

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

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

Энергетика кафедрасы

Қанат Азат Қанатұлы

ЖЭО-2 турбиналарындағы буды суыту жүйесінде жылу насостарын қолдану
жобасы

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: «ЖЭО-2 турбиналарындағы буды суыту жүйесінде жылу насостарын қолдану жобасы»

5B071700 – Жылу энергетикасы мамандығы бойынша

Орындаған

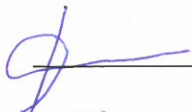
Қанат А.Қ.


Пікір беруші

АЭЖБУ''Жылуэнергетикалық
қондырғылар''кафедрасының
доценті, техн.ғыл.канд.

Ғылыми жетекші

PhD доктор, сениор-лектор

 Туманов М.Е.
«30» 04 2019 ж.

 Умышев Д.Р.
«29» 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 *Қанат Азат Қанатұлы*

Тақырыбы *«ЖЭО-2 турбиналарындағы буды суыту жүйесінде жылу насостарын қолдану жобасы»*

Университет ректорының 2018ж. «30» қазандағы № 1210-б бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі *«25» сәуір 2019 ж.*

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістер: *T-110/120-130 турбинасының техникалық көрсеткіштері. Энергия жіберудің өзіндік құнын есептеу. Қуаттың балансы. НТ-9000 типті жылулық сорғының сипаттамасы.*

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

а) АЖЭО–ның T-110/120-130 турбинасының жылулық есебі;

б) T-110/120-130 бу турбина қондырғысының конденсаторының жылулық есебі;

в) Жылулық сорғының және оның қосалқы қондырғыларын таңдау;

д) Өміртіршілік қауіпсіздігі

е) Экономикалық бөлім;

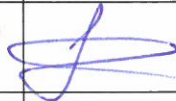
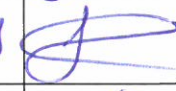

Сызбалық материалдар тізімі *Сызбалық материалды слайдпен дайындау.*

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер *19 атау.*

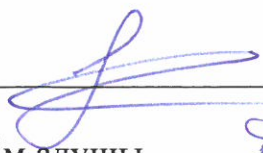
**Дипломдық жұмысты дайындау
КЕСТЕСІ**

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
АЖЭО–ның Т-110/120-130 турбинасының жылулық есебі	03.04.19ж	тоқ
Т-110/120-130 бу турбина қондырғысының конденсаторының жылулық есебі	11.04.19ж	тоқ
Жылулық сорғының және оның қосалқы қондырғыларын таңдау	16.04.19ж	тоқ
Өміртіршілік қауіпсіздігі	20.04.19ж	тоқ
Экономикалық бөлім	23.04.19ж	тоқ

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	Д.Р.Умышев Доктор PhD, сениор-лектор	29.04.19	
Экономика бөлімі	Д.Р.Умышев Доктор PhD, сениор-лектор	29.04.19	
Норма бақылау	Н.Е.Балгаев, сениор-лектор	26.04.19ж	

Ғылыми жетекші



Д.Р.Умышев

Тапсырманы орындауға алған білім алушы



А.К.Қанат

Күні

« 04 » 03 2019 ж.

Қазақстан Республикасы

«Сәтбаев университеті»

коммерциялық емес акционерлік қоғам

Жылу энергетика мамандығы

(мамандығы)

бойынша оқитын

Тэб-15-1к тобының студенті Қанат Азат

(тобы, аты-жөні)

ЖЭО-2 турбиналарындағы буды суыту жүйесінде жылу насостарын қолдану

жобасы

(дипломдық жобаның тақырыбы)

Тақырыбындағы дипломдық жобасына пікірі

Бітіру жұмысын дайындау кезіндегі бітірушінің өз бетінше әрекеттенуі, жұмыс кезіндегі жобалау шығымы мен тәртіптілігі, әдеби материалды пайдалана алуы бітірушінің жеке ерекшелігі.

Бітіру жұмысына өз білімімен шешімдер қабылдап, озат әдістер қолданып, бітіру жұмысында тиімді нұсқаларды қолданған. Қанат Азат Тэб-15-1к тобының студенті, оқу бағдарламасына сәйкес барлық уақытта берілген тапсырманы дер кезінде орындай білді. Қоғамдық жұмыстарға қатысады. Бітіруші жұмысты жобалау барысында жоба жетекшісімен ақылдасып, қажетті нормативтік құжаттарды, арнайы әдебиеттерді және анықтамалықтарды дұрыс пайдалана білген.

Бітіруші жұмыстың еңбекті қорғау және техникалық қауіпсіздік және экономикалық бөлімдерін орындауда жауапкершілік танытып, мерзімінде бітірген. Сызбалары барлық МСТ сай автокад программасында орындалған.

Бітіруші жұмыстың мазмұны мен құрамы, көлемі оқу жоспары мен бағдарламасына сәйкес, арнайы нормативтер – ҚМЕ, БМБ, оқулықтар, анықтамалықтарға сай дұрыс шешімдер қабылданған.

Бітіруші жұмыстың бөлімдері, экономика бөлімдерінің көрсеткіштері тиімді варианттардың қабылданғанын көрсетсе, еңбекті қорғау және техникалық қауіпсіздік шаралары толық қарастырылған.

Пікір жазған:

АЭЖБУ

«Жылуэнергетикалық қондырғылар»

кафедрасының доценті, техн.ғыл.канд.



Туманов М.Е.

«30» сәуір 2019 ж

Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Қанат Азат Қанатұлы

Название: ЖЭО-2 турбиналарындағы буды суыту жүйесінде жылу насостарын қолдану жобасы.doc

Координатор: Диас Умишев

Коэффициент подобия 1: 2,2

Коэффициент подобия 2: 0,8

Тревога: 981

После анализа Отчета подобия констатирую следующее:

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем не допускаю работу к защите.

Обоснование:

допустить к защите
диссертации нет.

29.04.19

Дата



Подпись Научного руководителя

Қазақстан Республикасы

«Сәтбаев университеті»

коммерциялық емес акционерлік қоғам

Жылу энергетика мамандығы

(мамандығы)

бойынша оқитын

Тэб-15-1к тобының студенті Қанат Азат

(тобы, аты-жөні)

ЖЭО-2 турбиналарындағы буды суыту жүйесінде жылу насостарын қолдану
жобасы

(дипломдық жобаның тақырыбы)

Тақырыбындағы дипломдық жобасына пікірі

Бітіруші жұмыстың тақырыбы, мазмұны, құрамы, көлемі оқу жоспары мен бағдарламасына сәйкес, арнайы нормативтер – ҚМЖЕ, БМБ, оқулықтар, анықтамалықтарға сай дұрыс шешімдер қабылданып орындалған.

Бітіруші жұмыстың бөлімдері - арнайы бөлімнен, экономикалық және еңбек қорғау бөлімдерінен тұрады.

Арнайы бөлімде Алматы жылу желілері. АЖЭО–ның Т-110/120-130 турбинасының жылулық есебі. Т-110/120-130 бу турбина қондырғысының конденсаторының жылулық есебі. Жылулық сорғының және оның қосалқы қондырғыларын таңдау. Өміртіршілік қауіпсіздігі. Экономикалық бөлім. Керекті әдебиеттерді орнымен қолдана білген.

Жалпы бітіруші жұмыста ешбір айтарлықтай қателер жоқ. Қолданылған әдебиеттерге сілтеме көрсетілген. Сызбалар AutoCAD бағдарламасында сызылған. Түсінік жазбасында компьютерлік қателер бар.

Бітіруші жұмыс жалпы өте жақсы орындалған, жоғарыдағы көрсетілген кемшіліктер Қанат Азат білікті маман болып шығуына ешқандай кедергісін тигізбейді. Қанат Азат бітіруші жұмысын жақсы қорғаған жағдайда «өте жақсы» (90) деген бағаға ұсынамын.

Ғылыми жетекші
PhD доктор, сениор-лектор


_____ ҚОЛЫ

Умышев Д.Р.

«30» сәуір 2019 жыл

Протокол анализа Отчета подобия

заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Қанат Азат Қанатұлы

Название: ЖЭО-2 турбиналарындағы буды суыту жүйесінде жылу насостарын колдану жобасы.doc

Координатор: Диас Умишев

Коэффициент подобия 1:2,2

Коэффициент подобия 2:0,8

Тревога:981

После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

Обоснование:

.....
.....
.....
.....
.....

30.04.19

Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

.....
.....
.....
.....
.....

.....
30.04.19

Дата

.....


Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения

АҢДАТПА

Бұл дипломдық жобамның мақсаты Алматы қаласының 2-ЖЭО-дағы айналымдық сумен қамтамасыз ету жүйесін жаңғыртуды қарастырдым. Айналымдық су шығынын азайту үшін жылулық сорғыларды пайдаландым.

Негізгі бөлімде Т-110/120-130 турбинасының жылулық есебі және турбина конденсатырының жылулық баланс есебі, жылулық сорғы циклының термодинамикалық есебі жүргізілген.

Жылулық сорғының және қосалқы қондырғыларының нақты маркалары таңдалып, жылулық қағидалық сұлбалары салынып және қондырғылардың орналасу орындары көрсетіліп, технико-экономикалық көрсеткіштерінің есебі жүргізілді.

«Өміртіршілік қауіпсіздігі» бөлімінде акустикалық есептеулер және шу әсерінен қорғану шаралары қарастырылды.

Экономикалық бөлімінде жылулық сорғыларды сатып алу және оларды орнату құны анықталып, өзіндік құнын өтеу мерзімі анықталды.

АННОТАЦИЯ

В этом дипломном проекте рассмотрена модернизация циркуляций водоснабжения Алматинской ТЭЦ-2. Я использовал тепловые насосы для снижения расхода циркуляционной воды. В основной части рассчитал тепловой расчет турбины Т-110/120-130, тепловой баланс конденстора турбины, термодинамический расчет цикла теплового насоса.

Были произведены техника-экономические расчеты показателей, подобрана марка теплового насоса и начерчены тепловая принципиальная схема и указаны места расположения установок.

В разделе «Безопасность жизнедеятельности» произведен акустический расчет и рассмотрены защита от последствий шума.

В экономическом разделе была определена стоимость покупки и установки тепловых насосов и определена стоимость возмещения затрат.

ANNOTATION

In this degree project modernization of circulation of water supply of the Almaty CHP-2 is considered. I used thermal pumps for decrease in a consumption of circulating water.

In the main part I have calculated thermal calculation of the turbine T-110/120-130, thermal balance of a kondensator of the turbine, thermodynamic calculation of a cycle of the thermal pump.

Have been made the equipment - economic calculations of indicators, the brand of the thermal pump and a nacherchena the thermal printsipialny scheme is picked up and places an arrangement of installations are specified.

In the section "Safety of Activity" acoustic calculation is made and are considered protection against noise consequences.

In the section "Economies" have determined the price of purchase and installation of the thermal pump and I have defined for what time he will come true.

МАЗМҰНЫ

	Кіріспе	9
1	Алматы жылу желілері	10
1.1	ЖЭО-2 жайында қысқаша мәлімет	10
1.2	Өндіріс орны жайында негізгі ақпараттар	11
1.3	Ұйымдастырушы құрылым	12
2	АЖЭО–ның Т-110/120-130 турбинасының жылулық есебі	13
2.1	Т-110/120-130 турбинасы туралы негізгі мәліметтер	13
2.2	Т-110/120-130 жылулық сұлбасының есептінің шарттары	13
2.3	Т-110/120-130 турбинасының техникалық көрсеткіштері	13
2.4	Жылулық сұлбаның сыртқы элементтерінің есебі	14
2.5	Будың турбинадағы ұлғаю процесін тұрғызу	16
2.6	Судың және конденсаттың көрсеткіштерін анықтау	17
2.7	Алымдардағы және қыздырғыштардағы бу шығынын анықтау	19
2.8	Қуаттың балансы	27
3	Т-110/120-130 бу турбина қондырғысының конденсаторының жылулық есебі	29
3.1	Т-110/120-130 бу турбина конденсаторы КГ2-6200 құрылысы, жұмыс істеу қағидалары	29
3.2	Конденсатордың және қосалқы қондырғыларының негізгі көрсеткіштері	30
3.3	Конденсатордың жылулық баланс есебінің негізгі теудеуі	32
4	Жылулық сорғының және оның қосалқы қондырғыларын таңдау	34
4.1	Жылулық сорғының түрлері жұмыс істеу қағидалары	34
4.2	Жылулық сорғының жылу энерго орталықтарында қолдану	37
4.3	Бу компрессиялық жылулық сорғының сұлбасын таңдау. Бір сатылы жылулық сорғының циклын LgP-h диаграммасында тұрғызып, жылулық баланс есептеулерін жүргізу	39
4.4	НТ-9000 типті жылулық сорғының сипаттамасы	43
5	Өміртіршілік қауіпсіздігі	50
5.1	Жылулық сорғы станциясы туралы мәліметтер	50
5.2	Акустикалық есептеулер және шу әсерінен қорғану тәсілдері	51
5.3	Шуылды төмендету шаралары	56
6	Экономикалық бөлім	58
6.1	Өндіріс орнының бизнес – жобасы	58
6.2	АЖЭО шығындарын анықтау	58
6.3	Амортизациялық аударылымдарды есептеу	62
6.4	Энергия жіберудің өзіндік құнын есептеу	63
6.5	Жылулық сорғыны орнату үшін кететін шығындар	64
6.6	ЖС станциясын салуды және пайдалануды экономикалық бағалау	66
	Қорытынды	71
	Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	72

КІРІСПЕ

Алматы қаласының №2 Жылу электр орталығы өндіріске, қала тұрғындарына жылу және электр энергиясын өндіруші негізгі ірі орталықтардың бірі.

Станция турбина конденсаторына қажетті айналымдағы суды градирнядан алады. Айналымдағы сумен қамтамасыз ету үшін сағатына $48000 \text{ м}^3/\text{сағ}$ су айналымда жүреді, судың номиналды температурасы 20°C . Градирняның беттік булану ауданы 3880 м^2 . Қыс мезгілінде беттік шығын аса байқалмайды, ал жаз мезгілінде судың булануы 10-20% көп. Бір күнде $172\ 800 \text{ м}^3$ су шығындалады, бұл сумен қоса оны бойындағы жылуды ауаға шығарып тастайды. Буланып кеткен суды Талғар су қоймасындағы сумен толықтырылып отырады.[1]

Осыған байланысты, өзімнің дипломдық жұмысымда конденсаторға қажетті айналымдағы сумен қамтамасыз ету үшін жылулық сорғыларын қолдануды ұсынамын. Турбиналардың қауымы аса жоғары (510 МВт) болғандықтан, Т-110/120-130 турбинасына 5000 м^3 айналымдық суды алдым. Салқындату жүйесінде төмен потенциалды жылу жүйесін қолдану арқылы конденсаторды салқындатуда өндірістік жылулық сорғының (ЖС) “су–су” түрін қолдануды ұсынамын. Бұл жағдайда турбинаны салқындатуға шығындалатын судың мөлшері азаяды 8-10% дейін. Себебі градирняда беттік булануы 10-15% төмендейді. Айналымдық су бір рет ғана алынады, турбина конденсаторы мен жылулық сорғының арасында жүреді. Ал жылулық сорғы болса өз кезегінде өзінің өндірген жылуын тұтынушыларға және өндіріс орындарына береді.

ЖС – ны ауқымды түрде ЖЭО орнатудағы басты себеп, салқындатушы судың жылуды көп (шамамен $1 \cdot 10^5 \text{ кВт}$) мөлшерде ауаға шығарып тастауы. ЖС– $+7^\circ\text{C}$ алған жылуды $+20^\circ\text{C}$ дейін көтере алады, ал градирняда температура әлде қайда жоғары. Градирняға жұмсаған электр энергиясын ЖС жұмсасақ ол жылуды ауаға шығарып тастамай өзімізге температурасын бірнеше есе арттырып, қайта қолданысқа береді.

Елбасымыздың жарлығы бойынша 2010 жылдың 1 ақпанынан № 922 стратегиялық жобада 2020 жылға дейін энергетиканы дамыту барысында, атомдық энергия және дәстүрлі емес энергия көздерін қарастыру керек делінген. Ал 2050 жылға дейін дәстүрлі емес энергия көздері, энергия өндірудің 50 % алу керек делінген. [2]

Дипломдық жұмысымда турбиналардың айналымдық су жүйесін жаңғыртуда, жылулық сорғыны қолданамын.

1 Алматы жылу желілері

1.1 ЖЭО-2 жайында қысқаша мәлімет

Алматы қаласының 2-ші жылу электр орталығы (2-ЖЭО) өзінің тарихи басатмасын 1974 жылы бастады. Онда ең алғаш рет 240 мың кВт қуат іске қосылды. Сейсмикалық жағдайды ескере отырып бұл өндіріс орны жер бетінен 12 метрге төмен орналастырылды. Стансада біздің ел тарихындағы алғаш рет бу өндірулігі 420 т/сағ құрайтын бу қазаны эксплуатацияға енгізілді.

1980-1983 жылдары эксплуатацияға БКЗ-420-140-7С типті үш бу қазаны және ПТ-80/100-130/13 типті бу турбинасы енгізілді. Құрылыстың 2-ші жалғасы 1985-1989 жылдары іске асырылды.

Дәл осы жылдары эксплуатацияға тағы да төрт БКЗ-420-140-7С типті бу қазаны, бір Р-50-130/13 типті бу турбинасы және екі Т-110/120-130-5 типті бу турбиналары енгізілді. Стансаның орнатылған электрлік күштілігі 510МВт құраса, жылулық күштілігі 1176 Гкал/сағ құрайды. 2016 жылы 21 қыркүйекте 8-қазандық іске қосылды, құрылыс 5 жыл жүргізілді, жоба құны 25,7 млрд. тг. Жаңа қазандық қаланың артып келе жатқан жылумен толық қамтамасыз етеді, 8-қазандық орталықтың жылу қуатын 20% арттырды қазір 1414 Гкал/сағ жылу өндіреді.

ЖЭО жылулық графикпен конденсаттық режимде электр энергиясын өндіргенге дейін жұмыс жасайды.

Батыс жылу комплексіне жылу беру жылу магистралі арқылы жүзеге асады $D_y = 800\text{мм}$ и 1000мм . Ыстық сумен қамтамасыз ету жүйесі ашық. Жылу берудің температуралық графигі , қыста арнайы максималды теппературамен желілік суды қыста беру - 135°C құраса, жазда - 70°C тең.

Реформаланғаннан кейін Алматы 2-ЖЭО 2007 жылдың 15 ақпанынан бастап АҚ «Алматы электр стансалары» құрамында бірге жұмыс жасай бастады.

Эксплуатацияға ене бастағанда ЖЭО Алматы энерго жүйесі құрамына кіретін. Кейінірек станса Республикалық «Алматыэнерго» өндіріс орнына өзіндік хозесептік өндіріс ретінде енгізілді, осылайша оның қарамағында жұмыс жасап Қазақстан Республикасы меншігіне кірді.

ЖЭО өзінің жана атауын Білік орнының 15.09.96 шығарған заңна байланысты Трактабель компаниясына (13.08.96 г.) берілгеннен кейін алды.

Қазақстан 2050 Стратегиясында 27.09.2017 ж сағат 9:11 хабарлауы бойынша Алматыда атмосфераға шығарындылар 30 есеге төмендетіледі делінді. Яғни «Алматы қаласындағы ЖЭО-2-ны газға алмастыру қаланың ауа жағдайын сапалы жақсартуға және ЖЭО-2-дан шығарындыларды 30 мың тоннадан 1,0 мың тоннаға дейін төмендетуге, сондай-ақ жыл сайын 900,0

мың тоннаға дейін күл-қоқыс қалдықтардың жыл сайынғы көлемін төмендетуге мүмкіндік береді.

1.3 Өндіріс орны жайында негізгі ақпараттар

2-ЖЭО функционалдық жүйесі:

- Энергетикалық қазандар, бу турбиналары және жылу фикациялық қондырғылар кіреді;
- Химиялық су тазалау, жылу желілерін және қазанды қоректендіру;
- Отын шаруашылығы;
- Салқындату жүйесі;
- Гидро күл ұстағыш жүйесі;
- Сорғылар комплексі стансасы;
- Құбыр өткізгіштердің технологиялық комплексі.

2- ЖЭО жоғарғы қысымды бу қондырғысы орнатылған (14 МПа, 540 °С):

- Сегіз БКЗ-420-140-7с типті буқазаны
- Үш ПТ-80/110-130/13 типті турбина
- Р-50-130/13 типті бір турбина
- Т-110/120-130 типті екі турбина орнатылған.

Қазандар өндіруші заводпен орнатылған.

Қазіргі уақытта 2-ЖЭО қазандар жоғары күлділікті екібастұз көмірімен жұмыс жасайды.

Осы жоғарғы күлділікті көмірді қолданғандықтан қазанның өнімділігі 320 т/сағ дейін шектелген.

ЖЭО негізгі корпусы қосарлы бункерлі дэараторлы этажеркасы бар, жер астына 12 метрге тереңдетілген төрт қанатты ғимарат. Машина залының конденсациялық едені минус 12 м болса, қазандық бөлімінің едені минус 11,5 м болып келген.

Негізгі корпустың жер асты бөлігі темір-бетон құрамасынан, ал беткі бөлігі металдан жасалынған. Ғимарат сейсмикалық жағдайда 9 баллға дейін жарамды етіп жобаланған.

Негізгі корпустың жанына көмекші, яғни қосалқы корпус қосылған, оның ішінде химиялық су тазалау, қызметтік және тұрмыстық бөлмелер бар.

ЖЭО тоқтаусыз режиммен жұмыс жасайды. Жұмыскерлер 2 ауысыммен 12 сағаттан жұмыс жасайды.

Станса қала сыртында, Алматы қаласынан солтүстік батысқа қарай 5 км жерде орналасқан.

1.4 Ұйымдастырушы құрылым

Негізгі өндірістік цехтар:

- Транспорт-оттық
- Қазандық
- Турбиналы
- Электрлі

Қосалқы өндірістік цехтар:

- Жылулық автоматика және өлшеу
- химиялық
- табиғат қорғау және түзеу жұмыстары
- жөндеу-құрылыс
- мазутты
- жөндеу жұмыстарына дайындау

Қосалқы бөлімшелер:

- өндірістік техникалық бөлім
- еңбек қорғау және қауіпсіздік қызметі
- қолданыс группасы
- канцелярия
- логистика бөлімі
- автотранспортты бөлік
- шаруашылық – административті бөлім
- бухгалтерия
- экономика бөлімі
- кадрлар бөлімі
- капиталды құрылыс бөлімі

2 АЖЭО–ның Т-110/120-130 Турбинасының жылулық есебі

2.1 Т-110/120-130 турбинасы туралы негізгі мәліметтер

Турбо қондырғының жылулық қағидалық сұлбасы – бұл су-бу жолы және қондырғыларының құрылымдық сызбасы, түрлену процесін және жылуды қолануды сипаттайды. Турбо қондырғының қағидалық сұлбасының ішіне турбинаның құрылымдық сұлбасы, конденсациялық қондырғының сұлбасы, регенеративті су қыздыру, желіге қосылу қондырғылары және т.б.

Қағидалық сұлбада параллель қосылған құбырларға қарамастан бір ғана желі көрсетіледі; элементтердің қосылу реті сақталады. Құбырларда орнатылған арматуралар немесе қондырғының өзінде орнатылған арматуралар көрсетілмейді, тек маңыздыларынан басқасы.

Турбинаның жеті алымы бар, оның соңғы екеуі жылулық. Регенеративті қыздыру жүйесі үш жоғары қысымды қыздырғыш (ЖҚҚ) тұрады, деаэратор және төрт төмен қысымды қыздырғышта (ТҚҚ) тұрады. Одан басқа жүйеде басқада қыздырғыштар бар, бу нығыздағышта жұмыс істейтін ПУ1 және ПУ2, буда ПЭ.

Желілік суды қыздыру желілік су қыздырғыштарда (ЖСҚ-1 және ЖСҚ-2) іске асады. Қыз мезгілінде 2 соңғы алымнан алынған бу жылулық желідегі суды қыздыруға күші жетпейді, сол себепті пиктик су қыздыру қазандықтары қолданылады. Ал жаз мезгілінде 2 алымның қуты желілік суды қыздыруға жеткілікті.

2.2 Т-110/120-130 жылулық сұлбасының есептібінің шарттары

Жылулық жүктеме:

жылытуға $Q_{от} = 690$ ГДж/сағ;

ыстық суға $Q_{гвс} = 40$ ГДж/сағ;

жалпы жүктеме $Q^{T-100} = 730$ ГДж/сағ.

Жылумен қамдау жүйесі ашық түрде.

Температуралық график 150/70 °С.

Суды химиялық тазалау (СХТ) алдындағы шикі суды қыздыру, $t=30^{\circ}\text{C}$ дейінгі конденсатордың белгіленген бөліктерінде іске асды. Шикі су $t=5^{\circ}\text{C}$. [1]

2.3 Т-110/120-130 турбинасының техникалық көрсеткіштері

Турбинаның номиналды қуаты - 110 МВт.

Жылыту алымдарындағы номиналды жылулық жүктеме - 733 ГДж/сағ.
 Жылыту алымдарындағы максималды жүктеме - 770 ГДж/сағ.
 Турбина алдындағы будың көрсеткіштері:
 қысымы $P_0 = 12,75$ МПа;
 температура $t_0 = 555$ °С.

2.3.1-кесте. Турбинаның регенеративті алымдарындағы будың көрсеткіштері

№	Қыздырғыш	Қысым, Мпа	Температура, «С
1	ЖҚҚ-7	3,32	379
2	ЖҚҚ -6	2,28	337
3	ЖҚҚ -5	1,22	266
	Деаэратор	0,6	266
4	ТҚҚ-4	0,5	190
5	ТҚҚ -3	0,3	145
6	ТҚҚ -2	0,1	-
7	ТҚҚ -1	0,038	-

Турбинаның ТҚЦ (ЦНД) ішкі салыстырмалы ПӘК $\eta_{oi}^{цнд} = 0,70$
 Турбинаның конденсаторындағы қысым 5,0 кПа.[1]

2.4 Жылулық сұлбаның сыртқы элементтерінің есебі

Жылулық сұлбаның сыртқы элементтеріне кіретін бөліктер тұзсыздандыру блогы, химиялық тазалау цехы. Осы бөліктердегі су шығындары арқылы оларды жылытуға кеткен жылу шығыны анықталады және конденсатор мен жылулық желідегі жылу шығындарыда.

1) Блоктағы тұзсыздандырылған судың шығынын анықтау [3]

$$D_{блхов} = 0,02 * D_{ка} + 25, \text{ т/сағ} \quad (2.1)$$

мұнда қазандықтың бу өнімділігі $D_{ка}$, т/сағ

2) Жылулық желіге қажетті химиялық тазартылған судың шығыны

$$D_{ТСхов} = 0,0075 * V_{тс} + 1,2 * D_{гвс}, \text{ т/сағ} \quad (2.2)$$

Жылулық желінің су көлемі $V_{тс} = q * Q_{от}, \text{ м}^3$.

Мұнда жылулық желі жүктемесінің алымы $Q_{от}$, Гкал/сағ, жылулық желінің меншікті көлемі $q_{от}$, м³/Гкал/сағ.

Ыстық сумен қамтамасы ету (ЫСК) жүйесіндегі ыстық судың шығыны

$$D_{гвс} = Q_{гв} * 103 / (t_{гв} - t_{хв}) \text{ Св}, \text{ т/сағ} \quad (2.3)$$

3) Шикі судың СХТ кеткен шығыны

$$D_B = 1,25 * D_{ТСхов} + 1,4 * D_{блхов}, \text{ т/сағ.} \quad (2.4)$$

Ал енді осы су шығындарын жылтуға кеткен жылу шығындарын анықтау келесі формулалармен жүргізіледі.

4) СХТ қажетті шикі суды қыздыруға кеткен жылу

$$Q_B = D_B * C * (t_{вых} - t_{вх}), \text{ ГДж/сағ.} \quad (2.5)$$

5) Турбина конденсаторындағы жылу мөлшері. Диафрагманың толықтай жабық кезінде [4]

$$Q_{квент} = 9 \text{ Гкал/сағ}$$

6) Желдеткіш арқылы қосмша жылу мөлшері

$$Q'_к = Q_B - Q_{квент}, \text{ ГДж/сағ.} \quad (2.6)$$

7) Жылулық және БСК желісіне қажетті жылу алымындағы жылу мөлшері

$$Q'_{от} = Q_{от} - Q'_к, \text{ ГДж/сағ} \quad (2.7)$$

8) Желілік су шығыны, жылулық желінің құлау жағындағы

$$D_{св} = Q'_{от} * 103 / C * (t_{пм} - t_{ом}) + D_{ТСхов}, \text{ т/сағ} \quad (2.8)$$

Есептеу

9) Блоктағы тұзсыздандырылған судың шығынын анықтау

$$D_{блхов} = 0,02 * D_{ка} + 25 = 0,02 * 420 + 25 = 33,5 \text{ т/сағ}$$

мұнда қазандықтың бу өнімділігі $D_{ка} = 420 \text{ т/сағ}$

2) Жылулық желіге қажетті химиялық тазартылған судың шығыны

$$D_{ТСхов} = 0,0075 * V_{тс} + 1,2 * D_{гв} \quad 0,0075 * 10725 + 1,2 * 174 = 290 \frac{\text{т}}{\text{сағ}}$$

Жылулық желінің көлемі $V_{тс} = q * Q_{от} = 65 * 165 = 10725 \text{ м}^3$.

Жылулық желі жүктемесінің алымы $Q_{от} = 690 \text{ ГДж/сағ} = 165 \text{ Гкал/сағ}$;

жылулық желінің меншікті көлемі $q = 65 \text{ м}^3 / \text{Гкал/сағ}$.

БСК жүйесіндегі ыстық судың шығыны

$$D_{ГВС} = Q_{ГВ} * \frac{103}{t_{ГВ} - t_{ХВ}} C = 40 * \frac{103}{60 - 5} * 4,19 = 174 \frac{\text{т}}{\text{сағ}}$$

3) Шикі судың СХТ (ХВО) кеткен шығыны

$$"D_{В} = 1,25 * 290 + 1,4 * 33,5 = 410 \text{ т/сағ.}"$$

СХТ қажетті шикі суды қыздыруға кеткен жылу

$$Q_{В} = 411 * 4,19 (30 - 5) = 41 \frac{\text{ГДж}}{\text{сағ}}$$

Турбина конденсаторындағы жылу мөлшері. Диафрагманың толықтай жабық кезінде [4]

$$Q_{квент} = 9 \text{ Гкал/сағ} = 9 * 4.19 = 38 \text{ ГДж/сағ}$$

б) Желдеткіш арқылы қосмша жылу мөлшері

$$Q'_{к} = 41 - 38 = 3 \text{ ГДж/сағ}$$

7) Жылулық және ЫСҚ желісіне қажетті жылу алымындағы жылу мөлшері

$$Q'_{от} = 733 - 3 = 730 \text{ ГДж/сағ}$$

8) Желілік су шығыны, жылулық желінің құлау жағындағы

$$D_{св} = 730 * 103 / 4.19 * (150 - 70) + 290 = 2468 \text{ т/сағ}$$

2.5 Будың турбинасындағы ұлғаю процесін тұрғызу

Турбина алдындағы будың көрсеткіштері ($P_0=12,75 \text{ МПа}$, $t_0=555^\circ\text{C}$) $h=3488 \text{ кДж/кг}$.

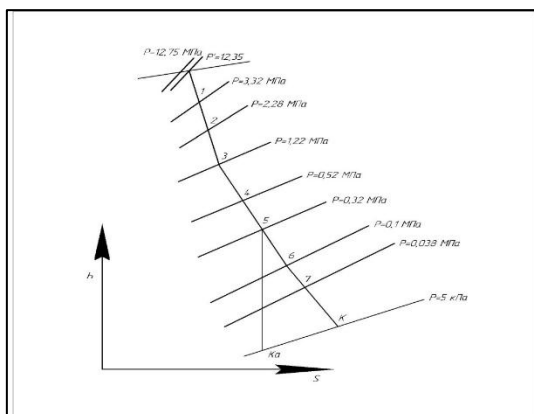
Берілген көрсеткіштер бойынша регенеративті алымдағы будың :

$P_1=3,32 \text{ Мпа}$. $T_1=379 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_2=2.28 \text{ Мпа}$. $T_2=337 \text{ }^\circ\text{C}$;

$P_3=1.22 \text{ Мпа}$, $t_3=266 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_л=0,6 \text{ Мпа}$, $t_л=200 \text{ }^\circ\text{C}$;

$P_4=0,52 \text{ Мпа}$, $t_4=160 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_5 = 0.32 \text{ Мпа}$, $t_5= 130 \text{ }^\circ\text{C}$;

Алынған көрсеткіштер бойынша әр бір алымдағы энтальпияларды тауып
2.6.1 кестеге енгіземіз



2.5.1-сурет h-s диаграммасындағы будың ұлғаю процесі

5 нүктеден $P_k = 5 \text{ кПа}$ адиабата түсіріп K_a нүктесінің энтальпиясын табамыз $h_{ka} = 2140 \text{ кДж/кг}$.

$\eta_{oi}^{цил} = 0.70$ ескере отырып конденсатордағы будың энтальпиясын анықтаймыз $h_k = h_5 - (h_5 - h_{ka}) * \eta_{oi}^{цил} = 2730 - (2730 - 2140) * 0.7 = 2320 \text{ кДж/кг}$.

5 және 6 нүктелерді қосып $P_6 = 0,10 \text{ МПа}$ және $P_7 = 0,038 \text{ МПа}$ изобарамен қиылысқан нүктелерінен 6 және 7 нүктелердегі будың энтальпияларын табамыз $h_6 = 2600 \text{ кДж/кг}$ және $h_7 = 2520 \text{ кДж/кг}$.

2.6 Судың және конденсаттың көрсеткіштерін анықтау

Алымдардағы будың қысым бойынша қанығу температурасы t_n және дренаждың энтальпиясы $h_{др}$ анықталады.

Қыздырғыштан кейінгі судың температурасы $t_{нi}$ анықталады, ЖҚҚ $t_{нi} = 1-3^\circ\text{C}$ дейін қызбау, ал ЖҚҚ кейін $\Delta t_n = 4-5^\circ\text{C}$ яғни

$$t_{vi} = t_{ni} - \Delta t_n, ^\circ\text{C} \quad (2.9)$$

Судың (конденсат) энтальпиясы температура және қысымға байланысты анықталады, қоректік судың қысымы мен конденсаттың $P_{пв} = 18,5 \text{ МПа}$, $P_{кн} = 2,5 \text{ МПа}$, 2.6.1 кестеге енгіземіз.

Турбина алымдарындағы жылулық құламаларды

$$N_i = h_i - h_k, \text{ кДж/кг} \quad (2.10)$$

Турбина алымдараындағы булар арқылы электр энергиясын толықтай өндірмеу коэффициенті анықталады.

Өндірілмеген энергия үлесінің коэффициенті

$$y_i = (h_i - h_k)/(h_o - h_k), \quad (2.11)$$

2.6.1- кесте-су және бу көрсеткіштері

№п/п	Көрсеткіштер	Бел	Негізгі нүктелер									
			0	1	2	3	Д	4	5	6	7	К
1	Алымдардағы будың қысымы, МПа	P_i	12,8	3,5	2,5	1,3	1,3	0,56	0,32	0,16	0,08	0,005
2	Қыздырғышта бу қысы, МПа	P_{ni}	12,7	3,32	2,28	1,220	0,6	0,52	0,32	0,16	0,08	0,005
3	Бу энтальпиясы, кДж/кг	h_i	3488	3180	3100	2972	2972	2832	2728	2630	2556	2400
4	Қанығу темп, °С	t_{ni}		242	224	184	165	155	126	102	63	26
5	Дренаж энтальпиясы кДж/кг	$h_{др}$		1039	940	770	693	654	527	429	265	110
6	Қыздырғыштан кейінгі температура, °С	t_{bi}		240	223	181	165	150	120	98	58	26
7	Қыз. кейінгі су қысымы, МПа	P_{bi}		18,5	18	1,5	0,7	1,8	1,9	2	2,2	
8	Қыз. кейінгі су энтальпиясы кДж/кг	h_{bi}		1016	925	750	693	634	504	410	245	110
9	КС кейінгі конденсат темп. °С	$t_{ок}$		230	212	174	-	-				
10	КС кейінгі конденсат энт. кДж/кг	$h_{ок}$		987,5	889,6	728,2	-	-				
11	Жылу құламалары кДж/кг	H_i		780	700	572	572	432	328	230	156	1088
12	Өндірілмеген қуат үлесінің коэффициенті	y_i		0,717	0,643	0,526	0,526	0,397	0,301	0,211	0,143	-

2.7 Алымдардағы және қыздырғыштардағы бу шығынын анықтау

Қазандық қондырғыдан (Қ) шыққан өткір бу, бу құбыры арқылы турбинаның жоғары қысымды цилиндріне барды онда жұмыс атқарып ұлғаяды, одан сон орта қысымды цилиндрде ұлғайып төмен қысымды цилиндрге барады. Турбинада будың потенциалдық энергиясы роторды айналдырып механикалық энергияға түрленеді, вал арқылы механикалық энергия генераторда электр энергиясына түрленеді.

Турбинада жұмыс атқарып шыққан бу конденсаторға (К) барады, онда өзінің жылуын айналымдық суға беріп конденсатқа айналады. Конденсатордан шыққан су конденсаттық сорғы (КС) арқылы регенеративті төмен қысымды қыздырғышқа барады (ТҚҚ) Қ1, Қ2, Қ3 және Қ4, мұда конденсат орта қысымды цилиндрден (ОҚЦ) және төмен қысымды цилиндрден (ТҚЦ) алынған бу арқылы қыздырылады. ТҚҚ-4 сатысынан қызып шыққан конденсат деаэраторға (Д) барады, мұнда бойындағы агрессивті газдардан айырылып қосымша қыздырылады. Деаэратордан шыққан конденсат бустерлік сорғы арқылы қоректік сорғыға жібереді, мұнда шамамен 15 МПа қысымда жоғары қысымды қыздырғышқа (ЖҚҚ) Қ6, Қ7 және Қ8 айдалады, мұнда жоғары қысымды цилиндрден (ЖҚЦ) алынған бу арқылы қоректік су температурасына дейін қыздырылып қазандық қондырғыға қайта келеді. Турбинаның жылулық сұлбасы 2.7.1 суретте көрсетілген.

Бұл есептеулерде регенеративті қыздырғыштар мен желілік қыздырғыштарға кеткен бу шығындарын анықтаймыз.

$$D_o = \beta * [N / ((h_0 - h_k) * \eta_m * \eta_g) + y_6 * D_{спв} + y_7 * D_{спн}], \text{ кг/с}; \quad 2.12)$$

мұнда β -регенерация коэффициенті, турбинаның регенеративті алымдарындағы будың шығынын ескереді, турбинаның түріне байланысты 1,05-1,2 аралығында таңдалады;

$N = 110 * 10^3$ кВт – турбинаның номиналды қуаты;

h_0 – өткір бу энтальпиясы, кДж/кг; h_k – жұмыс жасаған бу энтальпиясы, кДж/кг;

Жылу желісіне қажет бу шығыны:

ЖСҚ-1

$$D_{спв} = [G_{св} * (t_{спв} - t_{спн}) * C_p / (h_6 - h'_6) * \eta_p], \text{ кг/с}; \quad (2.13)$$

мұнда желілік су шығыны $G_{св} = Q_T / c_v (t_{пм} - t_{ом})$, кг/с \Rightarrow т/сағ, $t_{спв}$ – ЖСҚ-1-ден кейінгі желілік су температурасын қабылдаймыз, °С, $P_{спв}$ – ЖСҚ-1-ден

кейінгі будың қысымы, МПа, $t_{спв}$, $t_{спн}$ –ЖСҚ-1 кірген шыққандағы бу температурасы

ЖСҚ-2

$$D_{спн} = [G_{св} * (t_{спн} - t_{вп}) * C_p - D_{спв}(h'6 - h'7) * \eta_{п}] / (h7 - h'7) * \eta_{п}, \text{ кг/с}; \quad (2.14)$$

Қазандықтың бу өндірулігі

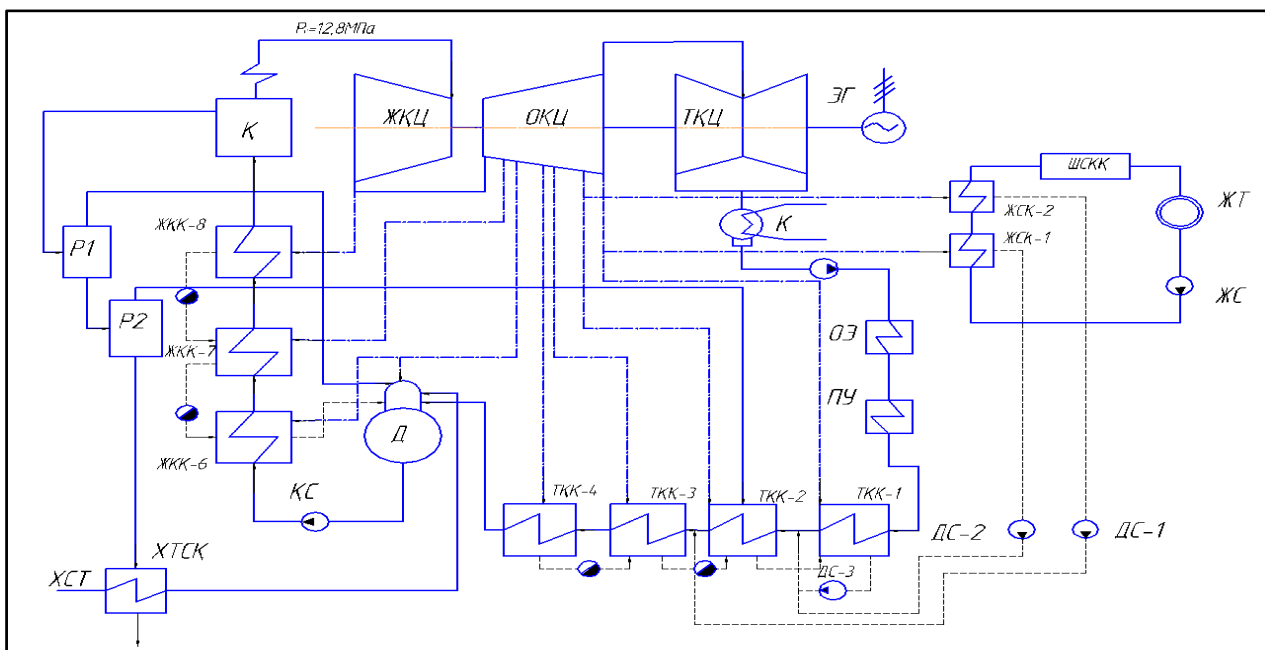
$$D_{ка} = (1 + a) * D_o = 147 \text{ кг/с}; \quad (2.15)$$

мұнда $a = 0,05$ будың құбырдағы шығындарғы $0,02$ және өзіндік қажеттілікке $0,03$.

Қоректік су шығыны

$$D_{пв} = (1 + a_{np}) * D_{ка}, \text{ кг/с}; \quad (2.16)$$

мұнда $a_{np} = 0,01$ үрлеудін үлесі.



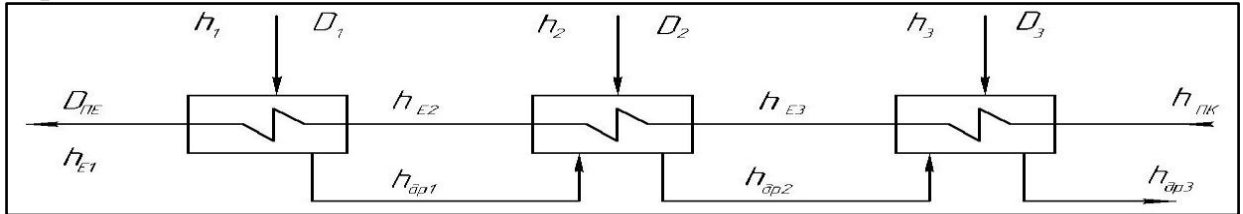
Қ-қазандық қондырғы, ЖҚЦ- жоғары қысымды цилиндр, ОҚЦ-орта қысымды цилиндр, ТҚЦ- төмен қысымды цилиндр, ЭГ-электр генераторы, К-конденсатор, ШСҚҚ-шыңдық су қыздырушы қазандық, ЖТ-жылу тұтынушы, ЖС-желілік сорғы, ДС-дренаждық сорғы, ҚС-қоректік сорғы. ХСТ-химиялық су тазалау, ХТСҚ-химиялық тазаланған суды қыздырғыш.

2.7.1-сурет – Т-110/120-130 жылулық қағидалық сұлбасы

Регенеративті сұлбаның есебі келесі тізбекте жүргізіледі ЖКҚ, қоректік судың деаэраторы және ТҚҚ, қыздырғыштардың жылулық баланс теңдеуін негізге ала отырып.

Регенеративті ЖҚҚ бұ шығындарын анықтау.

ЖҚЦ алынған бұ ЖҚҚ-1 сатысына кіреді онда өзінің жылуын конденсатқа беріп дренаждық сорғы арқыл ЖҚҚ-2 сатысының төменгі бөліміне беріледі, онда ЖҚҚ-2 сатысының дренажымен қосылып сорғы арқылы ЖҚҚ-3 сатысына беріледі. ЖҚҚ-2 және ЖҚҚ-3 сатысына қыздырушы бұ ОҚЦ алынады. ЖҚҚ тобының сұлбасы 2.7.2 суретте көрсетілген.



* Есептеулер барысында қыздырғыштардың реті қыздырушы будың жүрісі ретінде алынған.

2.7.2-сурет –ЖҚҚ тобының сұлбасы

ЖҚҚ-1 Жылулық баланс теңдеуі

$$D_1(h_1 + h_{др1})\eta_{п} = D_{пв}(h_{в1} + h_{в2}), \text{ кДж/кг} \quad (2.17)$$

ЖҚҚ-2 жылулық баланс теңдеуінен:

$$D_2(h_2 - h_{др2})\eta_{п} + D_1(h_{др1} - h_{др2})\eta_{п} = D_{пв}(h_{в2} - h_{в3}), \text{ кДж/кг} \quad (2.18)$$

ЖҚҚ-3 жылулық баланс теңдеуінен:

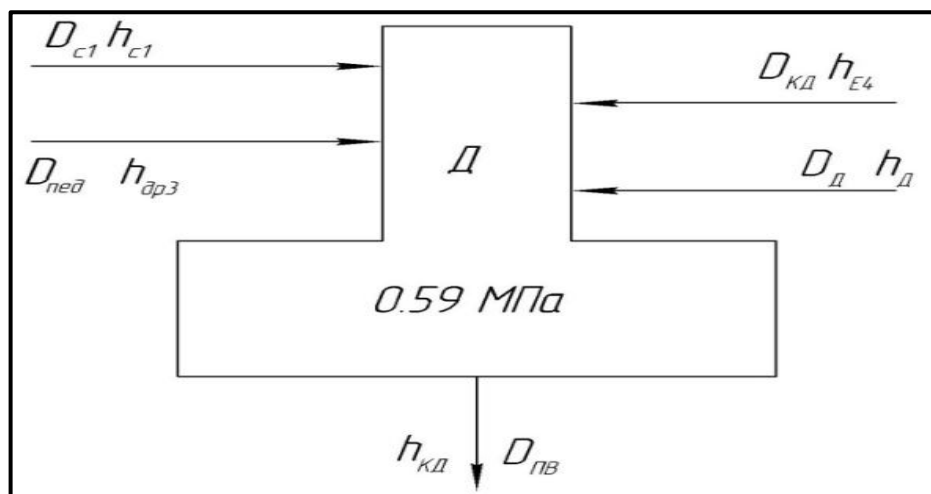
$$D_3(h_3 - h_{др3})\eta_{п} - (D_1 + D_2)(h_{др2} - h_{др3})\eta_{п} = D_{пв}(h_{в3} - h_{пн}), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.19)$$

Дрежнадағы ЖҚҚ қосынды шығыны:

$$D_{пвд} = D_1 + D_2 + D_3, \text{ кг/с;} \quad (2.20)$$

Деаэратор есебі

Деаэраторға 3-алымдағы будан басқа, ЖҚҚ-3 және ТҚҚ-4 сатысынан шыққан дренажда сонда беріледі. Деаэратор сұлбасы 2.7.3 сурет көрсетілген.



2.7.3-сурет – Деаэратордың сұлбасы 0,59 МПа
 Деаэратордың материалдық баланс теңдеуі:

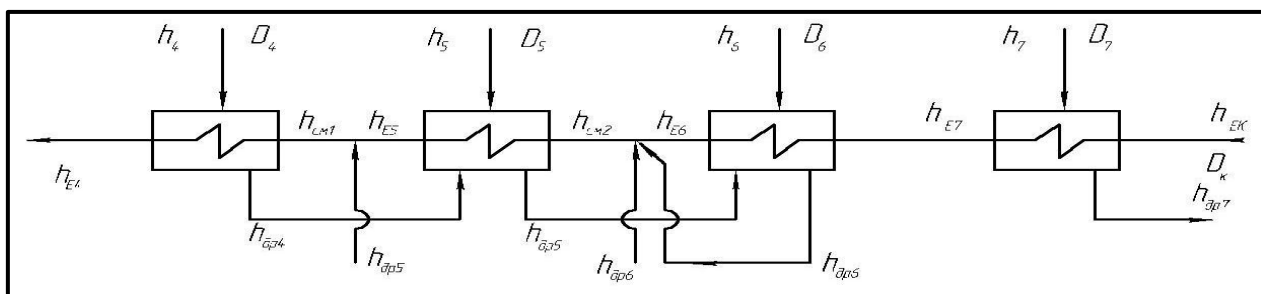
$$D_{кд} = D_{пв} - D_{д} - D_{с1} - D_{пвд}, \text{ кДж/кг} \quad (2.21)$$

Деаэратордың жылулық баланс теңдеуі:

$$\frac{D_{пв} h_{вд}}{\eta_{д}} = D_{д} h_{д} + D_{кд} h_{в4} + D_{с1} h_{с1} + D_{пвд} h_{др3}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.22)$$

ТҚҚ тобының есебі

ТҚҚ сұлбасы суретте 2.7.4 көрсетілген. Негізгі конденсаттың жолында екі араластырғыш бар, сол себепті әр бір араластырғыштан кейінгі конденсаттың энтальпиясын анықтаймыз.



2.7.4-сурет – ТҚҚ топтарының қосылу сұлбасы

ТҚҚ-4 және ТҚҚ-5 негізгі конденсаттың жолына жоғарғы алымнан желілік қыздырғыштың дренажи келіп қосылады оның мөлшері $D_{во}^T$, кг/с, с энтальпиясы $h_{др5}$, кДж/кг, сол себепті негізгі конденсаттың 1 араластырғыш алдындағы энтальпиясын анықтау керек $h_{см5}$, ТҚҚ-4 алдында

1 нүктедегі материалдық баланс теңдеуі:

$$D_{к2} = D_{кд} - D_{тво}; \text{ кг/с.} \quad (2.23)$$

1 нүктедегі жылулық баланс теңдеуі:

$$D_{кд} h_{см1} = D_{к2} h_{в5} + D_{тво} h_{др5}; \text{ кДж/кг}$$

ТҚҚ -4 жылулық баланс теңдеуі:

$$D_4(h_4 - h_{др4})\eta_{п} = D_{кд}(h_{в4} - h_{см1}); \text{ кДж/кг} \quad (2.25)$$

ТҚҚ-5 есебі

ТҚҚ-4 сяқты, 2 араласу нүктесіндегі энтальпияны табу керек

$$D_{к2} h_{см2} = D_{к1} h_{в5} + (D_{тно} + D_4 + D_5 + D_6) h_{др6}; \text{ кДж/кг} \quad (2.26)$$

ТҚҚ-5 жылулық баланс есебі.

$$D_5(h_5 - h_{др5})\eta_{п} + D_4(h_{др4} - h_{др5})\eta_{п} = D_{к2}(h_{в5} - h_{см2}); \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.27)$$

ТҚҚ-6 жылулық баланс теңдеуі.

$$D_6(h_6 - h_{др6})\eta_{п} + (D_4 + D_5)(h_{др5} - h_{др6})\eta_{п} = D_{к}(h_{в6} - h_{в7}); \text{ кДж/кг} \quad (2.28)$$

ТҚҚ-7 жылулық баланс теңдеуі.

$$D_7(h_7 - h_{др7})\eta_{п} = D_{к}(h_{в7} - h_{вк}); \text{ кДж/кг} \quad (2.29)$$

Бу шығындарын есептеу.

Шамамен турбинаға кеткен бу шығыны.

$$D_0 = 1,2 \cdot \left[110 \cdot \frac{103}{(3488 - 2400) \cdot 0,98 \cdot 0,98} + 0,211 \cdot 28,3 + 0,143 \cdot 40 \right] = \frac{140 \text{ кг}}{\text{с}};$$

мұнда β -регенерация коэффициенті, турбинаның регенеративті алымдарындағы будың шығынын ескереді, турбинаның түріне байланысты 1,05-1,2 аралығында таңдалады;

$N = 110 \cdot 10^3$ кВт – турбинаның номиналды қуаты;

$h_0 = 3488$ кДж/кг – өткір бу энтальпиясы; $h_k = 2400$ кДж/кг – жұмыс жасаған бу энтальпиясы;

Жылу желісіне қажет бу шығыны: ЖСҚ-1

$$D_{спв} = [608 \cdot (118 - 94) \cdot 4,19 / (2630 - 429) \cdot 0,98] = 28,3 \text{ кг/с};$$

мұнда желілік су шығыны

$$G_{CB} = Q_T / c_B (t_{PM} - t_{OM}) = 204 \cdot 103 / 4,19 \cdot (150 - 70) = 608 \text{ кг/с} = 2189 \text{ т/сағ};$$

$t_{CПВ} = 118^\circ\text{C}$ – ЖСҚ-1-дан кейінгі желілік су температурасын қабылдаймыз
 $P_{CПВ} = 0,185 \text{ МПа}$ (мұнда $P_{CПВ} = 0,18 \div 0,25 \text{ МПа}$, $P_{CП}^H = 0,215 \text{ МПа}$, $t_{CП}^H = 123^\circ\text{C}$,
 5°C қызбауын ескере отырып, $t_{CПН} = 123 - 5 = 118^\circ\text{C}$);

$P_{CПН} = 0,1 \text{ МПа}$ (мұнда $P_{CПН} = 0,08 \div 0,12 \text{ МПа}$, $P_{CП}^H = 0,1 \text{ МПа}$, $t_{CП}^H = 99^\circ\text{C}$, 5°C
қызбауын ескере отырып, $t_{CПН} = 99 - 5 = 94^\circ\text{C}$).

ЖСҚ-2:

$$D_{CПН} = \frac{[608 \cdot (94 - 57) \cdot 4,19 - 28,3 \cdot (429 - 265) \cdot 0,98]}{2556 - 265} \cdot 0,98 = 40 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

Қазандықтың бу өндірулігі

$$D_{ка} = (1 + 0,05) \cdot 140 = 147 \text{ кг/с};$$

мұнда $a = 0,05$ будың құбырдағы шығындарғы $0,02$ және өзіндік қажеттілікке $0,03$.

Қоректік су шығыны

$$D_{ПВ} = (1 + 0,01) \cdot 147 = 149 \text{ кг/с};$$

мұнда $a_{np} = 0,010$ үрлеудің үлесі.

ЖҚҚ үшін регенеративті сұлбаның есебі келесі тізбекте жүргізіледі, қоректік судың деаэраторы және ТҚҚ, қыздырғыштардың жылулық баланс теңдеуін негізге ала отырып.

Жылулық баланс теңдеуі ЖҚҚ-1 сатысындағы бу шығынын анықтаймыз.

$$D_1 (h_1 + h_{др1}) \eta_{п} = D_{ПВ} (h_{В1} + h_{В2});$$

ЖҚҚ-1 будың шығыны:

$$D_1 = D_{ПВ} \frac{h_{В1} - h_{В2}}{h_1 - h_{др1}} \eta_{п} = 149 \cdot \frac{1016 - 925}{3180 - 1039} \cdot 0,98 = 6,46 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

ЖҚҚ-2 жылулық баланс теңдеуінен бу шығынын анықтаймыз.

$$D_2 (h_2 - h_{др2}) \eta_{п} - D_1 (h_{др1} - h_{др2}) \eta_{п} = D_{ПВ} (h_{В2} - h_{В3})$$

ЖҚҚ-2 бу шығыны:

$$D_2 = \frac{[D_{ПВ} (h_{В2} - h_{В3}) - D_1 (h_{др1} - h_{др2}) \eta_{п}]}{(h_2 - h_{др2}) \eta_{п}} =$$

$$= \frac{[149 \cdot (925 - 760) - 6,46 \cdot (1039 - 940) \cdot 0,98]}{3100 - 940} \cdot 0,98 = 11,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

ЖҚҚ-3 жылулық баланс теңдеуінен бу шығынын анықтаймыз

$$D_3 = (h_3 - h_{др3})\eta_{п} - (D_1 + D_2)(h_{др2} - h_{др3})\eta_{п} = D_{пв}(h_{в3} - h_{пн})$$

ЖҚҚ-3 бу шығыны:

$$D_3 = \frac{[D_{пв}(h_{в3} - h_{пн}) - (D_1 + D_2)(h_{др2} - h_{др3}) \cdot \eta_{п}]}{(h_3 - h_{др3})\eta_{п}} =$$

$$= \frac{[149 \cdot (760 - 693) - (6,46 + 11,3) \cdot (940 - 770) \cdot 0,98]}{2972 - 770} \cdot 0,98 = 3,25 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

Дрежнадағы ЖҚҚ саны:

$$D_{пвд} = D_1 + D_2 + D_3 = 6,46 + 11,3 + 3,25 = 21,01 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

Деаэратор есебі

Деаэраторға 3 алымдағы будан басқа, ЖҚҚ-тан дренажда беріледі, ЖҚҚ-4 шыққан конденсатта сонда беріледі.

Деаэратордың материалдық баланс теңдеуі:

$$D_{кд} = D_{пв} - D_{д} - D_{с1} - D_{пвд} = 149 - D_{д} - 2,2 - 6,46 - 11,36 - 3,25$$

$$= (125,8 - D_{д});$$

Деаэратордың жылулық баланс теңдеуі:

$$D_{пв}h_{вд}/\eta_{д} = D_{д}h_{д} + D_{кд}h_{в4} + D_{с1}h_{с1} + D_{пвд}h_{др3}$$

Деаэратордың теңдеуінің жүйесін шешеміз;

$$D_{пв}h_{вд}/\eta_{д} = D_{д}h_{д} + (108,52 - D_{кд})h_{в4} + D_{с1}h_{с1} + D_{пвд}h_{др3}$$

$$149 \cdot 693/0,99 = D_{д} \cdot 2972 + (125,8 - D_{д}) \cdot 634 + 2,2 \cdot 2757 + 21,01 \cdot 770;$$

Деаэратордағы бу шығыны

$$D_{д} = 0,98 \text{ кг/с};$$

Деаэраторға келуші конденсаттың шығыны:

$$D_{кд} = 125,8 - D_{д} = 125,8 - 0,98 = 124,82 \text{ кг/с};$$

ТҚҚ тобының есебі

Негізгі конденсаттың жолында екі араластырғыш бар, сол себепті әр бір араластырғыштан кейінгі конденсаттың энтальпиясын анықтаймыз.

ТҚҚ- 4 есебі

ТҚҚ-4 және ТҚҚ-5 негізгі конденсаттың жолына жоғарғы алымнан желілік қыздырғыштың дренажы келіп қосылады оның мөлшері $D_{\text{во}}^T=18,68\text{кг/с}$, с энтальпиясы $h_{\text{др5}}= 527$ кДж/кг, сол себепті негізгі конденсаттың 1 араластырғыш алдындағы энтальпиясын анықтау керек $h_{\text{см5}}$, ТҚҚ-4 алдында

1 нүктедегі материалдық баланс теңдеуі:

$$D_{\text{к2}} = D_{\text{кд}} - D_{\text{тво}} = 124,82 - 18,68 = 106,14 \text{ кг/с.}$$

1 нүктедегі жылулық баланс теңдеуі бірінші нүктедегі энтальпияны анықтаймыз.

$$D_{\text{кд}} h_{\text{см1}} = D_{\text{к2}} h_{\text{в5}} + D_{\text{тво}} h_{\text{др5}};$$

$$124,82 \cdot h_{\text{см1}} = 106,14 \cdot 504 + 18,68 \cdot 527 = 507,4 \text{ кДж/кг.}$$

$$h_{\text{см1}} = 507,4 \text{ кДж/кг}$$

ТҚҚ -4 жылулық баланс теңдеуінен бу шығынын анықтаймыз

$$D_4(h_4 - h_{\text{др4}})\eta_{\text{п}} = D_{\text{кд}}(h_{\text{в4}} - h_{\text{см1}});$$

$$D_4 = \frac{D_{\text{кд}}(h_{\text{в4}} - h_{\text{см1}})}{[(h_4 - h_{\text{др4}})\eta_{\text{п}}]} = 124,82 \cdot \frac{634 - 507,4}{[(2832 - 654) \cdot 0,99]} = 7,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

ТҚҚ-5 есебі

ТҚҚ-4 саяқты, 2 араласу нүктесіндегі энтальпияны табу керек

$$D_{\text{к2}} h_{\text{см2}} = D_{\text{к1}} h_{\text{в5}} + (D_{\text{тно}} + D_4 + D_5 + D_6) h_{\text{др6}};$$

$$D_{\text{к}} = D_{\text{к2}} - (D_{\text{тно}} + D_4 + D_5 + D_6) = 106,14 - 47,3 - D_5 - D_6 = \frac{(58,84 - D_5 - D_6)\text{кг}}{\text{с}}.$$

$$106,14 \cdot h_{\text{см2}} = (58,84 - D_5 - D_6) \cdot 504 + (40 + D_5 + D_6) \cdot 429$$

$$h_{\text{см2}} = \frac{(441 + 8,8 \cdot D_5 + 8,8 \cdot D_6)\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

ТҚҚ-5 жылулық баланс есебі

$$D_5(h_5 - h_{\text{др5}})\eta_{\text{п}} + D_4(h_{\text{др4}} - h_{\text{др5}})\eta_{\text{п}} = D_{\text{к2}}(h_{\text{в5}} - h_{\text{см2}});$$

$$D_5 \cdot (2728 - 527) \cdot 0,99 + 7,3 \cdot (654 - 527) \cdot 0,99 =$$

$$= 106,14 - (504 - 441 - 8,8 \cdot D_5 - 8,8 \cdot D_6);$$

$$3113 D_5 = 6687 - 934 \cdot D_6;$$

$$D5 = (2,15 - 0,3D6); \text{ кг/с.}$$

ТҚҚ-6 жылулық баланс теңдеуінен бу шығынын анықтаймыз

$$D6(h6 - h_{др6})\eta_{п} + (D4 + D5)(h_{др5} - h_{др6})\eta_{п} = D_{к}(h_{в6} - h_{в7});$$

$$D6(2630 - 429) \cdot 0,99 + (7,3 + 2,15 - 0,3D6) \cdot (527 - 429) \cdot 0,99 =$$

$$= (58,84 - 0,3D6) \cdot (410 - 245);$$

$$2315 - D6 + 916,8 = (58,84 - 2,15 + 0,3 \cdot D6 - D6) \cdot 165;$$

$$2594,3 - D6 = 9353,8;$$

$$D6 = 3,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$$D5 = (2,15 - 0,3 \cdot D6) = (2,15 - 0,3 \cdot 3,6) = 1,07 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

Осы аралықтан бастапқы конденсаттың шығынын анықтаймыз

$$D_{к} = (58,84 - D5 - D6) = 58,84 - 1,07 - 3,6 = 44,17 \text{ кг/с}$$

ТҚҚ-7 жылулық баланс теңдеуі бу шығыны

$$D7(h7 - h_{др7})\eta_{п} = D_{к}(h_{в7} - h_{вк});$$

$$D7 = \frac{D_{к}(h_{в7} - h_{вк})}{(h7 - h_{др7})\eta_{п}} = 14,17 \cdot \frac{245 - 110}{2556 - 265} \cdot 0,98 = 0,86 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Бұл есептеулерді жүргізу барысында жоғарыда өзімізге қажетті конденсатордығы бу шығынын анықтадық $D_{к}=44,17 \text{ кг/с}$

2.8 Қуаттың балансы

Турбинаның энергетикалық балансы, өндірілген электр энергиясының қуаты будың турбинада арқарған жұмысымен сипатталады. Турбина бірнеше бөліктерге бөлінген мұнда бу шығыны тұрақты. Бұл бөліктер турбинадағы бу алымдары арасы екені анық, турбинадағы бу шығыны тек алымдардағы қажеттілікке алынған буға байланысты өзгереді. Бөліктердегі шығын мен жылу құламаның көбейтіндісі осы бөліктегі өндірілген электр энергиясының қуатын көрсетеді. Бұл шығындар мен жылу құламалардың суммасы турбинада толықтай өндірілген электр энергиясының қуатын береді. [7]

Турбинадағы бу ағымының қуаты

Бірінші алымда

$$N_{1l} = D1(h0 - h1) = 6,46 \cdot (3488 - 3180) = 1990 \text{ кВт};$$

Екінші алымда

$$NiII = D2(h0 - h2) = 11,3 \cdot (3488 - 3100) = 7384 \text{ кВт};$$

Үшінші алымда

$$NiIII = (D2 + Dд)(h0 - h3) = (3,25 + 0,98) \cdot (3488 - 2972) = 2183 \text{ кВт};$$

Төртінші алым

$$NiIV = D4(h0 - h4) = 7,3 \cdot (3488 - 2832) = 4789 \text{ кВт};$$

Бесінші алым

$$NiV = (D5 + Dтво)(h0 - h5) = (1,07 + 28,3) \cdot (3488 - 2728) = 22321 \text{ кВт};$$

Алтыншы алым

$$NiVI = (D6 + Dтво)(h0 - h6) = (3,6 + 40) \cdot (3488 - 2630) = 37409 \text{ кВт};$$

Жетінші алым

$$NiVII = D7(h0 - h7) = 0,86 \cdot (3488 - 2556) = 801,5 \text{ кВт};$$

Конденсациялық ағымның қуаты

$$Nк = Dк(h0 - hк) = 44,17 \cdot (3488 - 2400) = 38123 \text{ кВт};$$

Турбинадағы жалпы бу ағымының қуаты

$$\begin{aligned} \sum Ni &= NiI + NiII + NiIII + NiIV + NiVI + NiVII + Nк = \\ &= 1990 + 7384 + 2183 + 4789 + 22321 + 37409 + 801,5 + 38123 = \\ &115000 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

Генератор қысқыштарындағы қуат

$$Nэ = Ni\eta\mu\eta\text{эг} = 115000 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 110450 \text{ кВт}$$

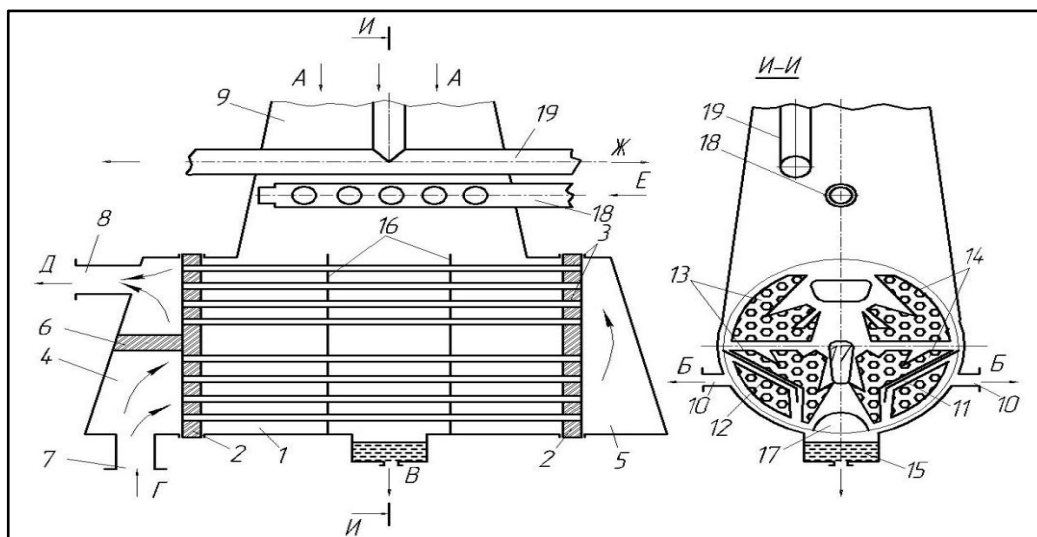
3 Т-110/120-130 бу турбина қондырғысының конденсаторының жылулық есебі.

3.1Т-110/120-130 бу турбина конденсаторы КГ2-6200 құрылысы, жұмыс істеу қағидалары

Т-110/120-130 турбинасы КГ2-6200 конденсатор топтарынан тұрады, онда К-3100 екі конденсаторы бар, салқындатқыш су ағынына параллель қосылған.

Турбинадан жұмыс істеп шыққан буды конденсатқа айналдырып қайта циклға қосу үшін конденсаторлық қондырғы қажет.

Бу турбиналы қондырғыларда беттік типті конденсаторлар қолданылады. Салқындатқыш су құбыр шоғырынан өтеді, ал құбырлар бу бөлігінде орналасады. Конденсаторлық қондырғының негізгі элементтері: айналымдық су, ауа ұстағыш қондырғы және сорғы (конденсатқа). Турбинада жұмыс істеген бу құбырдың салқын бетімен жанасып, өзінің жылуын салқын суға беріп конденсацияланады. Сурет 3.1.1 көрсетілген.



1 конденсатор корпусы (дәнекерлеу немесе фланцтік байланыстырады), 2 негізгі құбырлық тақталар, 3 тақталардағы бекітілген құбырлар, 4 және 5 құбырлық тақталарға алдыңғы және артқы бұрылыс кемералары бекітілген, 6 алдыңғы су камерасын екіге бөлуші тақта, 7 салқындатқыш су кіретін құбыр, 8 су шығатын құбыр, 9 бу кіретін өтпелі құбыр, 10 бу-су қоспасын сорушы құбыр, 11 бу қалқандары, 12 құбыр шоғырлары (ауа салқындатқыш), 13-14 екі тәуелсіз су ағындары, 15 консенсат жинағыш, 16 құбырлардың аралық тіректері, 17 конденсатордың будың жылдамдығын және қысымын реттеуші аралық тіректердің арасындағы тесік, 18-19 бу тастағыш құбырлар (РОУ және ТҚЦ алымдарынан).

А–бу кірісі, Б–бу-су қоспасын сору, В–конденсаттың шығысы, Г–салқындатқыш су кірісі, Д–салқындатқыш судың шығысы, Е–қазандықтағы буды тастау, Ж–ТҚЦ алымдарынан будың шығысы

3.1.1-сурет – Конденсатордың сұлбасы

Конденсатор екі жүрісті жасалған су жағында екі жартылай бөлікке бөлінген, өзіндік кіріс және бұрылу камералары бар. Орнатылған құбыр шоғыры конденсатор осі бойымен орналасқан, өзіндік су камералары және индивидуалды ауа соруы бар. Құбыр шоғырының орналасуы үшбұрышты.

Конденсатордың корпусы толықтай дәнекерлеу арқылы байланысқан. Фланецті байланыс су камераларының қақпақтарында орындалған.

Конденсатор ЭП–3–2А екі бу эжекторлары бар. Екі КсВ-320-160 кондансаттық сорғы бар. [5]

3.2 Конденсатордың және қосалқы қондырғыларының негізгі көрсеткіштері

3.2.1-кесте – КГ2-6200 конденсаторының көрсеткіштері

Көрсеткіштердің аталуы	Мәндері
Салқындату беті, м2	3100x2
Бу бөлігіндегі қысым, МПа	0,0054

Су бөлігіндегі қысым, МПа	0,25
Салқындатқыш бу шығыны, м ³ /сағ	16000
Гидравликалық кедергі көрсетілген шығын бойынша, мм су. Бағ.	4
Судың жүрісі	2
Құбыр саны, дана.	11000
Құбыр ұзындығы, мм	7500
Құбыр диаметрі, мм	24x1
Бу кіретін құбырдың өлшемі, мм	2/5 580x1850
Конденсатор массасы сусыз, т	67,5x2
Конденсатор массасы су бөлігіндегі сумен, т	96,6x2
Конденсатор массасы су бөлігіндегі және бу бөлігіндегі сумен, т	206,5x2
Салқындатқыш су температурасы, °С	20

Конденсаторың жұмыс істеу сипаттамасы

Салқындатқыш су төменгі құбырдан көтеріліп төменгі бөліктегі құбырлар шоғырын суға толтырып бұрылыс камерасына барады, ол камераны суға толтырып жоғарғы құбыр шоғырларына бұрылады одан сон жоғарғы камераны суға толтырып конденсатордан шығып кетеді.

Турбинадан келген бу салқындатқыш құбырлардың бетіне таралады, құбыр шоғырларынан өту барысында өзінің жылуын қабырға арқылы суға береді. Қалған бу-су қоспасы ауа салқындатқыштан өтіп эжектор құбырына барады. Конденсатқа айналған бу конденсат жинағышта жиналып конденсаттық сорғымен сорып алынады.

Конденсатордың жоғарғы жағындағы орнатылған коллектордан химялық тазартылған су жиі беріледі. Коллектордың тесіктері арқылы шашырайды аздап деаэрацияланып конденсатпен бірге конденсат жинағышқа ағып түседі.

Орнатылған құбыр шоғырын айналымдық сумен, қоректік және желілік сумен салқындатуға болады. ЖЭО жылумен қамтамасыз ету жабық сұлбада болатын болса конденсатор келесідей жұмыс істейді:

1) будың шығыны көп болған жағдайда негізгі және білгіленген салқындату беттері айналымдық сумен салқындатылады. Су денгейі конденсаторды толықтай толтырады.

2) бу шығыны аз болған жағдайда конденсатор желілік немесе қоректік сумен салқындатылады. Айналымдық сумен де қоректік сумен де салқындату мүмкін емес.

Ал ЖЭО жылумен қамтамасыз ету ашық сұлбада болатын болса конденсатор келесідей жұмыс істейді:

1) бу шығыны көп болған жағдайда негізгі және орнатылған салқындату беттері айналымдық сумен салқындатылады, орнатылған бетте екі жүрісті болады.

2) ал бу шығыны аз болған жағдайда негізгі бет өшіріліп, тек орнатылған шоғырдан қоректік су өтеді. Қоректік судың шоғырдан өтуі 2 жүрісті болады.

3.2.2 – кесте - ЭП–3–2А екі бу эжекторының көрсеткіштері

Шығарған завод	Саты саны	Құрғақ ауадағы беріс, кг/сағ	Сал-ыш бу шығыны, т/сағ	Жұм-тық бу шығыны, кг/сағ	Жұм-тық бу қыс/темп, МПа/°С	Салқындатқыш бетінің ауд, м ²
УТЗ	I	85/135	70-200	280	0,49/160	14,2
	II			280		8
	III			280		5,1

3.2.3-кесте-КсВ-320-160 кондасаттық сорғысының техникалық көрсеткіштері

Орындалуы	Беріс, м ³ /сағ	Тегеурін, м	Кавитациялық шек, м	Айналу жиілігі, айн/мин	Қуаты, кВт	ПӘК	Сорғыға кірердегі сұйықтық темп, °С	Сорғыға кірердегі қысым, МПа аспау керек
Вертикалды	320	160	2	1500	186	75	135	0,98

3.3 Конденсатордың жылулық баланс есебі.

Конденсаторға бумен келген жылу мөлшерін айналымдық судың алған жылу мөлшері тең. Демек конденсаторға келген жылудың барлығы (шамамен) айналымдық сумен шығып кету керек.

3.3.1-кесте-Конденсатордағы абсолюттік қысым мен қанығу температурасының байланысы

Р ата	°С	Р ата	°С	Р ата	°С
0.020	17.2	0.065	37.3	0.12	49.1
0.025	20.8	0.070	38.7	0.13	50.1
0.030	23.8	0.075	40.0	0.14	52.2
0.040	28.6	0.085	42.3	0.16	54.9
0.045	30.7	0.090	43.4	0.17	56.2
0.050	32.6	0.095	44.5	0.18	57.4
0.055	34.3	0.100	45.5	0.19	58.6
0.060	35.8	0.110	47.3	0.20	59.7

Жылулық баланс теңдеуі. [5]

$$D_k(h_{п} - h_k) = \frac{G_B(t_{2B} - t_{1B})c_p}{B}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.1)$$

мұнда D_k – конденсатқа кіруші бу мөлшері, кг/с; G_B – конденсатордан өткен салқындатқыш су мөлшері, кг/с; h_n –бу энтальпиясы конденсаторға кіредегі, кДж/кг; h_k –конденсаттың энтальпиясы, кДж/кг; $c_p^{/6}$ – судың жылусыйымдылығы, 4,19 кДж/(кг*°С); t_{1B} ; t_{2B} – салқындатқыш су температурасы конденсаторға кіргендегі шыққандағы, °С;

Быздегі белгілі мәліметтер, конденсаторға келген будың шығыны D_k және кірген бу энтальпиясы h_n , шыққандағы конденсат энтальпиялары h_k , кірген буды салқындату үшін айналымдық су шығыны G_B және оның кіргендегі температурасы t_{1B} . Енді бізге конденсатордың жылулық баланс теңдеуінен айналымдық судың конденсатордан шыққан кездегі температурасын табуымы керек t_{2B} .

$$D_k = 44,17 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; h_{п} = 2400 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; h_k = 110 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$G_B = 16000 \frac{\text{м}^3}{\text{сағ}} = 16\,000\,000 \frac{\text{кг}}{\text{сағ}} = 16\,000\,000 \frac{\text{кг}}{\text{сағ}} : 3600 = 4444 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$D_k(h_{п} - h_k) = 44,17 * (2400 - 110) = 101\,149,3 \text{ кВт} = Q_k$$

$$G_B(t_{2B} - t_{1B})c_p/B \Rightarrow t_{2B} = Q_k / G_B c_p / B + t_{1B}$$

$$t_{2B} = 101\,149,3 / 4444 * 4,19 + 20 = 25,4 \text{ оС}$$

Жылулық баланс орындалу үшін қажетті температура белгілі. Енді біз жылулық сорғыға қажетті төмен потенциалды жылудың температурасын $t_{26} \approx 25 \text{ }^\circ\text{C}$ деп алуымыз керек.

4 Жылулық сорғының және оның қосалқы қондырғыларын таңдау

4.1 Жылулық сорғының түрлері жұмыс істеу қағидалары

Энергия үнемдейтін жаңа техноогиялар, дәстүрлі емес қайта жаңғыртылатын энергия көздерінің бірі жылулық сорғылар болып табылады. Жылулық сорғылар (ЖС) бізге 1831 жылдан бері таныс. Әлемдік энергетика 2050 жылға қарай ЖС орны елеулі блады. Жылулық сорғылар өндірісте өзінің ақаусыз істейтінін дәлелдеді, қазіргі кезде ондаған мемлекет АҚШ, Япония, Швецария, Австрия, Финлндия т.б. қолданысқа енгізген. ЖС негізінде энергетикалық орталықтар салынған, олардың қуаты орта қутты ЖЭО тең. Олар экологиялық таза, экономикалық тиімді және ЖЭК–нан қаржылық және технологиялық тәуелсіздікті береді. ЖС кең тарағаны соншалық, автономды жылу көзі ретінде жұмыс жасайды, жылулық желіге қажетті суды дайындайды. Жылулық сорғыларды электр қазандықтарының орнына пайдалану орта есеппен төрт есе энергия үнемдейді. Отынның

барлық түрінің бағасы сонғы жылдары үнемі өсіп жатыр, бұл жылулық сорғылардың энергетикада бәсекеге қабілеті арта түседі.

Жылулық сорғы қондырғыларында жылуды алу кері термодинамикалық циклда жүреді. Жылулық сорғыны қолданудағы мақсат – отынды үнемдеу, шығындарды азайту.

Қазіргі уақытта жылулық сорғы қондырғылары (ЖСҚ) жұмыс істеу қағидасына байланысты компрессорлық, сорбциялық және термоэлектрлік болып бөлінеді.

Компрессорлы ЖСҚ төмен потенциалды жылу көзінен жылуды алу, жұмыстық денені механикалық сығу арқылы іске асды.

Жұмыстық дененің түріне байланысты ЖСҚ ауакомпрессорлы және букомпрессорлы болып бөлінеді.

Сорбциялық ЖСҚ-да жылулық агентпен іріктелініп алынатын температуралық деңгейдің артуы, әртүрлі ортаның төмен температуралы жылуын термохимиялық реакцияларды жұту (сорбция) арқылы жүзеге асады.

Термоэлектрлік ЖСҚ Пельтье эффектісіне негізделген. Егер әртүрлі және бір–біріне біріктірілген металдар тұрақты ток өткізіп тұрса, онда оң бағыттан теріс бағытқа жүрсе, ол жерде жылу бөлінеді, ал ток қарама-қарсы бағытта бағытталса, онда әртүрлі ортаның төмен температуралы жылу жұтылады. Өткізгішке келетін токтың қуатына байланысты бөлінетін жылудың температуралық деңгейі өзгереді.

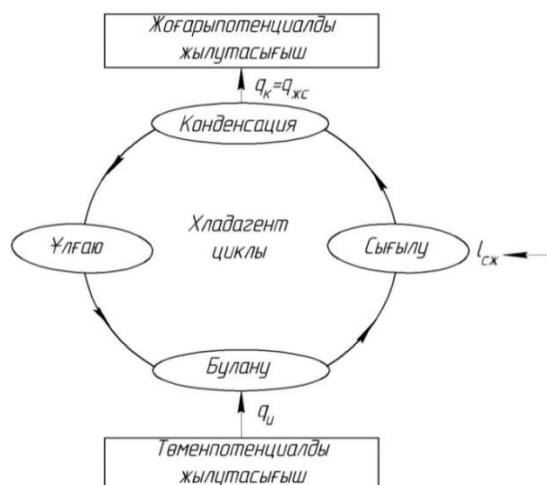
Әр түрлі өнеркәсіптердің зерттеулері бойынша, жылумен қамтамасыз ету үшін ЖСҚ ең тиімді түрі букомпрессорлы жылулық сорғылар.

Жылулық сорғының жұмыс істеу принципі

Жылулық сорғы бұл суық жылутасымалдағыштан ыстыққа сыртқы энергия немесе жұмыс шығыны арқылы жылуды тасымалдауға арналған қондырғы. Жылулық сорғылардың жұмыс істеу принципі және конструкциясы тоңазытқыш машиналармен және ауа кондиционер қондырғысымен бірдей, бұл қондырғылардағы айырмашылық тек: тоңазытқыштар мен кондиционерлер суыту үшін, ал жылулық сорғылар – ысыту үшін қолданылады.

Жылулық сорғының жұмыс істеу принципі жұмыстық агенттің «хладагенттің» циклде бір күйден екінші күйге ауысу кезінде жылуды беруге және жұтуға негізделген. Бу компрессиялық жылулық сорғының циклы 4.1.1 суретте көрсетілген.

Жұмыстық агенттің түріне байланысты жылулық сорғылар келесі үш түрге бөлінеді: бу компрессиялық, абсорбциялық және термоэлектрлік. Бу компрессиялық жылулық сорғыларда хладагенттің булануы және шықтану жылулары қолданылады. Хладагент негізінде әдетте фреондар қолданылады.



4.1.1-сурет - бу компрессиялық жылулық сорғының циклы

q_u – хладагенттің булануы кезінде алынатын және төмен потенциалды жылу тасымалдағышпен берілетін жылу.

q_k – хладагенттің шықтану кезінде берілетін және жоғары потенциалды жылу тасымалдағышпен алынатын жылу.

$l_{сж}$ – хладагентті сығу үшін қажетті жұмыс.

$q_{тн}$ – жылулық сорғының жылулық жүктемесі.

Жоғары қысымда шықтану температурасы көтеріледі, сондықтан хладагент булануға қарағанда өте жоғары температурада шықтанады. Сол себепті жылулық сорғы жылуды суық жылу тасымалдағыштан ыстық жылу тасымалдағышқа тасымалдауға мүмкіндік береді. Бұл ретте ол хладагентті сығу үшін қажетті $l_{сж}$ энергияны тұтынады, бірақ бұл энергия ыстық жылу тасымалдағыштан алынатын q_u жылу мөлшерінен аз болуы қажет. Жылулық сорғының q_u мәні $l_{сж}$ жұмыстан неғұрлым жоғары болса, соғұрлым оның тиімділігі жоғары болады.

Ыстық жылу тасымалдағышқа берілетін жылудың, сығуға кеткен жұмысқа қатынасы жылуды түрлендіру коэффициенті деп аталады μ :

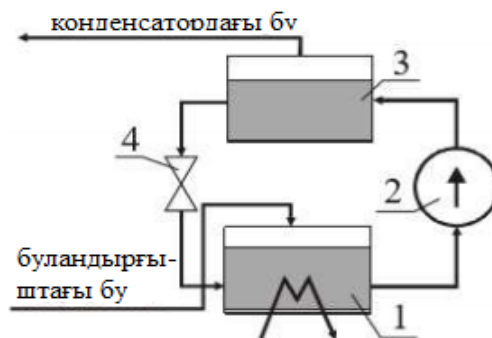
$$\mu = \frac{q_u}{l_{сж}} \quad (4.1)$$

μ мәні 1-ден көп болуы керек, ол көп болған сайын жылулық сорғының жұмысы тиімдірек болады. $\mu = 1$ болған жағдайда жылулық сорғы өз мағынасын жоғалтады, себебі сығуға кеткен электроэнергияны жылулық сорғыға қарағанда арзанырақ электроқыздырғыштарды қолдану арқылы жылуды алуға болады. $\mu < 1$ болған жағдайда жылулық сорғыда жылу өндірілуіне қарағанда энергия одан көп жұмсалады.

Компрессиялық жылулық сорғылар ең көп қолданылатын түрі болып табылады.

Абсорбциялық жылулық сорғыда жұмыстық дене ретінде сұйықтықта хладагенттің ерітіндісімен қоспасы, ол жоғары температурада қайнайды. Таза

заттарға қарағанда ерітінділер, сұйықтық температурасы бу температурасынан жоғары болғанда, бу ерітіндісінің бір құрамын сұйық ерітіндісінің басқа құрамымен абсорбтау қасиетіне ие. Абсорбциялық қондырғының схемасы идеалды бу компрессиялық қондырғының схемасына ұқсас, тек сығымдағыш абсорбциялық тораптармен ауыстырылған. Сұлбасы 4.1.2 суретте көрсетілген.



1-абсорбер; 2- сорғы; 3- су генераторы; 4- редукциялық вентиль.

4.1.2-сурет - тоназытқыш қондырғының абсорбциялық торабы:

Абсорбциялық торап жылу сорғылық қондырғыдағы буландырғыштан шығардағы p_2 қысымнан жылу сорғылық қондырғыдағы шықтағыштың p_1 қысымға дейін сығады. Абсорберге хладагенттің құрғақ қаныққан бу келеді, ол жаққа тағы температурасы T_1 хладагент ерітіндісі беріледі. Бұл ерітінді хладагентті абсорбтайды, ал абсорбциядан бөлінетін жылу суық жылутасымалдағышпен бөлінеді. Ерітіндідегі хладагент концентрациясы абсорбция процесі кезінде артады, сәйкесінше, абсорберден байытылған ерітінді шығады. Сорғы көмегімен байытылған ерітінді қысымын p_2 -ден p_1 -ге дейін жоғарылатады, ол ерітінді аммиакты будың генераторына беріледі.

Бұл хладагентті сығу әдісінің артықшылығы, мұнда қысымды артыру үшін сығымдағыш емес сорғының қолданылуы болып табылады. Абсорбционды сорғылардың кемшіліктеріне екі жылу алмастырғыштың болуын айтамыз, оларға сәйкесінше суық және ыстық жылутасымалдағыш қажет болады.

Жылулық сорғылар келесі мақсаттар үшін қолданылады:

1. тұрғын және қоғамдық ғимараттарды жеке-тұрмыстық жылумен жабдықтау. Осы ретте суық жылукөзі ретінде қоршаған ортаның жылуы және геотермальды көздердің жылуы болып табылады. Электр қыздырғыштар мен су ысытушы қазанды қолданғанға қарағанда, жылулық сорғыларды қолданғанда электр энергиясы мен отын үнемделеді.

2. Желдеткіш жүйелерде жаңа суық ауаны қыздыру үшін жылы ауаның жылуын қолдана отырып салқын ауаның температурасын қажетті нормаға жеткізеді.

3. Төменпотенциалды жылулық қалдықтар есебінен өндірістік өнеркәсіптерді техникалық сумен қамдау үшін ыстық суды алу. Мысалы, сығымдағыштардың кері салқындату жүйесі, шықтану жүйесі және қондырғыны салқындату, градирня және басқа салқындатқыш құрылғыларды кәсіпорындарды сумен қамдаудың айналым жүйелеріне алмастыру.

4. Жылулық желілердің айналым суын қыздыру.

5. Орталықтандырылған жылумен қамдау жүйелеріндегі қарапайым қазандарға берілетін судың шектік қыздырғыш жылуды өндіру үшін қолданылады.

Жылулық сорғыларды қолдану тиімді:

- температуралық потенциалдың аз ғана көтерілуі кезінде;

- тұрақты жылутасымалдағыштың температурасы және тұрақты жылулық жүктеме кезінде;

- отынға қарағанда электр энергияның бағасы төмен болған жағдайда.

Жылулық сорғылардың негізгі кемшілігі оның бағасының жоғары болуында. Елімізде қолданыс жағынан өте аз.

4.2 Жылулық сорғының жылу энерго орталықтарында қолдану

Жылулық сорғының меншікті жылулық жүктемесі $q_{жж}$ —ыстық жылутасымалдағышқа берілген жылу:

- аса салқындатқышсыз сұлба үшін

$$q_{жж} = q_k \quad (4.2)$$

- аса салқындатқышы бар сұлба үшін

$$q_{жж} = q_k + q_{ас} \quad (4.3)$$

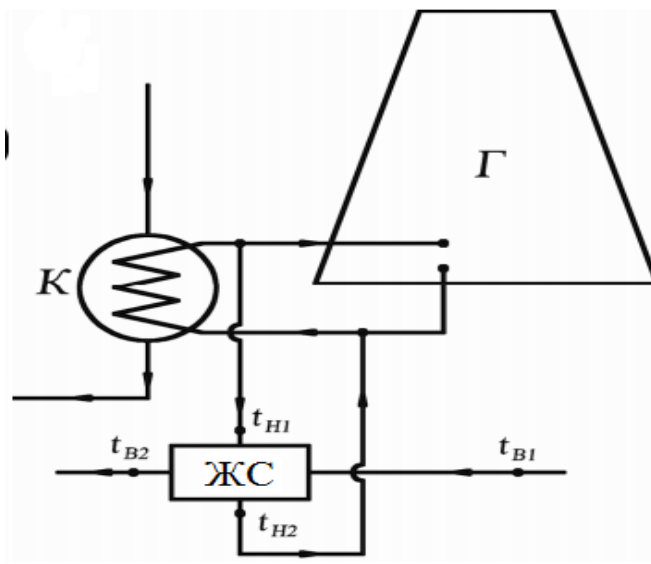
мұндағы q_k , $q_{ас}$ — конденсатор және аса салқындатқыштағы меншікті жылулық жүктеме, кДж/кг немесе ккал/кг.

Жылулық сорғыларды орталықтандырылған жылумен қамдау жүйесінде қолданылуы. Соңғы кездері орталықтандырылған жылумен қамдау жүйесінде ЖСҚ-ны қолдануға көп көңіл бөлінуде. ЖЭО-дағы төмен потенциалды жылуға негізделген, ол қазіргі кезде техникалық суды суыту жүйелерінде жоғалған және жіберілетін жылудың 20...25% құрайды. Жылы мезгілдер кезінде жылулық жүктемелерді төмендеткенде бұл шығындар артады.

ЖЭО-да жылулық сорғыларды қолданудың екі тәсілі бар:

- градирня алмастыру, ол айналымдық судың жоғалатын жылуын қолдану;

- тұтынушылардың ыстық суын төмен потенциал көзі ретінде кері желілік судың температурасын 20...25⁰С-қа дейін төмендету арқылы қолданып қыздыру. Бұл жылулық желілердегі шығынды төмендетуге мүмкіндік береді, жылутасымалдағышты тұтынушыға дейін жеткізіп және жылутасымалдағыштың шығынын төмендетеді.



4.2.1-сурет - ЖС-ны ЖЭО пайдалану сұлбасы

Жылулық сорғыларды басқа тәсілмен қолдану суқыздырушы қазанды алмастыру болып табылады. Бірақ жылыту жүйесінде жылулық жүктемені сыртқы орта температурасына байланысты өзгертіп отыру керек. Сондықтан жылулық сорғылар салқын мезгілдері ыстық жылутасымалдағыштың максималды температурасын өндіруі қажет. Суық және ыстық жылутасымалдағыш арасындағы температура құламасының артуы жылу сорғылық қондырғының энергия шығынын артырады. Сондықтан жылумен қамдау жүйесінде жылулық сорғылар әдетте шықтық қазандықтармен үйлеседі. Жылулық жүктеменің базалық бөлігін жылулық сорғы қамтамасыз етеді, жылулық сорғыдан кейін орнатылған жылулық жүктеме артқанда қазандықтағы су қыздырылады.

Және де ЖСҚ-ны түнгі уақытта жұмыс істейтін, электр жетегі және жылулық аккумулятормен қолдану, электр пайдалану құрылымын оңтайландыруға мүмкіндік береді.

ЖСҚ –ның үлкен қуаты үшін электр жетегін емес, ал оның орнына газдық турбина немесе іштен жану қозғалтқышын қолдану экономикалық тиімді, осы жағдайда алынатын жылудың өзіндік құны ЖЭО-ға және қазандыққа қарағанда бірнеше есе төмен, және де ЖСҚ түгелімен қазандықты алмастыра алады.

4.3 Бу компрессиялық жылулық сорғының сұлбасын таңдау. Бір сатылы жылулық сорғының циклын LgP-h диаграммасында тұрғызып, жылулық баланс есептеулерін жүргізу.

LgP-h диаграммасында бірсатылы жылулық сорғы қондырғысын құрастыру циклі бастапқы параметрлерді енгізуден басталады.

LgP-h диаграммасында циклді құрастыру үшін буланудың t_0 , шықтанудың t_k , сорудың t_{bc} есептік температураларын анықтаймыз.

Бір сатылы букомпрессиялық жылулық сорғы қондырғысының құру циклі келесі ретпен орындалады: $\lg P-h$ диаграммасына t_0 , t_k , t_{bc} , $t_{по}$ изотермалырын енгізеді, қондырғының есептік жұмыс режимі анықталады: t_0 , және t_k температуралары арқылы P_0 және P_k изобаралары анықталады, процестің сипаттамалық нүктелер орналасуы 1, 2, 2', 3, 4, 5, 6 қондырғы циклдеріндегі процестермен анықталады. 4.3.1 суретте көрсетілген.

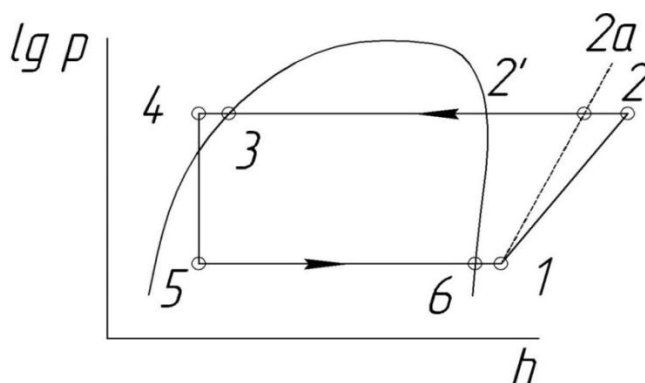
Жұмыстық агенттің булану температурасы келесі формуламен анықталады:

$$t_0 = t_n - \Delta t_i \quad (4.4)$$

Жұмыстық агенттің шықтану температурасы келесі формуламен анықталады:

$$t_k = t_b - \Delta t_k \quad (4.5)$$

$\lg P-h$ диаграммасын қолдана отырып жұмыстық агенттің параметрлерін сипаттамалық нүктесін сұлбадан анықтаймыз:



4.3.1-сурет - $\lg P-h$ диаграммасында қондырғының жұмыстық циклі.

1 нүктедегі жұмыстық дененің (ЖД) параметрлерін анықтаймыз: температура $t_1=t_0 + \Delta t_{по}$, қысым $P_1=P_6$, яғни изотерма бойынша анықталады (5-6). Қалған параметрлерді (h_1 , S_1 , v_1 – жұмыстық дененің меншікті бу көлемі) 1 нүктеде қанығу түзуіндегі термодинамикалық қасиеттерін кестеден немесе берілген фреон үшін $\lg P-h$ диаграммасынан табамыз.

ЖД 2 нүктедегі параметрлері: $P_2=P_3$, 2 нүктедегі қалған параметрлер P_2 , t_2 арқылы бірфазалы термодинамикалық қасиеттер кестесімен немесе $\lg P-h$ диаграммасы бойынша анықталады. $P_{2a}=P_2$; $S_{2a}=S_1$; P_2 және S_2 бойынша бірфазалы термодинамикалық қасиеттер кестесінен h_{2a} және t_{2a} анықталады.

3 нүктедегі жұмыстық дененің параметрлері анықталады: $t_3=t_k$, себебі бұл облыста изобара мен изотерма сәйкес келеді, P_3 қысымы t_3 изотермасы арқылы анықталады.

4 нүктедегі ЖД параметрлері: $t_4=t_{\text{по}} + \Delta t_{\text{по}}$, $^{\circ}\text{C}$. P_4 қысымы t_4 изотермасы бойынша анықталады, ал 4 нүктедегі қалған параметрлер қанығу түзуіндегі термодинамикалық қасиеттер кестесінен табылады.

5 нүктенің ЖД параметрлері: $t_5=t_0$; P_5 қысымы t_5 изотермасы бойынша анықталады, ал қалған 5 нүктедегі параметрлер қанығу түзуіндегі термодинамикалық қасиеттер кестесінен немесе $\lg P-h$ диаграммасынан алынады:

$$t_5=t_6; P_5=P_6; h_4=h_5.$$

5 нүктедегі ЖД параметрлері t_6 бойынша қанығу түзуіндегі термодинамикалық қасиеттер кестесінен алынады.

6 нүктедегі ЖД параметрлері: $t_6=t_5$, $^{\circ}\text{C}$.

6 нүктедегі қысым және басқа параметрлер қанығу түзуіндегі термодинамикалық қасиеттер кестесінен немесе $t_5=t_6$; $P_5=P_6$ кезінде диаграммадан анықтауға болады.[6]

Сығымдағыштың ішкі адиабаттық ПӘК η_i кезіндегі сығымдағыштан шығардағы жұмыстық дененің энтальпиясы.[6]

$$h_2 = h_1 + \frac{l_a}{\eta_i} = h_1 + \frac{h_{2a}-h_1}{\eta_i}, \quad \text{кДж/кг} \quad (4.6)$$

Сығымдағыштың ішкі жұмысы

$$l_B = h - h, \quad \text{кДж/кг} \quad (4.7)$$

Буландырғыштың меншікті жылулық жүктемесі

$$q_0=h_1-h_5, \quad \text{кДж/кг} \quad (4.8)$$

Конденсатор меншікті жылулық жүктемесі

$$q_k=h_2-h_3, \quad \text{кДж/кг} \quad (4.9)$$

Салқындатқыштың меншікті жылулық жүктемесі

$$q_{\text{по}}=h_3-h_4, \quad \text{кДж/кг} \quad (4.10)$$

Қондырғының энергетикалық балансы

$$q = l_B + q_0 = q_k + q_{\text{по}}, \quad \text{кДж/кг} \quad (4.11)$$

Жұмыстық дененің массалық шығыны

$$G = \frac{Q}{(q_B+q_{\text{по}})}, \quad \text{кг/с} \quad (4.12)$$

Сығымдағыштың көлемдік өндірулігі

$$V_1 = Gv_1, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.13)$$

Буландырғыштың есептік жылулық жүктемесі

$$Q_0 = q_0 G, \text{ кВт} \quad (4.14)$$

Салқындатқыштың есептік жылулық жүктемесі

$$Q_{\text{по}} = q_{\text{по}} G, \text{ кВт} \quad (4.15)$$

Сығымдағыштың электромеханикалық ПӘК-ін $\eta_{\text{эм}}$ есепке ала отырып, сығымдағыштың жұмысын анықтаймыз

$$l_{\text{км}} = \frac{l_{\text{в}}}{\eta_{\text{эм}}}, \text{ кДж/кг.} \quad (4.16)$$

Жылу өндіру үшін электр энергияның меншікті шығыны

$$\varepsilon_{\text{т.н}} = \frac{l_{\text{км}}}{q_{\text{к}} + q_{\text{по}}}, \quad (4.17)$$

Сығымдағыштың электрлік қуаты

$$N_{\varepsilon} = l_{\text{км}} G, \text{ кВт} \quad (4.18)$$

Түрлендіру коэффициенті

$$\mu = \frac{q_{\text{к}} + q_{\text{по}}}{l_{\text{км}}} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{т.н}}}, \quad (4.19)$$

Төментемпературалы жылу бергіштің орташа температурасы

$$T_{\text{н.ср}} = \frac{t_{\text{н1}} + t_{\text{н2}}}{2} + 273, \text{ К} \quad (4.20)$$

Алынған жылудың орташа температурасы

$$T_{\text{в.ср}} = \frac{t_{\text{по}} + t_{\text{в1}}}{2} + 273, \text{ К} \quad (4.21)$$

$T_{\text{в.ср}}$ потенциалымен жылудың жұмыс істеу қабілеттілік коэффициенті $(\tau_q)_B = 1 - \frac{T_{\text{о.ср}}}{T_{\text{в.ср}}}$, мұндағы $T_{\text{о.ср}}$ – қоршаған ортаның температурасы, К.

Букомпрессиялық жылулық сорғының пайдалы әсер коэффициенті

$$\eta = \frac{(q_k + q_{по})(\tau_q)_B}{l_{км}} \quad (4.22)$$

Тоңазыту коэффициенті:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{км}} \quad (4.23)$$

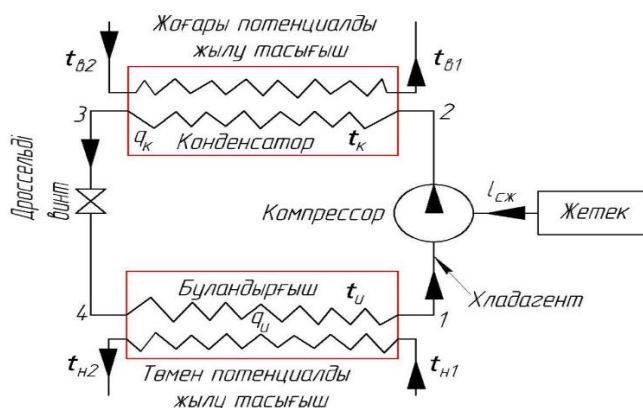
ЖСҚ термиялық ПӘК-і:

$$\eta_T = \frac{q_0}{q_0 + l_{км}} \quad (4.24)$$

ЖСҚ жалпы ПӘК-і:

$$\eta_{жсқ} = \mu \eta_{эм} \eta_i \eta_T \quad (4.25)$$

Бір сатылы жылулық сорғының құрылғылары: төмен потенциалды жылу алмастырғыш, компрессор, электр қозғалтқыш (жетек), жоғары потенциалды жылу алмастырғыш (конденсатор), дросселді винттен тұрады. Сұлбасы 4.3.2 суретте көрсетілген.



1,2,3,4 – айналымдық процестердегі жұмыстық нүктелер.

4.3.2-сурет - БКЖСҚ жұмыс режимінің қағидалық сұлбасы

4.4 НТ-9000 типті жылулық сорғының сипаттамасы

Атауы

НТ типті жылулық сорғы қондырғысы

Өндіруші

Адрес: Новосибирск қаласы, Демакова көшесі 27

Өнімнің қызметі

НТ-9000 типті жылулық сорғы тәуелді емес сумен қамдау көздерін жылуын пайдаланушы қондырғы, тұрғын және өндірістік құрылыстарды суық және

ыстық кездерде жылумен қамдау үшін арналған. ЖС- 4.4.1 суретте көрсетілген.

Техникалық сипаттамасы

4.4.1–кесте. Негізгі техникалық сипаттамалары

Жылулық сорғы типі	HT-9000
Жылуөндірулігі, кВт	
8°C су үшін	6150
25°C су үшін	7500
Қолданылатын электрлік қуат, кВт	
25°C су үшін	1250
Хладагент температурасы (конденсация), °C	
R-134a үшін	60
R-142 үшін	80

4.4.1–кесте. Жалғасы. Негізгі техникалық сипаттамалары

Жылулық сорғы типі	HT-9000
Хладонның құйылу массасы , кг хладон	
(хладон)	5600
май	1600
ЖС массасы, кг	60500
Шығындар, (м ³ /сағ)	
Ыстық су	340
Төмен потенциалды су көзі	840
ЖС габариттік өлшемі, м	8,1x4,9x3,75

Қондырғының құрылысы

Жылу сорғылық қондырғы екі қапты құбырлы жылуалмастырғыштардан тұрады (қыздырғыш және конденсатор).

Бұл модельдерде маймен толтырылған, май қыздырғышы бар, қарайтын әйнегі және майдың деңгейінің датчигі орнатылған жартылай герметикалық винттік компрессорлар қолданылады. 25%...100% аралығында өндірулікті реттегіш және ретегіш жағдайының датчигі, сығымдау температурасы датчигі және электрқозғалтқыш, жылулық қорғаудың электрондық релесі, ток көзінің кернеуін бақылайтын электрондық блокпен жабдықталған.

ЖСҚ салқындату контуры құрғату фильтрі, жоғары және төмен қысым датчигі, термостатикалық ұлғайту вентилінен тұрады. ЖСҚ электрлік басқару панелі автоматты өшіргіштерден және компрессорлардың қосу релесінен, циркуляциялық сулық тұтынушы сорғысын басқарудың дискреттік 50 шығысынан, қоректендіруші желіні бақылау релесінен, басқару тізбегін автоматты өшірушіден, электр автоматика контроллерінен және сұйық кристалды дисплеймен басқару органдары микроконтроллерінен тұрады.



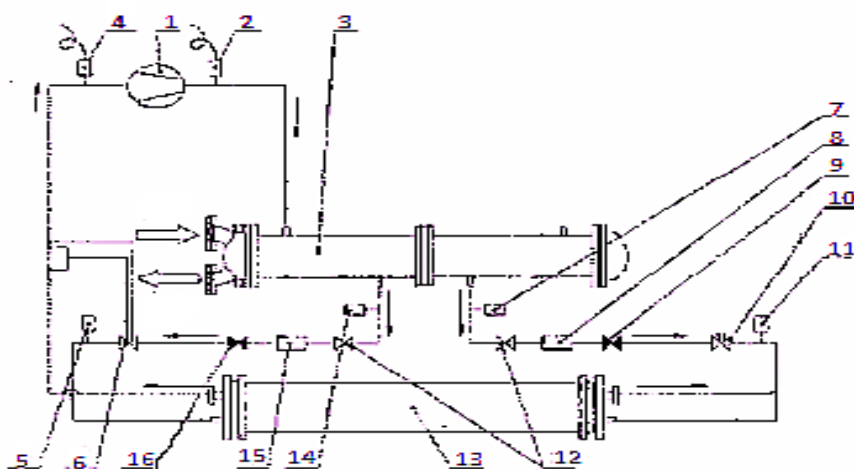
4.4.1-сурет - НТ-9000 жылулық сорғысы

Қондырғы жұмысы

Жылу сорғылық қондырғыны шартты түрде екі контурға бөлуге болады: хладагент контуры (жабық) және сулық контур.

Су мен хладагент арасында жылу алмасу кезінде су салқындайды, ал газтәрізді хладагент қызады. Сұлбасы 4.4.2 суретте көрсетілген.

Соңында, циркуляция барысында конденсатордағы су қызады, ал қыздырғышта салқындайды.



1-компрессор; 2-жоғары қысым сезгі; 3-конденсатор; 4-төмен қысым датчигі; 5,7,11,14-ниппель; 6, 10-ұлғаю клапаны 8, 15-құрғатушы-фильтр; 9, 16-электроагниттік клапан; 12-бұрыштық кран; 13-буландырғыш.

4.4.2-сурет - Жылу сорғылық қондырғысының қағидалық сұлбасы

Қондырғының жеке бөлшектері арасында өзара әректтесу буландырғыштан және конденсатордан шығардағы және кірердегі температуралық датчиктер, басқару шкафында орналасқан компьютерге қосылған ұлғаю және электромагниттік клапандар арқылы жүзеге асады, Жылулық сорғы қондырғы компьютері компрессорды өшіріп қосады, 51 хладагенттік сығымдау дәрежесін реттейді, электромагниттік клапанды

ашады және жабады, қолданушы немесе персоналды компьютер мен жөндеу арасындағы өзара әрекеттесуге қызмет етеді. Компьютерді қосу міндетті емес, жөндеуді басқару шкафында орнатылған контроллер арқылы іске асырса болады. Контроллер дисплеймен жабдықталған, онда ағымдағы операциялар жайлы деректер, қондырығы жұмысы көрсетіледі.

4.4.2 –кесте. Жылу сорғылық қондырғы өлшемдері, мм

ЖСҚ моделі	A	B	C	D	E	F	G	J	K
HT-9000	7100	3250	4900	8100	3750	1100	512	620	210

Қауіпсіздік шаралары

Қондырғымен жұмыс істеуге арнайы білімі бар, қондырғы құрылысын білетін, техникалық құжаттарымен танысқан және қауіпсіздік техникасы инструктажын өткен тұлғалар жіберіледі.

Қолдануды, тоқтатуды немесе қондырғыны қайта жөндеуді (қыздыру/суыту) қолдану инструкциясына қарап іске асыру керек.

Фреон R134a сипаттамасы

R134a – бұл әлсіз иісі бар түссіз газ. Алаумен және ыстық беттермен түйіскен кезде өте улы заттар тудырып бөлінеді. Жанатын газ. Өздігінен тұтану температурасы 370 °С. Алаудың ауадағы көлемдік концентрациялық таралу шегі 8,6 – 17,5%.

Қолданылуы - хладагент, еріткіш, аэрозолды қаптама пропелленті, пенопластарды алуда кеуектендіргіш, фторорганиклық синтезге арналған шикізат.

Қаптама – теміржол цистерналарына құйылады, және де бочкаларға, баллондарға, контејнерлерге және басқа да 2МПа қысымға есептелген ыдыстарға құйылады. Складтық қоймаларда сақталады.

R134a хладагенттің физикалық және химиялық құрамы:

- Типі – бір компонентті газ
- Химиялық формуласы – CF₃CFH₂
- Химиялық атауы - Хлордифторэтан
- Символикалық белгіленуі - R134a
- Тауарлық атауы – R134a, фреон R134a, хладон R134a, хладагент R134a

R134a

- Қауіптілік классы - IV (адам ағзасына қауіпі төмен зат)
- Молекулярлық массасы - 100,5 г/моль
- Қайнау температурасы = -26.4°C
- Критикалық температурасы = 101,5 °С
- Критикалық қысымы - 4,06 МПа
- Тығыздығы -1,21 кг/м³
- Критикалық тығыздығы – 538,5 кг/м³
- Озонды құрту потенциалы (ODP) 0,000
- Жаһандық жылу потенциалы (GWP) 1300

Сақтау және тасымалдау

• Құрғақ желдетілетін қоймаларда 48°C аспайтын температурада сақтау керек.

• Күн сәулесінің тікелей түсуіне, ашық отқа және электр қыздырғыш аспаптардың әсеріне жол бермеу.

• Тасымалдау барлық көлік түрлерімен іске асады.

HT-9000 маркалы ЖСҚ-ның термодинамикалық циклін есептеу

Есептің бастапқы мәндері:

– жылулық жүктемесі $Q_{жс} = 7500$ кВт

– жылулық сорғыға кірердегі төмен потенциалды жылу тасымалдағыш (су) температурасы $t_{н1} = 24^{\circ}\text{C}$;

– жылулық сорғыға шығардағы төмен потенциалды жылу тасымалдағыш (су) температурасы $t_{н2} = 10^{\circ}\text{C}$;

– жылулық сорғыға кірердегі жоғары потенциалды жылу тасымалдағыш (ыстық су) температурасы $t_{в2} = 26^{\circ}\text{C}$;

– жылулық сорғыдан кейінгі ыстық су температурасы $t_{в1} = 50^{\circ}\text{C}$;

– қоршаған орта температурасы $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$;

– жылу алмастырғыштан шығардағы температура айырымы: буландырғышта $\Delta t_{исп} = 9^{\circ}\text{C}$, конденсаторда $\Delta t_{к} = 5^{\circ}\text{C}$, қайта салқындатқышта $\Delta t_{по} = 5^{\circ}\text{C}$;

– аралық жылу алмастырғышта хладагент буының қайта қызу температурасы $\Delta t_{п} = 5^{\circ}\text{C}$.

Хладагент ретінде озонды қауіпсіздерге жататын фреон R134a қолданылады.

4.5 Жылулық сорғының термодинамикалық цикл есебі

1. Фреонның булану температурасы:

2.

$$t_6 = 24 - 9 = 15^{\circ}\text{C}.$$

3. Булану температурасы $t_6 = 15^{\circ}\text{C}$ арқылы хладагент R14 термодинамикалық құрамы кестесінен қанығу қалпынан немесе p , h -диаграмма арқылы 1 нүктесіндегі параметрлер - h'' оң жақ шеттік қисық энтальпия және p қысым анықталады:

$$h_1 = 405 \text{ кДж/кг};$$

$$p_6 = 0,5 \text{ МПа},$$

1 нүктесі p , h -диаграммада белгіленеді. Аралық жылу алмастырғышта будың қайнау $\Delta t_{по} = 5^{\circ}\text{C}$ ескерсек 1' нүктесінде : $h'_1 = 412 \text{ кДж/кг}$;

4. Фреон конденсациясының температурасы:

$$t_{к} = t_{в1} + \Delta t_{к} = 50 + 5 = 55^{\circ}\text{C}.$$

5. t_k конденсация температурасы арқылы термодинамикалық құрам кестесі немесе p, h -диаграмма арқылы 3 нүкесіндегі параметрлер анықталады – h' сол жақ шеттік қисық энтальпия және p қысым анықталады:

$$h_3 = 280 \text{ кДж/кг};$$

$$p_k = 1.7 \text{ МПа},$$

3 нүкте p, h -диаграммада көрсетіледі.

6. p, h -диаграммада S_1 тұрақты энтропия қисығының қиылысында, $1'$ нүктесі арқылы өтетін және p_k изобара сызығы 3 нүктесі арқылы өтетін көмегімен 2а нүктесі анықталады, содан осы нүктедегі энтальпия табылады:

$$h_{2a} = 428 \text{ кДж/кг}.$$

7. Компрессордың адиабаттық ПӘК-і:

$$\eta_a = 0,98 * \frac{273 + 15}{273 + 55} = 0,82$$

Шығынды есепке ала отырып сығымдаудан кейінгі фреон энтальпиясы:

$$h_2 = 405 + \frac{428 - 405}{0.88} = 433 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия $h_2=433$ кДж/кг және қысым $p_k=3,0$ МПа мәндері арқылы диаграммада 2 нүктесі белгіленеді. Бұл нүктедегі температура $t_2 = 62^\circ\text{C}$.

8. Қайта салқындатқыштағы хладагент конденсатының $t_{no}=5^\circ\text{C}$ қайта салқындауын ескере отырып $h_4=272$ кДж/кг энтальпия мәні бар 4 нүкте анықталады. $p_n=1.7$ МПа қысым және қайта салқындау температурасы t_4 арқылы диаграммадан энтальпия мәндері $h_5=h_4=272$ кДж/кг 5 нүкте белгіленеді.
9. Жылулық сорғының шартты жылулық жүктемелері:

$$l_o=433-405=28, \text{ кДж/кг}$$

$$q_o=405-272=133, \text{ кДж/кг}$$

$$q_k=433-280=153 \text{ кДж/кг}$$

$$q_{no}=280-272=8 \text{ кДж/кг}$$

10. Қондырғының энергетикалық балансы:

$$q=28+133=153+8 \text{ кДж/кг}$$

11. Жұмыстық дененің массалық шығыны:

$$G = \frac{7500}{161} = 46,58 \text{ кг/с}$$

12. Компрессордың көлемдік өндірулігі:

$$V_1 = 46,58 \cdot 0,04 = 1,86. \text{ м}^3/\text{с}$$

13. Буландырғыштың есептік жылулық жүктемесі:

$$Q_0 = 133 \cdot 46,58 = 6195,14, \text{ кВт}$$

14. Салқындатқыштың есептік жылулық жүктемесі:

$$Q_{\text{по}} = 8 \cdot 46,58 = 372,64, \text{ кВт}$$

15. Компрессордың электромеханикалық $\eta_{\text{эм}}$ ПӘК-ін ескере отырып, компрессор жұмысын анықтаймыз:

$$l_{\text{км}} = \frac{28,04}{0,95} = 29,5. \text{ кДж/кг}$$

16. Жылу өндіруге кеткен электрэнергиясының шартты шығыны:

$$\varepsilon_{\text{ж.с}} = \frac{29,5}{161} = 0,2$$

17. Компрессордың электрлік қуаты:

$$N_3 = 29,5 \cdot 46,58 = 1374,11, \text{ кВт}$$

18. Түрлендіру коэффициенті

$$\mu = \frac{161}{29,5} = 5,45$$

19. Төмен температуралы жылуберушінің орташа температурасы:

$$T_{\text{т.ор}} = \frac{24 + 10}{2} + 273 = 290 \text{ К}$$

20. Алынған жылудың орташа температурасы:

$$T_{a.op} = \frac{5 + 50}{2} + 273 = 300,5 \text{ К}$$

21. Потенциалы бар жылудың жылу қабілеттілік коэффициенті:

$$T_{a.op}(\tau_q)_в = 1 - \frac{263}{300,5} = 0,125$$

22. Бу компрессорлық жылу сорғылық қондырғының пайдалы әсер коэффициенті:

$$\eta = \frac{(153 + 8) * (0,125)}{29,5} = 0,68$$

23. Тоңазытқыштық коэффициенті:

$$\varepsilon = \frac{133}{29,5} = 4,5$$

24. ЖСҚ термиялық ПӘК-і:

$$\eta_T = \frac{133}{133 + 29,5} = 0,82$$

25. ЖСҚ жалпы ПӘК-і:

$$\eta_{жсқ} = 5,45 \cdot 0,95 \cdot 0,68 \cdot 0,82 = 2,887$$

5 Өміртіршілік қауіпсіздігі

5.1 Жылулық сорығы станциясы туралы мәләметтер

Аталуы – Алматы ЖСС.

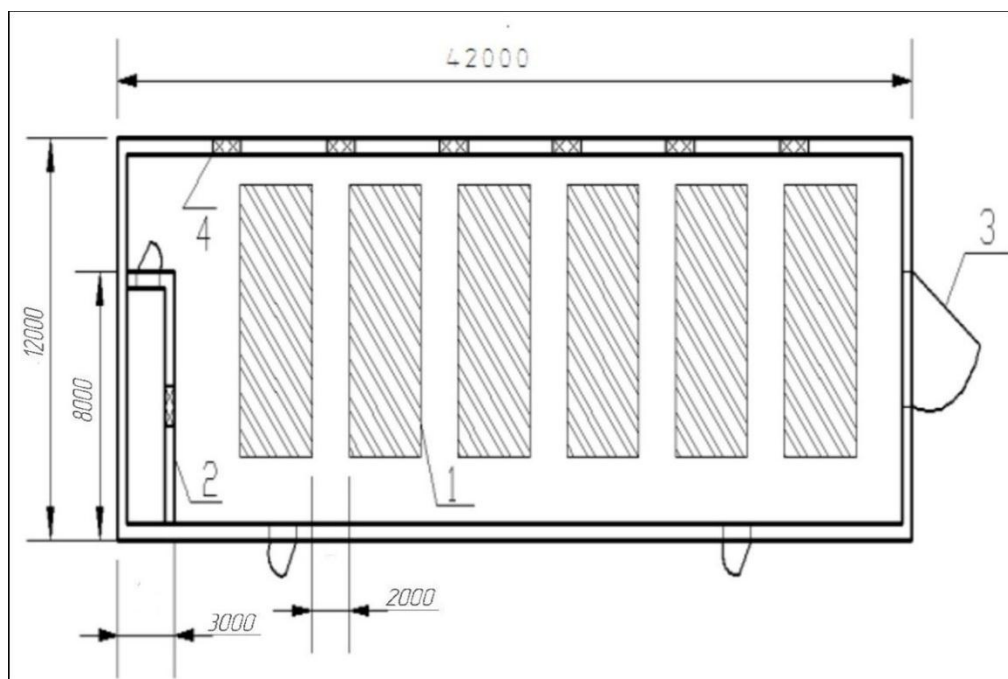
Мекен жайы – Қазақстан Республикасы Алматы қ, өндірістік аймақта.

Өнеркәсіп туралы мәліметтер: Алматы ЖСС қаланың солтүстік-бастыс жағында, қаладан 5 км өндіріс аймағында орналасқан, онда басқада ірі кәсіпорындар бар.

Еңбек орны жайлы.

1) Ғимараттың анализі

Ғимарат бір этажды. Ғимараттың түрі: машинлық зал. Ғимараттың өлшемдері 42x12x6 м (сәйкесінше ұзындығы, ені, биіктігі). Ғимаратта үш адам жұмыс істейді, алты терезесі бар ғимараттың шығыс жағында. Терезенің өлшемдері 1,5x1,5 м (сәйкесінше ұзындығы, ені). Ғимараттың жобасы 5.1.1 суретте көрсетілген



1-жылулық сорғы, 2- бақылау кабинасы, 3-есік, 4-терезе

5.1.1-сурет -Ғимарат сұлбасы

2) Қондырғының сипаттамасы

5.1.1–кесте. Қондырғы және оның сипаттамасы

Қондырғының атауы	Сипаттамасы
Жылулық сорғы	НТ-9000
Басқару шиті, компьютер	ПК: Windows 8 мамандандырылған

5.2 Акустикалық есептеулер және шу әсерінен қорғану тәсілдері

Шу – адамның естуіне жағымсыз әсер ететін және демалуына, жұмыс істеуіне кедергі жасайтын дыбыстар жиынтығы. Дыбыс жиілікпен және дыбыстық қысыммен сипатталады.

Дыбыстық толқынның таралуы кеңістікте тербелісті энергиямен бірге жүреді. Адамның есту мүшесі қарқындылыққа емес, ал дыбыс толқыны беретін қысымға, сезімтал болады. Тәжірибеде қолданатын қарқындылықтың өлшемі және дыбыстың қысымы кең аралықта өзгереді. Адамға әсер ететін шу: спектр сипаты бойынша – үздіксіз спектрлі кеңістікті шу, спектрда лебізді рең беретін тональді шу; уақыттық сипаттамасы бойынша – тұрақсыз шу болып бөлінеді. Тұрақсыз шулар уақыт аралығындағы тербеліс және импульсті тербеліс болып бөлінеді.

5.2.1–кесте. Берілген мәндер.

Параметрлері	Жылулық сорғы
Құрал түрі	
Шу көздерінің саны	6
ШК-нен ЕК-не дейінгі арақашықтық, м	$r_1=3,5; r_2=9,25; r_3=15,0; r_4=20,75; r_5=26,5; r_6=32,25;$
$B / S_{озр}$	1,0
l_{max}	1.4
Көлемі, м ³	3024
Бақылау кабинасының параметрлері	8*3*6
Қабырға ауданы, S_1	48
Қабырға ауданы, S_2	18
Есік ауданы, S_3	2,52
Терезе ауданы, S_4	1,68

5.2.2-кесте Жылу энергетикалық қондырғының дыбыс қысымының деңгейі L_{pi} шамамен

Шу көзі	Жолақтардың ортагеометриялық октавалық жиіліктері, Гц		
	63	125	250
Жылулық сорғы (L_{pi})	89	101	100

Есептеу бөлімі.

$$L = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{\Delta i \cdot \chi_i \cdot \Phi_i}{S_i} + \frac{4\psi}{B} \sum_{i=1}^n \Delta i \right), \quad (5.1)$$

$$\Delta i = 10^{0,1 \cdot L_{pi}}$$

мұндағы, L_{pi} – i -ші нүкте үшін дыбыс қысымының октавалық деңгейі; нүктеге жақын орналасқан шу көзі $r_{min} = r_1 = 3,5$ м, онда $5r_{min} = 17,5$ м. Есепке алатын шу көздерінің саны мына шарпен анықталады $r_i < 5r_{min} = 17,5$ м, шу көзінің толық саны $n=3$;

χ – жақын акустикалық өрістің әсерін ескеретін коэффициент. Ол шу көзінің акустикалық орталығы мен есептік нүктенің арақашықтығының r метрмен шу көзінің максимал габариттік өлшеміне l_{max} қатынасымен, график бойынша анықталады. $\frac{r_{min}}{l_{max}} \geq 2$

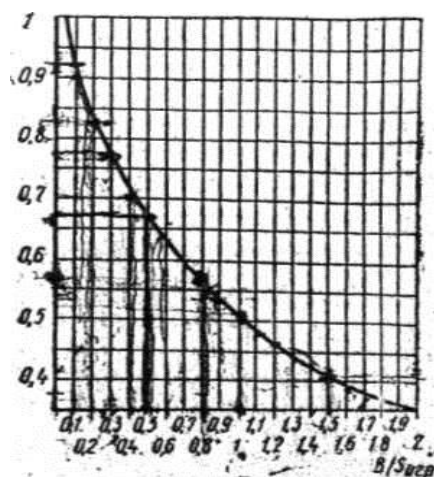
$$\frac{r_1}{l_{max}} = \frac{3,5}{1,4} = 2,5 \text{ онда } \chi = 1 \quad (5.2)$$

Шу көзі еденде орналасқандықтан шу көзінің бағытталу факторы $\Phi=1$.

S_i – шу көзі мен нүктенің ара қашықтығын, шу көзінің ең үлкен габаритін, шу көзінің еденде орналасуын ескере отырып келесі формуламен ауданды табамыз:

Шу көзері үшін мына шарт орындалу керек $2l_{max} < r_{min}$; $2 * 1,4 = 2,8 < r_{min}$ біздің жағдайда шырт орындалып тұр, Шу көзі бөлме ішінде болған кезде $S_i = 4\pi r_i^2$, қабырғада қаптама болған кезде $S_i = 2\pi r_i^2$, бұрыштама қапталған болса $S_i = \pi r_i^2$.

ψ - дыбыс аймағының диффузиялығынның бұзылуын ескеруші коэффициент, байланысты келесі графиктен анықтаймыз мәнін $B/S_{огр}$



5.2.1-сурет - ψ коэффициентін анықтайтын график.[6]

$$\frac{B}{S_{огр}} = 1 \text{ болғандықтан } \psi = 0,51$$

Гимарат тұрақтысын B келесі формуладан анықтаймыз:

$$B_i = B_{1000} \cdot \mu, \text{ м}^2 \quad (5.3)$$

мұндағы, V_{1000} - орташа геометриялық жиіліктегі 1000 Гц ғимарат тұрақтысы, m^2 ;
 μ - жиіліктік еселеуіш.

$$V_{1000} = \frac{V}{20} = \frac{3024}{20} = 151,2 m^2 \quad (5.4)$$

ψ мәнін $V/S_{огр}$ байланысты келесі графиктен анықтаймыз 5.2.1 сурет Бөлменің $V=3024 m^3$ көлемі үшін 2.9-кестеден [11] жиіліктік көбейткіштің μ мәндерін 5.2.3-кестеде келтіреміз.

5.2.3– кесте Жиіліктік көбейткіштің μ мәндері

Октавалық жолдардағы ортагеометриялық жиіліктер, Гц	63	125	250
μ	0.48	0.5	0.55

2.7-кесте-[11] бойынша есептік нүктелердегі дыбыстық қысымның нормативті деңгейлерін қабылдап, $\Delta L_{ТР}$ шуылды қажетті төмендетуді анықтаймыз:

Жұмыс орны – өндірістік бөлмелер мен кәсіпорын территориясындағы тұрақты жұмыс орындары мен жұмыс зоналары.

$$\Delta L_{ТР} = L_{общ} - L_{доп}, \text{ дБ} \quad (5.5)$$

мұндағы, $L_{общ}$ – барлық шуыл көздерінен есептік нүктелеріндегі дыбыстық қысымның октавалық деңгейі, дБ.

$L_{доп}$ – 5.2.5-кестеде көрсетілген.

5.2.4–кесте Жылулық сорғы қондырғысы арқылы болатын дыбыстық қысымның деңгейлері

Октавалық жолақтардың ортагеометриялық жиіліктері, Гц	63	125	250
L_p	83	74	68

5.2.5 – кесте-Дыбыстық қысымның шекті деңгейлері

Октавалық жолақтардың ортагеометриялық жиіліктері, Гц	63	125	250
$L_{доп}$	99	92	86

63 Гц жиілікті есептеу үлгісі.

63 Гц үшін $L_{p1} = 70$ дБ.

Сонан соң $\Delta i = 10^{0,1L_{p_i}}$ формуласы бойынша барлық жиіліктер есептеледі, яғни $\Delta i = 10^{0,1 \cdot 89} = 794328234,7$

Сонан соң ауданды келесі формуланы бойынша есептеймін:

$$S_i = 2 \pi r_i^2 \quad \text{м}^2 \quad (5.6)$$

$$S_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_1^2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 3,5^2 = 76,93 \text{ м}^2$$

$$S_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2^2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 9,25^2 = 537,33 \text{ м}^2$$

$$S_3 = 2 \cdot \pi \cdot r_3^2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 15^2 = 1413 \text{ м}^2$$

Сөйтіп, келесі формула бойынша аламыз:

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\Delta_i \cdot \chi^i}{S_i} \quad (5.7)$$

$$\frac{\Delta_{63}}{S_1} = \frac{794328234,7}{76,93} = 10325337,771$$

$$\frac{\Delta_{63}}{S_2} = \frac{794328234,7}{537,33} = 1478280,645$$

$$\frac{\Delta_{63}}{S_i} = \frac{794328234,7}{1413} = 562157,279$$

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\Delta_{63}}{S_i} = 12365775,695$$

Ары қарай формула бойынша есептейміз:

$$B_{63} = B_{1000} \cdot \mu_{63} \quad (5.8)$$

μ –нің мәнін 5.2.3-кестеден аламыз, мұндағы $V=3024$ және 63 Гц жиілігі үшін $\mu=0,5$.

Олай болса, $B_{63} = 151,2 \cdot 0,5 = 75,6$

Ары қарай келесіні есептейміз:

$$\frac{4\psi}{B_{63}} \cdot \sum_{i=1}^3 \Delta_i \quad (5.9)$$

Сонан соң мәндерді қосамыз:

$$\sum_{i=1}^3 \frac{\Delta_i}{S_i} + \frac{4\psi}{B_{63}} \cdot \sum_{i=1}^3 \Delta_i \quad (5.10)$$

$$L_{\text{общ}} = \lg \left(\frac{794328234,7 \cdot 1 \cdot 1}{76,93} + \frac{794328234,7 \cdot 1 \cdot 1}{537,33} + \frac{794328234,7 \cdot 1 \cdot 1}{1413} \right) + \frac{4 \cdot 0,51}{75,6} \cdot$$

$$2382984704,173 = 78,846 \text{ дБ}$$

Сонан соң 5.2.5-кесте бойынша 63 Гц жиілігі үшін $L_{доп} = 78,746$ дБ мәнін аламыз.

Ең соңғы қылып келесі есептеуді жүргіземіз:

$$\Delta L_{ТР} = L_{общ} - L_{доп} = 78,846 - 83 = -4,154 \text{ дБ} \quad (5.11)$$

5.2.6-кесте-Октавалық жолақтың ортагеометриялық жиіліктің әр мәніне сәйкес есептеулер

№	Шама	Өлшем бірлік	Октавалық жолақтардың ортагеометриялық жиіліктері, Гц		
			63	125	250
1	L_{p1}	дБ	89	101	100
2	${}^{0,1}L_{p_i}$		794328234,7	12589254118	$1 \cdot 10^9$
3	S_1	кв.м	76.93	76.93	76.93
4	S_2	кв.м	537.33	537.33	537.33
5	S_3	кв.м	1413	1413	1413
6	$\frac{\Delta_i}{S_1}$		10325337.77	163645575.43	129988301.05
7	$\frac{\Delta_i}{S_2}$		1478280.645	23429169.309	18610450.699
8	$\frac{\Delta_i}{S_3}$		562157.279	8909592.44	7077140.835
9	$\sum \frac{\Delta_i}{S_i}$		12365775.695	195984337.18	155675892.587
10	B_{1000}		151.2	151.2	151.2
11	μ		0.5	0.5	0.55
12	$B_i = B_{1000} \cdot \mu$		75.6	75.6	83.16
13	$\frac{4\psi}{B_i}$		0.027	0.027	0.025
14	$\sum \Delta_i$		2382984704.173	37767762353.825	$3 \cdot 10^{10}$
15	$\frac{4\psi}{B} \cdot \sum_{i=1}^3 \Delta_i$		64302761.859	1019130095.26	735930735.93
16	$\sum_{i=1}^3 \frac{\Delta_i}{S_i} + \frac{4\psi}{B_{63}} \cdot \sum_{i=1}^3 \Delta_i$		76668537.553	1215114432.443	891606628.517
17	$L_{общ} = 10 * lg$	дБ	78.846	90.846	89.502
18	$L_{доп}$	дБ	83	74	68

5.3 Шуылды төмендету шаралары

8x3x6м өлшемдері бар қабырғаны (терезе және есікпен) дірілқабырғалар залының бақылау кабинасының жабылуын жобалау керек.

Керең қабырғасының $S_1=48 \text{ м}^2$

Керең қабырғасының $S_2=18 \text{ м}^2$

Есік ауданы $S_3=2,52 \text{ м}^2$,

Терезенікі $S_4=1,68 \text{ м}^2$. Барлық дірілқабырғалардан шашырайтын дыбыс қуатының қосынды деңгейі $L_{рсум}$ 5.3.1 -кестеде келтірілген.

5.3.1–кесте. Барлық діріл қабырғалардан шашырайтын дыбыс қуатының қосынды деңгейі

Октавалық жолақтардың ортагеометриялық жиіліктері, Гц	63	125	250
$L_{\text{общ}}$	78,846	90,846	89,502
$L_{\text{доп}}$	83	74	68

Бақылау кабелінің әрбір элементінің керекті дыбыс оңашалаушы қабілетін 2.8 [11] формуласы бойынша есептейміз:

$$R_{\text{тр}} = L_{\text{ш}} - 10\lg B_{\text{и}} + 10\lg S_i - L_{\text{доп}} + 10\lg n \quad (5.12)$$

мұндағы, $L_{\text{ш}}$ – 2.5 [11] формуламен есептелген бөлменің шуылынан қорғалмаған дыбыстың қысымының октавалық деңгейі;

S_i - қоршаудың ауданы, м²

n -қоршаудың саны

$B_{\text{и}}$ – бөлменің шуылынан қорғау тұрақтысы, м²,

$$B_{\text{и}} = B_{\text{и}1000} \cdot \mu \quad (5.13)$$

$V=8 \cdot 3 \cdot 6=144$ м³ көлемі бар бақылау кабинасы үшін

$B_{\text{и}1000} = V/10 = 144/10=14.4$ м²; $B_{\text{и}} = 14.4 \cdot 0,8=11.52$ м²

5.3.2–кесте. Жиіліктік көбейткіштің μ мәндері

Бөлменің көлемі, м ³		Октавалық жолдардағы ортагеометриялық жиіліктер, Гц		
		63	125	250
$V=144$	μ	0,65	0,62	0,64

$$R_{\text{тр}1} = 78,846 - 10\lg 11,52 + 10\lg 48 - 83 + 10\lg 3 = 6,815 \text{ дБ}$$

$$R_{\text{тр}2} = 78,846 - 10\lg 11,52 + 10\lg 18 - 83 + 10\lg 3 = 2,555 \text{ дБ}$$

$$R_{\text{тр}3} = 78,846 - 10\lg 11,52 + 10\lg 2,52 - 83 + 10\lg 3 = -5,983 \text{ дБ}$$

$$R_{\text{тр}4} = 78,846 - 10\lg 11,52 + 10\lg 1,68 - 83 + 10\lg 3 = -7,744 \text{ дБ}$$

5.3.3–кесте Акустикалық есептеулердің нәтижелері

	Шама	Өлшем бірлік	Ортагиометриялық жиілік, Гц		
			63	125	250
1	$B_{и1000}$	кв.м	14,4	14,4	14,4
2	μ		0,8	0,75	0,7
3	$B_{и} = B_{и1000} \cdot \mu$		11,52	10,8	10,08
4	$L_{общ}$	дБ	78,846	90,846	89,502
5	$L_{доп}$	дБ	83	74	68
6	$10lgn$		4,771	4,771	4,771
7	$10lgB$		10,615	10,334	10,035

5.3.3–кесте жалғасы

	Шама	Өлшем бірлік	Ортагиометриялық жиілік, Гц		
			63	125	250
8	$10lgS_1$		16,812	16,812	16,812
9	$10lgS_2$		12,553	12,553	12,553
10	$10lgS_3$		4,014	4,014	4,014
11	$10lgS_4$		2,253	2,253	2,253
12	$R_{тр1}$	дБ	6,815	28,095	33,051
13	$R_{тр2}$	дБ	2,555	23,836	28,791
14	$R_{тр3}$	дБ	-5,983	15,297	20,253
15	$R_{тр4}$	дБ	-7,744	13,563	18,492

Жүргізілген есептеулер бойынша дыбыс оқшаулау үшін қажетті конструкцияны таңдап аламыз. Өндірістік қондырғының дыбыс шуын азайту үшін келесі жағдайларды қарастырамыз.

S_1 және S_2 қабырғалары үшін кірпіштік қалақты қолданамыз, екі жағынан сыбалған, кірпіш қалыңдығы 1/2, орташа тығыздығы 220 кг/м^3 . Есік (S_3) ДБ-8 маркалы қалқан тәрізді қалыңдығы 40 мм, екі жағынан қалыңдығы 4 мм фанерамен қапталған және арасында нығыздағыш резинасы бар. Терезе – екі айналы, қалыңдығы 4 мм және арасындағы ауа 200 мм, нығыздағыш резинасы бар. Бақылау камерасын осы материалдардан жасалған конструкциямен қаптайтын болсақ, толықтай шудан оқшаулайды.

6 Экономикалық бөлім

6.1 Өндіріс орнының бизнес – жобасы

Берілген бизнес – жоба Алматы қаласында жылулық сорғы станциясын құруға негіделген. Жобада алты НТ-9000 маркалы жылулық сорғысын орнату ұсынылуда.

Станция 2-АЖЭО ішінде орналастыру көзделуде, қаладан 5 км қашықтықта батыс жағында өндіріс аймағында орналасқан.

Жобада турбинаның айналымдық су жылуын, жылулық сорғы арқылы жылуын арттырып өзіндік қажеттілікке жұмсау. Қажет жағдайларда алынған жылуды басқа қажеттіліктерге қолдануға болады.

Жобаның экономикалық мақсаты

Жылулық сорғы – төмен потенциалды жылу көзінің температурасын аз электр энергиясын жұмсау арқылы бірнеше есе артырып беруші қондырғы. Ол жылуды ыстық сумен қамтамасыз етуге, жылулық желіге немесе өндірісте қолдануға болады. Біздің жағдайда турбинада жұмыс атқарған бу конденсаторға кіреді, онда өзінің жылуын айналымдық суға беру арқылы салқындайды. Айналымдық су градирняға барып жылуын ауаға береіп салқындап қайта конденсаторға келеді. Айналымдық су градирняда өзінің белгілі бір мөлшерін жоғалтады (10-15% жуық). Қарап тұрсақ бұл өзіміз өндірген жылуды еш бір пайдасыз ауаға шығындап жатырмыз.

Бұл жылу төмен потенциалды жылу көзіне жатады. Конденсатордан шыққан айналымдық су температурасы 24°C жылулық сорғы арқылы оның температурасын 50-55°C дейін көтеруге болады. Ал бұл жылуды конденсатордан шыққан конденсаттың өзін қайта жылытуға қолдандым. Конденсаттың жылулық сорғыға кірердегі температурасы 26°C шыққандағы температурасы 50-55°C. Жылулық сорғыдан шыққан конденсатты ТҚҚ-1 сатысынан кейінгі ағымға қосамыз. Қазандыққа қайта келетін конденсаттың температурасы артады (шамамен 10-20°C).

6.2 2-АЖЭО шығындарын анықтау

Есептеу үшін бастапқы берілгендер ретінде электр және жылу энергияларының жылдық өндіру көлемдері және 1 кВт-сағ электр энергиясы мен 1 Гкал жылу энергиясын өндіруге жұмсалатын шартты отынның меншікті шығысы, отын түрі, оның жылу шығару қабілеті (ккал/кг көмір үшін және теңге/м газ үшін), отынның бағасы (теңге/т.о.т. көмір үшін және теңге/м³ газ үшін), қатты отынның шығарылу көзінен стансаға дейінгі тасымалданатын ара қашықтығын аламыз.[15]

ЖЭО-2 жылдық көрсеткіштері, электр энергиясы 510 МВт, жылу энергиясын 1176 Гкал/сағ. [1]

$$\mathcal{E}_{\text{өнд}}=510\ 000\ \text{кВт}\cdot 6000\ \text{сағ}=3060\ \text{млн.кВт}\cdot\text{сағ}$$

$$Q_{\text{өнд}} = 1176 \text{ Гкал/сағ} \cdot 5600 \text{ сағ} = 6585,6 \text{ мың Гкал}$$

6.2.1-кесте. Есептеуге қажетті бастапқы мәліметтер

$\mathcal{E}_{\text{өнд}}$ млн.кВт*сағ	$Q_{\text{өнд}}$ мың Гкал	отын	$Q_{\text{б}}$ ккал/кг(м ³)	$B_{\text{отын}}$ теңге/т.о.т кг	R, км
3060	6585,6	көмір	5710	1800	1200

Бір кВт-сағ өндіруге жұмсалатын отынның меншікті шығысын 260-280 ш.о.г/кВт-сағ көлемінде деп қабылдайды; ал бір Гкал жылу энергиясына жұмсалған отынның меншікті шығысы 200-210 ш.о.кг/Гкал.

Қатты отынның тасымалдану құнының шамасы 1,8-2,0 теңге/т-км.[15]

ЖЭО-ның жылдық энергия жіберуін анықтау

Электр стансасының жұмысы кезінде өндірілетін энергияның бір бөлігі стансаның өзіндік мұқтажына жұмсалады. Электр энергиясының бұл шығысы қондырғының типіне және оның бірлік қуатына, қолданатын отын түріне, негізгі және көмекші қондырғылардың техникалық жетілу дәрежелеріне және стансада техника мен қаржы саясатын дұрыс жүргізуге байланысты болады. Стансаның өзіндік мұқтажына жұмсалатын электр энергиясының шығысы - 6 дан 16%-ға дейін.

Есептерде өзіндік мұқтаждыққа жұмсалатын электр энергиясының шығынын - 7- 9% ($\mathcal{E}_{\text{ө.м.}}$), ал жылу энергиясына - 0,5- 1% ($Q_{\text{ө.м.}}$) деп қабылдау керек.

Электр және жылу энергияларының жылдық жіберулері келесі кейіптемелермен анықталады:[15]

$$\mathcal{E}_{\text{жіб}} = \mathcal{E}_{\text{өнд}} (1 - \mathcal{E}_{\text{ө.м.}}), \text{ млн. кВт} \quad (6.1)$$

$$\mathcal{E}_{\text{жіб}} = 3060 \cdot (1 - 0,08) = 2815,2, \text{ млн. кВт},$$

$$Q_{\text{жіб}} = Q_{\text{өнд}} (1 - Q_{\text{ө.м.}}), \text{ мың Гкал}, \quad (6.2)$$

$$Q_{\text{жіб}} = 6585,6 \cdot (1 - 0,007) = 6539,5, \text{ мың Гкал},$$

Отынға жұмсалатын шығынды анықтау.

Электр және жылу энергияларын өндіруге жұмсалатын жылдық отын шығыны:

$$B_{\text{э}} = \mathcal{E}_{\text{өнд}} * b_{\text{э}}, \text{ мың ш.о.т.} \quad (6.3)$$

$$B_{\text{э}} = 3060 \cdot 270 = 826,2, \text{ мың ш.о.т.}$$

$$B_{\text{ж}} = Q_{\text{өнд}} * b_{\text{ж}}, \text{ мың ш.о.т.} \quad (6.4)$$

$$B_{\text{ж}} = 6585,6 \cdot 205 = 1350,048 \text{ мың ш.о.т.}$$

ЖЭО-ның жалпы отын шығыны:

$$B_{\text{ш}} = B_{\text{э}} + B_{\text{ж,мың ш.о.т.}} \quad (6.5)$$

$$B_{\text{ш}} = 826,2 + 1350,048 = 2176,248, \text{ мың ш.о.т.}$$

Отынға және оның тасымалына жұмсалатын шығындар табиғи отын бойынша анықталса, онда отынның шығысы бойынша анықталған шамаларды табиғи отынға айналдыру керек.

Табиғи отынның шығысы келесі түрде болады:

$$B_{\text{т}} = B_{\text{ш}} : K_{\text{а}} \text{ мың т.о.т.} \quad (6.6)$$

$$B_{\text{т}} = 2176,248 : 0,8 = 2720,31 \text{ мың т.о.т.}$$

$K_{\text{а}}$ - шартты отынды табиғи отынға аудару еселеуіші шартты және табиғи отынның жылу шығару қабілетінің қатынасынан шығады, $Q_{\text{шо}} = 7000$ ккал/кг

$$\text{яғни } K_{\text{а}} = Q_{\text{шо}} / Q_{\text{б}} = 5710 / 7000 = 0,8$$

Қатты отынның бір т.о. тоннасын тасымалдауға жұмсалатын шығындар:

$$B_{\text{тасым}} = R \cdot (1,8 - 2,0) = 1200 \cdot (1,9) = 2280, \text{ теңге/т.о.т.} \quad (6.7)$$

Отынға жұмсалатын шығын құраушысы төмендегі кейіптемемен табылады:

$$Ш_{\text{отын}} = B_{\text{т}} \cdot (B_{\text{отын}} + B_{\text{тасым}}) = 2720,31 \cdot (1800 + 2280) = 11098,865 \text{ млн.теңге} \quad (6.8)$$

Суға жұмсалатын шығындарды есептеу.

ЖЭО-да су шығыр шықтандырғыштарында буды салқындатуға, жылумен қамдау жүйелерін толықтыруға, генераторлар мен трансформаторлардың салқындатылуына, күлді тазалауға және т.б. шығындалады. Стансалардың сумен қамдау жүйесіне (тікелей, айналмалы) сәйкесті су шығындарының шамалары да әртүрлі болады. Мысал ретінде Қазақстандағы стансалардың біріндегі суға кететін шығынның көлемі 1,4-1,6 теңге/ кВт-сағ аралығында екен. Күрделі есептер үшін сумен қамдаудағы шығындар келесідегідей табылады:

$$Ш_{\text{с}} = \text{Э}_{\text{өнд}} \cdot (1,4 - 1,6) = 3060 \cdot 1,6 = 4896 \text{ млн.теңге.} \quad (6.9)$$

Еңбекақы шығындарын есептеу.

Өндірісте және қызмет көрсететін ЖЭО-ының өнеркәсіптік-өндірістік персоналға (ӨӨП) жұмсалатын еңбекақыларды анықтау үшін оның санын

білу қажет. ӨӨП-лар - пайдалану, жөндеу және әкімшілік-басқару деп жіктеледі. Олардың саны негізінен негізгі энергетикалық қондырғының қуаты мен санына, қолданатын отын түріне, жөндеу жүргізу тәсілдеріне тәуелді болады.

ӨӨП санын электр стансасында 1 МВт орнатылған электр қуатына қанша адам саны кететінін көрсететін штаттық еселеуіш арқылы анықтауға болады. Стансаның орнатылған электр қуатын осы қуатты пайдаланудың максималды сағат саны және электр энергиясын жылдық өндіру шамасы арқылы анықтауға болады, яғни

$$N_{\text{орн}} = \frac{\Delta_{\text{өнд}}}{T_{\text{м}}} = 3060/5500=556, \quad \text{МВт} \quad (6.10)$$

Орнатылған қуатты пайдаланудың максималды сағат саны $T_{\text{м}}$ -ді есепте 5500 сағат деп аламыз.[15] ЖЭО жылу энергиясын - жалпы тұрғын үй және қоғамдық құрылыс аймағын жылуландыру және ыстық сумен қамтамасыз етуге жібереді.

Қазақстанның кейбір стансаларындағы жұмысшылардың саны туралы әдеби және іс-жүзіндегі мәліметтер бойынша штаттық еселеуіштің орташа мәндерін алуға болады ($K_{\text{ш}}$); орнатылған қуаты 400 МВт-тан жоғары ЖЭО үшін - 1,2-1,4 адам/МВт, қуаты 400 МВт-тан аз болса - 1,5-1,8 адам/МВт. [1]

Стансаның қызметкерлер саны төмендегідей анықталады:

$$ҚС = K_{\text{ш}} \cdot K_{\text{орн}} = 1.2 \cdot 556 = 667, \quad \text{адам.} \quad (6.11)$$

Еңбекақының қосынды қорына кіретіндер:

- негізгі еңбекақы ($Ш_{\text{неа}}$), оған энергияны өндірудің технологиялық үрдісте айналысатын жұмысшылардың еңбекақысы кіреді, сонымен қатар жұмыс істелген уақытпен байланысты (тарифтік мөлшерлемелер және міндетті айлық ақылар, еңбекақы қорынан алынатын жұмысшылардың сыйақылары, мерекелік күндер мен түнгі уақыттағы жұмыс үшін төленетін қосымша төлемдер және т.б.) ақылар да кіреді.

- қосымша еңбекақыға ($Ш_{\text{кеа}}$) жұмыс уақытына байланысты емес (кезекті, қосымша және оқуға байланысты демалыстарға және мемлекеттік міндеттерді орындауға байланысты төлемдер және т.б.) төлемдер кіреді.

Еңбекақының қосынды қорын анықтайтын кейіптеме мынаған тең:

$$Ш_{\text{еа}} = Ш_{\text{неа}} + Ш_{\text{кеа}}, \quad \text{млн. теңге.} \quad (6.12)$$

Орташа жылдық негізгі еңбекақының шамасы $Ш_{\text{еа}}$ бір қызметкерге 1,2÷1,5 млн теңге деп қабылданады[1].

$$Ш_{\text{неа}} = ҚС \cdot 1,4 = 667 \cdot 1,4 = 933,8 \quad \text{млн. теңге}$$

$Ш_{\text{кеа}}$ шамасы $Ш_{\text{неа}}$ шамасының 10-15 % мөлшеріне тең деп алынады.

$Ш_{кеа} = Ш_{неа} \cdot 0,14 = 933,8 \cdot 0,14 = 130,32$ млн. теңге
Нәтижесінде, еңбек ақының қосынды фонды құрайды;

$$Ш_{са}=(Ш_{неа} + Ш_{кеа})= 933,8 + 130,32 = 1064 \text{ млн.теңге}$$

6.3 Амортизациялық аударылымдарды есептеу

Амортизациялық аударылымдар жабдықтардың табиғи және моральдық тозуын қаржылай орнын толтыру екені белгілі және күрделі жөндеу жүргізу мен тозған жабдықтардың орнына жаңа жабдықтар алуға (реновация) жұмсалады. Амортизациялық аударылымдар стансаның қосынды капиталдық салымдар шамасынан (әдетте әдебиеттерде аталатын: негізгі өндірістік қорлар, мекемелердің негізгі активтері, негізгі капитал) пайызбен алынады. Әрбір жабдыққа жұмыс уақытына және өндірістік үрдістегі өндірістік қорлардың тағайындалуына байланысты амортизациялаудың өз нормалары белгіленген. Амортизацияның шектік нормалары ҚР Президентінің №2235 24.04.95 ж., заң күшіне ие Қаулысына байланысты белгіленеді, амортизация нормаларын одан жоғары қолдануға болмайды.[2]

Негізгі өндірістік қорлар (капиталдық салымдар) бағасын анықтау үшін алдын ала есептеулер жүргізгенде ТМД елдері мен шет елдерде меншікті капитал салымдары көрсеткіші $K_{менш}$ кеңінен қолданылады. Оның мәні тіпті бір типті стансалар ішінде блоктарының қуатына, олардың санына, пайдаланылатын отынның түріне және экологиялық талаптарға байланысты кең ауқымда жатады. Осы қуаттары диапазонына жататын стансалар үшін; 800 МВт, $K_{менш}=1200$ \$/кВт; 200 МВт, $K_{менш}=1600$ \$/кВт сәйкес үлесте қабылданады. АҚШ долларының бағасын есептеуде 340 теңге деп қабылдау керек:[1] ал бідің ЖЭО қуаты 510 МВт $K_{менш}=1400$ \$/кВт

$$K = K_{менш} \cdot N_{орн} = 1400 \cdot 340 \cdot 556 \cdot 0,7 = 185259,2 \text{ млн. теңге.} \quad (6.13)$$

Орташа есеппен блоктардың және стансаның жалпы қуатына, пайдаланылатын отын түріне байланысты амортизациялау нормасы 4 - 8 % аралығында болады. Жалпылама есептеулер жүргізу үшін амортизациялық аударылымдар нормаларын K шамасының 4,5% мөлшерінде қабылдау керек:

$$Ш_{а} = 0,045 \cdot K = 0,045 \cdot 185259,2 = 8336,664 \text{ млн. теңге.} \quad (6.14)$$

Ағымдағы жөндеу шығындарын есептеу

Бұл шығын құраушысына өндірістік жабдықтарға ағымдағы жөндеу жүргізуге кететін шығындардан басқа техникалық қарап шығуға және жұмыс кезіндегі жабдықтарды жұмысқа қабілетті күйінде ұстап тұруға (сүрту және майлау материалдары) кететін шығындар жатады және мына шамада

анықталады:

$$\text{Шж} = 0,25 \cdot \text{Ша} = 0,25 \cdot 8336,664 = 2084,166, \text{ млн. теңге.} \quad (6.15)$$

Жұмыс істеп тұрған ЖЭО үшін амортизациялық аударымдар көлемінен 25 % жөндеу жұмыстарына алып қалады, себебі қондырғылардың тозуы жиі жөндеу жұмыстырын жүргізуді талап етеді.

Шығарындыларға төлемдерді есептеу.

Зиянды заттарды шығаруға төленетін ақы мөлшері шығарындылар көлеміне байланысты. Олар өз кезегінде жағылатын отын түріне (көмір, газ, мазут), оның мөлшеріне және зиянды заттарды ұстау тәсіліне (электрлік фильтрлер, эмульгаторлар) байланысты болады. Біздің жағдайда, бұл құраушыны жұмыс істеп тұрған стансалармен салыстыра отырып, ұқсастық әдісімен анықтаған жөн. Қарағанды көмірін жаққан кездегі шығарындыларға төлем мөлшері бір табиғи отын тоннасы үшін 200-250 теңге/ т.о.т шегінде болатыны анықталған [1], онда

$$\text{Шшығ} = (200 - 250) \cdot \text{Вт} = 225 \cdot 2720,31 = 612,069, \text{ млн. теңге.} \quad (6.16)$$

Жалпы стансалық және цехтық шығындарды есептеу.

Бұл құраушы әкімшілік-басқармалық шығындарды (еңбекақы, кеңселік шығындар, іс сапарлық шығындар), жалпы өндірістік (ұстап тұру, амортизация, жалпы стансалық құралдарды ағымдағы жөндеу, сынақтар, зерттеулер, ұтымды пайдалану және еңбекті қорғау), мақсатты шығындарға аударылымдар (техникалық насихаттау, өзінен жоғарғы тұрған мекемелерді ұстап тұру), цехтарға қызмет көрсету және оларды басқару (цехты басқару еңбекақысы, амортизация және ғимараттарды ұстап тұру мен ағымдағы жөндеу шығындары, еңбекті қорғауға кететін шығындар).

Ауқымды есептеулер үшін мына кейіптемені пайдалануға болады:

$$\text{Шжалпы} = (0,2)(\text{Ша} + \text{Шаа} + \text{Шж}), \text{ млн. теңге.} \quad (6.17)$$

$$\text{Шжалпы} = 0,2 \cdot (8336,664 + 2096,426 + 1064) = 11497,09, \text{ млн. теңге.}$$

6.4 Энергия жіберудің өзіндік құнын есептеу

ЖЭО-ның электр және жылу энергияны өндіруіне байланысты шығындарды осы құраушылар бойынша бөлу қажет. Бұл шығындарды бөліп тарату еселеуіштері бойынша жүргізіледі:

$$K_6 = \frac{B_э}{B_{\text{III}}} = \frac{826,2}{2720,31} = 0,3 \quad (6.18)$$

Ол электр энергиясын жіберуге отынның қанша мөлшері (бірлік үлеспен немесе %-бен) шығындалғанын көрсетеді, ал айырмасы $(1-K_6)$ - жылу энергиясына кеткен отын шығынының үлесін көрсетеді. Есептеуді

табиғи немесе шартты отында жүргізу керек.

Одан кейін жіберілетін энергия түріне байланысты алынған еселеуіштерге ұқсас әрбір құраушыға кеткен шығынды бөліп, нәтижелерді 2-кестеге енгізу қажет.

6.4.1-кесте. Электр және жылу энергиясын өндіруге кететін шығындар құраушылары

Шығындар құраушылары	Ш, жалпы, млн.тг	Ш _э ,эл.энерг млн.тг	Ш _ж ,жылу, млн.тг
Отын, Ш _{отын}	11098,865	3692,36	5538,55
Су, Ш _с	4896	2269,2	3404,65
Еңбек ақы қоры, Ш _{еа}	1064	622,28	933,418
Амортизациялық аударымдар, Ш _а	8336,664	4871,25	7306,878
Жөндеу, Ш _ж	2096,426	1217,81	1826,719
Жалпы стансалық, Ш _{жс}	11497,09	1342,267	2013,4
Шығарындыларға төлемдер,	612,069	238,73	358,09
Барлық шығындар	39601,12	11880,333	27720,787

Электр энергиясын жіберудің өзіндік құны төмендегідей анықталады (6.4.1 кестенің үшінші бағанының алымы);

$$S_{\text{Э}} = (\text{Ш}_{\text{отын}} + \text{Ш}_{\text{с}} + \text{Ш}_{\text{еа}} + \text{Ш}_{\text{а}} + \text{Ш}_{\text{ж}} + \text{Ш}_{\text{жс}} + \text{Ш}_{\text{шығ}}) / \text{Э}_{\text{жіб}} \text{ теңге/кВт сағ. (6.19)}$$

$$S_{\text{Э}} = 11880,333 / 2815 = 4,220, \text{ теңге/кВт сағ.}$$

Жылу энергиясын жіберудің өзіндік құны төмендегідей анықталады (6.4.1 кестенің төртінші бағанының алымы);

$$S_{\text{ж}} = (\text{Ш}_{\text{отын}} + \text{Ш}_{\text{с}} + \text{Ш}_{\text{еа}} + \text{Ш}_{\text{а}} + \text{Ш}_{\text{ж}} + \text{Ш}_{\text{жс}} + \text{Ш}_{\text{шығ}}) / Q_{\text{жіб}}, \text{ теңге/Гкал. (6.20)}$$

$$S_{\text{ж}} = 27720,787 / 6539,5 = 4238,976, \text{ теңге/Гкал.}$$

6.5 Жылулық сорғыны орнату үшін кететін шығындар

Жалпы жылулық сорғыны орнатуға кететін шығындар.

$$\text{Ш}_{\text{ж}} = \text{Ш}_{\text{жс}} + \text{Ш}_{\text{ққ}} + \text{Ш}_{\text{ғқ}} + \text{Ш}_{\text{еа}} + \text{Ш}_{\text{э}} + \text{Ш}_{\text{қос}}, \text{ млн тг (6.21)}$$

Ш_{жс} – жылулық сорғыларға кететін шығын (ЖС бағасы)

Ш_{ққ} – қосалқы қондырғыларға кететін шығын

Ш_{ғқ} – ғимарат құрылысына кететін шығын

$Ш_{ea}$ – жұмысшылардың еңбек ақысына кететін шығын

$Ш_э$ – электр энергиясына кететін шығын

$Ш_{қос}$ – қосымша шығындар

ЗАО “Энергия” (РФ) фирмасының қондырғыларының баға парақшасына сәйкес НТ-9000 маркалы жылулық сорғының бағасын анықтаймыз 10000 мың. руб, жылулық сорғылар саны 6, сонда 60000 мың. руб. [18]

Курс бағасын 1 руб – 6 тг деп аламыз, сонда жылулық сорғылардың бағасы 360 млн.тг [19]

Қосалқы қондырғыларға кететін шығын, жылу алмастырғыш аппараттар манометр, құбырлар, басқару қондырғылары және т.б.[18]

$$Ш_{кк}=65 \text{ млн.тг}$$

Әр бір қондырғыны орату және оған құрылыс орның дайында қондырғының бағасының 30-40% алады.[18]

$$Ш_{ғк}=0,3Ш_{жс}=0,3\cdot 360=108 \text{ млн тг}$$

Еңбек ақы шығыны, орташа жылдық негізгі еңбекақының шамасы $Ш_{ea}$ бір қызметкерге 1,2÷1,5 млн теңге деп қабылданады[1]. Бізде 3 қызметші бар сонда

$$Ш_{ea}=3\cdot 1,2=3,6 \text{ млн тг}$$

Электр энергиясына кететін шығын

$$Ш_э = N_{жс}nB_{ээ}, \text{ млн тг} \quad (6.22)$$

мұнда $N_{жс}=540$ кВт жылулық сорғының тұтынатын қуаты, $n=5500$ сағ жылулық сорғының жылдық жұмыс істеу сағаты, $B_{ээ}=17,15$ тг/кВт*сағ;

$$Ш_э = 540 \cdot 5500 \cdot 17,15 = 51.975 \text{ млн тг}$$

Қосымша шығындар осы шығындардың 3-5% алады

$$\begin{aligned} Ш_{қос} &= (Ш_{жс} + Ш_{ққ} + Ш_{ғк} + Ш_{ea} + Ш_э)0,05 = \\ &= (360 + 65 + 108 + 3,6 + 51,975) \cdot 0,05 = 29,428 \text{ млн тг} \end{aligned}$$

Жалпы жылулық сорғыны орнатып іске түсіру үшін кететін шығындар кететін шығындар.

$$\begin{aligned} Ш_{ж} &= Ш_{жс} + Ш_{ққ} + Ш_{ғк} + Ш_{ea} + Ш_э + Ш_{қос} = \\ &= 360 + 65 + 108 + 3,6 + 51,975 + 29,428 = 618,003 \text{ млн тг} \end{aligned}$$

Амортизациялық аударымдар кететін шығындар, жалпы станцияға кететін шығынның 8% құрайды.

$$\text{Шаа} = 0,8\text{Шж} = 0,08 \cdot 618,003 = 49,44\text{млн тг}$$

Ағымдық жөндеу жұмыстарына кететін шығын амортизациялық аударымның 15 % құрайды.

$$\text{Шжж} = 0,15\text{Шаа} = 49,44 \cdot 0,15 = 7,416 \text{ млн тг}$$

Жылулық сорғы станциясын пайдаланудығы шығында

$$\text{Шпш} = \text{Шаа} + \text{Шае} + \text{Шжж} + \text{Шэ} + \text{Шқ} = 141,843 \text{ млн тг}$$

6.6 ЖС станциясын салуды және пайдалануды экономикалық бағалау

ЖСС салуды және оны пайдалануды экономикалық бағалау шешім қабылдаудың бастапқы сатыларында әдетте бизнес-жоспар құрудың негізінде жүргізіледі, егер ол жақсы қорытындыларды көрсетсе, инвестициялық жоба жасалынады. Бұл ақша бағасының уақыт бойынша өзгерісін және жобаны іске асырудағы барлық кешенді шығындарды есепке алатын техника-экономикалық шешімдер қабылдауды бағалаудың қазіргі әдісі: ол бағалар мен келешектегі болатын тарифтік саясат, өнімді өткізу көлемі, жобаны іске асырудан болатын кіріс пен пайданы, несиені қайтаруға кететін пайда бөлігін, кәсіпорын несие алатын банктің пайыздық мөлшерлемесі, несие қайтару мерзімі.

Ірі энергетикалық нысандарды салу мен оны пайдалануды қаржылық-экономикалық бағалаудың қиындығы инвестициялардың бірнеше кезеңдермен түсуіне және жобаны іске асыруда нәтижелердің пайда болу ұзақтығына байланысты. Мұндай операциялардың ұзақтығы инвестицияларды бағалаудың белгісіздігіне және қателесу қаупіне әкеледі. Сондықтан практикада инвестициялық жобаларды бағалаудың жобаның қателік деңгейі минимумға жеткізілген әдістері қолданылады. Бұл әдістер таза келтірілген құнын (NVP), жобаның өтелу мерзімін (PP) анықтау, пайданың ішкі нормаларының есептеу (IRR), инвестицияның рентабелділігін есептеу (PI), инвестицияның бухгалтерлік рентабелділігін есептеу (ROI) болып табылады. Әрине практикада әрқашан инвестициялық жобаларды бағалаудың барлық 5 әдісі бірдей қолданыла бермейді. Сондықтан берілген жұмыста бастапқы 3 әдісі ғана қолданылады.

Мұндай стансияларды салу дамыған елдерде әдетте мемлекеттің үлкен қаржылық және құқықтық қолдауымен, оған стратегиялық нысандарды басқаруға мүмкіндік бере отырып жүргізіледі. Ал қаражаттың қалған бөлігі

жеңілдетілген несиелерді пайдаланылатын, көбінесе, акционерлік қоғамдардың құрылуымен жүзеге асады.

Есептеулерде ЖСС салу капиталының үлестік таратылуы (К) мынандай: 70% мемлекет салады және 30 % «АлЭС» АҚ қамтамасыз етеді. Бұл қаражат тек стансаның салынуына ғана кетеді, бірақ стансаның жұмыс істеуінің бірінші жылында пайдалану шығындарына да қаражат қажет. Пайдаланудың екінші және келесі жылдарындағы пайдалану шығындары электр және жылу энергияларының өзіндік құнына енгізілген, демек олардың тарифіне де кіреді. Мұнда 70% пайдалану шығындарын мемлекет, ал қалған 30%-ын «АлЭС» АҚ төлейді.

Жылулық сорғы станциясын салуға жалпы шығындар 618,003 млн тг оның 70% мемлекет қамтамасыз етеді, ал қалған 30% АҚ өз қаражатынан шығарады. [15]

$$K = 618,003 \cdot 0,3 = 185,4 \text{ млн тг}$$

$$\text{Шпш} = 141,843 \text{ млн тг}$$

Сонымен «АлЭС» АҚ банктен (10%) жеңілдетілген несие алатын инвестиция көлемі (I_0) ЖСС салуға толық капитал салымдарының 10%-ын және пайдаланудың қосынды шығындарының 30% -ын құрайды:

$$I_0 = 0,1 K + 0,3 \text{ Шпш, мың теңге.} \quad (6.23)$$

Инвестициялық жобаны бағалауды тек төрт көрсеткіш пайдаланатыны белгілі:

I_0 - бастапқы инвестициялар;

CF - несиені қайтаруға жіберілетін қаржы ағыны;

г - банктің несие бойынша пайыздық мөлшерлемесі (10%);

n - несиенің күнтізбелік жылы.

$$\begin{aligned} I_0 &= 0.1 * K + 0.3 * \text{Шпш}, = 0,1 \cdot 185,4 + 0,3 \cdot 141,843 \\ &= 61,0929 \text{ млн теңге} \end{aligned}$$

Инвестициялық жобаларды жасағанда және талдағанда ең қиыны пайданы есептеу және несиені қайтаруға жіберілетін қаржы ағынын CF есептеу болып табылады.

Біздің ЖЭО-ның электр және жылу энергиясын жіберу тарифінің рентабелділігі 30% делік, демек:

$$T_э = S_э \cdot 1,3 = 4,2 \cdot 1,3 = 5,46 \text{ теңге/кВт сағ;} \quad (6.24)$$

$$T_ж = S_ж \cdot 1,3 = 4238,976 \cdot 1,3 = 5510,66 \text{ теңге/Гкал.} \quad (6.25)$$

ЖЭО-ның электр және жылу энергиясын өткізуден түсетін кірісі мынаған тең:

$$\text{Кіріс} = T_{\text{э}} \cdot \text{Эжіб} + T_{\text{ж}} \cdot Q_{\text{жіб}} \text{ млн. теңге,} \quad (6.26)$$

$$\text{Кіріс} = 5,46 \cdot 2815,2 + 5510,66 \cdot 6539,5 = 36,052 \text{ млн. теңге,}$$

ал қосынды шығындар мына түрде анықталады:

$$\text{Ш} = S_{\text{э}} \cdot \text{Эжіб} + S_{\text{ж}} \cdot Q_{\text{жіб}} \text{ млн. теңге.} \quad (6.27)$$

$$\text{Ш} = 4,2 \cdot 2815,2 + 4238,976 \cdot 6539,5 = 27,733, \text{ млн. теңге.}$$

Олардың айырмасы пайданың мөлшерін береді:

$$\text{П} = \text{Кіріс} - \text{Ш} = 36,052 - 27,733 = 8,319 \text{ млн. теңге.} \quad (6.28)$$

Мөлшері 20 % тең табыс салығын төлегеннен кейін таза пайда шығады,

$$\text{ТП} = \text{П} \cdot (1 - 0,2) = 8,319 \cdot 0,7 = 5,82 \text{ млн. теңге} \quad (6.29)$$

бұл толығымен банкке несие қайтаруға кетеді, демек қаржылық ағынды CF-ті құрайды.

Таза келтірілген құнды NPV анықтау әдісі

Бұл инвестициялық жобаны жүзеге асыру нәтижесінде фирманың құны қаншаға көтеріле (немесе сол инвестициядан берілген мерзімде түсетін таза пайданы көрсетеді) алатындығын көрсететін инвестицияны анықтаудың әдісі және ол төмендегідей анықталады:

$$NPV = \frac{CF_1}{(1+r)^1} + \frac{CF_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0 = \sum_1^n \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0, \text{ млн тг} \quad (6.30)$$

Егер АҚ жылына 10%-бен алты жылға 25 млн тг сомада несие алса.

6.6.1-кесте-NPV есептеу

ЖЫЛ	CF	R ₁₀	PV ₁₀
0	-25	1	-25
1	5,82	0,909	5,29
2	5,82	0,826	4,807
3	5,82	0,751	4,37
4	5,82	0,683	3,975
5	5,82	0,62	3,627

6	5,82	0,56	3,25
NPV			+0,319

NPV есептеу PV-дің бірінші оң мәніне дейін жүргізіледі. Егер есептеу берілген мерзімде жылдар бойынша тиімсіз болса, онда жобаның стратегиясын қайта қарау керек - CF-ті (ақша ағымын) көбейту немесе r-i (пайызы) төмен банк табу керек.

Егер NPV=0 фирмаға қажет уақытты қанағаттандырса, онда жобаның нәтижесінде фирманың құны өседі, яғни жоба тиімді, оны қабылдау қажет.

Бұл әдістің кеңінен қолданылуы бастапқы шарттардың әртүрлі комбинацияларға барлық жағдайларда экономикалық ұтымды шешімдерді табуға мүмкіндік бере алатын тұрақтылығымен түсіндіріледі.

Пайданың ішкі нормаларын IRR есептеу әдісі

Пайданың ішкі нормасы инвестициялау мақсатына бағытталған қаржының өтелу деңгейін көрсетеді. Бұл r-дің қандай мәнінде NPV=0 болатын көрсетеді:

$$\sum_1^n \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0 \quad (6.30)$$

NPV=0 болған кездегі IRR- бұл жоба фирманың құнының өсуін қамтамасыз етпейді және оның төмендеуіне әкелмейді.

Бұл дисконттық еселеуіш $R = 1: (1+r)^n$ инвестицияларды жарамды және пайдасыз деп бөледі. IRR-ді инвестициялауға капиталды қандай бағаға алғанын және оны пайдаланғанда қандай таза пайда деңгейін алғысы келетінін (барьерлік еселеуіш) ескере отырып, фирма өзіне таңдайтын салымдардың өтелу деңгейімен салыстырады.

Егер АҚ жылына 15%-бен алты жылға 25 млн тг сомада несие алса.

6.6.2 –кесте-IRR есептеу

жыл	CF	R ₁₀	PV ₁₀	R ₁₅	PV ₁₅
0	-25	1	-25	1.0	-25
1	5,82	0,909	5,29	0,820	4,77
2	5,82	0,826	4,807	0,756	4,39
3	5,82	0,751	4,37	0,658	3,82
4	5,82	0,683	3,975	0,572	3,32
5	5,82	0,62	3,627	0,497	2,89
6	5,82	0,56	3,25	0,433	2,52
NPV			+0,319		-3,29

IRR шамасы төмендегі кейіптемемен анықталады:

$$IRR = r_1 + \frac{NPV_{r_1}}{NPV_{r_1} + NPV_{r_2}} \cdot (r_2 - r_1) \quad (6.31)$$

$$IRR = 10 + \frac{0,319}{0,319 + 3,29} \cdot (15 - 10) = 10.44$$

IRR жоба бойынша тәуекел деңгейінің индикаторы болады – IR қаншалықты фирмамен қабылданған барьерлік еселеуіштен көп болса, соншалықты жобаның беріктік қоры көп болады және соншалықты болашақтағы қаржылық түсімдерді бағалау кезіндегі қателіктер қорқынышты болмайды.

Инвестицияның өтелу мерзімін PP есептеу

Бұл әдіс бастапқы инвестициялардың сомасын өтеуге қажет уақытты анықтауға негізделген:

$$PP = \frac{I_0}{CF_n} = \frac{25}{5,82} = 4,29 \quad \text{жыл} \quad (6.32)$$

Өтелу мерзімі жуықтап алғанда 5 жыл

ҚОРЫТЫНДЫ

Бұл дипломдық жобада Алматы қаласының 2-ЖЭО-ның айналымдық сумен қамтамасыз ету жүйесін жаңғырту жобаланған. Жобада жылулық сорғы арқылы конденсатордан шыққан 5000 м^3 айналымдық судың жылуы арқылы (температурасы 24°C), қайта конденсаттың өзін жылыттым. Айналымдық судың көлемі 48000 м^3 –та судың беттік булануы шамамен 7200 м^3 болса, 10.4% азайды.

Жылулық сорғыда түрленген жылу арқылы ТҚҚ-1 сатысың орнын басуға болады. Жылулық сорғы айналымдық судан алынған 37170 кВт энергияны қайта конденсатқа береді, бұдан конденсаттың температурасы 55°C дейін көтеріледі, ал бұл жұмыс барысында отын шығынын азайтады.

Есептеу барысында жылулық сорғының нақты маркасы НТ-9000 анықталып және соған байланысты қосалқы қондырғылары таңдалды. Жылулық сорғы станциясының компоновкасы жасалынды.

Өміртіршілік қауіпсіздігі бөлімінде жылулық сорғы станциясының анализі жасалып, акустикалық есептеулер және шу әсерінен қорғануға байланысты есептеулер жүргізіліп, шудан қорғануға қажетті материалдар таңдалынды.

Экономикалық бөлімде жылулық сорғы станциясының бизнес–жобасы құрылды. Жобада жылулық сорғы станциясын құруға қажетті барлық шығындар анықталып, қондырғының өзіндік құнын өтеу мерзімі 5 жыл екені анықталды. Бұл жоба қондырғының өзінің құнын өтеу мерзімінің талабын қанағаттандырады.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. <http://www.ales.kz/ru>
2. <http://www.government.kz/>
3. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов. М.: Энергоатомиздат, 1987.
4. Неклепаев Б.Н., Крючков И.П. Электрическая часть электростанций и подстанций: Справочные материалы для курсового и дипломного проектирования. М.: Энергоатомиздат, 1989.
5. Кирсанов Ю.А., Ковальногов Н.Н., Назмеев Ю.Г., Теплообменные аппараты ТЭС. Книга 1-2. Справочник. М.: Издательский дом МЭИ, 2016.— 434 с.
6. Турбаев П.А. Тепловые насосы: Учеб. пособие: Изд-во им. В.Г. Шухова, 2009.-142 с.
7. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1984.
8. СНиП РК 2.04-03-2002 “Строительная теплотехника”.
9. Е.И. Янтовский, Л.А.Левин. Промышленные тепловые насосы. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128с.
10. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Изд. 10-е, пер.и доп. Л., Химия, 1987. – 576с.
11. Байзакова А.А, Санатова Т.С. Методические указания к выполнению расчетно-графических работ по охране труда. Алматы: АИЭС, 2005.
12. Безопасность жизнедеятельности. Защита от производственного шума. Методические указания к выполнению дипломного проекта, Алматы: АИЭС 1995г.
13. СНиП 11-12-77 Защита от шума. Москва 1978г.
14. Абдимуратов Ж.С., Дюсебаев М.К., Еңбекті қорғау және тіршілік қауіпсіздігінің негіздері. Дәрістер жинағы – Алматы: АЭЖБИ, 2007.-35б
15. Парамонов А. Б., Экономика энергетика. Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов по специальности 5В0717700 – Теплоэнергетика. – Алматы: АУЭС, 2017. -19с.
16. Ниязбекова Р.Қ., Кәсіпорын экономикасы. - Алматы: Экономика, 2008 - 792 б.
17. Самсонов В.С., Вяткин М.А. Экономика предприятий энергетического комплекса. М.: Высш школа, 2003.
18. <http://teplo.in>

19.<https://www.valuta.kz>