

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Т.К. Бәсенов атындағы Сәулет, құрылыс және энергетика институты

Энергетика кафедрасы

Абдуait Дархан Хасанұлы

Абсорбициялы бромдық суытқыш машинының газтурбиналық қондырғыдағы
қолданысы

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

5В071700 – Жылу энергетикасы

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Т.К. Бәсенов атындағы Сәулет, құрылыс және энергетика институты

Энергетика кафедрасы

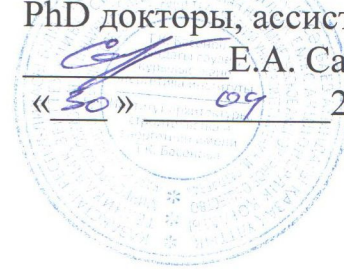
ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі м.а.

PhD докторы, ассистент профессор

Е.А. Сарсенбаев

«30» 09 2019 ж.



ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Абсорбициялы бромдық суытқыш машинының газтурбиналық қондырғыдағы қолданысы»

5B071700 – Жылу энергетикасы мамандығы бойынша

Орындаған

Абдуait Д.Х.

Пікір беруші
АЭЖБУ «Жылуэнергетикалық қондырғылар» кафедрасының
доценті, техн.ғыл.канд.

Ғылыми жетекші
PhD доктор, сениор-лектор

 Туманов М.Е.

 Балгаев Н.Е.

«30» 04 2019 ж.

«25» 04 2019 ж.

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Т.К. Бәсенов атындағы Сәулет, құрылыс және энергетика институты

Энергетика кафедрасы

5B071700 – Жылу энергетикасы

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі м.а.

PhD докторы, ассистент профессор

Е.А. Сарсенбаев

« 28 » 01 2019 ж.

**Дипломдық жұмысты орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы *Абдуаит Дархан Хасанұлы*

Тақырыбы «Абсорбициялы бромдық суытқыш машинының газтурбиналық қондырғыдағы қолданысы»

Университет ректорының 2018ж. «10» қазандағы № 1210-б бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «25» сәуір 2019 ж.

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістер: Буландырғыштың кіре берісіндегі және шығысындағы тұздың температуралары; Конденсаторға кіре берістегі салқындатқыш судың температурасы; Жылу алмастырғыштан кейінгі әлсіз ерітіндінің параметрлері; Қондырғының салыстырмалы суық өндірулігі.

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

а) Суытқыш машиналардың түрлері;

б) АБСМ-ның сұлбасы және жұмыс істеу принципі;

в) Газ турбиналық қондырғының сұлбасы жән жұмыс істеу принципі;

г) Компрессор кірісіндегі ауа температурасының ГТҚ-ның қуатына әсері.




д) Суытқыш машинаның суытқыш элементін есептеу.

Сызбалық материалдар тізімі Сызбалық материалдарды слайдпен дайындау
Ұсынылатын негізгі әдебиеттер 12 атау

Дипломдық жұмысты дайындау
КЕСТЕСІ

| Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі | Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері | Ескерту |
|---|--|---------|
| Суытқыш машиналардың түрлері | 11.03.2019 ж | моқ |
| АБСМ-ның сұлбасы және жұмыс істеу принципі | 25.03.2019 ж | моқ |
| Газ трубиналық қондырғының сұлбасы жән жұмыс істеу принципі | 08.04.2019 ж | моқ |
| Компрессор кірісіндегі ауа температурасының ГТҚ-ның қуатына әсері | 15.04.2019 ж | моқ |
| Суытқыш машинаның суытқыш элементін есептеу | 25.04.2019 ж | моқ |

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының аяқталған жұмысқа қойған қолтаңбалары

| Бөлімдер атауы | Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі (ғылыми дәрежесі, атағы) | Қол қойылған күні | Қолы |
|------------------|--|-------------------|---|
| Негізгі бөлім | Н. Е. Балгаев Доктор PhD, сениор-лектор | 25.04.2019ж |  |
| Экономика бөлімі | Н. Е. Балгаев Доктор PhD, сениор-лектор | 25.04.2019ж |  |
| Норма бақылау | А.О. Бердибеков, сениор-лектор | 26.04.2019ж |  |

Ғылыми жетекші



Н.Е. Балгаев

Тапсырманы орындауға алған білім алушы



Д.Х. Абдуаит

Күні

« 04 » 03 2019 ж.

АНДАТПА

Бұл дипломдық жобада АБСМ өндірісте ауаны суытуға арналған тиімді қондырғы ретінде ГТҚ-да қолданылуын қарастырдық. АБСМ-ны газ трубиналық қондырғыда түсетін ауаны салқындату үшін және сәйкесінше қондырғының жұмыс эффективтілігін арттыру үшін қолдану тиімділігін есептедік. Біздің елімізде жылдық орташа температурасы жоғары климаттық аудандарға жататын болғандықтан АБСМ-ның ГТҚ-да қолданылуының маңыздылығын зерттедік. Газ трубиналық қондырғы тұрақты ауа шығынымен жұмыс істейді, сәйкесінше, ауаның температурасы жоғарыласа, оның тығыздығы төмендейді және соған байланысты ГТҚ-ның да қуатының қаншалықты кемітінін қарастырдық. АБСМ-ның жұмыс істеу принципінің негізгі сұлбаларын келтіре отырып, жұмыс циклын қарастырдық және суытқыш машиналардың басқа да түрлеріне мысал келтіре отырып, салыстырдық.

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте предусматривается применение АБХМ в качестве эффективной установки для охлаждения воздуха в производстве. Для расчета эффективности использования АБХМ для охлаждения поступающего воздуха в газопроводной установке и повышения эффективности работы оборудования. Мы изучили важность применения АБХМ в ГТУ, так как в нашей стране относится к климатическим районам со высокой средней годовой температурой. В связи с тем, что газовые трубопроводы работают с постоянным расходом воздуха, соответственно, при повышении температуры воздуха снижается его плотность, и в связи с этим мы рассматриваем, как уменьшается мощность ГТУ. Приведем основные схемы принципа работы АБХМ, рассмотрим цикл работы и сравнимы с приведением примеров других видов охладительных машин.

ANNOTATION

This diploma project provides for the use of ABRM as an effective installation for cooling the air in production. To calculate the efficiency of using ABRM for cooling the incoming air in the gas pipeline installation and improve the efficiency of the equipment. We have studied the importance of using ABRM in GTI, as in our country refers to climatic areas with high average annual temperature. Due to the fact that the gas pipelines operate with a constant flow rate of air, respectively, with increasing air temperature decreases its density, and therefore we consider how the power of GTI decreases. We present the basic scheme of the principle of operation of ABRM, consider the cycle of operation and are comparable with the examples of other types of cooling machines.

МАЗМҰНЫ

| | |
|--|----|
| Кіріспе | 7 |
| 1 Суытқыш машиналардың түрлері | 9 |
| 2 Абсорбциялы бромды суытқыш машинаның сұлбасы және жұмыс істеу принципі | 19 |
| 3 Газ трубиналық қондырғының сұлбасы жән жұмыс істеу принципі | 23 |
| 4 Газ трубиналық қондырғының ПӘК-ін көтеру шаралары | 29 |
| 5 Компрессор кірісіндегі ауа температурасының ГТҚ-ның қуатына әсері | 35 |
| 6 Суытқыш машинаның суытқыш элементін есептеу | 38 |
| 7 Экономикалық бөлім | 40 |
| Қорытынды | 41 |
| Пайдаланылған әдебиеттер тізімі | 42 |

КІРІСПЕ

Энергия үнемдеу мәселесі қазіргі таңда ғаламдық жылулану, пайдалы қазбалардың біркелкі таралмауы және олардың қорының азаюы салдарынан бүкіләлемдік мәселе болып отыр. Бұл мәселелердің бір бөлігі ретінде суытқыш машиналарды жатқызуға болады. Өнеркәсіптің түрлі салалары мен тұрмыста төменгі температураның сақталуы жиі қажет етіледі. Суықтың өндірілуі суытқыш машиналарда жүзеге асады.

Қоршаған ортаға зиянды әсерді азайту үшін суытқыш жүйені жасау және эксплуатация процесі кезінде де эффективтілігін жоғарылату арқылы қол жеткізіледі.

Газ трубиналық қондырғының өндірулігі мен қуат өндіру эффективтілігі оның қуатын 40%-ға дейін төмендетуі мүмкін болатын климаттық жағдайға байланысты. Ыстық климатта газ трубиналық қондырғының компрессорға кіретін ауаны суытудың түрлі әдістері қолданылады. Әрбір суыту техникасы сәйкесінше өзіне тән ерекшеліктерге, артықшылықтар мен кемшіліктерге ие. Олар әртүрлі факторларға байланысты болады. Мысалы, инвестициялық шығындар мен өзін-өзі ақтау уақыты және суыту шамасы басты назарда болады. Суытқыш қондырғылардың негізгі техникалық көрсеткіштері суықты жасау, суытқыш коэффициент және эксергетикалық ПӘК-і болып табылады. Қондырғының суықты жасауы бұл оның суытылатын ортадан уақыт бірлігінде алатын жылу мөлшері. Температуралық жағдайда байланысты суытқыш қондырғының өнімділігі ауысып отырады. Буландыру температурасы төмендеген кезде суықты өндіру де төмендейді, ал конденсация температурасы төмендеген сайын суықты өндіру артады.

Суыту техникасының және энергоүнемдеу жүйесіне жылу есебінен жұмыс істейтін абсорбциялық бромды суытқыш машина (АБСМ) кіреді. АБСМ өндірісте ауаны суытуға арналған зияндылығы мейлінше аз, эффективтілігі жоғары, экологиялық тұрғыда тиімді қондырғы ретінде кеңінен таралған суытқыш машина. АБСМ-ны газ трубиналық қондырғыда түсетін ауаны салқындату үшін және сәйкесінше қондырғының жұмыс эффективтілігін арттыру үшін қолданылады. Бұл әсіресе жылдық орташа температурасы жоғары климаттық аудандарда орналасқан ГТҚ—да қолданылуы өте маңызды рөл атқарады. АБСМ-нің энергоүнемдеу эффективтілігі орталықтың теплофикациялық алымдары есебінен жұмыс істеуі арқылы байқалады.

Әдетте газ трубиналық қондырғы тұрақты ауа шығынымен жұмыс істейді, сәйкесінше, ауаның температурасы жоғарыласа, оның тығыздығы төмендейді және соған байланысты ГТҚ-ның да қуаты кеми түседі. ГТҚ-ны суытудың көптеген түрлері белгілі, олардың ішінде көп қолданылатыны абсорбциялы суытқыш машина. АБСМ - электр энергиясының емес, трубинадан шыққан жылу көздерінің есебінен жұмыс жасайтын суытқыш машина. Жылу көздері болатынындарға: ыстық су, газ (выхлопные газы), бу, табиғи газды жатқызуға болады. Электр энергиясын тұтынуды төмендету-абсорбциялық суытқыш

машиналардың негізгі артықшылығы. Жылу энергиясы отынды тікелей жағу (мысалы, табиғи газ) есебінен де, кәдеге жарату есебінен де алынуы мүмкін. Трубинаға берілетін ауа температурасының 40°C -тан 15°C -қа дейін төмендегенде ГТҚ-ның қуаты 30%-ға дейін артады.

1 Суытқыш машиналардың түрлері

Жасанды суытуда температуралық шегі абсолюттік нөлге жақын температура ($-273,15^{\circ}\text{C}$) болып табылады. Суытқыш машиналарда температуралық диапазон шартты түрде екіге бөлінеді: орташа температуралық аймағы -120°C -қа дейін және терең суық аймағы -120°C -тан төмен. Қарастыратын суытқыш машиналарымыз орташа температуралық аймақтық машиналар болып табылады

Суытқыш машиналар жұмыс істеу принципіне байланысты негізгі үш топқа бөлінеді: компрессорлық, жылу пайдаланатын, термоэлектрлі.

Компрессорлы суытқыш машина энергияны механикалық жұмыс түрінде қолданады. Компрессор – бұл машинаның бу немесе газ түріндегі жұмыс денесін сығатын және араластыратын элементі болып табылады. Компрессордың күшіне және қуатына байланысты оның жетегі: электрлі, іштен жану қозғалтқышы, бу және газ трубиналы қозғалтқыш арқылы жүзеге асады.

Жылу қолданатын машиналар абсорбциялы және буэжекторлы болып бөлінеді, энергия көзі ретінде төмен потенциалды жылуды, яғни температурасы қоршаған орта температурасынан жоғары: ыстық су, газ, бу пайдаланылады. Бұл қазіргі кезде қолданылуы маңызды болатын екінші ретті энергия ресурстары болып табылады.

Термоэлектрлік суытқыш машина тікелей электр энергиясын тұтыну арқылы жұмыс істейді.

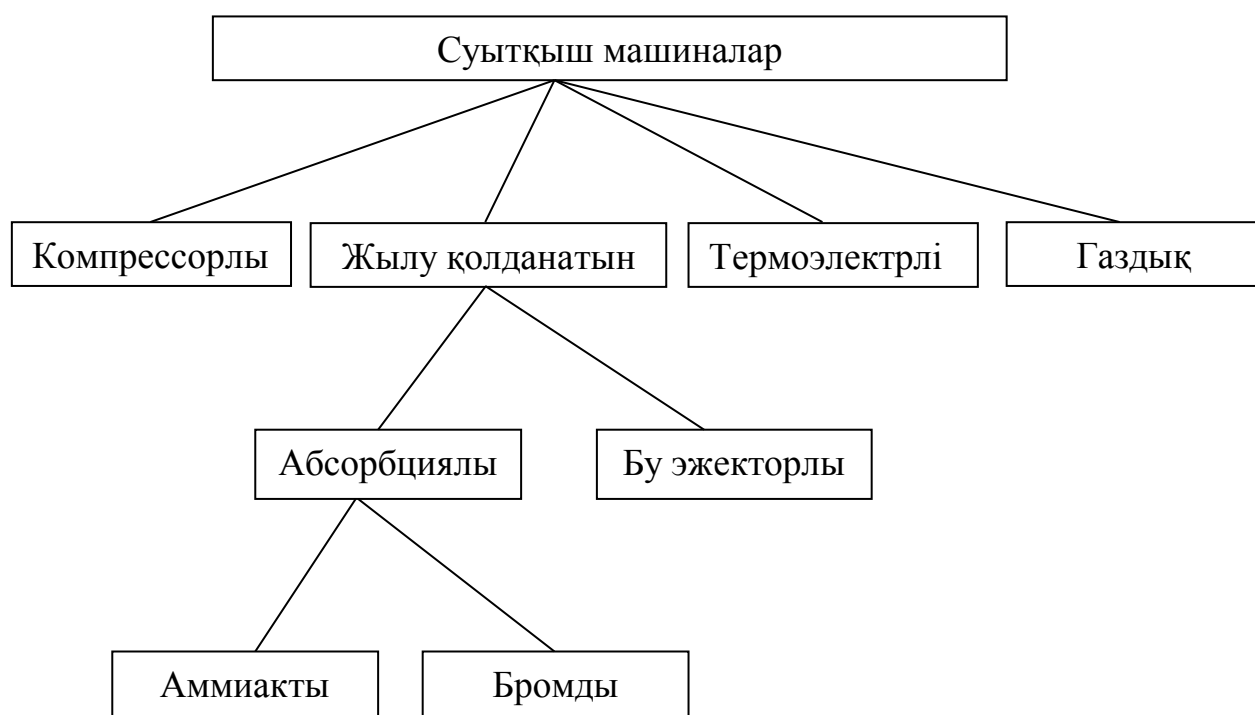
Компрессорлы суытқыш машина циклдың жұмыс процесінде хладагенттің агрегаттық күйіне байланысты: булық және газдық болып бөлінеді. Булық суытқыш машинада жұмыс денесі тұйық кері айналмалы термодинамикалық цикл жасай отырып, өзінің агрегаттық күйін: бу-сұйықтық-бу схемасы бойынша өзгертеді. Газдық суытқыш машиналарда жұмыс денесінің агрегаттық күйі өзгермейді, өйткені жұмыс денесі ретінде негізінен ауа қолданылады.

Суыту техникасында қоршаған орта температурасынан төмен температура алу үшін: фазалық ауысу есебінен суыту эффектісі, дросселдеу (Джоуль-Томпсон эффектісі), құйынды эффект (Ранька Хильш эффектісі), термоэлектрлі эффект (Пэльте эффектісі) қолданылады.

Кеңінен таралған суыту әдістері ретінде булық компрессорлы суытқыштар мен жылу қолданушы суытқыш машиналарда қолданылатын фазалық ауысу есебінен суыту әдісі болып табылады.

Сублимация – сұйық фазаны ауыстырып, жылуды жұта отырып, қатты заттың газтәрізді күйге ауысуы. Азық-түлік тауарларын тасымалдауда, сақтауда сонымен қатар мұздату мен мұз күйінде тасымалдауда құрғақ мұздың (көміртегінің қатты диоксиі) сублимациясы қолданылады. Атмосфералық қысымда құрғақ мұз қоршаған ортаның жылуын жұта отырып, қатты күйден газтәрізді күйге $-78,9^{\circ}\text{C}$ -та ауысады. Сублимацияның меншікті жылуы $r = 571 \text{ кДж/кг}$.

Булану – сұйықтықтың бос бетінде бу түзілу процесі. Булану бұл әр түрлі температураларда сұйық және қатты дененің еркін бетінде болады. Булану кезінде үлкен жылдамдыққа ие жеке молекулалар, көрші молекулалардың тартылысын жеңіп сыртқы кеңістікте шығып кетеді. Булану қарқындылығы сұйықтың температурасы өскен сайын артады. Оның физикалық табиғаты беттік қабаттан жылулық қозғалыстың кинетикалық энергиясына және үлкен жылдамдыққа ие молекулалардың ұшуымен түсіндіріледі. Осыған байланысты сұйықтық суиды. Суыту техникасында бұл эффект градирняда суды суытуда және буландырушы конденсаторларда жылуды ауа конденсациясына беруге қолданылады. Атмосфералық қысымда және 0°C-тағы температурада судың булану жылуы $r = 2509$ кДж/кг, ал 100°C-тағы температурада судың булану жылуы $r = 2257$ кДж/кг.



1-сурет - Суытқыш машиналар классификациясы

Суыту техникасында физикалық суыту процесін іске асыру үшін хладагент деп аталатын әртүрлі жұмыс денесі қолданылады. Хладагенттің түрі мен құрамы суыту кезінде қандай физикалық процесс іске асырылатына байланысты болады.

Булық компрессорлы суытқыш машиналарда хладагент ретінде хладон 22 (R22), хладон 12 (R12), аммиак (NH₃) және басқа да жеңіл қайнайтын, қалыпты атмосфералық қысымда қайнау температурасы төмен хладагенттер қолданылады. Абсорбциялы суытқыш машиналарда аммиак пен бромды литий қолданылады. Буэжекторлы суытқыш машиналарда хладагент ретінде су, ал газдық суытқыш машиналарда – негізінен ауа қолданылады.

Булық компрессорлы суытқыш машиналарда (БКСМ) суыту циклы электр энергиясын тұтына отырып жұмыс істейтін компрессордың көмегімен будың механикалық сығылуы нәтижесінде жүзеге асады. БКСМ-ге қарағанда АБСМ-ге электр энергиясы емес, ыстық су, су буы, ыстық газ немесе табиғи газдың жану жылуы бола алатын жылу энергиясы керек.

АБСМ-нің электр энергиясын мейлінше аз пайдалануы және оны суыту жүйесінде қолдануы эксплуатациялық шығындарды айтарлықтай төмендетуге мүмкіндік береді. АБСМ—ға электр энергиясы тек қана LiBr еріндісінің және хладагенттің сорғыларының жұмысы үшін ғана қажет. Суыту жүйесінде АБСМ мен БКСМ—ға электр энергиясы буландырушы градирниялардың желдеткіштерінің, градирния мен тұтынушылардың сорғыларының, сонымен қатар автоматтандыру жүйесінде қажет .

Объектіде АБСМ—ді қолдану үшін отынды жағу процесі арқылы алынған жылу энергиясының көзі немесе қазандықтан шыққан бу, ыстық су және тригенерация жүйесінде шығарылатын жылу міндетті түрде болу керек. Әрбір суытқыш машина объектідегі жылу көзінің нақты параметрлерін ескеріледі. Сонымен қатар АБСМ—ны таңдау кезінде оның эксплуатация кезеңін ескеру өте маңызды: суытқыш машина жыл бойы немесе маусымды қолданылады. Жыл бойы қолдану үшін гликолидің сулы еріндісінің қолдана отырып жабық градирния немесе құрғақ суытқыш (еркін суыту жүйесі- Free cooling) қолданылады. АБСМ стандартты түрде толықтай автоматтандырылған басқару жүйесіне негізделген.

БКСМ—ның энергетикалық эффективтілігі суыту коэффициентімен өлшенеді. Ол суытқыш машинаның суықөндірулігі мен тұтынатын электр энергиясына қатынасына байланысты болады. Ал өз кезегінде АБСМ-да суыту электр энергиясын жұмсаумен емес жылу энергиясын жұмсау есебінен болғандықтан, АБХМ-ның энергетикалық эффективтілігі суытқыш машинаның суықөндірулігімен қоса тұтынатын жылу қуатының қатынасы болып табылатын жылулық коэффициентпен өлшенеді, оның мәні 0,75-тен 1,4-ке дейінгі аралықта болады. АБХМ-ді қолдану эффективтілігі жоғары коэффициенттерінің салыстыру арқылы есептеледі. Ал экономикалық тұрғыдан БКСМ-мен салыстырғанда қолданылатын жылу және электр энергиясының бағасын салыстырумен түсіндіріледі.

Компрессорлық суытқыш машиналармен салыстырғанда, АБСМ келесі артықшы-лықтарға ие:

- электр энергиясын ең аз тұтыну. 1500кВт суық өндірулігімен 3,8 кВт/сағ электр энергиясын тұтынады;
- суық өндірудің кең модельді таңдауы 100 ден 5300 кВт-қа дейін;
- суықөндіруліктің 10 нан 100% -ға дейінгі бақылау мүмкіншілігі;
- электр энергиясы тек сорғылар мен автоматиканың жұмысы үшін қажет;
- шудың ең төменгі деңгейі;
- экологиялық қауіпсіз. Хладагент-қарапайым су;
- шығарылатын ыстық судың, түгін газдарының немесе өндірістік процестердің жылу энергиясын кәдеге жаратады;

- ұзақ қызмет ету мерзімі (кемінде 20 жыл);
- толық автоматтандыру;
- өрт және жарылыс қауіпсіздігі.

Кемшіліктері:

- жабдықтың жоғары бағасы, шамамен 2 есе жоғары
- үлкен қуаттар кезінде (2 МВт және одан жоғары) АБСМ құны БКСМ құнына жақындайды.
- жылу энергиясының арзан (тегін) көзі жеткілікті жоғары температурамен болу қажеттілігі.
- салыстырмалы төмен энергетикалық тиімділік-бір сатылы машиналар үшін — 0,65 — 0,8, және екі сатылы машиналар үшін-1-1, 52 тең жылу коэффициенті;
- әдеттегі салқындатқышқа қарағанда айтарлықтай үлкен салмақ.
- ашық салқындатқыш — градирняларды пайдалану қажеттілігі су тұтыну жүйесін арттырады.

Ең алғашқы абсорбциялы суытқыш машина 1859 жылы Францияда жасалынды және 1860 жылы Фердинанд Карре (Ferdinand Carre) патенттеп алды. Жұмыс денесі ретінде аммиак пен судың қоспасы пайдаланылды. Аммиактың өте жоғары уыттылы себенінен мұндай суытқыш машиналар ол кезде кең таралған жоқ.

1950 жылы ең алғашқы екі сатылы бромлитилік абсорбциялы суытқыш машина жасалынды. Кейінірек АБСМ ғимаратты салқындатуға ғана емес сонымен қатар ыстық су көзі ретінде де қолданыла бастады.

Ауа суыту қондырғыларында абсорбциялық суытқыш цикл елу жыл бұрын қолданыла бастады.

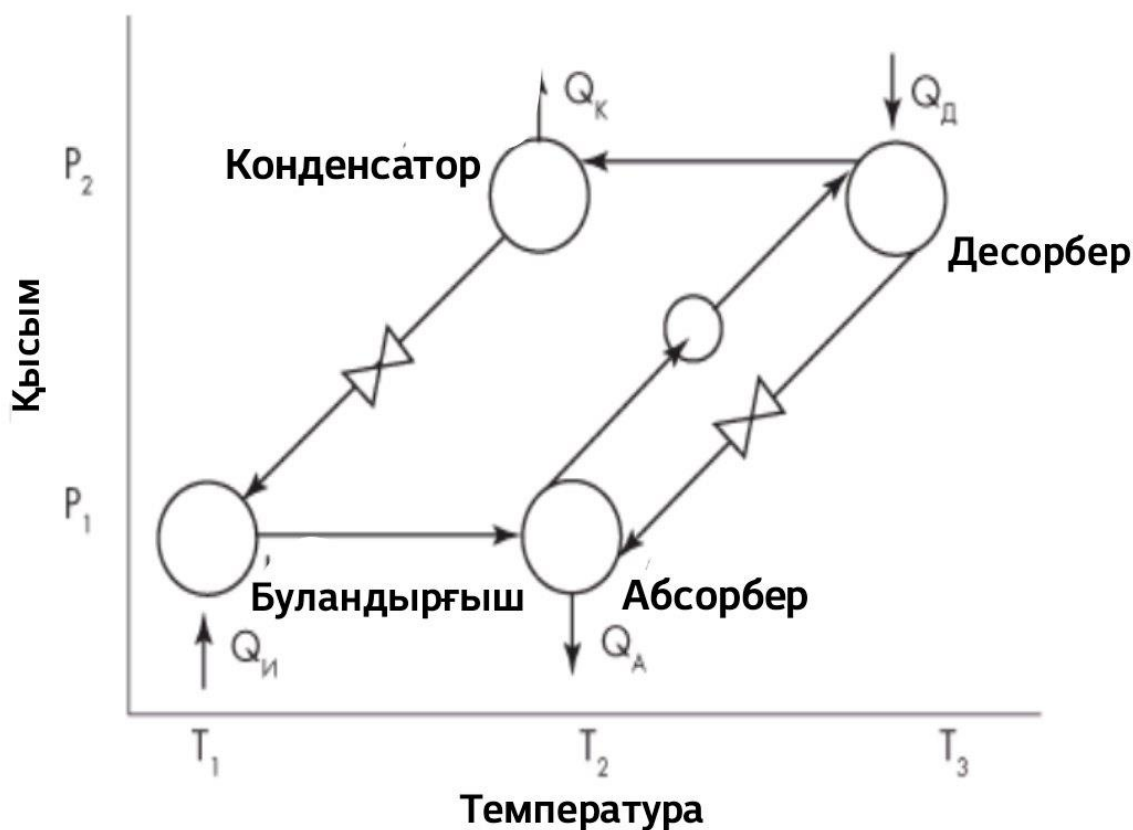
Төмен температураны ұстап тұру талап етілетін өндірістік процестерде аммиак-су АБХМ қолданыла бастады.

1960 жылдары газ өндіруші компаниялардың табиғи газды пайдалануды қарастыратын технологияларды белсенді ілгерілетуі басталды. Табиғи газбен жұмыс істейтін АБХМ нарыққа жылжу кезінде олардың төмен пайдалану шығындары мен ең жақсы өнімділік сияқты артықшылықтары атап өтілді. Алайда компрессорларды жетілдіру, электр қозғалтқыштарының, басқару құрылғыларының тиімділігін арттыру компрессорлық тоңазытқыш машиналардың тиімділігін арттыруға және оларды пайдалану құнын төмендетуге мүмкіндік берді. Сонымен қатар, табиғи газда АБХМ таралуының бәсеңдеуінде 1970 жылдардың энергетикалық дағдарысы өз рөлін атқарды.

1987 жылы озон қабатын бұзатын заттар бойынша "Монреаль Хаттамасына" қол қойылды, ол хлорфторкөміртегінің (CFC) және гидрохлорфторкөміртегінің (HCFC) негізінде хладагенттерді қолдануды шектеді. Бұл ретте электр энергиясының құны үздіксіз өсті. Сонымен қатар табиғи газдың құны жеткілікті тұрақты, ал абсорбциялық салқындату технологиясының өзі жетілдірілді. Аталған факторлар тұтынушылардың АБХМ-ға қызығушылығын кезекті рет арттыруға ықпал етті.

АБХМ тікелей және тікелей емес қыздыру, бір сатылы, екі сатылы және үш сатылы. Тікелей қыздыру машиналарында жылу көзі тікелей қондырғыда жағылатын газ немесе басқа отын болуы мүмкін. Тікелей емес қыздыру машиналарында бу немесе басқа да жылу тасығыш пайдаланылады, ол арқылы жылу көзінен көшіріледі. Көз ретінде бойлер немесе технологиялық процестің жанама өнімі болып табылатын жылу энергиясы пайдаланылуы мүмкін. Бұдан басқа, құрамына жылу және электр энергиясын өндіруді қамтамасыз ететін табиғи газдағы АБХМ және когенераторлық қондырғылар кіретін құрамдастырылған жүйелер бар; гибриді қондырғыларды пайдалану энергиямен жабдықтау жүйесіне жүктемені оңтайландыруға және энергетикалық ресурстарды үнемдеуді қамтамасыз етуге мүмкіндік береді.

Бір сатылы АБХМ – да хладагент буландырғыш, абсорбер, десорбер және конденсатор – машинаның төрт негізгі компоненті арқылы біртіндеп жылжиды. Бұл булы компрессорлы суытқыш машинасының суыту цикліне өте ұқсас. Бір сатылы АБХМ сұлбасы 2-суретте көрсетілген.

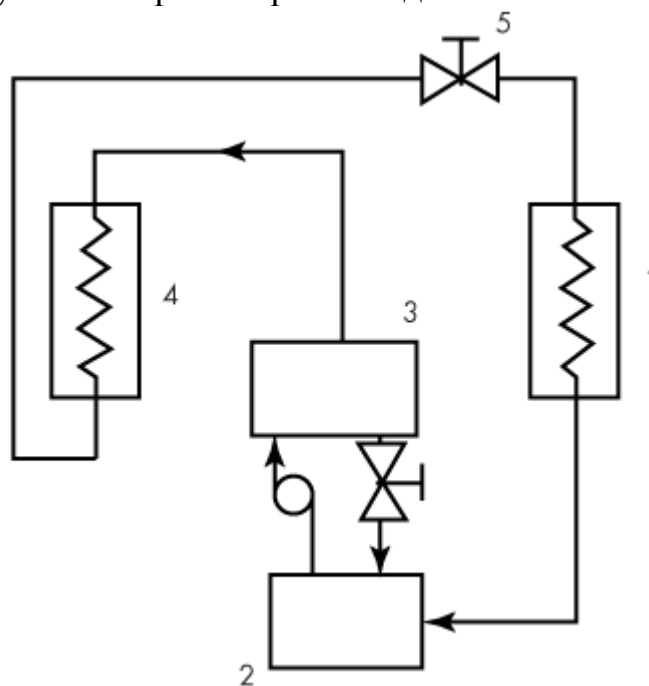


2-сурет – Бір сатылы абсорбциялық суыту машинасының суыту циклі

Хладагент буландырғышта қысымның төмендеуі кезінде буланады. Бұл процесс жылуды жұту арқылы жүреді. Бу компрессиялық тоңазыту машинасына қарағанда, буландырғышта қысымды төмендету процесі компрессордың жұмысы есебінен емес, абсорберде сұйық абсорбентпен хладагенттің көлемді сіңуі (абсорбциясы) есебінен жүзеге асырылады. Содан кейін сіңірілген

хладагенті бар абсорбент (бинарлы ерітінді) десорберге түседі. Десорберде бинарлы ерітінді газдың жануы, бумен және т.б. есебінен қызады, нәтижесінде абсорбенттен хладагенттің бөлінуі болады. Десорберден абсорбент абсорберге оралады. Хладагент конденсаторға үлкен қысыммен түседі, жылу бөле отырып, сұйық фазаға ауысады, содан кейін кеңейту клапаны арқылы буландырғышқа түседі, содан кейін жаңа цикл басталады.

Абсорбер және десорбердегі хладагент концентрациясының өзгеруі қанығу температурасының өзгеруімен бірге жүреді. Сорғыш пен десорбер арасындағы абсорбенттің айналымы кезінде энергия шығынын төмендету үшін рекуперативті жылу алмастырғыш орнатылады.



1 – буландырғыш; 2 – абсорбер; 3 – десорбер; 4 – конденсатор; 5-кеңейткіш клапаны

3-сурет – Бір сатылы абсорбциялық тоңазыту машинасының сұлбасы

Бірақ нақты қондырғылардағы термодинамикалық жоғалтуларға байланысты суытқыш әсері жылу энергиясының шығынына қарағанда әрқашан төмен болады.

Бір сатылы АБХМ пайдалы әрекет коэффициенті салыстырмалы төмен, бұл олардың қолданылу саласын шектейді.

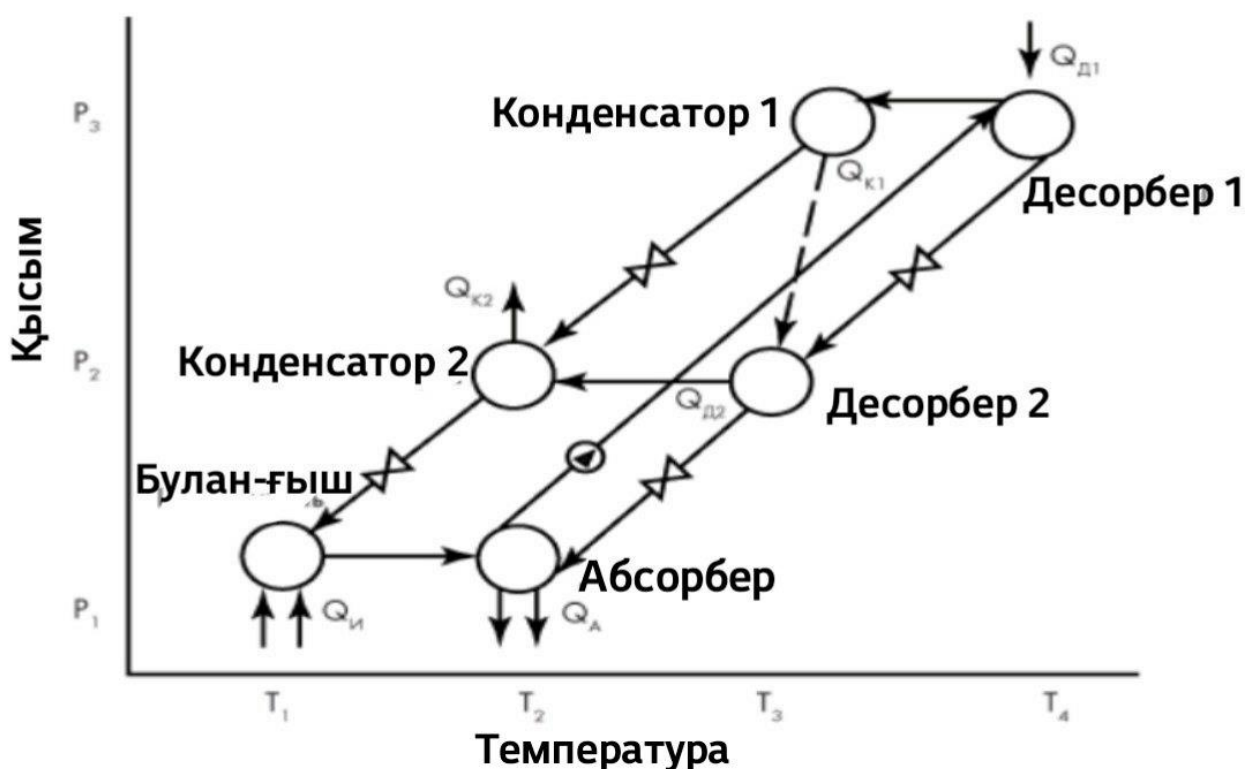
Қазіргі уақытта бір сатылы АБХМ шығарынды жылудың жеңіл қол жетімді көздері бар ғимараттарда жиі орнатылады. Бұл типті машиналар ауаны кондиционерлеу жүйесінің құрамында және түрлі технологиялық процестерге арналған салқындатылған су көзі ретінде пайдаланылады. Бір сатылы АБХМ-ның орнату қуаты, әдетте, 25 кВт-тан 5 МВт-қа дейін құрайды.

Бір сатылы АБХМ салыстырғанда жоғары тиімділікпен ерекшеленеді. Бұл қондырғыларда бір сатылы суытқыш машиналарға қарағанда, жылу

энергиясының аз шығынында абсорбенттен хладагенттің неғұрлым тиімді бөлінуін қамтамасыз ету үшін екі конденсатор немесе екі абсорбер пайдаланылады.

Екі сатылы АБХМ әртүрлі конфигурациялар болуы мүмкін. Екі негізгі конфигурация қос конденсаторы бар жүйелер және қос абсорбері бар жүйелер. Олардың жұмыс істеу принципі суыту машинасының салқындату қабілеті ең алдымен буландырғышта газ фазасына ауыстырылуы мүмкін хладагенттің санына байланысты және конденсатордан бөлінетін немесе абсорбция кезеңінде пайда болатын жылу энергиясын пайдалана отырып, абсорбенттен десорбцияланатын хладагенттің мөлшерін арттыруға болады.

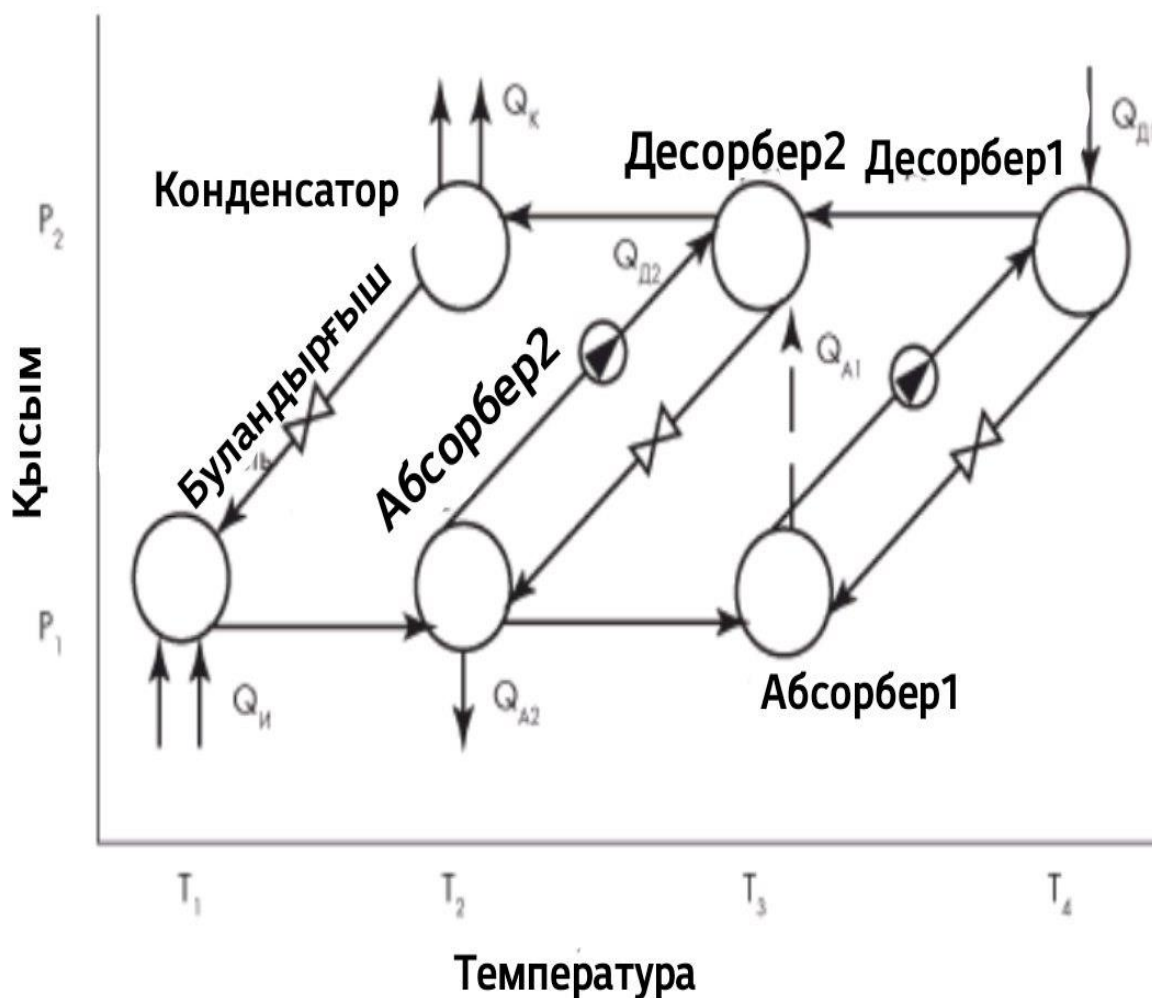
Екі конденсаторы бар екі сатылы АБХМ-ның суыту циклі 4-суретте келтірілген.



4-сурет – Қос конденсаторы бар екі сатылы абсорбциялық суытқыш машинасының суыту циклі

Бірінші десорберде (Десорбер 1) сыртқы көзден қыздыру есебінен бірінші конденсаторға (Конденсатор 1) түсетін абсорбенттен хладагенттің ішінара десорбциясы кезінде хладагенттің буы пайда болады. Абсорбенттің және хладагенттің аздаған қоспасы екінші десорберге (Десорберге 2) түседі. Екінші десорберде бірінші конденсаторда (Конденсатор 1) хладагенттің конденсациясы кезінде пайда болатын жылу энергиясы есебінен хладагенттің соңғы десорбциясы жүреді. Содан кейін салқындатқыш және бірінші конденсатордың (Конденсатор 1) және екінші десорберге (Десорбер 2) түседі, екінші конденсатор (Конденсатор 2), онда ол соңғы процесс конденсация.

Екі сатылы абсорбер бар АБХМ-ның суыту циклі 5-суретте келтірілген.



5-сурет – Екі сатылы абсорбциялық суытқыш машинасының суыту циклі

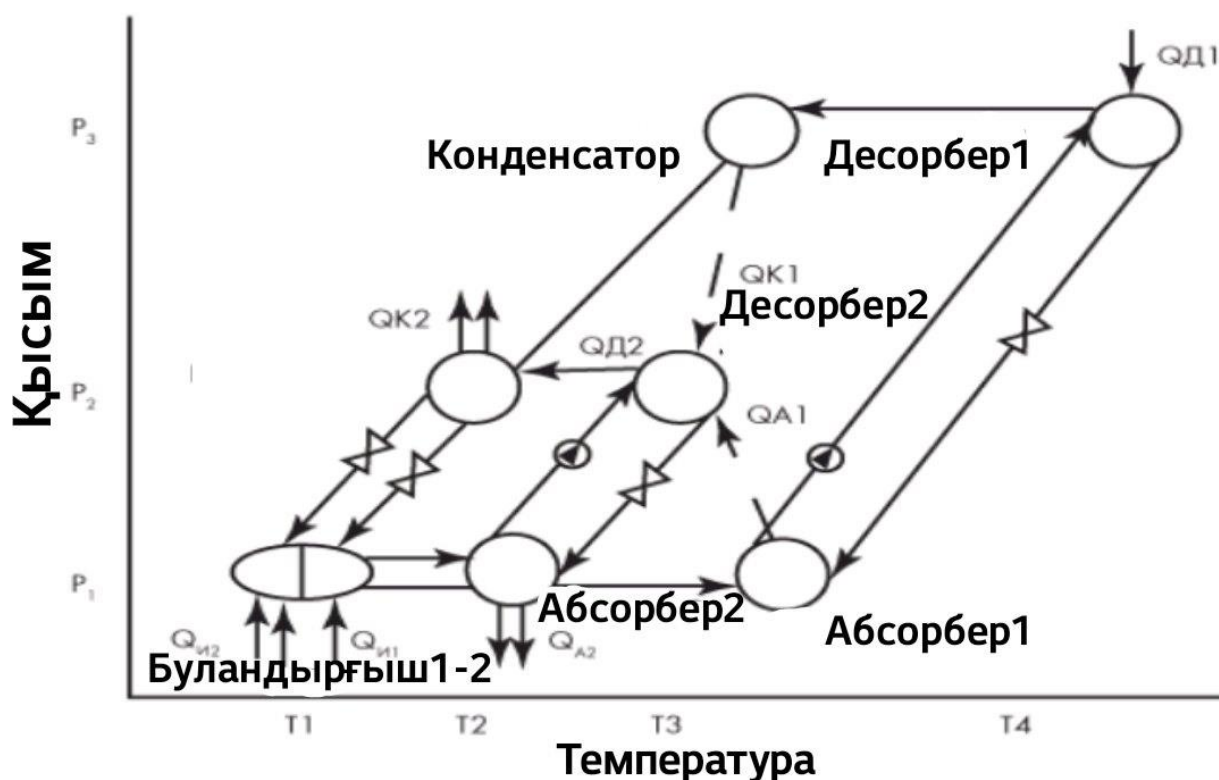
Бұл жағдайда генератор төмен және жоғары температуралы секцияларға бөлінген. Буландырғыштан хладагенттің булары екінші абсорберге (Абсорбер 2) түседі, онда ішінара абсорбцияланады. Хладагенттің қалған жұптары бірінші абсорберге түседі (Абсорбер 1). Бірінші абсорберде хладагент буының жасырын (латентті) жылуы екінші (төмен температуралы) десорберде (Десорбер 2) бинарлық ерітіндіден хладагент буындарын десорбциялау үшін қолданылады.

Өз кезегінде, жоғары температуралы десорбердегі (Десорбер 1) бинарлық ерітіндіден хладагент буларын десорбциялау үшін сыртқы көзден жылу энергиясы пайдаланылады. Екінші және бірінші десорберден (Десорбер 1) десорберден (Десорбер 1) бір конденсаторға (Конденсаторға) келеді.

Осы типті машиналарда жылу энергиясының көзі ретінде жоғары қысымды қыздырылған бу немесе әртүрлі жанғыш отын түрлері, көбінесе табиғи газ пайдаланылуы мүмкін. Екі сатылы АБХМ табиғи газдың құнына қатысты электр энергиясының құны жоғары болған жағдайларда пайдаланған жөн. Сонымен қатар, екі сатылы АБХМ жоғары қысымды қыздырылған будың көзі болған жағдайда қолданылуы мүмкін. Олар неғұрлым тиімді, бірақ бір сатылы

салыстырғанда жоғары құны ерекшеленеді. Екі сатылы АБСМ-ның неғұрлым жоғары құны, оның ішінде жылу алмастырғыш бетінің үлкен ауданы, басқарудың неғұрлым күрделі жүйелері бар жоғары коррозияға төзімді (жоғары жұмыс температурасынан) аса қымбат тұратын материалдарды қолдануға байланысты.

Үш сатылы АБСМ-екі сатылы АБСМ-ның әрі қарай логикалық дамуы. Қазіргі уақытта бұл технология өзінің дамуының бастапқы кезеңінде.



6-сурет – Үш сатылы абсорбциялық суытқыш машинаның суыту циклі

Екі сатылы АБСМ сияқты үш сатылы АБХМ түрлі тәсілдермен жүзеге асырылуы мүмкін, екі сатылы АБХМ салыстырғанда мұнда мүмкін болатын конфигурациялар саны одан да көп. Бір фазалы үш сатылы АБСМ бір контурдан жылу энергиясы басқа контурда қолданылатын екі жеке бір сатылы АБХМ комбинациясы болып табылады. Суретте үш сатылы АБСМ-ның суыту циклі келтірілген. Жоғары температуралы цикл жылу энергиясының сыртқы көзі есебінен суытқыш әсерді қамтамасыз етеді, бірақ сонымен бірге төмен температуралы цикл үшін жылу энергиясының көзі болып табылады.

Үш сатылы АБСМ жүйесі электр чиллерлері бар дәстүрлі жүйелер сияқты тиімді. Алайда, мұндай АБСМ құны жоғары болады, сондықтан оларды қолданудың экономикалық орындылығы нақты объектінің ерекшеліктеріне байланысты жеке анықталуы тиіс.

Буданды жүйелер абсорбциялық және компрессорлық суытқыш машиналардың қасиеттеріне ие. Типтік гибриді қондырғыда электр жетегі бар

суытқыш машина электрмен жабдықтау жүйесіне шамадан тыс жүктеме сағаттарында қолданылады. Көбінесе осы уақытта және электр энергиясына тарифтер төмен болуы мүмкін, бұл пайдалану шығындарының азаюына әкеледі. Электрмен жабдықтау жүйесіне ең жоғары жүктеме сағаттарында ең бастысы АБХМ пайдаланылады, ал компрессорлық суытқыш машинасы қажет болған жағдайда, суықпен жабдықтау жүйесіне жүктеменің бөлігін ғана жабуды қамтамасыз ете отырып, қосылады. Буданды жүйелерді нақты жобада қолдану ерекшелігі Суықпен жабдықтау жүйесіне жүктеме сипатымен, электр энергиясы мен газға арналған жергілікті тарифтердің ерекшеліктерімен айқындалады. Мысалы, ірі өнеркәсіптік кәсіпорындарда буданды жүйелерді пайдалану орынды, онда инженерлік жабдықтау қызмет көрсетуді барынша экономикалық әсер алу үшін жабдықтың жұмыс режимін оңтайландыруға қабілетті жоғары білікті қызмет көрсетуші персонал жүзеге асырады.

Үш конденсаторы және үш генераторы бар үш сатылы абсорбциялық суыту машинасының суытқыш циклі 1985 жылы патенттелген. Қазіргі уақытта тиімділігі екі сатылы 30-50% тиімділігінен асатын үш сатылы абсорбциялық суытқыш машиналардың прототиптері бар. Абсорбциялы суытқыш машиналарды қолданудың мүмкін болатын салаларының бірі – электрмен жабдықтау жүйесіне жоғары жүктемелі ғимараттар. Ауа баптауға кететін электр энергиясының шығындары ғимараттың жалпы электр жүктемесінің елеулі бөлігін құрайды. Ең жоғары электр қуатын шектеу кезінде абсорбциялық суытқыш машиналарды пайдалану ең жоғары электр жүктемесін азайту жақсы тәсілі болып табылады. Сондай – ақ, негізгі суытқыш жүктемесі электр чиллерімен, ал шындалған-табиғи газбен жұмыс істейтін абсорбциялық тоңазыту машиналарымен қамтамасыз етілетін гибриді жүйелер де қолданылады. Абсорбциялы суытқыш машиналар суықпен жабдықтау жүйесінің құрамында да, жылу және суықпен жабдықтаудың интеграцияланған жүйесінің бір бөлігі де пайдаланылуы мүмкін. Энергияны қосымша үнемдеуге жылу энергиясын кәдеге жарату есебінен қол жеткізуге болады.

Абсорбциялы суытқыш машиналар климаттық жабдықтың танымал өндірушілерімен шығарылады: ShuangLiang Eco Energy (ірі өндіруші), Carrier, Trane, Thermax, York, Century, Broad, Lessar.

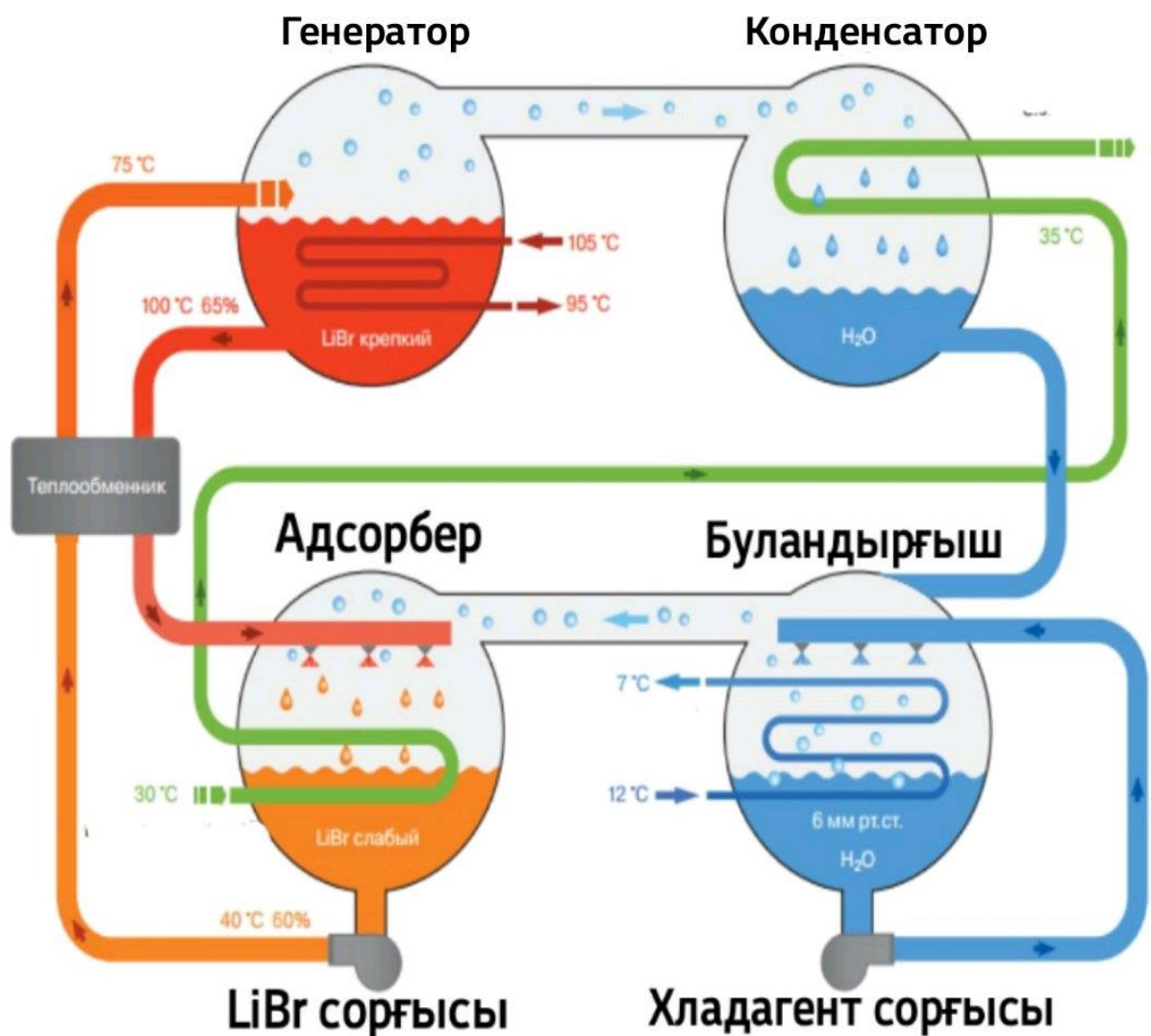
2 АБСМ-ның сұлбасы және жұмыс істеу принципі

АБМС негізгі төрт негізгі аппараттан тұрады: буландырғыш, абсорбер, генератор және конденсатор.

Қосымша көмекші құрылғылар ретінде *LiBr* ерітіндісінің және хладагенттің сорғылары, энергетикалық эффективтілікті арттыру үшін, яғни генераторға дейінгі әлсіз ерітіндінің температурасын көтеруге қосымша жылуалмастырғыш қолданылады.

АБСМ хладагентті компрессормен сығу нәтижесінде жұмыс істейді. АБСМ негізінен электр энергиясы қымбат немесе қолжетімсіз жерлерде, жылу көзі бар жерлерде қолданылады. Қарапайым түрде түсіндіргенде АБСМ-нің жұмыс істеу принципі абсорбция процесі кезінде бір элементті екіншісімен жұтуға негізделген. Біз суды қайнатқан кезде ол сұйық күйден газтәрізді күйге ауысады. Судың қайнау нүктесі қысымға байланысты болады. Егер қысымды көтерсек қайнау температурасы жоғарылайды, егер температураны түсірсек, су 100°C-тан төмен температурада қайнай береді. Абсорбциялы суытқыш машинада су 6 мм.рт.ст қысымда болады, бұл вакуумге жақын қысым. Осындай жағдайда су +4°C-та буға айналады. *LiBr* – литий бромиді – тұз, бірақ сұйық агрегаттық жағдайдағы кез- келген тұз ылғалды жұтады. Егер оны су буына шашырататын болсақ молекулалары бір-біріне тартылып, араласады. *LiBr* мен су біртекті қоспаға дейін жақсы араласады. Бірақ егер оларды қыздыратын болсақ су жоғары көтеріледі де булана бастайды. Ал *LiBr* сұйық күйінде қалады. Кез–келген сұйықтық қайнау кезінде суиды және қоршаған орта жылуын алады. Хладагент сорғысы буландырғыштың форсункасына су беру үшін қолданылады. Форсунка тұтынушыдан 12°C температурамен келетін суы бар құбырдың сыртқы бетіне хладагентті бүркіп тұрады. Осы процесс арқылы тұтынушыдан 12°C температурамен келетін судың температурасын 7°C-қа дейін төмендетеді. Хладагенттің қайнауы кезінде пайда болған буды 6 мм.рт.ст қысымды сақтау үшін буландырғыш аппараттан шығарамыз. Бұл процесті абсорбер арқылы жүзеге асырамыз. Хладагент буы буландырғыштан абсорберге түсіп, *LiBr* ерітіндісіне сіңіріледі. *LiBr* ерітіндісі ерітіндінің температурасы төмендегенде немесе тығыздығы артқанда жоғарылайтын абсорбциялаушы қасиетке ие. Абсорберде концентрацияланған *LiBr* ерітіндісі хладагенттің буын жұта отырып, өзінің концентрациясын төмендетеді, яғни әлсіз ерітіндіге айналады. Буды сіңіру(абсорбция) экзотермиялық реакция болып саналады, яғни, жылу бөлу реакциясы өз кезегінде абсорбер контурында циркуляцияланатын салқындатқыш сумен жіберіледі.

Әрі қарай әлсіз ерітінді сорғы арқылы жылуалмастырғыштан өтеді. Генераторда бұл ерітінді концентрацияланған ерітінді жылуалмасу арқылы температурасы көтеріледі. Генераторда жылытқыш көзден жылу энергиясын жеткізу есебінен (біздің жағдайда — ыстық су) әлсіз *LiBr* ерітіндісінен алынған су буланады, және *LiBr* ерітіндісі қайтадан концентрацияланған (күшті) болады. *LiBr* күшті ерітіндісі генератордан кейін кері абсорберге жіберіледі. Генератордан су бу конденсаторға түседі, мұнда конденсация жылуын градирнядан салқындатқыш суға бұру есебінен конденсацияланады. Су буларынан конденсацияланған хладагент (су) қайтадан буландырғышқа түседі. Және цикл қайта қайталады.



7-сурет – Абсорбциялы суыту циклының жұмыс сұлбасы

Буды сіңіру экзотермиялық реакция болып саналады, яғни, жылу бөлу реакциясы өз кезегінде абсорбер контурында циркуляциланатын салқындатқыш сумен жіберіледі.

Суықпен жабдықтаудың әрбір жобасы жеке жобалық құжаттаманы әзірлеу кезінде ескеру қажет нақты техникалық шарттар мен ерекшеліктерге ие болып табылады. Суытқыш машина температурасы кемінде 5°C болатын жылытылатын ғимаратта орнатылуы тиіс. Градирня үй-жайдан тыс арнайы дайындалған алаңда орнатылады. Суыту жүйесін толтыру қажет су АБСМ үшін су сапасының стандартына сәйкес болуы тиіс.

Мұздатқыш қондырғыларда NaCl хлорлы натрий тұздарының және CaCl_2 хлорлы кальций тұздарының су ерітінділері айналатын жылу алмасу аппараттары мен құбыржолдары аса бейім. Айтарлықтай коррозия конденсаторларда, әсіресе оларда жоғары қаттылық суын пайдаланған кезде де болады. Тұздық жүйе аппараттарында және конденсаторларда Коррозия

металдың бұзылуынан басқа, қабырғаларда құбырлардың немесе панельдердің жылу беруді нашарлататын коррозия өнімдерінен қабаттың пайда болуына әкеп соғады. Тотығуды азайту үшін өнеркәсіптің бірқатар салаларында тұзды суыту жүйелерін ығыстыруға, ал конденсаторларда сумен салқындатудың орнына ауаны пайдалануға ұмтылады. Салқындаудың жабық жүйелерінде салқындатқыш ретінде металдың аз тотығуын тудыратын заттар жиі қолданылады, мысалы этиленгликоль. Алайда тұздық жүйелерді кеңінен қолдану және жабдықтың коррозиялық тозуына алып келетін үлкен залал тоңазытқыш қондырғыларда қазіргі заманғы коррозияға қарсы қорғаныс құралдарын пайдалануды талап етеді. Коррозияға ұшыраған Тоңазытқыш қондырғылардың барлық аппараттарында коррозияға қарсы іс-шараларды қолдану дұрыс пайдаланудың маңызды және міндетті шарты болып табылады. Агрессивті сұйықтықпен (NaCl , CaCl_2 тұздарының ерітіндісі және т.б.) жанасатын металдың коррозиясы микрогальваникалық элементтердің пайда болуынан туындайды. Болаттың коррозиясының қарқындылығына ерітіндідегі оттегі мөлшері, сілтілік немесе қышқылдық, ерітіндінің температурасы, онда қандай да бір коррозияны баяулатқыштардың болуы айтарлықтай әсер етеді. Ашық жүйелерде тұздықтардың ауамен қанығуы шамамен 80% - ды құрайды, ал жабық жерлерде тек 20% - ды құрайды, соның арқасында коррозияның қарқындылығы соңғы жылдары айтарлықтай аз.

Тоңазытқыш қондырғыларда коррозияға қарсы күрестің негізгі шаралары мыналар болып табылады:

- аппараттардың беттерін арнайы бояумен және металл жабындылармен (мырыштау, қалайылау және т.б.) қорғау;
- ортаның агрессивтілігін азайту; пайдалану құралдарын пайдалану;
- пассиваторларды қолдану;
- протекторларды қолдану.

Ортаның агрессивтілігінің азаюы оған сілтіні қосу арқылы қол жеткізіледі: $\text{Ca}(\text{OH})_2$ сөндірілген әктас немесе NaOH каустикалық сода рН мөлшерін 9,5-ке дейін жеткізу үшін... 10.

Пайдалану құралдарына мыналар жатады:

- тұздықтың ауамен жанасуын азайту;
- сұйықтықтың тұрақты деңгейін ашық аппараттарда ұстап тұру, өйткені көбінесе сұйықтықпен мезгіл-мезгіл суланатын және содан кейін ауамен жанасатын учаскелерде металл бөліктері тоттануға ұшырайды.

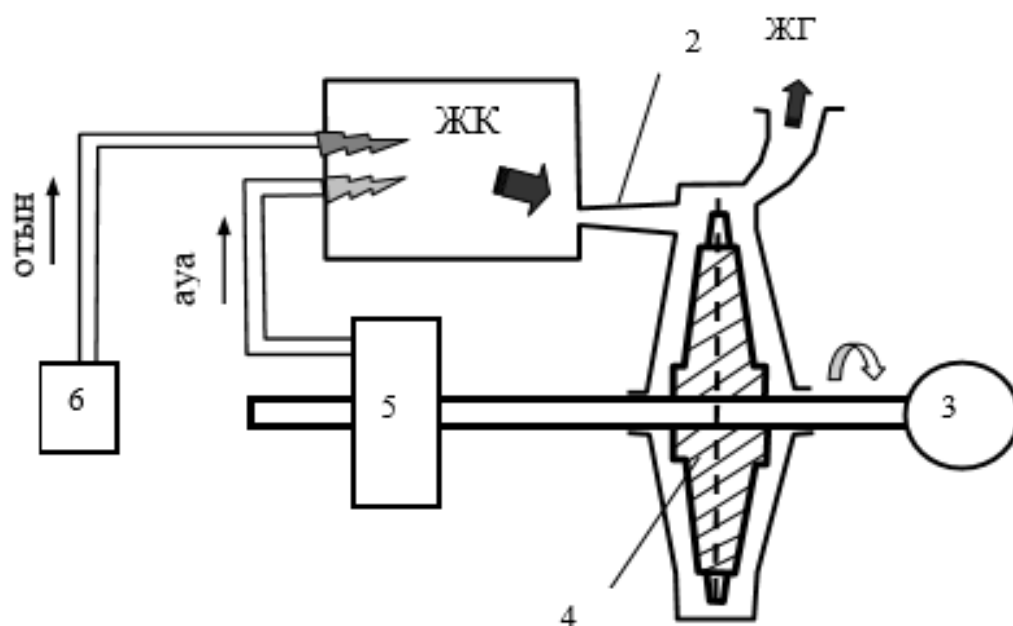
Тотығу жылдамдығын күрт төмендетуге ерітіндіге пассиваторлар мен ингибиторлар деп аталатын арнайы коррозияны баяулатқыштарды қосуға болады. Натрийлі және кальцийлі тұздықтардағы темір коррозиясының пассиваторы ретінде Na_2CrO_4 натрий хроматын $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ натрий бихроматын және Na_2HPO_4 натрий екі металл фосфатын қолданады. Пассиваторлардың қорғаныш әсері металдың анодтық учаскелерінде коррозия процесін баяулататын ерімейтін өнімдердің пайда болуына ықпал ететіндігіне негізделген. Су немесе басқа ерітіндіден жасалған ингибиторлар әдетте металдың бетіне абсорбцияланады, ал кейде металдың бетінде жұқа

пленкаларды түзіп және оны бұзудан қорғай отырып, онымен әрекет етеді. Протекторлармен металды коррозиядан қорғаудың мәні агрессивті электролиттерде конструкция металынан және онымен біріктірілген басқа металдан гальваникалық будың пайда болуына байланысты. Протектор металы негізгі металға қарағанда неғұрлым белсенді болуы тиіс. Бұл жағдайда протектор анодтың рөлін атқарады және агрессивті ортамен жойылады, ал негізгі металл катод болады және жойылмайды.

3 Газ турбиналық қондырғының сұлбасы жән жұмыс істеу принципі

Газ турбиналық қондырғылар (ГТҚ) -бұл отынның жану энергиясын реактивті ағынның кинетикалық энергиясына және (немесе) қозғалтқыш білігінің механикалық энергиясына айналдыруға арналған қозғалтқыш. ГТҚ

карапайым сұлбасы 8-суретте берілген. Отынның жану энергиясын реактивті ағынның кинетикалық энергиясына және қозғалтқыш білігінің механикалық энергиясына айналдыру арнайы жану камерасында ЖК жүреді. Жану камерасына отын форсунка арқылы отын сорғысымен 6 береді. Жануға арналған ауа жану камерасына компрессормен 5 айдалады. Компрессор газ шығырының жұмыс дөңгелегімен бір білікте орналасқан және одан жетек алады. Отын сорғысының жетекті біліктен алады. Бағыттағыш аппарат 2 арқылы жану өнімдері газ шығырына 4 түседі. Газ турбинының арнайы түрде жасалған қалақшалы жұмыстық органы бар, олар дискіде орналасқан және онымен бірге айналушы жұмыстық дөңгелекті құрайды. Ол жоғары айналу жиілігінде жұмыс істейді. турбинының жұмыс дөңгелегінде ұлғаятын жану өнімдері білікке және ары қарай тұтынушыға 3 берілетін жұмысты атқарады.



8-сурет - Газ турбиналық қондырғының сұлбасы

Турбинада бірнеше тізбектеліп орналасқан қалақшалар (көп сатылы турбиалар) қатарын қолдану жанғыш газдардың энергиясын толық пайдалануға мүмкіндік береді. Бірақ толық жүктемесіз жұмыс істеуде газ шығырларының піспекті іштей жану қозғалтқыштарына қарағандағы экономикалық тиімділігі төмен, сонымен бірге жоғары температуралы газдар ортасында үздіксіз жұмыс істеумен байланысты жұмыстық дөңгелек қалақшалары үлкен жылу кернеулігімен ерекшеленеді.

Турбинаға түсетін газдар температурасын төмендетуде, қалақшалар сенімділігін жоғарлату үшін қуат азайтылады және шығырдың экономикалық тиімділігі нашарлайды. Газ турбинасы піспекті және реактивті қозғалтқыштардың көмекші агрегаттары есебінде, сонымен бірге жеке күштік қондырғы есебінде де кеңінен қолданылады. Ыстыққа төзімді материалдарды қолдану және қалақшаларды салқындату, газ турбиналарының

термодинамикалық сұлбаларын жетілдіру оларды қолдану областарын кеңейтеді және көрсеткіштерін жақсартуға мүмкіндік береді.

Газ шығырлы қондырғылардың шынайы циклы теориялық (адиабаттық) процестерден, сонымен бірге үйкелістерден және құйын пайда болудан және қозғалыс процесінде жұмыстық дененің қысым жоғалтуларымен салыстырудағы сығымдау және ұлғаю процестерінің ауытқуларымен болатын термодинамикалық шығындарды есептейді. ГТҚ шынайы циклында келесілер есептеледі:

- компрессорге кіруде енгізу құралдарымен, ауа сүзгісімен және т.с.с. ауа қысымының жоғалтулары;

- толық жанбау, қабырғаларға жылу берумен және т.с.с. байланысты жану камерасында жылулық энергияны жоғалту;

- шығару жүйесінің кедергілерімен, дыбыс төмендеткішпен және т.с.с. шығырға кірудегі газдардың қысымының жоғалтулары. Қысым жоғалтуларды есепке алатын ГТҚ шынайы циклының i-s-диаграммадағы графигі 9 - суретте көрсетілген.

Шынайы циклдың негізгі көрсеткіштері:

- тиімді қуат (тұтынушыға берілетін білік бойындағы пайдалы қуат);

- тиімді ПӘК;

Шынайы циклдың негізгі параметрлері:

- қысымның жоғарлау дәрежесі (сығымдауда шекті қысымдардың қатынасы $\beta = \frac{P_1}{P_2}$;

- шығыр алдындағы газдар температурасы, T_3 .

9-суретте келесі процесстер көрсетілген: 1 - компрессорге ауа енгізу ($P_3 < P_{атм}$); 2- компрессорден сығымдалған ауаның шығуы (жану камерасына енгізу); 3 - жану камерасынан газдардың шығуы (шығырға енгізу); 4 - шығырдан өңделген газдардың шығуы ($P_4 > P_{атм}$).

ГТҚ тиімді қуаты – N_e механикалық жоғалтулардан өту үшін шығындалатын – $N_{мех}$ және компрессормен жұтылатын қуаттарды – N_k есептемегендегі шығырмен жасалатын қуатпен – $N_{ш}$ анықталады, яғни

$$N_e = N_T - (N_k + N_{мех}) \quad (3.1)$$

ГТҚ ПӘК қатынастармен

$$\eta_{мех} = \frac{N_e}{N_e + N_{мех}} = \frac{N_e}{N_T + N_{мех}} \quad (3.2)$$

Нәтижеде

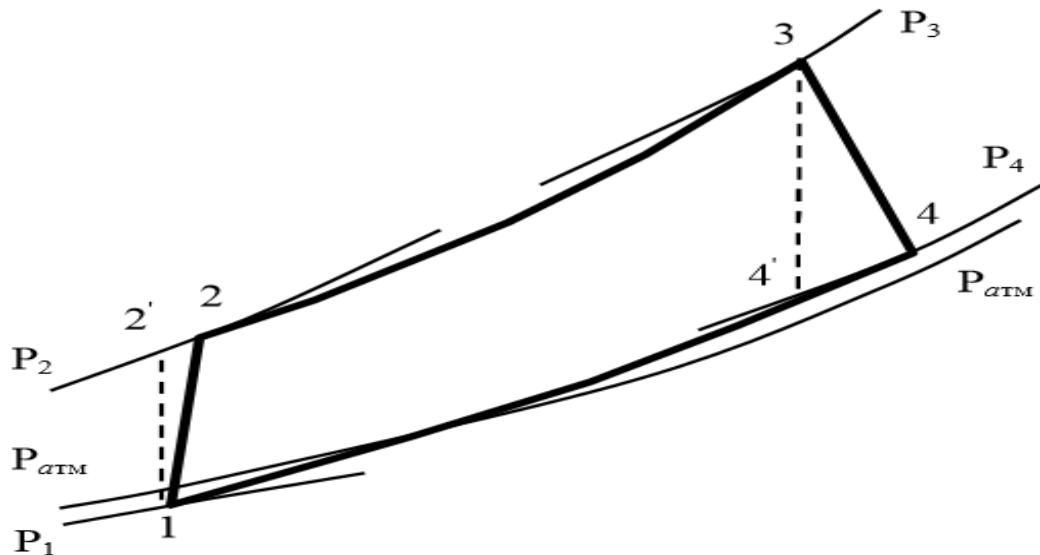
$$N_e = N_T + N_{мех} \cdot \eta_{мех},$$

мұндағы N_T және N_k қуаттары жұмыстық дене шығынымен (шығыр арқылы өтетін газдар- G_T , компрессор арқылы өтетін ауа - G_B) және шығырдағы - I_T

және компрессордегі l_k 1 кг жұмыстық дененің шынайы меншікті техникалық жұмысы.

Сонымен,

$$N_e = (G_T l_T + G_B l_k) \cdot \eta_{\text{мех}}.$$



9-сурет – Газ турбиналық қондырғылардың шынайы цикл графигі

Меншікті техникалық жұмыс жұмыстық дененің параметрлеріне тәуелді. Ол меншікті адиабатты жұмыс және турбомашинаның қатысты адиабатты ПӘК арқылы берілуі мүмкін:

$$l_T = l_{T.а.д} \cdot \eta_T = (i_3 - i_4') \cdot \eta_T = C_{pmT} \cdot (T_3 - T_4') \cdot \eta_T$$

$$l_k = l_{k.а.д} \cdot \frac{1}{\eta_k} = (i_2' - i_1) \cdot \frac{1}{\eta_k} = C_{pmB} \cdot (T_2' - T_1) \cdot \frac{1}{\eta_k}$$

Формулаларда циклдың сәйкесінше нүктелерінде i - энтальпия, ал T - жұмыстық дене температурасы (10-сурет). Жекелегенде T_4 - шығырдағы газдардың адиабатты ұлғаю процесінің соңындағы температура, ал T_T - компрессордегі ауаның адиабатты сығымдалу соңындағы температура. Тұрақты қысымдағы жұмыстық дененің орташа жылу сыйымдылығы (C_{pmT} , C_{pmB}) ($T_3 - T_4'$) және ($T_2' - T_1$) - температуралар интервалына жауап береді. ГТК циклында қысым жоғалтуларды есептемегенде, яғни ($P_1 = P_2$) және ($P_3 = P_2$) қабылдап, адиабатты процесс температураларын қысым қатынастарымен алмастырамыз:

$$\frac{T_4'}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{K_T-1}{K_T}} = \frac{1}{\beta^{m_1}};$$

$$\frac{T_2'}{T_1} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{K_B-1}{K_B}} = \frac{1}{\beta^{m_2}};$$

Бұл өрнектерде K_{Γ} - газдардың адиабат көрсеткіші, ал K_B - ауаныкі. Термодинамикалық есептеулерде $m_1 = m_2 = m$ деп қабылдайды, сонда:

$$l_{\Gamma} = C_{pm\Gamma} \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^m}\right) \cdot \eta_{\Gamma} \quad (3.3)$$

$$l_K = C_{pmB} \cdot T_1 (\beta^m - 1) \cdot \beta^m \quad (3.4)$$

$G_{\Gamma} = G_B = G$ қойып меншікті жұмыс өрнегін жеңілдетеміз,

$$C_{pm\Gamma} = C_{pmB} = C_{pm},$$

сонымен бірге $r = \frac{T_3}{T_1}$ көрсеткішін қойып (термодинамикалық циклдың шекті температураларының қатынасы), сонда ГТҚ тиімді қуаты үшін формула келесі түрге келеді:

$$N_e = G \cdot C_{pm} \cdot T_1 \left[r \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta^m}\right) \cdot \eta_{\Gamma} - (\beta^m - 1) \cdot \frac{1}{\eta_K} \right] \cdot \eta_{\text{мех}} \quad (3.5)$$

Яғни жұмыстық дененің берілген шығынында ГШҚ тиімді қуаты негізінен шығыр алдындағы газдар температураларымен, қысымның жоғарлау дәрежесімен және шығыр мен компрессордың қатысты ПӘК анықталады, Тиімді қуаты T_3, η_{Γ} және η_K өсуімен жоғарлайды. Бұл параметрлердің қабылданған мәндерінде N_e шамасының P байланысты өзгеруі максимумға жетеді, ол оптималды шамамен β_{opt, N_e} анықталады. N_e максимумы $\frac{dN_e}{d\beta} = 0$ өрнегінің функция сараптамасынан экстремалды жалпы тәртіптерімен табуға болады.

ГТҚ тиімді ПӘК тиімді қуатқа айналған жылулық энергияның отынның жану процесінде бөлінген энергиясына қатынасымен анықталады, яғни

$$\eta_e = \frac{N_e \cdot 3600}{B \cdot Q_H} \quad (3.6)$$

мұндағы N_e - ГТҚ-ның тиімді қуаты, кВт;

B - отын шығыны, кг/ч;

Q_H - төменгі жану жылуы, кДж/кг.

Отынның жану процесінде бөлінетін (жану камерасының ПӘК есепке алаумен $\eta_{\text{ж.к}}$) жылу жұмыстық дене энтальпиясын жоғарлатуға кетеді.

$$Q_{\text{К.С}} = B \cdot Q_H \cdot \eta_{\text{К.С}} = G_{\Gamma} \cdot (i_3 - i_2) = G_{\Gamma} \cdot C_{pm\Gamma} \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.7)$$

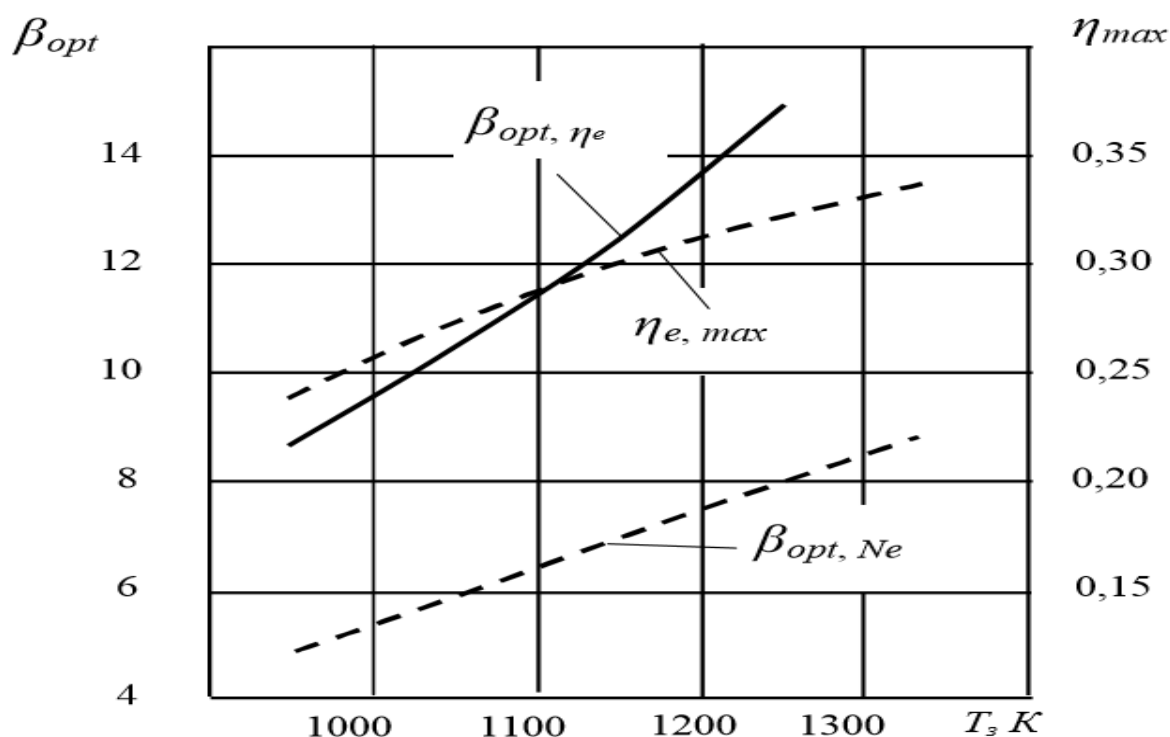
Жану камерасына енудегі температураны T_2 (сығымдау процесі соңындағы температура) T_1, β және η_k арқылы көрсетуге болады:

$$T_2 = T_1 + \frac{T_2' - T_1}{\eta_k} = T_1 \left(1 + \frac{\beta^m - 1}{\eta_k} \right) \quad (3.8)$$

Сонда $G_\Gamma = G_B = G$, $C_{pm\Gamma} = C_{pm}$ қабылдап,

$$H_e = \frac{r \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta^m} \right) \cdot \eta_\Gamma - (\beta^m - 1) \cdot \frac{1}{\eta_k}}{r - \left(1 + \frac{\beta^m - 1}{\eta_k} \right)} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{К.С}} \quad (3.9)$$

ГТҚ тиімді ПӘК шамасы негізінен трубина алдындағы газдар температурасымен, қысымның жоғарлау дәрежесімен және шығыр мен компрессордың қатысты ПӘК анықталады.



10-сурет – Шығыр алдындағы газдар температурасына газ шығырлы қондырғылардың оптималды параметрлерінің тәуелділік графигі

N_e сияқты η_e мәні T_3 , η_Γ және η_k өсуімен жоғарлайды. Қабылданған параметрлер мәндері үшін η_e максимумына β_{opt, N_e} , оптималды мәні жауап береді.

T_3 , η_Γ және η_k қандайда бір мәндерінде $\beta_{opt, \eta_e} > \beta_{opt, N_e}$ теңсіздігі сақталады. Оптималды параметрлер мен ГТҚ циклының максималды ПӘК трубинаға кірер

алдындағы газдар температурасына тәуелділігі 10 - суретте берілген. Заманауи ГТҚ үшін $T_1 = 293^\circ\text{K}$ (20°C) және $\eta_T = \eta_K = 0,87$ мәндеріндегі сипатты $T_3 = 1123^\circ\text{K}$ (850°C) газдар температурасына $\beta_{\text{opt}, N_e} = 0,65$; $\beta_{\text{opt}, \eta_e} = 12$ және максималды ПӘК $\eta_e = 0,29$ жауап береді. Компрессорды және ГТҚ құрылымдау талабына сәйкес жалпы есептік қысымның жоғарлау дәрежесі $\beta < \beta_{\text{opt}, \eta_e}$, бұл термодинамикалық цикл мүмкіндіктерін соңына дейін пайдалануға мүмкіндік бермейді.

4 Газ турбиналық қондырғының ПӘК-ін көтеру шаралары

Жану камерасында отынның жануынан бөлінген жылуды пайдалану ГТҚ термодинамикалық сұлбасымен анықталады. Жылудың бір бөлігі пайдалы (тиімді) жұмысқа $-q_e$ (қарапайым сұлбалы заманауи ГТҚ үшін 20-24%),

компрессор жетегіне берілетін жұмыс q_K және механикалық шығындарды өтеуге $q_{\text{мех}}$, қалғаны жылу жоғалтуларға кетеді. Шығырда өңделген газдармен кететін жылудың негізгі шығыны $q_{\text{ГК}}$; жану камерасында химиялық толық жанбау $q_{\text{хим}}$ себебінен жылудың аз ғана үлесі (2-3%) жоғалады.

ГТҚ жылулық тепе-теңдіктік теңдеуі:

$$q = q_e + q_K + q_{\text{мех}} + q_{\text{ГК}} + q_{\text{хим}} \quad (4.1)$$

ГТҚ тиімділігін жоғарлатуға кететін газдар жылуын пайдаланумен және пайдалы жылу үлесін көбейтумен байланысты. Соңғысы шығырмен жасалатын механикалық жұмыстың өсуімен және компрессор жетегіне берілетін жұмысты төмендетумен қамтамасыз етіледі.

ГТҚ тиімділігін жоғарлатудың негізгі іс-шаралары:

- кететін газдар жылуын регенерациялау;
- ұлғаюда аралық жылу беру;
- сығымдауда ауаны аралық салқындату;
- кететін газдар жылуын утильдеу.

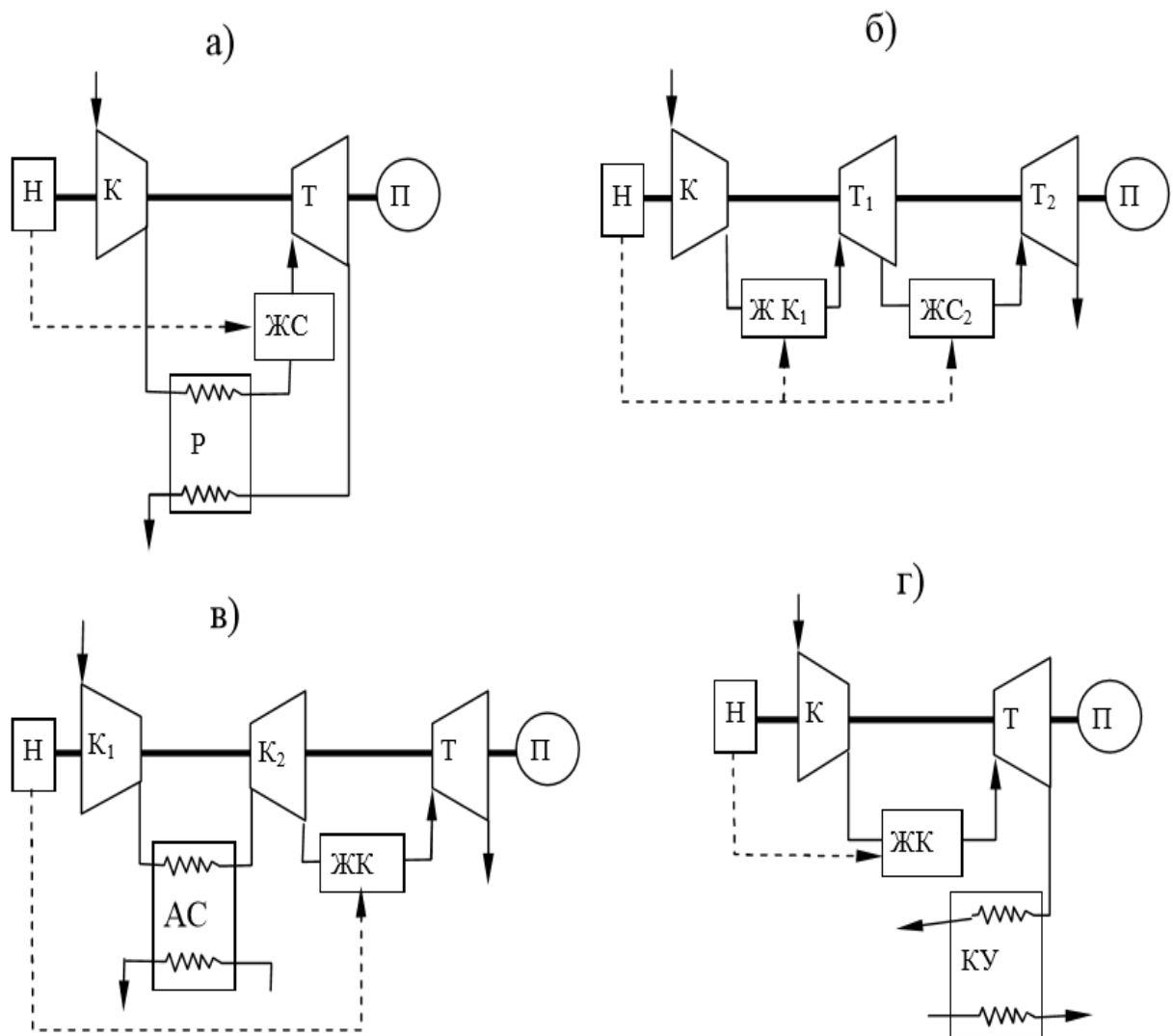
Осы іс-шараларды қолданатын ГТҚ принципіалды сұлбасы 11, а суретте берілген, циклдардың $i - s$ -диаграммасы (қысым жоғалтуды есептемеуде) 11-суретте берілген. Берілген сұлбалар құрылымы еркін тартым шығыры және көп білікті турбокомпрессорде іске асырылады. Одан басқа күрделі сұлбалы ГТҚ жасалуы мүмкін, мысалға аралық жылу беру және регенерациялау, ауаны аралық салқындату және аралық жылу беру және т.б.

Регенерация - жану камерасына берілуге дейінгі сығымдалған ауаны кететін газдар жылуын пайдалану арқылы T_{2p} температурасына дейін қыздырудан тұрады. Регенерациялы қондырғы циклы және принципіалды сұлбасы 11, а және 11, б суреттерде берілген. Қыздыру жылу алмасу регенератор-аппаратында (Р) жүзеге асады. Регенерация жағдайында жану камерасындағы ауаның энтальпиясын жоғарлату талабына сәйкес қыздыруға қажетті жылу,

$$Q_{\text{Ж.К.рег}} = G_T \cdot C_{pmT} (T_3 - T_2) \quad (4.2)$$

Регенерация тиімділігі регенерация дәрежесімен бағаланады, ол регенератордағы ауа температурасының нақты жоғарлауының теориялық мүмкін жоғарлауына қатынасы:

$$\varphi = \frac{T_{2p} - T_2}{T_4 - T_2} \quad (4.3)$$



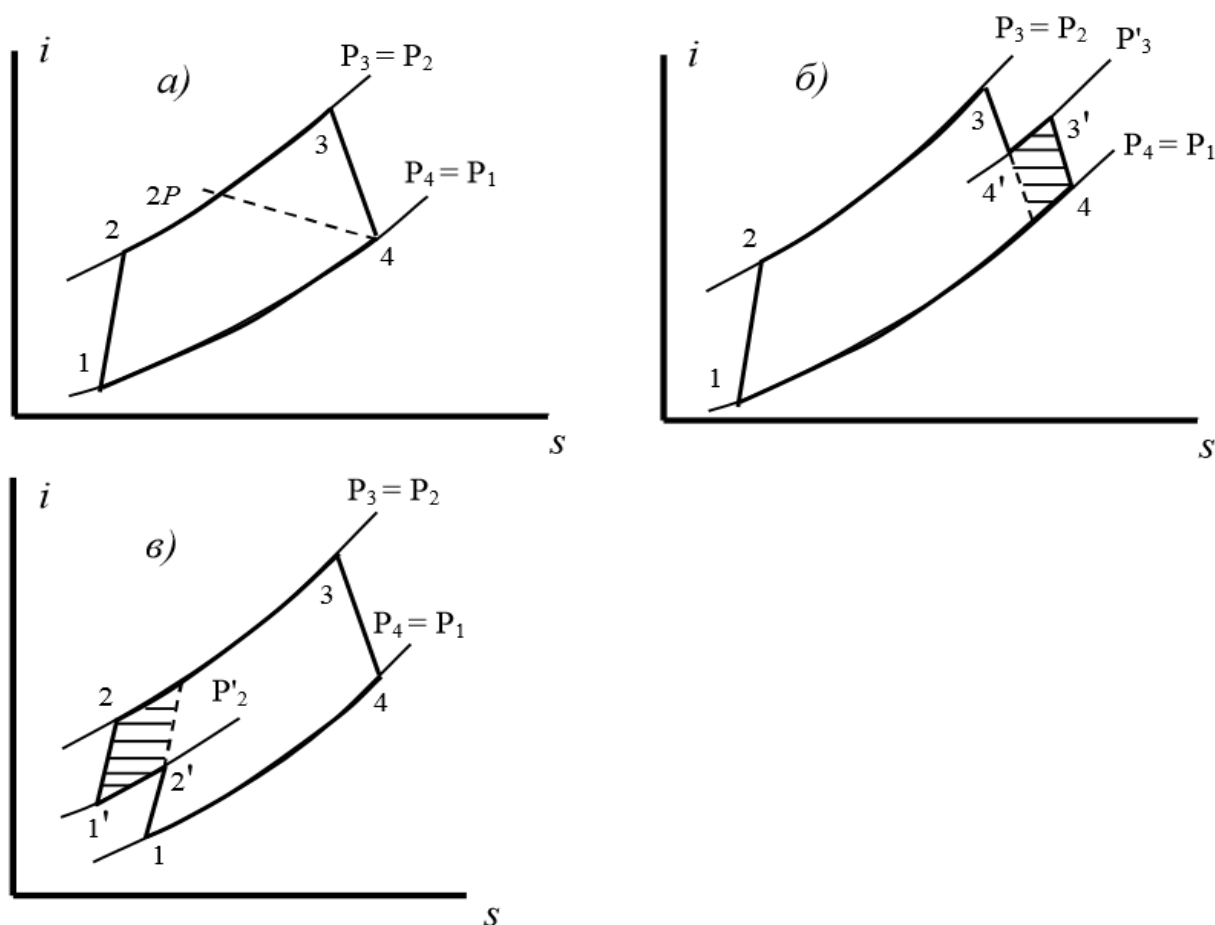
11-сурет - Тиімділігін жоғарлату жылу техникалық іс-шаралары бар газ турбиналық қондырғының сұлбасы

Кететін газдар жылу регенерациясын пайдаланудағы циклдың тиімділігін жоғарлатумен бірге маңызды ерекшелік, ол $e_{opt} h_b$, төмендету, бұл компрессорды желдетуге әкеледі. Сонымен $T_3=1123K$ ($850^{\circ}C$) және $\varphi=0,75$ мәндерінде максимум ПӘК қамтамасыз ететін қысымның оптималды жоғарлату дәрежесі $T_1=293^{\circ}K$ және $\eta_T = \eta_K = 0,87$, үшін, $\beta_{opt, \eta_e} = 5.6$, ал $\eta_{e, max} = 0,35$ құрайды. Бірақ регенератордың болуы құрылымды күрделендіреді, оның көлемін және массасын үлкейтеді, жұмысының сенімділігін төмендетеді.

Аралық жылу беру (12, а және 12, б суреттер) құрылғыда қосымша жану камерасының $КС_2$ екі шығыр (T_1 және T_2) арасында беріледі. Бұл іс-шара шығыр жұмысын жоғарлатуға ықпал етеді. $i - s$ - диаграммада мұндай жоғарлату штрихталған ауданға тең.

Ауаны аралық салқындату (11, в және 11, г суреттер) екі компрессор (K_1 және K_2) арасындағы ауа салқындатқышта АС жүзеге асады. Ол компрессордағы

ауаны сығымдауға шығындалатын жұмысты төмендетуді қамтамасыз етеді. i – s - диаграммада жұмысты төмендету штрихталған ауданға тең.

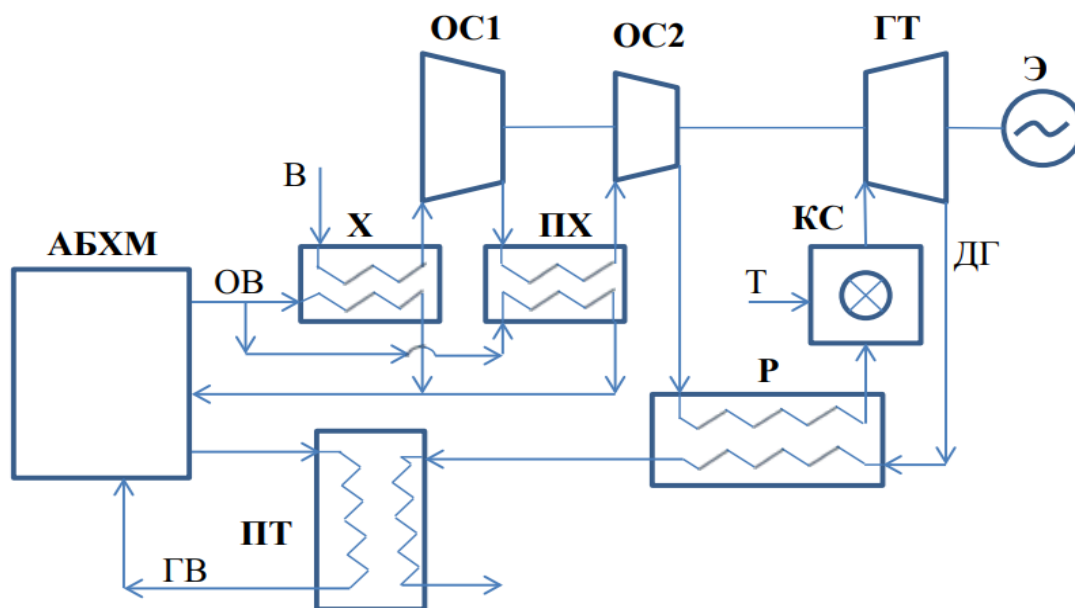


12-сурет-Тиімділігін жоғарлату жылу техникалық іс-шаралары бар газ шығырлы қондырғы циклының графигі

Қосымша жану камера мен ауа салқындатқыштың болуы ГТҚ циклында қысым жоғалтуларды көбейтеді және құрылымды біршама күрделендіреді.

Қаралған жылу техникалық іс-шараларға қарағанда кететін газдарды утилизациялау (11, г сурет) ГТҚ құрылымының күрделенуімен байланысты емес. Ол қондырғыда ГТҚ кейін жылыту, желдету және т.б. қажеттеріне кететін газдар жылуын пайдаланатын утилизатор-қазандығында УҚ орналасқан. Утилизатор-қазандықтың болуы трубинадан шығудағы циклдың қысым шығындарын көбейтеді.

13-суретте ГТҚ ның жұмыс тиімділігін арттыруға мүмкіндік беретін сұлбасы келтірілген.



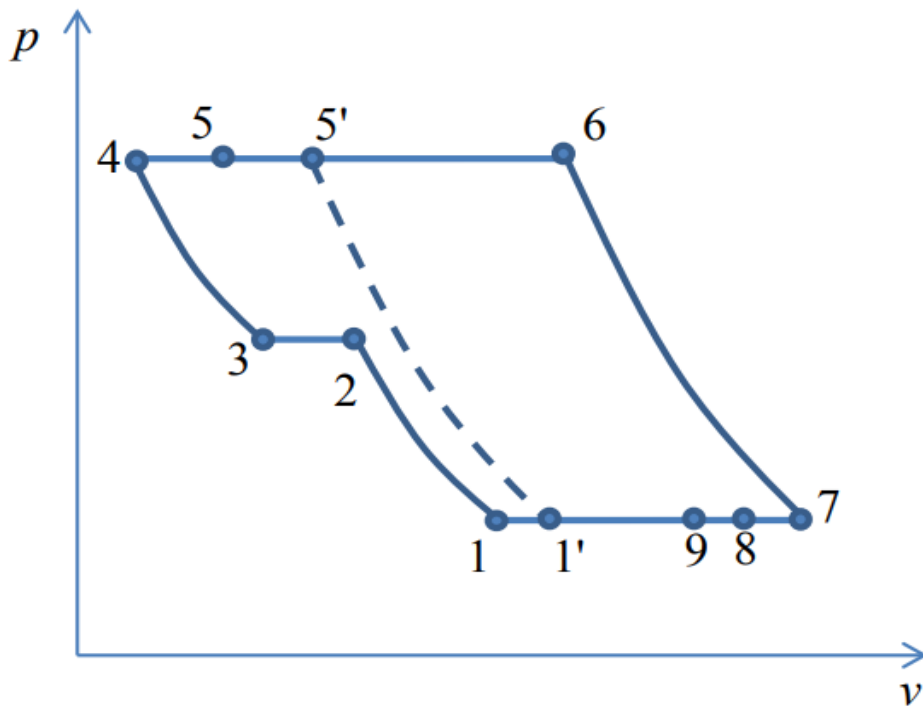
13-сурет - Газ турбиналы қондырғының сұлбасы

B атмосфералық ауа *X* суытқышта салқындатылып *OC1* осьтік компрессордың бірінші сатысына түседі. Бірінші сатыдан кейін ауа *ПХ* аралық суытқышында салқындатылады. Содан кейін ауа осьтік компрессордың *OC 2* екінші сатысына түседі, онда оның қысымы қажетті деңгейге дейін көтеріледі. Жылытылған ауа және *T* отыны *КС* жану камерасына түседі, онда отынның (табиғи газдың) жану процесі жүреді. Жану өнімдері (*ДГ* түтін газдары) *ГТ* турбинасына жіберіледі.

Газ турбинасында соплалық аппараттың көмегімен жұмыс денесінің энергиясы алдымен ағынның кинетикалық энергиясына, содан кейін турбинаның жұмыс қалақшаларына - механикалық жұмысқа ауысады. Турбинада алынған механикалық жұмыс ішінара компрессор жетегіне жұмсалады, ал қалған бөлігі *ЭГ* электр генераторы болатын тұтынушыға беріледі. Турбинадан пайдаланылған түтін газдары *P* регенераторына түседі. Содан кейін *ДГ* түтін газдары *РТ* аралық жылу алмастырғышына келіп түседі, онда *гв* суын қыздырады, ол абсорбциялық тоңазыту машинасының жұмысы үшін қажет. *ГВ* суы сорғыш тоңазыту машинасына (*АБСМ*) түседі, ал түтін газы қоршаған ортаға шығарылады. Ауа мен ауаны салқындатқыштың бірінші сатысынан кейін *АБСМ* келіп түсетін салқындатқыш сумен жүзеге асырылады.

Келтірілген схема *ГТҚ* жұмысының тиімділігін жану үшін қажетті ауаны сығуға кететін энергия шығынын төмендету есебінен арттыруға мүмкіндік береді. *АБСМ* *ГТҚ* тиімділігін арттыру үшін ғана емес, сонымен қатар бір бөлігі *ГТҚ* болып табылатын жылу электр станциясының (*ЖЭС*) үй-жайларында қажетті температураны ұстап тұру үшін де пайдаланылуы мүмкін. Осылайша, *ЖЭС* жұмысының жалпы тиімділігін арттыруға болады.

14-суретте жоғарыда келтірілген сұлба үшін ГТҚ циклының $p-v$ диаграммасы келтірілген. 14-суретте: 1 – ші процесс – Х тоңазытқышта атмосфералық ауаны салқындату процесі; 1-2 – ші процесс - ОС1 компрессорының бірінші сатысындағы ауаны сығу процесі; 2-3 - ші процесс – ПТ аралық тоңазытқышында ауаны салқындату процесі; 3 – ші процесс-ОС2 компрессорының екінші сатысындағы ауаны сығу процесі; 4-5-ші процесс-Р регенераторындағы түтін газдарынан жылуландыру процесі; 5-6-ші процесс-КС жану камерасында отынның жану есебінен жұмыс денесіне жылуландыру процесі; 6-шы процесс-ГТ газ турбинасында жұмыс денесінің кеңею процесі; 7-8 процесс-Р регенераторында жұмыс денесінен ауаға жылудың бұрылуы; 8-9 процесс-АБСМ келіп түсетін жұмыс денесінен суға жылудың бұрылуы; 9-1 процесс-қоршаған ортаға жұмыс денесінен жылудың бұрылуы. 5-суретте аралық салқындатусыз бір сатылы қысу жағдайында компрессордағы 1'-5 ауаны қысу процесі және тоңазытқышта атмосфералық ауаны салқындатудың болмауы келтірілген.



14-сурет – $p-v$ газтурбиналық қондырғы циклының диаграммасы

ГТҚ-ның жұмысының тиімділігін анықтайтын негізгі көрсеткіштеріне келесі шамалар жатады.

Қондырғының тиімді ПӘК-і :

$$\eta_{\text{ГТҚ}} = \frac{N_{\text{ГТҚ}}}{M_{\text{T}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}}}, \quad (4.4)$$

мұндағы $N_{\text{ГТҚ}}$ – газтурбиналық қондырғының қуаты, кВт;

M_T – турбинаға отын газының шығысы, кг/с;
 Q_H^p – отынның жануының төмен жылуы, кДж / кг.

Пайдалы қуат коэффициенті:

$$\varphi = \frac{N_{ГТК}}{N_T}, \quad (4.5)$$

Күшті қыздыру және әлсіз ерітінділерді салқындату үшін жылу көзі мен салқындатқыш судың үлкен шығыны қажет. Осыған жол бермеу үшін, сондай-ақ АБСМ тиімділігін арттыру мақсатында олар ерітінділердің жылу алмастырғыштарымен жабдықталады, оларда қарсы өтіп, күшті және әлсіз ерітінділер жылумен алмасады, осының арқасында алынған суықтың генераторда жұмсалған жылуға қатынасын білдіретін жылу коэффициентінің (жылу коэффициентінің) шамасы 25-30% - ға артады.

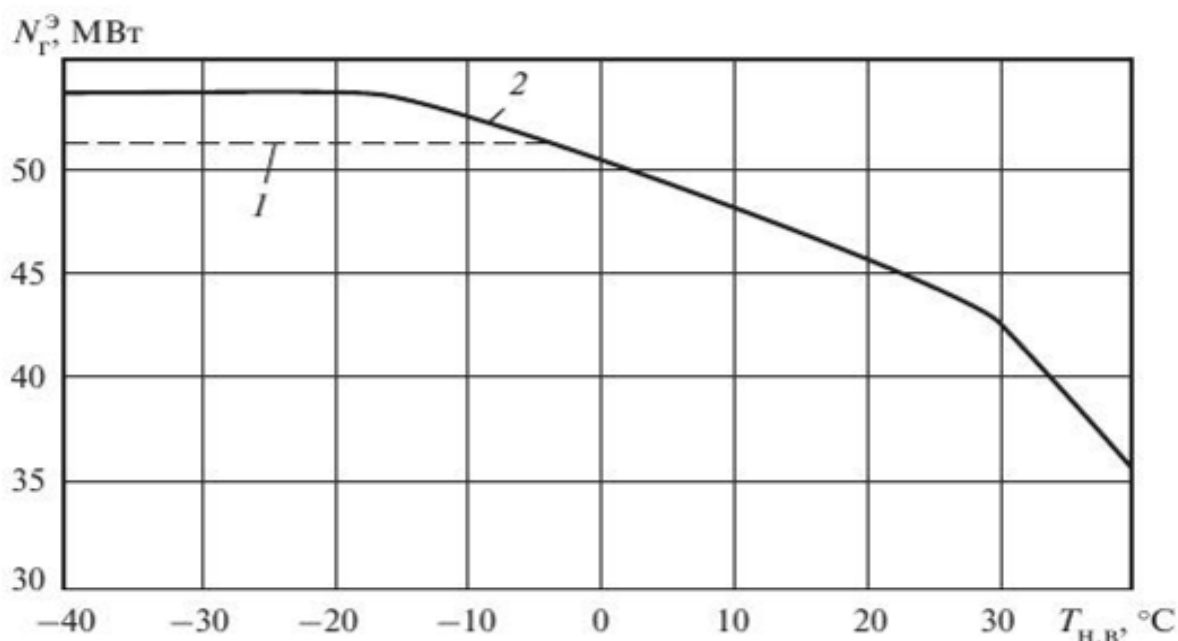
Жылу алмастырғыштардың рөлі энергетикалық тиімділікті арттыру тұрғысынан ғана қарастырылмайды. АБСМ – да машинаның тиімділігіне әсер ететін қосымша фактор пайда болатынын атап өткен жөн, атап айтқанда – ерітінділік жылу алмастырғыштарды, генераторлар мен абсорберлерді толтыру үшін бромды литий тұзы ерітіндісінің мөлшері. Одан әрі есептеулерде бромды литий тұзының жоғары құнын ескеру қажет, өйткені бұл фактор машинаға кететін капиталдық шығындар есебіне кіреді.

Біздің мақсатымыз жоғарыда көрсетілген есепке алу кезінде машинаның жұмыс тиімділігіне ерітінділердің жылу алмастырғыштарының әсерін бағалау болып табылады. Ерітінділік жылу алмастырғыштардың соңғы өлшемдері, демек, ыстық және суық ерітінділер арасындағы температураның соңғы айырмашылығы болады. Температураның бұл айырмашылығы неғұрлым көп болса, күрделі шығындар мен жылу коэффициенті соғұрлым аз болады, және керісінше; демек, АБХМ ерітінділік жылу алмастырғыштардағы температуралардың айырымын таңдау жеткілікті негізді болуы тиіс факторлар.

5 Компрессор кірісіндегі ауа температурасының ГТҚ-ның қуатына әсері

Әдетте ГТҚ тұрақты ауа шығынымен жұмыс істейтіні белгілі, сәйкесінше оның температурасының жоғарылауы кезінде оның тығыздығы төмендейді, демек ГТҚ қуаты төмендейді. Турбинаға берілетін ауа температурасының 40°C-тан 15°C-қа дейін төмендеуі ГТҚ қуатының 30% - ға төмендеуін болдырмайды.

Сондай-ақ, АБХМ сұйықтықты 0°C-қа дейін салқындату мүмкіндігі арқасында төмен температурадағы салқындатылған ауаны алуға болады.



16-сурет - ГТҚ қуатының сыртқы ауа температурасына тәуелділігінің үлгісі

Газ турбины қондырғының (ГТҚ) сенімді және тиімді жұмысы жұмыстың белгілі бір режимдерін сақтаған жағдайда ғана қамтамасыз етілуі мүмкін. ГТҚ жұмысы сыртқы ауа параметрлеріне байланысты: температура, қысым және ылғал мөлшері. Әдетте энергетикалық ГТҚ-дағы сыртқы ауа қысымының ауытқуы шектеулі шектерде болады және сондықтан қондырғының жұмысына елеулі әсер етеді. Дегенмен, компрессор кіре берісіндегі ауа қысымының 10% - ға төмендеуі ГТҚ электр қуатының осындай төмендеуіне әкеледі.

Жұмыс денесінің ылғал құрамының өзгеруі одан да аз әсер етеді. Сыртқы ауа температурасының ауытқуы айтарлықтай үлкен. Ауа температурасының өзгеруі оның тығыздығын және сәйкесінше компрессор атмосферасынан алынатын ауаның массалық шығынын өзгертеді, бұл ГТҚ қуатының және оның барлық сипаттамаларының өзгеруіне әкеледі. Сыртқы ауа температурасының өзгеруі ГТҚ негізгі сипаттамаларына әсер етеді (ISO бойынша есептік режимде

кабылданған +15 °С қатысты). Ауа температурасының төмендеуі оның тығыздығын, компрессор арқылы ауа шығынын, ГТҚ электр қуатын және қондырғының электр ПӘК-ін арттырады. Ауа температурасы +50-ден -20 °С-қа дейін өзгерген кезде ГТҚ электр қуаты 70% - ға өсуі мүмкін, ал электр пәк — 20% - дан астам. Осыған ұқсас әсер қоршаған ауаның температурасы және ГТҚ шығатын газдардың параметрлеріне әсер етеді. Бұл жерде ГТҚ шығатын газдардың жылуы желілік суды қыздыру және технологиялық буды (ГТҚ-ЖЭО) өндіру үшін немесе екі немесе үш қысымдағы буды өндіру және бу-газ қондырғысында (ПМУ) қосымша электр энергиясын генерациялау немесе суықта пайдаланылатын ГТҚ базасында когенерациялық және тригенерациялық қондырғылар жиі қолданылады. Бұл жағдайда маңызды параметрлер автономды режимде электрлік пәк, шығу газдарының параметрлерінің мәндері және олардың өзгеру диапазоны болып табылады. Алайда, кейбір жағдайларда ГТҚ басқару жүйесі осы параметрлерге әсер ете алмайды. Сыртқы ауа параметрлерінің, ең алдымен оның температурасының әсерінен, Шығыс газдарының шығыны мен температурасы айтарлықтай өзгереді, бұл ГТҚ-ЖЭО және ПМУ жұмыс денесінің параметрлерін тұрақтандыруға мүмкіндік бермейді. Бұл кемшілікті жою үшін әдетте оның үнемділігін төмендету есебінен орнатуды қиындатады. Атап айтқанда, жұмыс денесінің температурасын тұрақтандыру және азот оксидтерінің концентрациясын төмендету үшін белсенді жану аймағына суды бүрку қолданылады (бұл ретте су бір мезгілде Форсунканы салқындатады, оның өмірлік циклын ұзартады). Жану камерасына суды бүрку үнемділіктің тиісті төмендеуі кезінде ГТҚ электр қуатын біршама арттырады.

Компрессордың кіре берісінде суды бүрку нәтижесінде турбина арқылы газ шығысының артуы және оның ПӘК-і (4%-ға) жалпы ГТҚ жұмысын жақсартады: 0,5–2% Суды бүрку кезінде қондырғының пайдалы электр ПӘК-і шамамен 3,5% - ға ұлғайған кезде 7,5-14% - ға өседі. Қоршаған ауаның температурасы -150С төмен болған кезде ГТҚ электр қуаты кіретін бағыттаушы аппаратты жабу және компрессор арқылы ауаның өтуін шектеу немесе бұрылыс бағыттаушы аппаратпен тұрақты түрде ұстап тұруға болады. ГТҚ параметрлерін тұрақтандырудың бұл әдісін "Ішкі" деп атауға болады. ГТҚ параметрлерін тұрақтандырудың басқа тәсілі — "сыртқы" - компрессорға түсетін ауа температурасының өзгеруіне негізделген, мысалы, бу немесе су, сондай-ақ ГТҚ өзі шығатын газдармен жылу алмастырғышта оны қыздыру немесе салқындату арқылы. Сонымен қатар компрессордан кейін ауа ағынында суды шашырату арқылы ауа ағынын буландыру салқындауы мүмкін. ГТҚ параметрлерін тұрақтандырудың барлық "сыртқы" тәсілдері түпкілікті өнімнің — өндірілетін электр немесе жылу энергиясының қымбаттауына алып келеді және оларды пайдаланудың орындылығы пайдаланудың нақты жағдайларында сол жерде анықталуы тиіс. Бұл ретте ГТҚ шығу газдарындағы азот оксидтерінің құрамын шектеу бойынша ұлттық және халықаралық стандарттардың талаптарын орындау үшін оның энергетикалық параметрлерін бір мезгілде ГТҚ жану камерасына тұрақтандыру кезінде су бүркіледі. Бүріккіш судың мөлшері

мен сапасы ГТҚ-ның барлық негізгі параметрлеріне елеулі әсер ететіні түсінікті. Сондықтан қысымды, температураны және су шығынын қатаң бақылау қажет.

Газтурбиналық қондырғылар теориясы олардың циклдің термодинамикалық параметрлерінің өзгеруіне, атап айтқанда, қондырғының осьтік компрессорына кіре берістегі температураның өзгеруіне және сыртқы ауаның қысымына өте сезімтал екендігін көрсетеді. Пайдалану жағдайында бұл газ турбиналық қондырғының сыртқы сипаттамаларының өзгеруі түрінде көрінеді. Сыртқы ауа қысымының өзгеруі және оның өзгермейтін температурасы кезінде қондырғының қуаты сыртқы қысымның өзгеруіне тікелей пропорционалды түрде өзгереді.

Қалыпты жағдайда сыртқы ауа температурасының есептеуден ауытқуы ГТҚ тиімді қуатының айтарлықтай өзгеруін тудырады, ал жекелеген шеткі жағдайларда (турбина алдындағы газ температурасының шектелуі салдарынан) газ турбинасының қалақтары мен дискілерін істен шығармау үшін агрегаттың мәжбүрлі тоқтауын тудыруы мүмкін.

Турбина алдындағы газдың өзгермейтін температурасы кезінде сыртқы ауа температурасының өзгеруі ГТҚ білігінің қуаты мен айналу жиілігінің төмендеуімен агрегаттың өсуіне әкеледі. қуаттың құлдырауына және ГТҚ білігінің айналу жиілігінің төмендеуіне әкеледі. Мұнда ГТҚ қуатын номиналды мәнге дейін арттыруды турбина алдындағы газ температурасын есептеуден артық арттыру есебінен жүзеге асыруға болады. Қондырғының өзгермейтін номиналды қуаты кезінде сыртқы ауа температурасының төмендеуі турбина алдындағы газ температурасының төмендеуіне және ГТҚ білігінің айналу жиілігінің төмендеуіне әкеледі; қондырғының ПӘК-і жоғарылайды. Сыртқы ауа температурасының жоғарылауы кері әсерге әкеледі.

6 Суытқыш машинаның суытқыш элементін есептеу

Буландырғыштың кірісіндегі және шығысындағы тұздың температуралары: $t_{и1} = -28^{\circ}\text{C}$ және $t_{и2} = -26^{\circ}\text{C}$

Булану температурасы:

$$t_0 = t_{и1} - 5 = -28 - 5 = -33^{\circ}\text{C}$$

Конденсатордың кірісіндегі салқындатқыш судың температурасы: $t_{к1} = 12^{\circ}\text{C}$, онда шығысындағы судың температурасы: $t_{к2} = 12 + 5 = 17^{\circ}\text{C}$

Конденсация температурасы:

$$t_{кон} = 17 + 7 = 24^{\circ}\text{C}$$

Абсорбер шығысындағы күшті ерітіндінің температурасы:

$$t_{ад} = t_{к2} + 5 = 17 + 5 = 22^{\circ}\text{C}$$

Жылу алмастырғыштан кейінгі әлсіз ерітіндінің параметрлері:

$\xi_e = 0,16$ –ерітіндінің концентрациясы;

$i_{ж} = -35$ ккал/кг – ерітіндінің энтальпиясы;

$t_{ж} = 22^{\circ}\text{C}$

Қондырғының салыстырмалы суық өндірулігі:

$$q_0 = i_6 - i_5 = 292 - 17 = 275 \text{ ккал/кг}$$

Генератордың меншікті жылулық жүктмесі:

$$q_{Г} = i_1 - i_9 + f(i_9 - i_5) + \varphi(i_1 - i_8), \quad (6.1)$$

$$q_{Г} = 380 - 122 + 4.42(22 - 54) + 0.12(380 - 49) = 598.3 \text{ ккал/кг}$$

Қондырғының жылулық балансы:

$$q_{бер} = q_{Г} + q_0, \quad (6.2)$$

$$q_{бер} = 598,3 + 275 = 873,3 \text{ ккал/кг}$$

$$q_{ал} = q_a + q_k + q_d. \quad (6.3)$$

$$q_{ал} = 450.8 + 102,2 + 284 = 837 \text{ ккал/кг}$$

Балансты есептесек:

$$\sigma = \frac{q_{\text{бер}} - q_{\text{ал}}}{q_{\text{бер}}}, \quad (6.3)$$

$$\sigma = \frac{q_{\text{бер}} - q_{\text{ал}}}{q_{\text{бер}}} = \frac{873.3 - 837}{873.3} = 4.1\%$$

Хладагенттің шығыны:

$$G = Q_0 / q_0, \quad (6.4)$$

мұндағы $Q_0 = 400 \text{ кВт} = 344000 \text{ ккал/сағ}$

$$G = 344000 / 275 = 1.25 \cdot 10^3 \text{ кг/сағ}$$

7 Экономикалық бөлім

ГТҚ-ның ПӘК-і қоршаған ортаның температурасына тығыз байланысты. ГТҚ ПӘК-нің ең төменгі көрсеткіштері қоршаған орта температурасы мейлінше жоғары маусым-тамыз айларының аралығына болады. Сондықтан, ГТҚ-ның қуаты мен энергоэффективтілігін жоғарылату үшін компрессор кірісінде суытқыш машина орнатылуы керек.

Ауа температурасының 15°C -тан 38°C -қа жоғарылағанда ПӘК-і 4%-ға төмендейді.

Компрессор кірісіндегі ауаны суыту периоды сәуір-қыркүйек айларының аралығында деп алып, осы аралықтағы 150 тәуліктегі шығындарды есептейміз. Егер қуаттың орташа өсуі 8% шамасында болса, онда қосымша қуат :

$$\Delta P = P_k \cdot P_{op} \cdot N_{тәу} \cdot 24, \quad (7.1)$$

мұндағы: P_k – кепілді қуат МВт;
 $N_{тәу}$ – тәулік саны;
 P_{op} – қуаттың орташа өсуі.

Мысалы кепілді қуат мөлшері $P_k = 148$ МВт болса, онда ГТҚ жылына қосымша өндіретін қуат:

$$\Delta P_{жыл} = 148 \cdot 0.08 \cdot 150 \cdot 24 = 42\,624 \text{ МВ/сағ}$$

Электр энергиясының құны 1 кВт/ сағ=12 теңге деп қабылдасақ, онда экономикалық эффектті мына дәрежеде болады:

$$\mathcal{E}_{жыл} = 42624 \cdot 12 = 511\,488 \text{ теңге}$$

Суытқыш машинаның жұмыс істеу ұзақтығын орташа 20 жыл деп алсақ, барлық жұмыс істеу уақытында ГТҚ қосымша 852 480 МВ/сағ электр энергиясын өндіреді. Егер электр энергиясының құны орташа 1 кВт/ сағ=13 теңге деп қабылдасақ, онда барлық жұмыс істеу уақытында экономикалық эффектті мына дәрежеде болады:

$$\mathcal{E}_{жыл} = 852\,480 \cdot 13 = 11\,082\,240 \text{ теңге}$$

ҚОРЫТЫНДЫ

Бүгінгі күні өндірістің экологиялық қауіпсіздігі мәселелеріне және энергия тасығыштарға бағаның өсуіне байланысты, төгінді жылуды кәдеге жарату және бастапқы отынды үнемдеу проблемалары бүкіл әлемде өзекті болып табылады. Осыған байланысты суық пен жылуды өндіру үшін екінші ретті энергия ресурстарын пайдаланатын жаңа технологиялық жүйелерді жетілдіру және әзірлеу перспективалы болып табылады.

АБСМ өндірісте ауаны суытуға арналған зияндылығы мейлінше аз, эффективтілігі жоғары, экологиялық тұрғыда тиімді қондырғы ретінде кеңінен таралған суытқыш машина. АБСМ-ны газ трубиналық қондырғыда түсетін ауаны салқындату үшін және сәйкесінше қондырғының жұмыс эффективтілігін арттыру үшін қолданылады. Бұл әсіресе жылдық орташа температурасы жоғары климаттық аудандарда орналасқан ГТҚ—да қолданылуы өте маңызды рөл атқарады. Әдетте газ трубиналық қондырғы тұрақты ауа шығынымен жұмыс істейді, сәйкесінше, ауаның температурасы жоғарыласа, оның тығыздығы төмендейді және соған байланысты ГТҚ-ның да қуаты кеми түседі. ГТҚ-ны суытудың көптеген түрлері белгілі, олардың ішінде көп қолданылатыны абсорбциялы суытқыш машина. АБСМ - электр энергиясының емес, трубинадан шыққан жылу көздерінің есебінен жұмыс жасайтын суытқыш машина. Жылу көздері болатынындарға: ыстық су, газ, бу, табиғи газды жатқызуға болады. Электр энергиясын тұтынуды төмендету-абсорбциялық суытқыш машиналардың негізгі артықшылығы. Абсорбциялық тоназыту машинасы компрессиядан айтарлықтай ерекшеленеді. Онда компрессор жоқ, ал хладагенттен басқа оның жүйесінде абсорбент деп аталатын сұйықтық айналады. Абсорбент-хладагенттің жақсы сіңіру қабілеті бар сұйықтықтар. Суытқыш машиналарда хладагент ретінде әдетте аммиак қолданылады, ал ол үшін сорғыш су болып табылады. Суда бромның жақсы ерігіштігі салдарынан хладагент және абсорбент машинаның жекелеген бөліктерінде бром концентрациясы әртүрлі су бром ерітіндісі түрінде абсорбциялық машина жүйесінде болады.

Бұл машиналардың негізгі артықшылығы олардың жұмысы үшін төмен әлеуетті арзан жылу көздерін, мысалы ыстық су, шығатын газ және т.б. өндіруде пайдаланылған пайдаланылған буды пайдалану мүмкіндігі болып табылады. Сонымен қатар, бұл машиналарды электр энергиясы жоқ аудандарда қолдану тиімді.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник.— М.: Изд-во МЭИ, 1999.— 168 с.
2. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины.— М.: Пищевая промышленность, 1966.— 356 с.
3. Бараненко А.В., Попов А.В., Тимофеевский Л.С. и др. Абсорбционные бромистолитиевые преобразователи теплоты нового поколения.— Холодильная техника, 2001, № 4, с. 18-20.
3. Бараненко А.В., Попов А.В., Тимофеевский Л.С. Энергосберегающие абсорбционные бромистолитиевые водоохлаждающие и водонагревательные преобразователи теплоты.— Инженерные системы, 2001,
4. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. холодильная техника. Кондиционирование воздуха. 1999. - 320 с.
5. Бурдуков А.П., Дорохов А.Р. расчет тепло- и массопереноса в элементах абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин. Новосибирск. 1987.
6. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы – Астрахань:АГТУ,1997.
7. Ю.И. Фримштейн «Промышленные холодильные установки».М, 2005
8. Дзино А.А., Малинина О.С. Системы прямых и обратных термодинамических циклов для получения тепла и холода // VII Международная научно-техн. конференция «Низкотемпературные технологии в XXI веке»: Материалы конференции.– СПб.: Университет ИТМО, 2015.
9. Абсорбционные преобразователи теплоты. Монография / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.Г. Долотов, А.В. Попов. СПб.: СПбГУНиПТ, 2005. 338 с.
10. Холодильные машины: Учеб. для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» /А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев, Л.С. Тимофеевский; СПб.: Политехника, 2006.
11. Абсорбционные преобразователи теплоты / А. В. Бараненко [и др.] // СПб.: СПбГУНиПТ, 2005
12. Попов А.В. АБМ для охлаждения и нагрева воды .Энергосбережение. 2007.