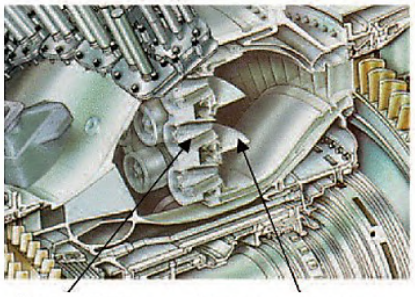
Кај современите ГТЕП се користат комори за согорување со горилници со ниска емисија на NOx (DLE Dry Low NOx – сува технологија). Оваа технологија е наменета за намалување на емисијата на NOx при непроменета емисија на јаглеродните оксиди и несогорените јаглеродоводороди.

Постарите типови на ГТЕП во составот имаат стандардни прстенести комори за согорување со 30 бризгалки за гориво поставени во еден ред. Емисијата на NOx се одржувала со впрскување вода или пара, за да се намали температурата во процесот на согорување. Од 1995 година се појавува DLE-технологијата за согорување со ниска емисија на NOx до 25 ppm. Оваа технологија се состои од 30 предмешачи, 75 степени бризгалки и четириоден дифузор од компресорот. Оваа технологија обезбедува емисија на NOx до 25 ppm и CO до 25 ppm, при оптоварување на ГТЕП од (70÷100) %. Споредбата на двете комори за согорување е прикажана на сл. 10.24.





Еднородна прстенеста комора за согорување



Комора за согорување со ниска емисија на NOx (DLE - Dry Low Emissions)

Сл. 10.24. Конструктивна споредба на еднородна прстенеста комора за согорување и комора за согорување со ниска емисија на NOx (DLE - Dry Low Emissions)

КОРИСТЕНА ЛИТЕРАТУРА

1. В. Рижкин. Тепловие електрические станции. Енерија, Москва, 1976.
2. D. Sarkar. Thermal Power Plant – Design and Operation. Elsevier, 2015.
3. P.K. Nag. Power Plant Engineering. McGraw Hill Edition, 2017.
4. M.M. El-Wakil. Power Plant Technology. McGraw Hill Edition, 2017.
5. A.K. Raja, A. P. Srivastava, M. Dwivedi. Power Plant Engineering. New Age International Limited Publishers Edition, 2016.
6. Central Electricity Generating Board. Modern power station practice. Pergamon Press, 1971.
7. Љ. Бркић, Т. Живановић, Д. Туцаковић. Термоелектране (друго издање). Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 2010.
8. В. Грковић, А. Јовановић. Термоенергетска постројења – процеси и опрема. Тенничке Науке – Уџбеници, Нови Сад, 2010.
9. Г. Шапиро. Повишение еффективности работи ТЕЦ. Енергоиздат, Москва, 1981.
10. Б. Сазанов. Тепловие електрические станции. Енергија, Москва, 1974.
11. В. Гиршфељд, Л. Кароль. Обшии курс електростанции. Енергија, Москва, 1976.
12. Н. Турчин. Инженерное обрудование теплових електростанции. Москва, 1979.
13. J. Клушин. Тепловие електрические станции. Енергоиздат, Москва, 1962.
14. В. Рижкин. Тепловие електрические станции. Москва, 1979.
15. Е. Соколов. Промишленние тепловие електростанции. Москава, 1979.
16. В. Григориев, В. Зорин. Тепловие и атомние електрические станции (справочник). Москва, 1979.
17. А. Леонков, Б. Јаковлев. Тепловие електрические станции. Минск, 1978.
18. А. Андрушенско. Термодинамические расчети оптималних параметров теплових електростанции. ГИ, Москва, 1963.
19. АН СССР. Новие схеми и цикли во теплоенергетике. Свердловск, 1971.
20. И. Петровски. Парни котли. МФС, 2008.
21. Л. Мелентев. Системние иследованиа в енергетике. Москва, 1983.
22. R. Haywood. Analysis of engineering cycles. Oxford, 1975.
23. М. Вукалович. Термодинамические своиства води и воданого пара. Москва, 1967.
24. С. Ривкин. Термодинамические своиства воздуха и продуктов сгораниа топлив. Москва, 1984.
25. Л. Мелентев. Системние иследованиа в енергетике. Москва, 1983.
26. R. Haywood. Analysis of engineering cycles. Oxford, 1975.
27. М. Вукалович. Термодинамические своиства води и воданого пара. Москва, 1967.
28. С. Ривкин. Термодинамические своиства воздуха и продуктов сгораниа топлив. Москва, 1984.
29. D. Devis. Energy. New York, 1982.

30. M. Bogner. Termotehnicar. Poslovna politika, Beograd, 1992.
31. С. Арменски, Д. Ташевски. Термоенергетски постројки – збирка задачи. Алфа-94, Скопје, 2010.
32. С. Арменски, Д. Ташевски. Топлински трурбини – збирка задачи. Алфа-94, Скопје, 2009.
33. Д. Ташевски, С. Арменски. Термотехнички машини и уреди – збирка задачи (второ издание). Алфа-94, Скопје, 2009.
34. Л. Арсенев. В. Тиришкин. Газотурбинние установки. Ленинград, 1978.
35. А. Сорох. Теориа и проктирование судових газотурбинних двигателеи. Ленинград, 1982.
36. А. Костук, А. Шерстук. Газотурбнние установки. Москва, 1979.
37. H. Cohen, G. Rogers, H. Saravanamuttoo. Gas Turbine Theory. London, 1972.
38. С. Гаврилов, Г. Жаров, А. Канаев, И. Копп. Судовие и стационарние газотурбинние установки закритого цикла. Ленинград, 1971.
39. З. Манушин. Газовие турбини. Москва, 1986.
40. В. Соколов. Газотурбинние установки. Москва, 1986.
41. М. Ковалевскии. Стационарние ГТУ откритого цикла. Москва, 1979.
42. А. Салинов. Газотурбинние установки. Москва, 1958.
43. M. Soukal. Spalovaci turbiny. Praha, 1980.
44. A. Scegljaev. Parni turbiny. I i II svazek. Praha, 1983.
45. К. Димитров. Топлински турбини. МАЦЕФ, Скопје, 2005.
46. Г. Олховскии. Разработки перспективних енергетических ГТУ. Тепло-енергетика бр. 4, стр. 66-75, Москва, 1996.
47. Газовие турбини в електроенергетике. Теплоенергетика бр. 4, стр. 2-11, Москва, 1996.
48. D. Brandt. Heavy-Duty Turbo power: THE MS7001F. Mechanical Engineering p. 28-45, july, 1987.
49. ABB Company. New Turbines Eye the Industrial Chp Market. MPS Review p. 35-38, june, 1995.
50. U. S. Department of Energy. Advanced Turbine – The Next Generation of Gas Turbines. FETC, USA, 2000.
51. U. S. Department of Energy. Advanced Turbine Systems – Providing Clean, Affordable Energy. FETC, USA, 1998.
52. Б. Фрумкин. Определение параметров судових газотурбинних установок. Ленинград, 1974.
53. GE Energy. GE Heavy duty gas turbine products. GE Energy, USA, 2011.
54. GE Energy. 6B Gas Turbine Reliable and Rugged 50/60 Hz Power for Various Applications. GE Energy, USA, 2010.
55. GE Energy. Heavy duty gas turbine products. GE Energy, USA, 2009.
56. GE Energy. Gas turbine. GE Energy, USA, 2006.
57. GE Energy. DLN 1+ Combustion System for Frame 6B Single Digit NOx emissions levels, GE Energy, USA, 2009.
58. Ansaldo Energia. Gas Turbine for Flexible Approach. Anslado Energia, Genova, Italy, 2011.

59. Kawasaki. CPB70D and CPB180D Gas Turbine. Kawasaki Gas Turbines – Americas, Houston, USA, 2010.
60. Kawasaki. Kawasaki Gas Turbine Generator Sets. Kawasaki Heavy Industries Ltd, Tokyo, Japan, 2006.
61. Mitsubishi Power Systems. Product Innovation - Project Coordination and Dedicated Service for Power Production throughout the Americas. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd, Lake Mary, Florida, USA, 2011.
62. TGV Broshure. Power cars TGV 001. Alstom, France, 2019.
63. M. Michael. GE Energy LMS Program Update. WTUI Confrence, 2006.
64. Solar Turbines (A Caterpillar Company). Power Your Future With Confidence. Solar Turbines, San Diego, CA, USA, 2011.
65. Siemens. Industrial Gas Turbines - The comprehensive product range from 4 to 47 MW. Erlangen, Germany, 2010.
66. Siemens. Siemens Gas Turbines over 100 MW. Erlangen, Germany, 2008.
67. GE Aviation. Commercial. https://www.geaviation.com/. 2019.
68. Rolls Royce. Product and Services. https://www.rolls-royce.com/products-and-services/civil-aerospace/. 2019.
69. Praga Alfa, Aircraft SM-92TE Praga Alfa. Praga, CR, 2017.
70. Опра Турбинс. Газовая турбина OP16 сочетает надежность и простоту с высокой производительностью. Москва, Россия, 2019.
71. Capstone. Turn Biogas in to Cash - Capstone MicroTurbine Energy Solutions, Chatsworth, CA, USA, 2007.
72. Capstone. C30 and C65 MicroTurbine Performance Specifications for Offshore Applications and ICHP. Capstone MicroTurbine Energy Solutions, Chatsworth, CA, USA, 2007.
73. Turbec. On-Site Microturbine Power.Turbec - Research and Development, Malmo, Sweden, 2007.
74. Elliott. 100 kW and 100 kW CHP Microturbine. Elliott Ebara Group Microturbines, Stuart, FL, USA, 2007.
75. MRK Motorsports.com. Turbochargers: Small engine performance – Turbo technology, 2020.
76. Mercedes-Benz. New Mercedes-Benz OM651 twin turbodiesel. 2019.
77. L. Carley.Turbocharger Diagnosis & Repair. AA1Car.com. 2019.
78. M. T. McCarrick, K. MacKenzie. Aeroderivative Gas Turbines - LM2500® to LM2500+DLE Gas Turbine Combined Cycle Plant Repowering. General Electric Company, GE Energy, USA, 2011.
79. Alstom mobility. Power cars TGV 001. Salon du Train, Paris, France, 1979.
80. B. Ivanov. Gas engine locomotives of the russian railway. Department of Technical Policy JSCo «RZD», Russia, 2017.
81. Gas Turbine Locomotives, GTELs. *Union Pacific, American-Rails.com,* 2017.
82. CNATT Rate Training Manager. Helicopters and turboshaft power plants. Pensacola, FL, USA, 2019.
83. Safran Power Units. Safran Helicopter Engines makes management appointments. Safran Power Units, Toulouse, France, 2019.

84. Sokół with Sich Engine the Polish Helicopter. Defece24.com, 2019.
85. Pratt & Whitney. Pratt & Whitney's JT9D engine opened a new era in commercial aviation. Prattwhitney.com, 2019.
86. Rolls Royce. Providing power to the Boeing 747 and 767 - The RB211 engine powers over 75 aircraft. https://www.rolls-royce.com, 2020.
87. GE Aviation. GEnx Engine Model Comparison, geaviation.com, 2020.
88. Airbus. Airbus A300-600. https://www.airbus.com/aircraft, 2020.
89. GE Aviation. CF6-80C2 high-bypass turbofan engines – datasheet. GE Aviation, Cincinnati, Ohio, USA, 2018.
90. Alstom. GT24/GT26 Gas turbine. Switzerland, 2007.
91. J. Akash. Gas Turbine Combustion Chamber. Rajagiri school pf engineering and technology, Dept. of Mechanical Engineering, RSET, 2020.
92. Alstom. GT11N2 Gas Turbine. Switzerland, 2008.
93. Leistritz TurboSolutions - Components for Compressors and Turbines. Leistritz Turbomaschinen Technik GmbH, Nuremberg, Germany, 2006/07.
94. M. Arnal, Ch. Precht, T. Sprunk. Fluid Structure Interaction Makes for Cool Gas Turbine Blades - An integrated simulation process improves performance without sacrificing longevity. Wood Group Heavy Industrial Turbines AG, Switzerland, 2007.
95. R. Zoli. Alstom. Technical Update - 9th GT13E2 Users Conference, Berlin, 2010.
96. Alstom. GT13E2 Maintenance Experiences of PV-Power. GT13E2 User Conference, Sydney, 2012.
97. Alstom. Rework of Vane Row 4 Boroscope Plug. Customer Information Bulletin N° 20091120_GT13E2, 2009.
98. Doosan Heavy Industries & Construction. Doosan gas turbines. Seoul, Korea, 2012.
99. Alstom. GT13E2 AEV Burner An evolutionary gas turbine solution. Switzerland, 2012.
100. Alstom. Gas power plants. Switzerland, 2010.
101. Alstom. Gas Power Plants Technical Performance. Switzerland, 2010.
102. Alstom. Technical Performance - Gas Turbine Range. Switzerland, 2010.
103. Solar Turbines by Caterpillar Company. Gas Turbine Generator Sets – Titan 130 - Data Sheet. San Diego, CA, USA, 2020.
104. Kawasaki Heavy Industry. Mobile Generator Sets (Kawasaki MGP/TGP Series). http://global.kawasaki.com/, 2020.
105. Solar Turbines by Caterpillar Company. Taurus 60 – Turbomachinery Package Specification. San Diego, CA, USA, 2009.
106. А. Канаев, М. Корнеев. Парогазовие установки (конструкции и расчети).Ленинград, 1974.
107. Л. Арсенев, В. Тиришкин. Комбинированние установки с газовими турбинами. Ленинград, 1982.
108. В. Цанев, В. Клевцов. К методике расчета енергетических показателеи парогазових установок с утилизационними паровими котлами. Електрические станции бр. 6, стр. 49-53, Москва, 1994.

109. М. Баровков, А. Козаров, И. Демидов, Г. Кутахов, Н. Романов. Тепловие схеми ПГУ: Автоматизација и расчета. Електрические станции бр.7, стр. 36-40, Москва, 1994.

110. И. Сучков, И. Бабии. Експерименталнаја проработка и проектирование горного газогенератора на паровоздушном дуте дла опитнои ПГУ. Електрические станции бр. 10, стр. 27-34, Москва, 1991.

111. А. Березинец. Влијание газотурбинних надстроек на работу котлов надстроенних енергоблоков. Електрические станции бр. 7, стр. 18-24, Москва, 1991.

112. Г. Олховскии, С. Чернецкии, А. Березинец, К. Василев, В. Гвоздев. Модернизација енергетических блоков путем их надстројки газовими турбинами. Електрические станции бр. 7, стр. 9-18, Москва, 1991.

113. Д. Качан, А. Хусаин. Техническо-економическаја оптимизација параметров ПГ ТЕЦ с чатичним промперегревом пара. Електрические станции бр. 7, стр. 46-49, Москва, 1991.

114. П. Поддубскии. О создании нового поколениа газотурбинних установок и их исползовании при сооружении нових и реконструкции деиствујуших електростции. Електрические станции бр. 4, стр. 2-10, Москва, 1991.

115. N. Schwarz. Increasing the Efficiency of Thermal Power Station. Енергетика мира стр.125-132, Москва, 1985.

116. D. Kostic, A. Van Zuijlen, C. Ruiters. Hunzestroom cogeneration plant – a fully integrated tailor made design. MPS Review p. 33-41, january, 1995.

117. В. Bohm, E. Stark. Ефикасно користење на гасните турбини и технологијата на комбиниран циклус во производство на топлина и електрична енергија. Енергетика 19/98 стр. 43-49, Скопје, 1998.

118. С. Арменски, К. Димитров, Д, Ташевски. Комбинирано производство на енергија во парогасна постројка на природен гас во Скопје. Енергетика 19/98 стр. 62-65, Скопје, 1998.

119. С. Арменски, К. Димитров, Д. Ташевски. Постројка за топлификација на Берово со комбинирано производство на енергија. Енергетика 22/99, Скопје, 1999.

120. Д. Ташевски. Состојба во Европската Унија. Меѓународен воркшоп БЕРОВО_99 со наслов “Когенеративни постројки со мала моќност”, 10 септември, Берово, Македонија, 1999.

121. С. Арменски, К. Димитров, Д. Ташевски. Когенеративна постројка на природен гас во Скопје. Меѓународно советување за “Топлификациони и когенеративни системи во урбани средини и индустрија”, 04-05.10.2000, Охрид, Македонија, 2000.

122. BBC – Cycle Power Plant. Power Generation with Efficiency Above 50 Percent. BBC Combined Cycle, report p.5, 1997.

123. С. Арменски, К. Димитров, Д. Ташевски. Когенеративна гаснотурбинска постројка со мала моќ во АД Комуна-Скопје. Меѓународно советување за”Топлификациони и когенеративни системи во урбани средини и индустрија”, 04-05.10.2000, Охрид, Македонија, 2000.

124. R. Kehlofer, A. Plancheler. BBC Combined Cycle, report, Zurich, 1997.

125. 56. Г. Олховскии, Ц. Черњецкии, В. Сватов, Г. Трушин. Перспективние ПГУ дла крупних електростанции. Теплоенергетика бр. 9,стр. 5-11, Москва, 1985.

126. С. Чернецкии, Г. Олховскии, А. Березинец. Парогазоваа установка мошносту 800 MW дла ГРЕС на природном газе. Теплоенергетика бр. 9, стр. 13-17, Москва, 1985.

127. М. Марков, Н. Прутковски, J. Корсов, К. Чавчанидзе. Опитно-промишленнаа парогазоваа установка с внутрицикловои газификациеи угла. Теплоенергетика бр. 9, стр. 19-23, Москва, 1985.

128. А. Березинец, А. Сотников, J. Ершов, С. Кондратева. Особености работи прамоточного котла в составе парогазовои установки утилизационого типа мошносту 800 MW. Теплоенергетика бр. 9, стр. 24-27, Москва, 1985.

129. А. Бузлуков, И. Данилов. Иследование економичности головного блока ПГУ - 250. Теплоенергетика бр. 9, стр. 28-31, Москва, 1985.

130. Парогазовие установки за рубежом. Теплоенергетика бр. 9, стр. 68-73, Москва, 1985.

131. Г. Олховскии, С. Чернецкии, А. Гусеев, А. Бородин, А. Сватов. Економичнаа маневреннаа парогазоваа установка с котлом-утилизатором мошносту 250 MW. Теплоенергетика бр. 3, стр. 11-14, Москва, 1986.

132. С. Чернецкии. Вибор параметров пара дла ПГУ с котлом-утилизатором. Теплоенергетика бр. 3, стр. 14-18, Москва, 1986.

133. И. Горин, Ф. Даков, Г. Олховскии. Парогазовие установки - кардиналнии пут развитиа енергетики. Теплоенергетика бр. 11, стр. 2-6, Москва, 1988.

134. И. Сотников со група соработници. Котел парогазовои установки мошносту 800 MW. Теплоенергетика бр. 11, стр. 11-16, Москва, 1988.

135. И. Давидов, Г. Козирева, Ш. Лаизерович, А. Левшиц, Ф. Павлова. Принципи построениа автоматизированнои системи управлениа блоком ПГУ - 800. Теплоенергетика бр. 11, стр. 17-21, Москва, 1988.

136. Г. Олховскии. Газовие турбини и парогазовие установки за рубежом. Теплоенергетика бр. 11, стр. 70-75, Москва, 1988.

137. Парогазовие установки - пут к повишениу економическои ефективности и економическои чистоти теплоенергетики. Теплоенергетика бр. 3, стр. 2-8, Москва, 1990.

138. В. Арсенев, J. Корсов, Е. Ходак, А. Рамахова. Високоеффективнаа комбинированаа установка с паровим охлаждением газовои турбини. Теплоенергетика бр. 3, стр. 19-22, Москва, 1990.

139. А. Копсов, П. Семавин, М. Цимкин, А. Матвеенко, С. Чернецкии. Расширение Кармановскои ГРЕС двума опитно-промишленними парогазовими блоками ПГУ - 800. Теплоенергетика бр. 3, стр. 23-30, Москва, 1990.

140. Н. Прутковскии, П. Сафонов, И. Левченко. Совершествование структури енергетики путем поетапного внедрениа ПГУ с паровими турбинами мошносту 800 MW. Теплоенергетика бр. 3, стр. 45-59, Москва, 1990.

141. И. Арекелан, И. Тимошенко, В. Цанев, В. Клевцов, И. Горбачинскии. Исследование показателеи парогазовои установки с полузависимои схемои. Теплоенергетика бр. 1, стр. 39-43, Москва, 1994.

142. И. Романов, А. Кривуца. Комбинированаа газопаротурбинаа установка мошносту 16-25 MW с утилизациеи тепла отходауших газов и регенерациеи води из парогазового потока. Теплоенергетика бр. 4, стр. 27-31, Москва, 1996.

143. А. Соколов, А. Мартинов. Енергетические характеристики парогазових теплофикационних установок. Теплоенергетика бр. 4, стр. 47-55, Москва, 1996.

144. Л. Полишук, С. Ефимов. Пути созданиа перспективних мошних енергетических ГТУ нового поколениа усложеннои тепловои схени и високоеффективних ПГУ на их основе. Теплоенергетика бр. 6, стр. 23-27, Москва, 1996

145. А. Стирикович. Повишение ефективности ПГУ на природном газе. Теплоенергетика бр. 4, стр. 73-75, Москва, 1994.

146. С. Асланан, П. Иванов, А. Мелин. Анализ ефективности схем парогазових установок с двухступенчатим сжиганием угла. Теплоенергетика бр. 6, стр. 44-47, Москва, 1995.

147. А. Зеигарник, Л. Мостинскии, А. Цалко, А. Штеренберг. Некоторие проблеми исползованиа води и водоподготовки на ПГУ с вприском пара. Теплоенергетика12, с. 53-60, Москва, 1995.

148. V. Ganapathy. Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators - Design, Applications and

149. J. Hirschenhofer, D. Stauffer, R. Engleman, M. Klett. Fuel Cell Handbook. Morgantown, USA, 1998.

150. R. O'Connel. Fuel Cell – Revolutionary technology from the 19-th Century. SFA, London, 2000.

151. S. Singhal. Status of Siemens Westinghouse SOFC Technology and Demonstration Units. Review Conference on Fuel Cell Technology, Chicago, 1999.

152. N. Minh. Development of High-Performance, Reduced-Temperature SOFC Power Systems. Review Conference on Fuel Cell Technology, Chicago, 1999.

153. Tan-Ping Chen. SOFC System Analysis. Review Conference on Fuel Cell Technology, Chicago, 1999.

154. S. Veyo. Westinghouse SOFC Field Init Status. Review Conference on Fuel Cell Technology, Chicago, 1999.

155. S. Veyo. Westinghouse 100 kWe SOFC Demonstration Status.Second workshop on very high efficiency fuel cell/advanced turbine power cycles FUEL CELLS 96 – Morgantown Energy Technology Center, 1996.

156. Westinghouse Electric Corporation. Developing the Solid Oxide Fuel Cell. Power Systems, 1999.

157. Westinghouse Electric Corporation. Solid Oxide Fuel Cell Project. Power Systems, 1999.

158. R. F. Singer, ABB, Germany. Flat plate SOFC. MPS Review, p. 19-25, October, 1990.

159. L. Rath, P. Le, F. Sudhoff. Configuration and Performance of Fuel-Cell Combined-Cycle

160. Options. Workshop on Very High Efficiency Fuel Cell/Gas Turbine Power Cycles, p. 21-33, Morgantown, West Virginia, 1995.

161. Workshop on Very High Efficiency Fuel Cell/Gas Turbine Power Cycles, Morgantown, West Virginia, 1995.

162. D. Archer, J. Wimer. Fuel Cell/Gas Turbine Systems – Power Generation with Heat and Fuel Recovery. Workshop on Very High Efficiency Fuel Cell/Gas Turbine Power Cycles, Morgantown, West Virginia, 1995.

163. G. Steinfeld. High Efficiency Carbonate Fuel Cell/Turbine Hybrid Power Cycles. Workshop on Very High Efficiency Fuel Cell/Gas Turbine Power Cycles, Morgantown, West Virginia, 1995.

164. H. Morehead. High Efficiency Fuel Cell/Advanced Turbine Power Cycle. Workshop on Very High Efficiency Fuel Cell/Gas Turbine Power Cycles, Morgantown, West Virginia, 1995.

165. D. White. Fuel Cell and Advanced Turbine Power Cycle. Workshop on Very High Efficiency Fuel Cell/Gas Turbine Power Cycles, Morgantown, West Virginia, 1995.

166. M. Hsu, D. Nathanson. Ztek's Ultra High Efficiency Fuel Cell/Gas Turbine Combination. Workshop on Very High Efficiency Fuel Cell/Gas Turbine Power Cycles, Morgantown, West Virginia, 1995.

167. T. Knickerbocker. Fuel Cell/Gas Turbine Integration. Workshop on Very High Efficiency Fuel Cell/Gas Turbine Power Cycles, Morgantown, West Virginia, 1995.

168. Д. Ташевски, С. Арменски, К. Димитров. Комбинирана ТЕП со горивна ќелија и парно-гасен циклус. Меѓународно 4Е советување, 3-4 октомври, Струга, Македонија, 2002.

169. В. Алтшулер. Новие процесси газификации твердого топлива. Москва, 1976.

170. В. Померанцев. Основи практическои теории гореииа. Ленинград, 1986.

171. U.S. Environmental Protection Agency. Commpilation of Air Pollutant Emission Factors. Volume1, Fifth Edition, p-42, North Carolina, USA, 1995.

172. Г. Каневче. Влијание на термоенергетските објекти врз квалиетот на воздухот. Меѓународно 4Е советување, 3-4 октомври, Струга, Македонија, 2002.

173. MikroPul. Wet Scrubbers. Bim 503 3, Charlotte, USA, 2009.

174. BETH Blue Technology – Efficient Solutions for Clean Air - Dry electrostatic precipitator. BETH filter GmBH, Lübeck, Germany, 2015.

175. BETH Blue Technology – Efficient Solutions for Clean Air - Wet electrostatic precipitator. BETH filter GmBH, Lübeck, Germany, 2015.

176. BETH Blue Technology – Efficient Solutions for Clean Air – Bethpuls bag filter. BETH filter GmBH, Lübeck, Germany, 2015.

177. Clean coal technology. SO_2 Removal Using Gas Suspension Absorption TechnologS. The U.S. Department of Energy and AirPol Inc., Topical Report No. 4, p.23, USA, april 1995.

178. Kikkawa H., Ishizaka H., Kai K., Nakamoto T. DeNOx, DeSOx, and CO_2 Removal Technology for Power Plant. Hitachi Review Vol. 57, No. 5, pp. 174-178, Japan, 2008.

179. A New Approach to NOx Control. URS Power Corporation, Report No. 11.25.14, p.4. San Francisco, USA, 2014.

180. Nikolaisen K., Mahecha-Botero A. Tail Gas SO_2 Scrubbing using fluidized Bed Technology. Sulphur 2013 - International Conference, pp. 147-158 , Miami, USA, 4-7 November 2013.

181. Reducing Emissions of Nitrogen Oxides via Low-NO_X Burner Technologies. The U.S. Department of Energy and The Babcock & Wilcox Company, Southern Company Services, Inc.Public Service Company of Colorado. Report No.5, USA, september, 1996.

182. Asshworth B., Kakaley R., Widenman T. Demonstration of 3-stage coal combustion at the lincoln development center. 28th International Technical Conference – Coal Utilization & Fuel, p.10 Systems Clearwater, Florida, USA, 10-13 march, 2003.

183. The AireJet™ Low NOX Burner: For Lower Emissions and Higher Efficiency. Babcock & Wilcox Power Generation Group, Inc, Report No.E101-3195 2KDC8I, p.4, Barberton, Ohio, USA, 2008.

184. Barendregt S., Risseeuw I., Waterreus F. Applying ultra-low NOx burners. Petrochemicals & Gas Processing PTQ Q2 2006, p.6, USA, 2006.

185. Webster T., Zink J. Burner technology for single digit NOx emissions in boiler applications. CIBO NOx Control XIV Conference, p.9, San Diego, USA, 13 March, 2001.

186. W. Smith, D. Sandwell. Global sea floor topography from satelite alimentry and ship depth saundings.

187. Climate model. EPA – US Environmental Protection Agency, 2013, USA.

188. Д. Ташевски. Одржување и експлоатација на енергетски постројки и системи. УКИМ e-biblioteka, Скопје, 2013.

Ниту еден дел од оваа публикација не смее да биде репродуциран на било кој начин без претходна писмена согласност на авторот

Е-издание: https://www.ukim.edu.mk/e-izdanija/MAF/Termoenergetski_postrojki.pdf