

ҒЫЛЫМИ ЖЕТЕКШІНІҢ ПІКІРІ

бойынша «Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру»

Ауесханов Ислам Нурбекович

6B07101 – «Энергетика»

Тақырып: «Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру»
тақырыбындағы дипломдық жобасына пікірі

Дипломдық жұмыс жылу алмастырғыштардың жұмыс тиімділігін арттыру және энергия үнемдеу мәселесін шешуге бағытталған өзекті әрі практикалық маңызы бар зерттеу болып табылады.

Жұмыстың жақсы жақтары (артықшылықтары):

- Энергия тиімділігін арттыру қазіргі өндірістік процестер мен экологиялық талаптар үшін аса маңызды, сондықтан жылу алмастырғыштардың жылу беруді оңтайландыру мәселесі өзекті.
- Жоба жүйелі түрде құрылып, жылу алмастырғыштардың негізгі түрлері мен олардың жылу беруді жақсарту әдістері жан-жақты қарастырылған.
- Жұмыста жылу алмастырғыштардың конструкциялық ерекшеліктерін өзгерту арқылы жылу беруді арттыруға бағытталған нақты ұсыныстар берілген.

Кемшіліктер мен жетілдіру қажет тұстары:

- Жылу алмастырғыштардың оңтайландыру параметрлерін дәлелдеу үшін нақты эксперименттік деректер мен сандық модельдеу нәтижелері жеткіліксіз. Бұл жұмыс сапасын арттыру үшін толықтырылуы тиіс.
- Теориялық негіздер мен практикалық ұсыныстар арасындағы байланысты күшейту керек.

Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыруға арналған бұл жұмыс өзекті және құнды зерттеу болып табылады. Алайда, зерттеуді әрі қарай тереңдету үшін тәжірибелік мәліметтер мен экономикалық талдауды қосу қажет. Бұл жұмыстың қорытындысы энергетикалық тиімділікті арттыруға нақты үлес қосады деп сенемін.

Жұмыс өте тиянақты түрде жазылған, әрбір бөлімде мәліметтер мен мысалдар келтірілген. Бұл жұмыс жоғары деңгейде дұрыс қарастырылып, есептіктер жүргізілген.

Жұмыс өте тиянақты түрде жазылған, әрбір бөлімде мәліметтер мен мысалдар келтірілген. Бұл жұмыс жоғары деңгейде дұрыс қарастырылып, есептіктер жүргізілген.

Ауесханов Ислам Нурбекович өзінің игерген білімділігі және талаптылығымен дипломдық жобасын өзі ұйымдастырып, іс жүзінде теориялық және қолданбалық маңызды жетістіктеріне ие болды. 6B07101 - «Энергетика» мамандығы бойынша техника және технологиялар бакалавр дәрежесіне лайықты деп санаймын, ал дипломдық жұмысы өте жақсы 96% (А) бағалауға болады деп санаймын.

Ғылыми жетекші:

Қауымдастырылған профессор А.И.Бегимтаев

«__» мамыр 2025 ж.

СЫН - ПІКІРІ

бойынша «Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру»

Ауесханов Ислам Нурбекович

6B07101 – «Энергетика»

Тақырып бойынша: «Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру»

Орындалды:

- а) Графикалық бөлім 4 парақтарда
б) түсіндірме жазба 12 беттерінде

ЖҰМЫСҚА ЕСКЕРТУЛЕР

Бұл дипломдық жұмыс жылу алмастырғыштардың тиімділігін арттыру және энергия үнемдеу мәселелерін қарастырады, бұл өнеркәсіптік процестерде өте өзекті және қажетті бағыт.

Жұмыстың оң жақтары:

- Энергия ресурстарын үнемдеу және жылу алмастырғыштардың жұмыс тиімділігін арттыру бүгінгі күннің басты міндеттерінің бірі. Бұл тақырып экономикалық және экологиялық тұрғыдан маңызды;
- Жылу беруді оңтайландыруға қатысты факторлар мен параметрлер жүйелі түрде қарастырылған, бұл жалпы мәселені жан-жақты зерттеуге мүмкіндік береді;
- Зерттеуде жылу алмастырғыштардың конструкциясы мен жұмыс режимдерін жетілдіру бойынша нақты техникалық ұсыныстар берілген.

Жетілдіру қажет тұстары:

- Жылу алмастырғыштардың оңтайландырылған параметрлерін дәлелдеу үшін нақты тәжірибелік немесе сандық зерттеулер саны жеткіліксіз. Бұл ұсыныстардың сенімділігін арттыру үшін толықтыру қажет;
- Қазіргі технологиялар мен материалдардың шектеулері туралы толық талдау жоқ, бұл жобаның практикалық қолданылуын қиындатуы мүмкін;
- Жылу алмастырғыштар көптеген салаларда қолданылады, бірақ жұмыс жағдайлары мен талаптары әртүрлі болғандықтан, әртүрлі типтегі алмастырғыштарға жеке-жеке оңтайландыру әдістерін қарастыру қажет.

Жалпы алғанда, дипломдық жұмыс жылу алмастырғыштардың жылу беруді оңтайландыруға бағытталған тиімді бастама болып табылады. Дегенмен, жобаны практикалық тұрғыда іске асыру үшін нақты

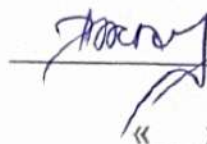
эксперименттік мәліметтер мен экономикалық негіздемелерді толықтыру қажет. Бұл жұмыс энергия үнемдеу және өндіріс тиімділігін арттыру саласында маңызды үлес қосады деп ойлаймын

Жұмысты бағалау:

Ұсынылған дипломдық жұмыспен танысу және талқылау негізінде Satbayev University –нің 6B07101 – «Энергетика» мамандығы бойынша түлегі Ауесханов Ислам Нурбекович техника және технологиялар бакалавр дәрежесіне лайық, ал дипломдық жұмыс бойынша 95% (А) бағалауға болады деп санаймын.

Пікір беруші:

ЖЭО-3, департамент директоры



А.К. Жакыпбаев

«__» _____ 2025 ж.

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Ауесханов Ислам Нурбекович

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру

Научный руководитель: Булбул Онгар

Коэффициент Подобия 1: 3.1

Коэффициент Подобия 2: 0.2

Микропробелы: 0

Знаки из здругих алфавитов: 3

Интервалы: 0

Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

- ☒ Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.
- ☐ Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.
- ☐ Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.
- ☐ Обоснование:

Дата 5.06.2025

проверяющий эксперт

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Ауесханов Ислам Нурбекович

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: Жылу алмастыргыштарда жылу беруді онтайландыру

Научный руководитель: Булбул Онгар

Коэффициент Подобия 1: 3.1

Коэффициент Подобия 2: 0.2

Микропробелы: 0

Знаки из здругих алфавитов: 3

Интервалы: 0

Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

☒ Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.

☐ Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

☐ Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

☐ Обоснование:

Дата 5.06.2025г.

Заведующий кафедрой Мерзетин

Сарсенбаев ЕА

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ

«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық емес акционерлік қоғамы

Ә.Бүркітбаев атындағы энергетика және машина жасау институты

«Энергетика» кафедрасы

6B07101 – «Энергетика» мамандығы

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

«Энергетика» кафедрасының
менеджерісі
ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
НАО «КазННТУ им. Қ.И. Сәтбаева»
Институт энергетик
и машиностроения
Е.А.Сарсенбаев
06 2025 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «АлЭС ЖЭО бу мен конденсаттың жоғалуын азайту»

6B07101 – «Энергетика» мамандығы

Орындаған:



Ауесханов И.Н.

Пікір беруші

ЖЭО-3 департамент директоры

А.К. Жақыпбаев

«2» 06 2025 ж.

Ғылыми жетекші

PhD, қауым профессор

А.И. Бегимтаев

«5» 06 2025 ж.

Алматы 2025

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ

«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық емес акционерлік қоғамы

Ә.Бүркітбаев атындағы энергетика және машина жасау институты

«Энергетика» кафедрасы

6B07101 – «Энергетика» мамандығы

БЕКІТЕМІН

«Энергетика» кафедрасының
меңгерушісі

PhD, қауымдастырылған профессор

 Е.А.Сарсенбаев

«30» 01 2025 ж.

**Дипломдық жұмысты орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы: Ауесханов Ислам Нурбекович

Тақырыбы: «Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру»

Университеттің академиялық мәселелер жөніндегі проректорының 29.01.2025 ж. №26-П\Ө
бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі 19- мамыр 2025 жыл

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: ЖА да жылу беру мәселесі

Дипломдық жұмыстың қысқаша мазмұны:

а) ЖЭО жұмыс принципі мен құрылымы және оның жіктелуі;

ә) Жылуалмастырғыштардағы жылулық есептеулер;

б) Жылу алмасу және оның математикалық модельдеуі;

Сызба материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)

Сызба материалдары 6 парақ слайдтарда көрсетілген

Ұсынылатын негізгі әдебиет 1 «А.Н. Иванов, В.Н. Белоусов, С.Н. Смородин, Теплообменное оборудование предприятий, Санкт-Петербург 2016г. -5с.

2 Электронный учебно-методический комплекс, Промышленные теплообменные процессы и установки, Минск 2014г. -19с.

3 В. П. Болдин, В. В. Сухов, Теплообменное оборудование предприятий, Нижний Новгород ННГАСУ, 2018г. -9с.

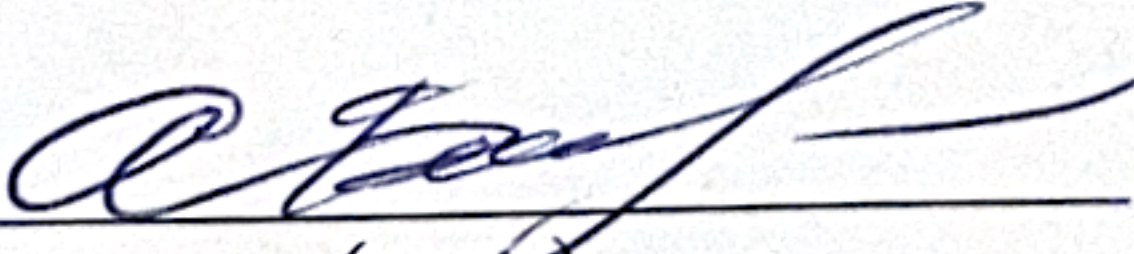
Дипломдық жұмысты дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
ЖЭО жұмыс принципі мен құрылымы және оның жіктелуі	18.02.2025 ж.	Жоқ
Жылуалмастырғыштардағы жылулық есептеулер	28.03.2025 ж.	Жоқ
Жылу алмасу және оның математикалық модельдеуі	23.04.2025 ж.	Жоқ

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының аяқталған жұмысқа қойған қолтаңбалары

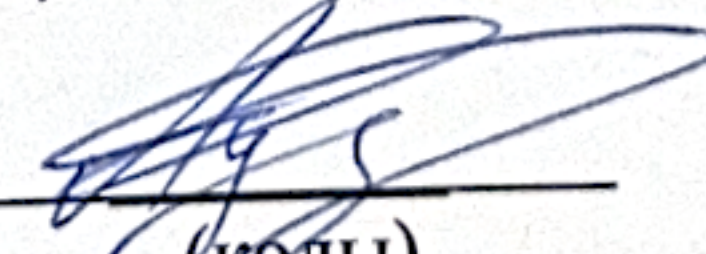
Бөлім атауы	Ғылыми жетекші, кеңесшілер	Қол қойылған күні	Қолы
ЖЭО жұмыс принципі мен құрылымы және оның жіктелуі	Бегимтаев А.И. қауымдастырылған профессор	20.05.25	А.И. Бегимтаев
Жылуалмастырғыштардағы жылулық есептеулер	Бегимтаев А.И. қауымдастырылған профессор	20.05.25	А.И. Бегимтаев
Жылу алмасу және оның математикалық модельдеуі	Бегимтаев А.И. қауымдастырылған профессор	20.05.25	А.И. Бегимтаев
Норма бақылау	Ә. О. Бердібеков, магистр, аға оқытушы	22.05.25	Ә. О. Бердібеков

Ғылыми жетекшісі


(қолы)

А.И. Бегимтаев

Тапсырманы орындауға алған студент


(қолы)

И.Н. Ауесханов

Күні

« 30 » 01 2025ж.

МАЗМҰНЫ

	Кіріспе	7
1	ЖЭО жұмысының теориялық негіздері	9
1.1	ЖЭО жұмыс принципі мен құрылымы және оның жіктелуі	9
1.2	Жылу тасымалдағыштар және олардың физикалық қасиеттері	13
1.3	Араластырғыш жылуалмастырғыштар және оның түрлері	16
1.4	Вентури скруббері туралы негізгі түсініктер	18
2	Жылулық әдістемелік есептеу	23
2.1	Жылуалмастырғыштардағы жылулық есептеулер	23
2.2	Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру әдістері	27
2.3	Вентури скрубберін есептеу	29
2.4	ЖЭО-ның пешінен шығатын газдарды тазарту үшін Вентури скрубберін есептеу	32
2.5	Вентури скрубберінің жылу есебі	37
2.6	Газ тазалау жабдығының тиімділігін арттыру	39
3	Жылу алмасу және оның математикалық модельдеуі	42
3.1	Жылу алмасу және оның техникалық жүйелердегі маңызы	42
3.2	Құбыр жүйелері арқылы жылу беру	45
3.3	Құбыр жүйесіне арналған материалдар	48
3.4	Шөгінділерді бақылау және жоюдың қолданыстағы әдістері	52
3.5	Жылу алмастырғыш аппараттарды жөндеу циклдары	59
3.6	Жалпы жылу шығыны	61
3.7	Жылу алмасу жабдықтарындағы энергия шығынын азайту	62
3.8	Comsol бағдарламасында шөгінділердің қалыңдығын бақылау	63
	Қорытынды	67
	Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	68

КІРІСПЕ

Өнеркәсіптік өндірістерде, энергетикалық жүйелерде және әртүрлі процестерде жылу алмасу маңызды рөл атқарады. Бұл процестерде жылу алмастырғыштар кеңінен қолданылады, өйткені олар энергияны тиімді пайдалану мен үнемдеуде басты құралдардың бірі болып табылады. Жылу алмастырғыштар – жылуды бір ортаның екінші ортаға беру немесе алу арқылы алмасатын құрылғылар. Олар көптеген өндірістік процестерде, мысалы, химиялық, мұнай өңдеу, энергетика және климаттық жүйелерде қолданылып, жылу энергиясын реттеу мен басқаруға мүмкіндік береді.

Жылу алмастырғыштардың тиімді жұмысы көптеген факторларға байланысты, оның ішінде жылу алмасу бетінің көлемі, сұйықтықтың ағын жылдамдығы мен температурасы, құрылымдық ерекшеліктері мен материалдары маңызды рөл атқарады. Осылайша, жылу алмастырғыштарда жылу алмасу процесін оңтайландыру қажеттілігі туындайды. Бұл процестің мақсаты – жылу алмасуды барынша тиімді етіп, энергия шығынын азайту, жүйенің жұмысын тұрақтандыру және экономикалық тиімділікті арттыру.

Жылу беруді оңтайландыру, ең алдымен, жылу алмастырғыштардың жұмысын жақсарту мен олардың тиімділігін арттыруға бағытталған. Оған конструктивтік өзгерістер енгізу, материалдарды таңдау, жұмыс параметрлерін оңтайландыру және басқа да техникалық шешімдер қабылдау арқылы қол жеткізуге болады. Бұл жұмыстардың нәтижесінде энергия ресурстарын үнемдеу, экологиялық әсерді төмендету және өндірістік шығындарды азайту мүмкіндігі пайда болады. Жылу алмастырғыштардағы жылу алмасуды оңтайландыру өнеркәсіптік процестердің тиімділігін арттырып, жалпы энергетикалық ресурстарды пайдалану мүмкіндігін кеңейтеді.

Жылу алмастырғыштардағы жылу беруді оңтайландырудың мақсаты мен міндеттері келесідей сипатталады:

Мақсаты:

Жылу алмастырғыштарда жылу алмасу процесін тиімдірек ету, яғни энергия шығынын азайту, жүйенің жұмысын жақсарту және оның экономикалық көрсеткіштерін арттыру. Бұл процесс, өз кезегінде, энергетикалық тиімділікті жоғарылатуға, материалдық шығындарды азайтуға және экологиялық әсерді төмендетуге мүмкіндік береді.

Міндеттері:

1) Жылу алмасу тиімділігін арттыру. Жылу алмастырғыштардың жылу алмасу қабілетін арттыру арқылы жүйенің тиімділігін жақсарту. Жылу берілу жылдамдығын арттыру үшін өткізгіш материалдарды оңтайландыру;

2) Энергия шығынын төмендету. Жылу алмастырғыштарда энергия шығынын минимизациялау, бұл өз кезегінде жалпы жүйенің жұмысын оңтайландырады;

3) Қондырғының көлемі мен бағасын оңтайландыру. Жылу алмастырғыштардың көлемін тиімді пайдалану, олардың өндірістік көлемін ұлғайту мен бағасын төмендету;

4) Жүйенің жұмысын тұрақтандыру. Жылу алмастырғыштың жұмысын тұрақты және ұзақ мерзімді ету, мысалы, коррозия мен тозудың алдын алу;

5) Құрылымдық және гидродинамикалық сипаттамаларды оңтайландыру. Жылу алмастырғыштардың конструкциясын жақсарту арқылы жылу алмасу мен сұйықтықтың қозғалыс жылдамдығын бақылау.

6) Экологиялық таза жұмыс. Жылу алмастырғыштардың экологиялық таза жұмысын қамтамасыз ету, мысалы, энергияның артық шығынын болдырмау.

Жылу алмастырғыштардың оңтайландырылуы өнеркәсіптік қондырғылардың тиімділігін арттыруға және энергия үнемдеуге бағытталған маңызды қадам болып табылады.

1 ЖЭО жұмысының теориялық негіздері

1.1 ЖЭО жұмыс принципі мен құрылымы және оның жіктелуі

Жылу алмастырғыштар – бұл жылу алмасу процесін жүзеге асыратын құрылғылар, олардың негізгі мақсаты – бір ортадан екінші ортаға жылуды тиімді түрде беру. Жылу алмастырғыштар түрлі өнеркәсіптік салаларда, мысалы, химия, мұнай өңдеу, энергетика, тамақ өнеркәсібі және тағы басқа салаларда кеңінен қолданылады. Олардың жұмыс істеу принципі өте қарапайым: бір ортадан жылу энергиясы беріледі немесе алынады, бұл арқылы басқа ортаға жылу өтіп, қажетті температуралық деңгейлерге жетеді.

1) Жылу алмастырғыштардың жұмыс принципі. Жылу алмастырғыштарда жылу берілуі үшін екі түрлі сұйықтық немесе газ арасындағы температуралық айырмашылық пайдаланылады. Бұл процесс жылу алмасу деп аталады және жылу берілуінің негізгі заңдылықтары төменде көрсетілген.

- Кондукция: Жылудың берілуі материалдың молекулалары арасындағы энергияның берілуі арқылы жүзеге асады.

- Конвекция: Жылудың сұйықтық немесе газ ағынымен таралуы.

- Сәуле шығару: Жылу энергиясының электромагниттік толқындар арқылы берілуі.

Жылу алмастырғыштарда осы үш механизм бір уақытта жұмыс істейді, бірақ кондукция мен конвекция ең басты рөл атқарады.

2) Жылу алмасудың негізгі факторлары

Жылу алмастырғыштың тиімділігі бірнеше факторларға байланысты:

- Жылу өткізу коэффициенті (k): Бұл материалдың жылу өткізгіштігінің өлшемі болып табылады. Жоғары өткізгіштігі бар материалдар жылуды жылдам жеткізе алады.

- Температура айырмашылығы (ΔT): Жылу алмасу процесінің тиімділігі температураның айырмашылығына тікелей байланысты. Температура неғұрлым жоғары болса, жылу берілуі соғұрлым тиімді болады.

- Ағын жылдамдығы (v): Сұйық немесе газ ағынының жылдамдығы жылу алмасудың тиімділігіне әсер етеді. Жоғары ағын жылдамдығы жылу беруді арттырады, бірақ ол сонымен қатар гидродинамикалық кедергілерді жоғарылатады.

- Жылу алмастырғыштың құрылымы: Құрылымның пішіні, бетінің ауданы және жылу алмасу бетінің сипаты жылу алмасудың тиімділігіне әсер етеді. Мысалы, көпіршікті немесе түтікшелі конструкциялар арқылы ағынды жолдарды өзгерту жылу берілуін жақсартады.

3) Жылу беруді оңтайландыру принциптері. Жылу алмастырғыштарда жылу алмасу процесін оңтайландыру үшін келесі негізгі принциптер қолданылады:

1) Температураның ауытқуы мен ағынды жылдамдықты бақылау. Жылу алмастырғыштарда тиімді жылу алмасуды қамтамасыз ету үшін

температураның және ағын жылдамдығының дұрыс арақатынасын ұстап тұру маңызды. Ағынды жылдамдықты арттыру жылу берілуін жақсартады, бірақ ол сонымен қатар қысым жоғалтуларын арттырады. Осылайша, жылудың ең жоғары тиімділігін қамтамасыз ету үшін ағынды жылдамдықты оптимизациялау қажет.

2) Жылу алмастырғыш бетінің ауданын көбейту. Жылу алмастырғыштың бетінің ауданын көбейту арқылы жылу берудің тиімділігін арттыруға болады. Мысалы, қырлы немесе түтікшелі беттер арқылы жылу алмастырғыштың бетін ұлғайту, жылуды жақсырақ таратуға мүмкіндік береді.

3) Жылу өткізгіш материалдарды таңдау. Жылу алмастырғыштардың материалдары жылу өткізу коэффициентіне әсер етеді. Жоғары өткізгіштікке ие материалдар жылуды тиімді өткізеді. Әдетте, мыс, алюминий, болат сияқты металдар қолданылады, себебі олар жоғары жылу өткізгіштік қасиеттеріне ие.

4) Тасымалдау процестерін оңтайландыру. Жылу алмастырғыштардағы тасымалдау процесін оңтайландыру үшін құрылымдық өзгерістер жасау қажет. Мысалы, түтікшелі немесе жылу алмасу бетінің кедір-бұдырлығын арттыру жылу берілуін жақсарта алады. Сонымен қатар, қабаттасқан ағынды жүйелерді қолдану арқылы жылу алмасудың тиімділігі артуы мүмкін.

5) Экономикалық тиімділік пен экологиялық әсерді ескеру. Жылу алмастырғыштарда жылу алмасуды оңтайландыру кезінде тек техникалық тиімділік ғана емес, экономикалық және экологиялық көрсеткіштер де ескерілуі тиіс. Бұл жүйенің энергия шығынын азайту және экологиялық әсерін төмендету мақсатында маңызды.

Жылу алмастырғыштардағы жылу алмасуды оңтайландыру – энергетикалық тиімділікті арттырудың, ресурстарды үнемдеудің және өндірістік процестерді жетілдірудің маңызды құралы. Жоғары тиімділікке қол жеткізу үшін жылу алмастырғыштардың конструкциясын, материалдарын, жұмыс шарттарын және жұмыс параметрлерін мұқият зерттеп, оңтайландыру қажет. Мұндай тәсілдер энергия шығындарын азайтып, экологиялық және экономикалық тиімділікті арттырады.

Жылу алмасу аппараттары жылуды жоғары температуралы ортадан (жылу шығаратын) төменгі температуралы (жылу қабылдайтын) ортаға беруге арналған құрылғылар деп аталады. Жылу алмасу процесіне қатысатын қозғалмалы орта жылутасымалдаушылар деп аталады [1].

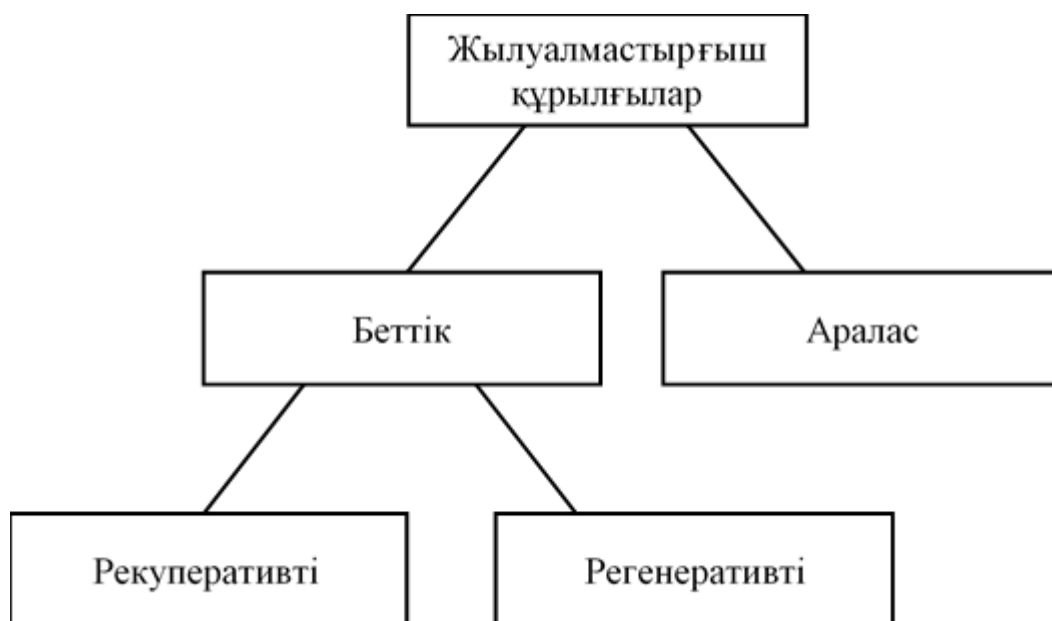
Жылу алмастырғыштар әртүрлі сипаттамаларына сәйкес жіктеледі.

Мақсаты бойынша:

- жылытқыштар;
- буландырғыштар;
- конденсаторлар;
- қоңазытқыштар;
- радиаторлар, т.б.

Жылу беру тәсілі бойынша (1.1 сурет):

- рекуперативті;
- регенеративті;
- аралас [2].

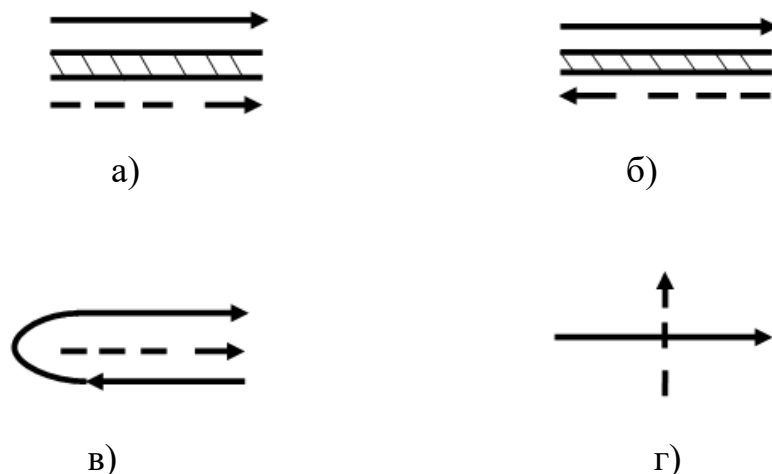


1.1 – сурет- Жылу алмасу аппараттарының жіктелуі [3]

Регенеративті жылу тасымалдаушыларда жылу сақтайтын арналардың қабырғаларын жылыту, содан кейін салқындату арқылы бірдей арналар арқылы қозғалады. Регенеративті аппараттарда жылу алмасудың бірдей беті кезек-кезек бір немесе басқа салқындатқышпен жуылады. Қыздыру кезеңінде, яғни ыстық салқындатқыштың өтуі кезінде жылу алмастырғыштың қабырғалары және шарлар, сақиналар және т.б. түрінде толтырулар қызады, оларда жылу жиналады, ол салқындату кезінде ағып жатқан қайталама салқындатқышқа беріледі. Қабырғалардағы жылу ағынының бағыты мезгіл-мезгіл өзгеріп отырады-бұл мерзімді құрылғылар. Мұндай қондырғылардың мысалы-газ турбиналық қондырғылардың ауа жылытқыштары, ауа жылытқыштардың кейбір түрлері және т. б.

Рекуперативтерде жылыту және жылытылатын салқындатқыштар бір уақытта оларды бөлетін қабырға бойымен қозғалады (жылу беру беті). Рекуперативті аппараттарда қабырғаның бір беті үнемі бір жылу тасымалдағышпен, ал екіншісі – басқасымен жуылады. Бір салқындатқыштан екіншісіне жылу оларды бөлетін қабырға арқылы жылу өткізгіш материалдан беріледі.

Өз кезегінде рекуперативті жылуалмастырғыштар жылу тасымалдағыштар қозғалысын ұйымдастыру принципі бойынша жіктеледі.



: а) Тура ағынды; б) Кері ағынды; в) Аралас ағынды; г) Қиылысты.

1.2 – сурет- Жылуалмастырғыштардың жіктелуі

1.2 суретте көрсетілген сызықтар келесідей болады:

————→ - бірінші жылу тасымалдағыш,
 ----→ - екінші жылу тасымалдағыш.

Жылу алмасу аппараттары металдардан (болат, шойын, түсті металдар), керамикадан жасалады [3].

Қолданылатын салқындатқыштардың түріне сәйкес қалпына келтіретін құрылғылар бөлінеді:

- бу-сұйық;
- сұйық-сұйық;
- газ-сұйық;
- газ-газ.

Жұмыс ортасы қозғалысының бағыты мен сипаты бойынша:

- кері ағынды;
- тура ағынды;
- бір ағынды және көп ағынды.

Температура режимінің сипаты бойынша:

- белгіленген (стационарлық) жылу режимімен;
- белгіленбеген (стационарлық емес) жылу режимі.

Температура деңгейі бойынша:

- жоғары температуралы;
- орташа температуралы;
- төмен температуралы;
- криогендік.

Беттік жылу алмасу аппараттар өз кезегінде жіктеледі (1.3 - сурет):



1.3 – сурет- Беттік жылу алмастырғыштардың жіктелуі [2]

Жоғары температураға өртке байланысты процестер мен қондырғылары, атап айтқанда өнеркәсіптік пештер жатады. Олар 400-2000 °C аралығындағы жұмыс температурасына сәйкес келеді. Орташа температуралы процестер мен қондырғылардың жұмыс диапазоны, мысалы, булану, ректификация, кептіру, әдетте 150-700 °C аралығында болады; төмен температуралы жүйелер (жылыту, желдету, кондиционерлер, жылу және тоңазытқыш қондырғылар) – -150-ден +150 °C-қа дейін. Одан да төменгі температурада жүретін процестер криогендік деп аталады [2].

1.2 Жылу тасымалдағыштар және олардың физикалық қасиеттері

Жылу тасымалдағыштар (немесе жылу тасымалдаушы сұйықтықтар) - бұл жылуды бір орыннан екінші орынға тасымалдауға арналған сұйықтықтар

немесе газдар. Олар жылу алмастырғыштарда, жылу жүйелерінде және көптеген өнеркәсіптік процестерде кеңінен қолданылады. Жылу тасымалдағыштың тиімділігі оның физикалық қасиеттеріне байланысты болады. Бұл қасиеттердің әрқайсысы жылудың берілу процесіне тікелей әсер етеді.

Жылу тасымалдағыштардың негізгі түрлері:

1) Сұйықтықтар. Су, майлар, органикалық сұйықтықтар (мысалы, гликоль, силиконды майлар). Өнеркәсіпте кеңінен қолданылатын сұйықтықтардың бірі - су, себебі оның жылу өткізгіштігі жоғары және бағасы төмен.

2) Газдар. Әдетте ауа, азот, көмірқышқыл газы (CO_2), аммиак сияқты газдар жылу тасымалдағыш ретінде пайдаланылады. Газдар сұйықтықтарға қарағанда төмен жылу өткізгіштікке ие, бірақ олар кейбір арнайы жағдайларда (мысалы, салқындату жүйелерінде) қолданылады.

3) Тұтқырлық және арнайы сұйықтықтар. Кейбір өндірістерде жылуды тасымалдау үшін арнайы тұтқыр сұйықтықтар мен қоспалар пайдаланылады, мысалы, арнайы синтетикалық майлар мен ерітінділер.

Жылу алмасу процесінің қарқындылығы физикалық параметрлермен сипатталатын жылу тасымалдағыштардың қасиеттеріне байланысты [4,5].

Олардың негізгілеріне мыналар жатады: тығыздық ρ , кг/м^3 -заттың көлем бірлігіне келетін масса; тұтқырлық-Ньютон заңы бойынша ішкі үйкеліс күшін сипаттайтын және тұтқырлықтың динамикалық коэффициентімен анықталады μ , $\text{Па} \cdot \text{с}$, немесе кинематикалық тұтқырлық коэффициенті, $\nu = \mu/\rho$, $\text{м}^2/\text{с}$; жылу өткізгіштік коэффициенті λ , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ - Фурье Заңы бойынша заттың жылу өткізу қабілетін сипаттайтын; тұрақты қысым кезіндегі меншікті жылу сыйымдылығы C_p , $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ - заттың бір массасын бір градусқа қыздыру үшін қажетті жылу мөлшері; температура өткізгіштігінің коэффициенті α , $\text{м}^2/\text{с}$ -затты қыздыру немесе салқындату кезінде температураны теңестіру жылдамдығын сипаттайтын; фазалық ауысу жылуы (будың жасырын жылуы) r , $\text{Дж}/\text{кг}$ – заттың агрегаттық күйі өзгерген кезде сіңірілетін немесе бөлінетін жылу мөлшері.

Жылуалмастырғыш ретінде өндірістік процестердің мақсатына байланысты әртүрлі газ тәрізді, сұйық және қатты заттарды қолдануға болады. Оларды қолданудың техникалық және экономикалық орындылығы тұрғысынан салқындатқыштар келесі қасиеттерге ие болуы керек:

- буланудың жеткілікті үлкен жылуы, тығыздығы мен жылу сыйымдылығы, төмен тұтқырлығы болуы керек. Салқындатқыштардың осындай сипаттамаларында жылу алмасудың жеткілікті қарқындылығы қамтамасыз етіледі және жылу алмастырғыш аппараттың берілген жылу жүктемесіне қажетті олардың массалық және көлемдік мөлшері азаяды. Сондай-ақ, салқындатқыштардың төмен қысымда жоғары температурасы болуы керек, бұл салыстырмалы түрде кішкентай жылу алмасу беттерін орнатуға ықпал етеді;

- қажетті термотөзімділікке ие болу және аппаратура материалдарына жағымсыз әсер етпеу [6].

Жылу тасымалдағыштар мақсатына, агрегаттық күйіне және жұмыс температурасының диапазонына қарай жіктеледі. Мақсаты бойынша жылыту салқындатқышы, салқындатқыш (салқындатқыш), аралық жылу және салқындатқыш, салқындатқыш агент (Тоңазытқыш цикліндегі жұмыс денесі), кептіру агенті және т. б.

Агрегаттық күйіне сәйкес салқындатқыштар бір фазалы және көп фазалы (көбінесе екі фазалы). Бір фазалы болып төмен температуралы плазма (жалын), газдар (оның ішінде түтін), конденсацияланбайтын булар және олардың газ қоспалары, жұмыс қысымы кезінде қайнамайтын және буланбайтын сұйықтықтар мен олардың қоспалары (ерітінділер), қатты сусымалы материалдар жатады. Екі фазалы және көп фазалы салқындатқыштарға қайнаған, буланған және газ шашатын сұйықтықтар, конденсацияланатын булар мен бу-газ қоспалары, еритін және қатайтатын қатты заттар, газ өлшегіштер, аэрозольдер, эмульсиялар және басқа шаңды газ ағындары жатады.

Жұмыс температурасының диапазоны бойынша криогендік процестерде қолданылатын, жоғары температуралы, орташа температуралы, төмен температуралы салқындатқыштар болып бөлінеді. Жоғары температуралы газ тәрізді салқындатқыштар түтін немесе жану газдарын қамтиды. Олардың температурасы 1500 °C-қа жетуі мүмкін. Тамшылардың сұйықтықтары түріндегі жоғары температуралы салқындатқыштарға әдетте атмосфералық қысым кезінде қайнау температурасы 200 °C-тан асатын заттар жатады. Бұл минералды майлар, дифенил қосылыстары, глицерин, тұз балқымалары, сұйық металдар және т. б. 1.1 кестеде көрсетілгендей, кейбір сұйық жоғары температуралы салқындатқыштардың сипаттамалары келтірілген.

1.1 – кесте- Сұйық жоғары температуралы жылу тасымалдағыштардың сипаттамасы [2]

Жылу тасымалдағыш	Химиялық формуласы	Температура, °C	
		Балқу	Қайнау
		Атм. қысымда	
Минералды майлар	-	-20 – (-30)	300-500
Нафталин	$C_{10}H_8$	67	218
Дифенил	$C_{12}H_{10}$	27	255
Дифенил эфирі	$C_{12}H_{10}O$	-18,6	259
Глицерин	$C_2H_8O_8$	97,8	290
Натрий	-	-11	883

Орташа температуралы салқындатқыштарға, ең алдымен, су буы, су және ауа кіреді. Бу 650 °C – қа дейінгі температурада, су 375 °C – қа дейін,

ауа $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ -қа дейін қолданылады. Атмосфералық қысым кезінде қайнау температурасы әдетте $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ -тан аспайтын төмен температуралы салқындатқыштар болып саналады. Криогенді салқындатқыштарға сұйытылған газдар (оттегі, сутегі, азот, ауа және т.б.) және олардың буы жатады. Оларды қолдану саласы минус $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ – тан төмен [2].

Салқындатқыштарды таңдағанда, әрбір жеке жағдайда олардың термодинамикалық және физика-химиялық қасиеттерін, сондай-ақ техникалық-экономикалық көрсеткіштерін егжей-тегжейлі ескеру қажет. Су буы жылыту салқындатқышы ретінде бірқатар артықшылықтарға байланысты кең таралды:

- су буының конденсациясы кезінде жылу берудің жоғары коэффициенттері жылу алмасудың салыстырмалы түрде аз беттерін алуға мүмкіндік береді;

- су буының конденсациясы кезіндегі энтальпияның үлкен өзгеруі салыстырмалы түрде көп мөлшерде жылу беру үшін оның аз мөлшерін жұмсауға мүмкіндік береді;

- берілген қысымдағы конденсацияның тұрақты температурасы қарапайым режимді сақтауға және аппараттардағы процесті реттеуге мүмкіндік береді.

Су буының басты кемшілігі-қанықтыру температурасына байланысты қысымның едәуір жоғарылауы. Мысалы, $0,09807\text{ МПа}$ қысымында бу температурасы $99,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, ал қаныққан бу температурасы $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ тек $15,5\text{ МПа}$ қысымымен алынуы мүмкін. Сондықтан бумен жылыту қалыпты температурада ($60 \div 150\text{ }^{\circ}\text{C}$) болатын қыздыру процестерінде қолданылады [6].

1.3 Араластырғыш жылуалмастырғыштар және оның түрлері

Араластырғыш жылу алмастырғыштар - бұл жылу тасымалдағыштар орташа емес араластыру кезінде жылу алмасу жүзеге асырылатын бөлу қабырғасы жоқ құрылғылар. Жылу берудің бұл түрінің ерекшеліктері аппаратта жылу тасымалдағыштар арасындағы жылу және масса алмасу бір уақытта болатындығын қамтиды.

Араластырғыш жылу алмастырғыштар көп жағдайда үздіксіз жұмыс істейтін құрылғылар болып табылады (мысалы, деаэратор). Араластыру жылу алмастырғыштары булардың конденсациясы, суды ауамен салқындату, суды газбен жылыту, газды сумен салқындату, газды дымқыл тазарту және т.б. үшін кеңінен қолданылады. Химия өнеркәсібінде үш фазалы жүйелері бар "сұйық-сұйық" типті күрделі араластырғыш құрылғылар қолданылады.

Мақсатына байланысты араластырғыш жылу алмастырғыштар келесідей жіктеледі:

а) кондиционерлер-ауаны құрғатуға (ылғалдандыруға) және салқындатуға (жылытуға) арналған;

б) скрубберлер-газдарды шаңнан, шайырдан, күлден тазарту үшін газдарды сумен шаю арқылы тазарту;

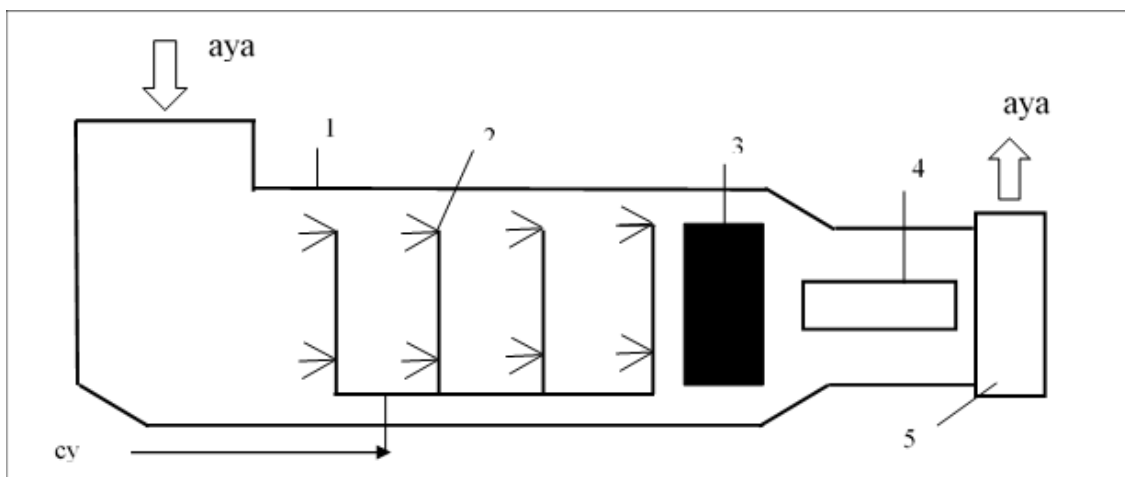
в) араластырғыш жылытқыштар немесе конденсаторлар-судың, будың және газдардың физикалық жылуы есебінен сұйықтықты қыздыруға арналған;

г) градирня-циркуляциялық суды ауамен салқындату.

Араластыру аппараттарының жылу өнімділігі (гетерогенді жүйелермен жұмыс істейтін аппараттар сияқты) жылу тасымалдаушылардың жанасу бетімен шектеледі, осыған байланысты сұйықтықты тамшыларға, ағындарға бөлу, пленка немесе көпіршіктер түрінде сұйықтықтың қозғалысын ұйымдастыру қажет. Сұйықтықты бөлудің қолданылатын принципі араластырғыш аппараттың дизайнын анықтайды.

Жылжымалы фазалық шекарасы бар жүйелерге арналған жылу және масса алмасу жабдықтарының негізгі түрі-масса алмасу саптамалық құрылғылар.

Сұйықтық газ ортасына форсункалармен шашылатын саптамасыз (қуыс) араластыру аппараттарының бірінің конструкциясы 1.4 - суретте көрсетілгендей болады.



1-корпус, 2-форсункалар, 3-жылытқыш, 4-ылғал сепараторы, 5-желдеткіш

1.4 – сурет- Фреон өнеркәсіптік кондиционер схемасы

Саптама бағаналары-бұл саптаманың суланған бетінде газ бен сұйықтықтың жанасуы болатын құрылғылар (сақиналар, рельстер, су ағып тұрған пленкасы бар тақталар, мысалы, градирняларда). Саптама колонналарын пайдалану кезінде сұйықтық ауамен лақтырылған кезде саптаманы "су басу" режимі қосылуы мүмкін. Саптаманың су басу режимін жою үшін (оның гидравликалық кедергісін арттыратын) ауа жылдамдығы аз болуы керек және оның мәні шамамен 0,85-0,9 болуы керек [7].

Саптамалары бар құрылғылардың бірі-табиғи және мәжбүрлі тартқышы бар салқындату градирнясы. Желдеткішті градирняның табиғи тартымы бар (мұнара) градирнялармен салыстырғанда артықшылығы-кішігірім геометриялық өлшемдер. Кемшіліктерге үлкен гидравликалық қарсылық, саптама арқылы ауаны соруға жұмсалатын электр энергиясының артуы жатады.

Каскадты араластырғыш жылу алмастырғыш-бұл көлденең немесе көлбеу бөлімдері бар құрылғы, онда сұйықтық сөреден сөреге біртіндеп ағып кетеді (деаэратор). Каскадты аппараттардағы жылу тасығыштардың қозғалысы көп жағдайда қарсы схема бойынша ұйымдастырылады.

Ағынды араластырғыш аппараттарда негізгі элемент эжектор болып табылады. Ағынды аппараттың эжекция қабілетін арттыру үшін екінші сатыдағы саптама орнатылды. Диффузорда ағынның кинетикалық энергиясы потенциалға айналады, ал аппараттан шыққан кезде қоршаған ортаның қысымы қабылдау камерасына қарағанда үлкен болады. Ағынды араластырғыш жылу алмастырғыштардың артықшылығы-құрылғының ықшамдылығы. Алайда, ағынды құрылғылардың жұмысы эжектордың қабылдау камерасында вакуум жасау үшін суды көп тұтынуды қажет етеді.

Пленкалы жылу алмастырғыштардағы қыздыру беті коаксиалды цилиндрлерден жасалуы мүмкін.

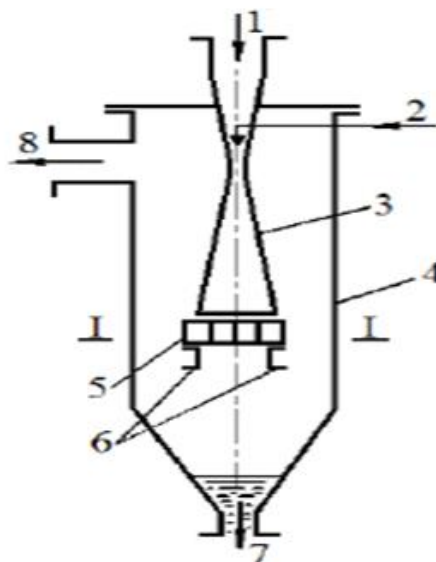
Пленкалы құрылғылардың артықшылығы: ықшамдылық, суды қанықтыру температурасына дейін қыздыру мүмкіндігі, жылу беру коэффициентінің бетінің тазалығынан тәуелсіздігі.

Бұл жылу алмастырғыштардың кемшіліктері-коаксиалды цилиндрлер бетінің коррозиясы және суды жылыту температурасын шектейтін шамалы артық қысым [8].

1.4 Вентури скруббері туралы негізгі түсініктер

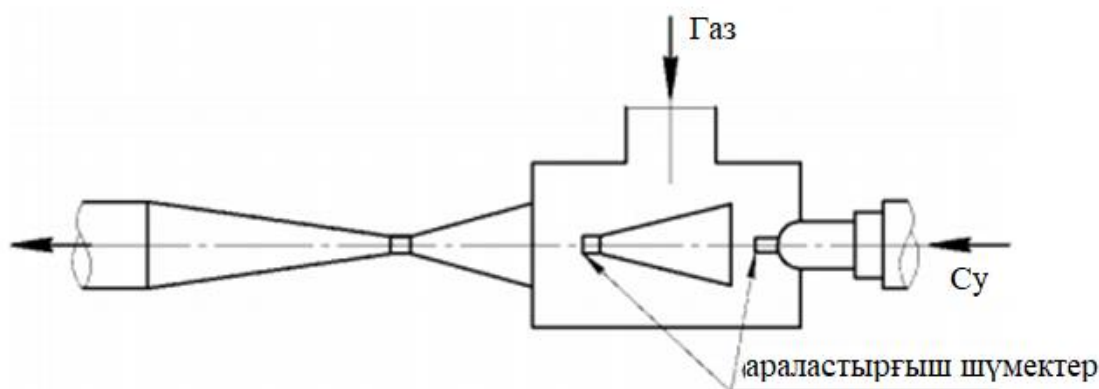
Жоғары жылдамдықты газ тазартқыштар ылғалды газды тазартудың ең тиімді аппараттары, олар негізінен газды микрон және субмикрон шаңынан тазарту үшін қолданылады (мкм-нің оннан бір бөлігі). Жоғары жылдамдықты газ тазартқыштарда газды тазартуды қамтамасыз ететін негізгі фактор-шаңды газдың жоғары жылдамдықтағы ағынына тазарту үшін су беру, бұл судың мұқият дисперсиясына және газды турбулентті режимде сумен жууға ықпал етеді. Тазартылған газдың жоғары жылдамдығын Вентури құбырлары қамтамасыз етеді. Осыған байланысты жоғары жылдамдықты газ тазартқыштар Вентури скрубберлері деп те аталады [8].

Жалпы алғанда, Вентури скрубберлері Вентури құбырларының және одан кейінгі тамшылардың құбырларының тіркесімінен тұрады (10 суретте көрсетілгендей). Су Вентури құбырларының ең жылдам бөлігіне түседі (конфузор немесе мойын). Скруббер элементтерін бөлек немесе бір корпуста орнатуға болады.



1-шаңды газды жеткізу; 2-суару сұйықтығын жеткізу; 3-Вентури құбыры; 4- тамшылатқыш корпусы; 5- орталықтан тепкіш құйын; 6- шлам концентрациясына арналған келте құбыр; 7- шламды алып кету; 8- тазартылған газ шығатын жер

1.5 – сурет- Кіріктірілген тамшылатқышы бар Вентури скруббері



1.6 – сурет- Вентури скруббері

Скруббер Вентури (1.6 сурет) 3 бөліктен тұрады: конфузор (тарылатын бөлік), мойын (сындарлы қима) және диффузор (кеңейетін бөлік). Шаңды немесе ыстық газ оның жылдамдығы жоғарылайтын кең конфузорға енгізіледі. Араластыру шүмектері арқылы конфузорға немесе тікелей мойынға су беріледі. Турбулентті ағымда су кішкене тамшыларға ұсақталады, ал тамшылардың айналасындағы газ қабығы бұзылады. Газдың жылдамдығы неғұрлым жоғары болса, тамшылар соғұрлым кішірек болады және олардың саны көп болады. Диффузорда қозғалу кезінде газ сұйықтығы қоспасы жылдамдығын жоғалтады. Сонымен қатар, Вентури скрубберінде зиянды газ компоненттері сіңіріледі, олар суда жақсы ериді.

Конфузордың кіріс бөлігіндегі және диффузордың шығыс бөлігіндегі газдың жылдамдығы 18-24 м/с құрайды, ал Вентури құбырының мойнында жылдамдық құрылғының мақсатына байланысты. Сонымен, технологиялық газдарды тазарту кезінде жылдамдық 90-200 м/с, аспирация жүйелеріндегі ауаны тазарту кезінде 60-90 м/с, газды салқындату және газ тәрізді компоненттерден тазарту кезінде 40-70 м/с құрайды.

Вентури құбырының мойны дөңгелек немесе тікбұрышты болуы мүмкін. Егер тазартуға немесе салқындатуға келетін газдардың мөлшері өзгермелі болса, тікбұрышты қимасы бар құбырлар қолданылады.

Вентури скрубберлерін тік, көлбеу және көлденең күйде орнатуға болады.

Тегіс тарылту конфузоры (оңтайлы 25÷280), содан кейін тегіс кеңейту диффузоры (оңтайлы 6÷70) Вентури құбырын аэродинамикалық тұрғыдан суарылатын суды бұрку үшін қолайлы етеді.

Аппараттардағы судың меншікті шығыны 0,25-1,25 л/м³ құрайды. Мысалы, үлкен дисперсті шаңы бар ауаны тазарту кезінде нақты тұтыну 0,25-0,5 л/м³ құрайды.



1.7 – сурет- Вентури құбыры.

Вентури құбырларына су беру әртүрлі тәсілдермен жүзеге асырылады :

- құбырдың осі бойымен бір немесе бірнеше саңылаулар арқылы;
- газ ағынының бағытына көлденең мойынға беру (перифериялық суару деп аталады);

- газ сұйықтық арқылы көбіктеніп, құбырға сұйықтық тамшыларын шығарған кезде, саңылаусыз суару арқылы.

Мойындағы газдың жылдамдығы неғұрлым жоғары болса және оны суаруға сұйықтықтың нақты шығыны соғұрлым жоғары болса, аппараттың гидравликалық кедергісі соғұрлым жоғары болады және шаңды салқындату немесе коагуляция процесі тиімдірек болады.

Конфузорда газ үлкен жылдамдықты болады, бұл судың ең кішкентай тамшыларға бөлінуіне ықпал етеді, ал диффузорда жылдамдықтың төмендеуіне байланысты су тамшыларының шаңмен іріленуі байқалады, бұл олардың тамшылатқышта бөлінуін жеңілдетеді. Тамшылатқыш ретінде қарапайым инерциялық типтегі құрылғылар немесе циклондар қолданылады.

Вентури скрубберінің гидравликалық кедергісіне байланысты екі түрге бөлуге болады:

- жоғары қысымды ($20 \div 30$ кПа), олар газды микрондық және субмикрондық шаңнан тазарту үшін қолданылады;
- төмен қысымды ($3 \div 5$ кПа), олар екінші тазарту сатысының шаң жинағышына дейін тазартылған газды дайындау үшін қолданылады.

Газды тазарту дәрежесі Вентури құбырының гидравликалық кедергісіне байланысты: гидравликалық кедергі неғұрлым көп болса, тазарту дәрежесі соғұрлым жоғары болады. Гидравликалық кедергінің артуы тазартылған газ ағынындағы қысымның жоғарылауын қамтамасыз етеді, бұл суармалы сұйықтықтың дисперсиясына ықпал етеді, газ ағынының турбулизациясын күшейтеді және тұтастай алғанда газды жууды белсендіреді.

Тазартылған газдардың мөлшері өзгерген жағдайда, тазарту тиімділігін тұрақтандыру үшін Вентури құбырының тұрақты гидравликалық кедергісі сақталуы керек.

Газ мөлшері өзгерген кезде Вентури құбырының кедергісін тұрақты деңгейде ұстап тұру Вентури құбырының мойнының көлденең қимасын реттеу арқылы жүзеге асырылады.

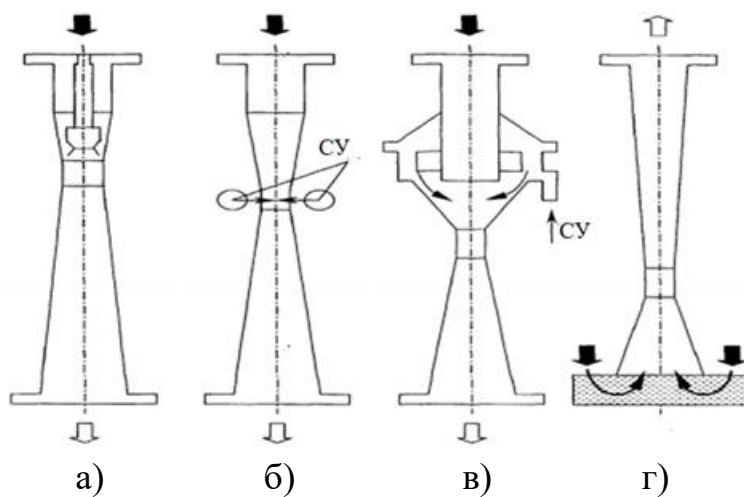
Вентури скрубберлерінің жіктелуі. Сұйықтықты енгізу әдісіне сәйкес Вентури скрубберлерінің барлық түрлерін 4 топқа бөлуге болады (1.8 - сурет):

- а) сұйықтықты орталық форсункалық жеткізумен;
- б) шеткері суарумен;
- в) пленкалы суарумен;
- г) сұйықтықты өздігінен басып алумен (эжекциямен).

Бірінші топтың скрубберлерінде суару сұйықтығы конфузордың алдына немесе оған тікелей орнатылған саптамалардың көмегімен беріледі. Сұйықтықтың бүрку қысымы әдетте 0,2 - 0,3 МПа құрайды.

Шеткері суару кезінде скруббердің жұмысын тоқтатпай саңылаулардағы саңылауларды тазалауға болады, суландырғыштардың тозуы болмайды. Сұйықтық конфузорға немесе мойынға беріледі.

Сұйықтықтың пленкалы берілісі конфузор мен диффузордың қабырғаларында шөгінділердің пайда болуын болдырмау үшін және айналмалы сұйықтықпен қатты ластанған құбырды суару үшін қолданылады. Мұндай сұйықтықты беру форсункамен немесе шеткері суарумен бірге немесе өздігінен жүзеге асырылуы мүмкін.



- а) орталық (форсункалық) суару көзі; б) шеткері суару; в) пленкалы суару; г) форсункасыз суару.

1.8-сурет- Вентури скрубберлерінің жіктелуі:

Форсункасыз Вентури скрубберлері көп мөлшерде суспензиясы бар айналмалы сұйықтықпен суару кезінде де қолданылады. Тазартуға берілетін газдар қабылдау ыдысындағы сұйықтықты ұстап алады және оны бүріккіш

кұбырға апарады. Бұл ретте бүріккіш құбырдың аэродинамикалық кедергісі суарудың басқа тәсілдеріне қарағанда төмен.

Барлық Вентури скрубберлері тамшылатқыштармен (шығарылатын немесе кіріктірілген) жабдыкталады. Құрылғылардың аэродинамикалық кедергісі өте үлкен: төмен қысымды скрубберлерде 2-5 кПа, жоғары қысымды скрубберлерде 20-30 кПа дейін.

Соңғылары 98-99% тиімділігі бар субмикронды шаң бөлшектерін ұстай алады.

2 Жылулық әдістемелік есептеу

2.1 Жылуалмастырғыштардағы жылулық есептеулер

Жылуалмастырғыштардың жылулық есебі жобалық және салыстырмалы тексеру бола алады.

Жобалық (конструктивтік) жылулық есептеулері жаңа аппараттарды жобалау кезінде орындалады және есептеудің мақсаты жылуалмастырғыштардың бетін анықтау болып табылады.

Салыстырмалы тексеру жылулық есептеулері егер жылуалмастырғыш аппаратының қыздыру беті белгілі болса және берілген жылу мөлшерін және жұмыс сұйықтықтарының соңғы температурасын анықтау қажет болған кезде орындалады. Жылуалмастырғыш аппараттардың жылулық есептеуі жылулық балансының теңдеулерін және жылу берілімнің бірлескен шешіміне негізделеді. Бұл екі теңдеу кез келген жылулық есебінің негізінде жатыр.

Жылулық баланс мен жылуберілім теңдеулері мәні бойынша бірыңғай бола отырып, қарастырылып отырған жылу алмастырғыштың түріне (рекуперативті, регенеративті немесе араластырғыш) байланысты бөлшектерде әртүрлі болады. Төменде аталған теңдеулер рекуперативті жылуалмастырғыштар үшін келтіріледі.

Жылуалмастырғыштың тұрақты жұмыс істеу тәртібін қарастыратын боламыз.

Жылулық баланс теңдеуі. Жылуалмастырғыш салдарынан жылутасымалдағыштың энтальпиясының өзгеруі келесі ара қатынас арқылы анықталады:

$$dQ = Gdh$$

$$dQ = G \cdot d_i, \text{ Дж / сек} \quad (2.1)$$

мұндағы, G – массаның шығыны, кг/сек;
 i – меншікті энтальпия, [Дж/кг].

Егер массаның шығыны тұрақты деп ойласақ, энтальпияның соңғы өзгерістері үшін:

$$Q = G \int_{i'}^{i''} di = G(i'' - i') \quad (2.2)$$

мұндағы, i' және i'' жылутасымалдағыштың бастапқы және соңғы энтальпиясы.

Егер бастапқы (ыстық) жылу тасымалдағыштың жылуы екінші (суық) деп қабылданса, онда жылулық балансының теңдеуі жылу шығынын ескермей келесідей жазылады:

$$dQ = -G_1 di_1 = G_2 di_2 \quad (2.3)$$

немесе энтальпияның түпкілікті өзгеруі үшін:

$$Q = -G_1(i_1' - i_1'') = G_2(i_2'' - i_2') \quad (2.4)$$

Нақты бұл жерде және әрі қарай 1 индексі осы шама ыстық сұйықтыққа, ал 2 индексі суық сұйықтыққа жатқызылғанын білдіреді. (') белгісі жылуалмастырғышқа кіреберістегі, (") – шығаберістегі осы шамаға сәйкес келеді.

$c_p = \text{const}$ және $di = c_p dt$ деп ойласақ, онда алдыңғы теңдеулерді былай жазуға болады:

$$dQ = Gc_p dt \quad (2.5)$$

мұндағы, c_p меншікті жылу сыйымдылық температураға байланысты.

Сондықтан практикалық есептерде (4) теңдеуге t' - тен t'' – дейінгі температура аралығында изобаралық жылу сыйымдылығының орташа мәні қойылады.

Жылулық есептерде көбінесе уақыт бірлігінде жылу тасымалдағыштың жаппай шығының толық жылу сыйымдылығы түсінігін пайдаланады:

$$C = Gc_p, \text{ [Вт/град]} \quad (2.6)$$

Әдебиетте C шаманы сондай-ақ су баламасы деп атайды.

(4) теңдеуден келесіні көруге болады:

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} = \frac{\delta t_2}{\delta t_1} \quad (2.7)$$

Соңғы теңдеу бірфазалы жылу тасымалдағыштардың температураларының өзгеруінің олардың шығыс жылу сыйымдылықтарының (немесе су эквиваленттерінің) қатынасына кері пропорционал екенін көрсетеді.

Жылу тасымалдағыштың агрегаттық күйі өзгерген кезде оның температурасы тұрақты және δt нөлге тең болады. Демек, мұндай жылу тасымалдағыш үшін массалық шыңынның жылу сыйымдылығы $C = \sim$.

(2.7) ара-қатынас F жылуалмастырғыштың соңғы беті үшін де, dF кез келген қарапайым учаскесі үшін де әділ, яғни:

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{dt_2}{dt_1} \quad (2.8)$$

Жылу беріліс теңдеуі F жылуалмастырғыш бетін анықтау үшін жиі қолданылады және:

$$Q = k(t_1 - t_2)F, \text{ Вт} \quad (2.9)$$

мұндағы, k – жылу беріліс коэффициенті;
 t_1 мен t_2 – бірінші және екінші жылу тасымалдағыштардың температурасы;
 F – жылу беріліс бетінің шамасы.

(2.9) теңдеу t_1 мен t_2 жылуалмастырғыш беті бойынша тұрақты болып қала береді деген болжамда әділ болады, белгілі бір жағдайларда ғана қанағаттандырылады. F жалпы жағдайда t_1 мен t_2 бет бойынша өзгереді, демек температуралық арын да өзгереді $\Delta t = t_1 - t_2$. Жылуалмастырғыш беті бойынша жылу бергіштік коэффициенті де өзгереді. Δt мен k шамалары dF жылуалмастырғыш бетінің элементар аймағында ғана тұрақты қабылдануы мүмкін. Демек, dF жылу беріліс теңдеуі жылуалмастырғыш бетінің элементі үшін дифференциалды түрде ғана әділ:

$$dQ = k \Delta t dF \quad (2.10)$$

Жылуалмастырғыш беті арқылы өтетін жалпы жылу ағыны интегралмен анықталады:

$$Q = \int_0^F k \Delta t dF \quad (2.11)$$

Соңғы теңдеуді шешу үшін бет үстіндегі Δt және k өзгеру заңын білу қажет. Жылу беріліс коэффициенті k әдетте аздап өзгереді, сондықтан оны тұрақты етіп қабылдауға болады. Жылу беріліс коэффициенті

жылулмастырғыш бетінің жекелеген учаскелерінде айтарлықтай өзгертін жағдай үшін оны орташалайды:

$$\bar{k} = \frac{F_1 k_1 + F_2 k_2 + \dots + F_n k_n}{\sum_{i=1}^{t=n} F_t} \quad (2.12)$$

Осылайша, бүкіл беті бойынша жылуберіліс коэффициентінің тұрақты мәнін қабылдап, (10) теңдеуді келесі түрде жазуға болады:

$$Q = \bar{k} \int_0^F \Delta t dF \quad (2.13)$$

Егер соңғы теңдеуді көбейтіп, F-қа бөле алсақ, онда біз мынаны аламыз:

$$Q = \bar{k} \left(\frac{1}{F} \int_0^F \Delta t dF \right) F = \bar{k} \bar{\Delta t} F, \text{ Вт} \quad (2.14)$$

$$\bar{t}_{c2} = \bar{t}_{c1} - \Delta \bar{t}_c$$

өрнек жылуалмастырғыш аппараттарының жылулық есебі кезінде екінші негізгі теңдеуі болып табылады және жылуберіліс теңдеуі деп аталады.

Жылуалмастырғыш құрылғыларын конструктивтік есептеу кезінде Q, Вт жылулық өнімділік F жылуалмасу бетінің шамасын анықтау қажет. Соңғысы (10) теңдеуден табылады:

$$F = \frac{Q}{\bar{k} \Delta t} = \frac{Q}{\bar{k} \bar{\Delta t}} \quad (2.15)$$

Осы теңдеуден жылуалмастырғыш бетін анықтау кезінде есеп $\bar{k}$ жылуберіліс коэффициентін және бүкіл беті бойынша орташаланған $\bar{\Delta t}$ температуралық арынды есептеуге келеді.

Жазық қабырға үшін, мысалы, жылу беру коэффициенті (6) теңдеуден анықталады:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{l=1}^{t=n} \frac{\delta_l}{\lambda_l} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ [Вт/м}^2 \cdot \text{град]} \quad (2.16)$$

мұндағы, α_1 мен α_2 жылубергіштік коэффициенттері.

Конвективті жылубергіштікті ғана емес, сонымен қатар сәулелендіру жылубергіштікті де ескеруі мүмкін. Бұл жағдайда, мысалы,

$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{p1} \cdot \sum_{t=1}^{t=n} \frac{\partial_1}{\lambda_1}$ бөлгіштегі мүше жылу тасымалдағыштарды бөлетін катты қабырғаның жылу өткізгіштігінің толық термиялық кедергісі болып табылады. Бөлгіш қабырға көпқабатты да, біртекті де болуы мүмкін.

Жылу тасымалдағыштардың жылуалмастырғыш беті бойындағы температурасының өзгеру сипатын қарастырған кезде екі жылу тасымалдағыштың температурасы біркелкі өзгереді жағдайлар болуы мүмкін (атап айтқанда, бір жылу тасымалдағыштың температурасы тұрақты болып қалуы мүмкін). Бір жылу тасымалдағыштың температурасы бірқалыпты, ал екіншісін – сатылы өзгереді жағдайлар да кездеседі, бұл, мысалы, бу генераторларының қайнаған экономайзерлерінде болады. Ыстық газдардың температурасы үздіксіз өзгереді, қайнатылатын судың температурасы бірқалыпты жоғарылайды, ал қайнау аймағында тұрақты қалады [9].

2.2 Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру әдістері

Жылу алмастырғыштардағы жылу алмасу процесін тиімді ету үшін бірнеше әдістер мен тәсілдер қолданылады. Бұл әдістер жүйенің жалпы тиімділігін арттыруға, энергия шығынын азайтуға, жұмыс істейтін қондырғылардың ұзақ мерзімділігіне және экономикалық тиімділігіне оң әсер етеді. Жылу беруді оңтайландырудағы негізгі әдістерді қарастырайық:

Жылу алмастырғыштың конструкциясын өзгерту. Жылу алмастырғыштың құрылымы мен пішіні оның жылу алмасу тиімділігін анықтайды. Құрылымдық өзгерістер жылу берілуінің тиімділігін арттыруға мүмкіндік береді. Олардың қатарына:

- Жылу алмастырғыш бетінің ауданының ұлғаюы: Құрылымның бетінің ауданын көбейту арқылы жылу алмасуды жақсартуға болады. Бұл мақсатта арнайы ішкі құрылғылар мен кеңейтілген түтікшелерді қолдануға болады.

- Қабырғаларының құрылымын өзгерту: Көпіршікті беттер немесе жылу алмастырғыштың ішкі бетіне қосымша құрылымдық элементтер қосу арқылы жылу алмасуды жақсартуға болады. Мысалы, кедір-бұдырлы беттер жылу өткізуді ұлғайтады.

Ағын жылдамдығын және ағын режимдерін реттеу. Жылу алмастырғышта сұйықтықтың немесе газдың ағын жылдамдығы маңызды рөл атқарады. Тиімді жылу алмасуды қамтамасыз ету үшін ағынның жылдамдығын реттеу қажет:

- Төменгі жылдамдықтар жылу алмасуды жақсартпай алады, бірақ олар сонымен қатар гидродинамикалық кедергілерді арттырады.

- Ағынды тарату: Жылу алмастырғышта сұйықтықтың немесе газдың біркелкі таралуы маңызды. Ағынның көп бұзылуын болдырмау үшін дұрыс геометрияны таңдау қажет.

- Турбулентті ағынды пайдалану: Турбулентті ағын жылу алмасу процесін жақсартады, себебі ол сұйықтықтың немесе газдың жылу тасымалдау қабілетін ұлғайтады.

Температура айырмашылығын оңтайландыру. Жылу алмасу тиімділігін арттыру үшін екі орта арасындағы температура айырмашылығын максимизациялау маңызды. Жоғары температура айырмашылығы жылу берілуін жақсартады, бірақ бұл жүйенің энергетикалық тиімділігіне әсер етуі мүмкін.

- Қысым мен температураны басқару: Жылу алмастырғыштағы температураның ауытқуы мен қысымның оңтайлы арақатынасы жылу алмасуды тиімдірек етеді.

- Қосымша жылу көздерін енгізу: Жылуды қайта өңдеу арқылы температура айырмашылығын тиімдірек қолдануға болады.

Жылу тасымалдағышты таңдау. Жылу тасымалдағыш сұйықтықтың немесе газдың қасиеттері жылу берілуіне тікелей әсер етеді. Жоғары жылу өткізгіштікке ие материалдарды таңдау арқылы жылу алмасуды тиімдірек етуге болады:

- Судың қолданылуы: Су - жылу тасымалдау үшін кеңінен қолданылатын материал. Оның жоғары жылу өткізгіштігі және төмен тұтқырлығы оны өте тиімді жылу тасымалдағыш етеді.

- Арнайы сұйықтықтар: Мысалы, майлар немесе гликоль ерітінділері, температура диапазоны кең жүйелерде қолданылуы мүмкін. Олар белгілі бір жағдайларда тиімдірек болуы мүмкін.

- Газдардың қолданылуы: Газдар, мысалы, ауа, аммиак немесе азот, жылу алмастырғыштарда қолданылуы мүмкін, бірақ олардың жылу өткізгіштігі төмен болғандықтан тиімділікті арттыру үшін ағынды жылдамдығын ұлғайту керек.

Жылу алмастырғыш бетінің өңделуі. Жылу алмастырғыштың бетінің өңделуі жылу алмасуды айтарлықтай жақсарта алады. Бұған арнайы жабындар мен өңдеулерді қолдану арқылы қол жеткізуге болады:

- Кедір-бұдырлы беттер: Жылу алмастырғыштың бетінің кедір-бұдырлығын арттыру жылу алмасу алаңының ұлғаюына мүмкіндік береді.

- Беткі жабындарды өзгерту: Жылу алмастырғыштың ішкі бетін арнайы жылу өткізгіш жабындармен қаптау оның жылу өткізу қабілетін жақсартады.

Жылу қайтару және қайта өңдеу. Энергия тиімділігін арттыру үшін жылу қайтару жүйелері қолданылады. Бұл жылуды жүйеге қайта пайдалану арқылы қосымша энергия үнемдеуге мүмкіндік береді:

- Қалдық жылуды пайдалану: Өндірістік процестерде немесе жылу алмастырғыштарда қалдық жылуды жинап, оны басқа процестерде немесе жылу алмастырғыш жүйелерінде қолдану.

- Қалдық жылуды сіңіретін жүйелер: Жылуды тиімді жинау үшін арнайы жүйелер мен құрылғылар орнату.

Жүйе бақылауын және автоматтандыруды енгізу. Жылу алмастырғыштардың тиімді жұмысын қамтамасыз ету үшін жүйені бақылау және автоматтандыру жүйелерін енгізу өте маңызды:

- Температура мен қысымды мониторингтеу: Жүйенің жұмыс параметрлерін нақты уақыт режимінде бақылау және оларды реттеу.

- Құрылғылардың автоматтандырылған басқарылуы: Жылу алмастырғыштың жұмысын автоматты түрде оңтайландыру арқылы энергия үнемдеуді және жүйенің тұрақты жұмысын қамтамасыз ету.

Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру көптеген әдістерді қамтиды, олар конструктивтік өзгерістерден бастап, ағынды жылдамдықты, температура айырмашылығын және жылу тасымалдағыштың қасиеттерін дұрыс таңдауға дейін. Осы әдістердің комбинациясын қолдану арқылы жылу алмастырғыштардың жұмыс тиімділігін арттыруға, энергия шығынын азайтуға және жүйенің жалпы өнімділігін жақсартуға болады.

2.3 Вентури скрубберін есептеу

Вентури скрубберлерін есептеу кезінде Бейтстің энергетикалық әдісімен есептеген ыңғайлы, оған сәйкес дымқыл шаң жинағыштардың тиімділігі газды тазарту процесіне жұмсалатын энергия шығындарымен анықталады. Энергия шығындары $\Delta p_{г.к.}$ аппараттың гидравликалық кедергісінен және Δp_c аппаратына кіре берістегі бүркілген сұйықтықтың қысымынан құралады [7]:

$$K = \Delta p_{г.к.} + m \cdot \Delta p_c. \quad (2.17)$$

мұндағы, m -суармалы сұйықтықтың меншікті шығыны, кг/м^3 газ.

Тазалауға жұмсалатын энергия шығындарына байланысты шаңның ұсталу дәрежесі мынадай формула бойынша анықталады:

$$\eta = 1 - \exp(-B_1 \cdot K^x) \quad (2.18)$$

мұндағы, B_1 және K^x - ұсталған шаңның қасиеттеріне байланысты тұрақтылар.

Вентури скрубберін есептеудің негізгі ережелері:

Газдың шаңдануының берілген бастапқы Z_1 және соңғы Z_2 бойынша шанды ұстап қалудың талап етілетін дәрежесі есептеледі:

$$\eta = \frac{z_1 - z_2}{z_1}, \quad (2.19)$$

η мәніне және (17) өрнегіне сәйкес қабылданған B_1 және X мәндері арқылы K мәні есептеледі:

$$K = \sqrt[x]{-\frac{1}{B_1} \cdot \ln(1 - \eta)} \quad (2.20)$$

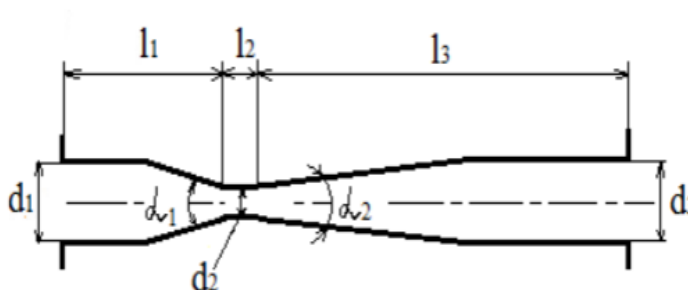
Суармалы сұйықтықтың меншікті шығыны m қабылданады және өрнекке сәйкес (2.17) Вентури скрубберінің гидравликалық кедергісі анықталады:

$$\Delta p_{\text{г.к.}} = K - m \cdot p_c. \quad (2.21)$$

$\Delta p_{\text{т.}}$ тамшылатқышының гидравликалық кедергісі анықталады (әдетте тәжірибелік мәліметтер бойынша) және сол арқылы Вентури құбырының гидравликалық кедергісі есептеледі:

$$\Delta p_{\text{к.}} = \Delta p_{\text{г.к.}} - \Delta p_{\text{т.}} \quad (2.22)$$

Вентури құбырының құрылымдық сипаттамаларының белгілері:



2.1 – сурет- Вентури құбырының құрылымдық сипаттамаларының белгілері

d_1, l_1, α_1 – кіріс қимасының диаметрі, конфузордың ұзындығы мен тарылу бұрышы;

d_2, l_2 – мойынның баламалы диаметрі және мойын ұзындығы;

d_3, l_3, α_3 – шығу қимасының диаметрі, диффузордың ұзындығы мен ашылу бұрышы.

Вентури ξ_1 құбырының құрғақ (суармалы сұйықтықты бермей) құбырының гидравликалық кедергі коэффициентінің мәндері және құбырға

суару сұйықтығының ξ_2 берілуінен туындаған қысымның қосымша жоғалуын ескеретін коэффициент анықталады немесе қабылданады.

Аэродинамикалық тұрғыдан оңтайлы болған кезде, шашыратқыш құбырдың мойын ұзындығы $l_2=0,15 \cdot d_2$ бойынша есептеледі, ξ_1 кедергі коэффициенті мәні

0,1 2 ÷ 0,1 5 аралығында болады . Көрсетілген ξ_1 мәндері дөңгелек құбырларға да, мойынның тікбұрышты қимасы бар құбырларға да қолданыла береді.

Суармалы сұйықтықтың енгізілуіне байланысты Вентури құбырының кедергі коэффициенті өрнекпен анықталады:

$$\xi_2 = A \cdot \xi_1 \cdot m^{B_2}, \quad (2.23)$$

мұндағы, A және B_2 - эмпирикалық коэффициенттер, олардың мәні 2 кестеде келтірілген.

2.1 – кесте- A және B_2 -эмпирикалық коэффициенттер мәні

Вентури құбырына су беру әдістері	Мойындағы газдың жылдамдығы, м/с	Мойын ұзындығы $l_{2,м}$	Коэффициенттер	
			A	B_2
Конфузор алдында орталық су беру және пленкалы су беру	> 80	$(0,15-12,0)d_2$	$1,68(l_2/d_2)^{0.290}$	$1-1,12(l_2/d_2)^{-0,045}$
	< 80	$0,15d_2$	$3,49(l_2/d_2)^{0.266}$	$1 - 0,98(l_2/d_2)^{0.020}$
Конфузорға орталық су беру	$40 \div 150$	$0,15d_2$	0,63	-0,3
Конфузорға шеткері су беру	> 80	$0,15d_2$	13,4	0,024
	< 80	$0,15d_2$	1,4	-0,316

Вентури құбырының мойнындағы газдың жылдамдығы есептеледі, м/с:

$$u_M = \left(\frac{2 \cdot \Delta P_\kappa}{(\xi_1 \div \rho_2) + (\xi_2 \cdot m \cdot \rho_c)} \right), \quad (2.24)$$

мұндағы, $\rho_{\Gamma}, \rho_{\text{с}}$ -тиісінше, тазартылған газ бен суармалы сұйықтықтың тығыздығы, кг/м³.

Вентури құбырының мойын диаметрі анықталады, м

$$d_2 = 1.13 \cdot \left(\frac{V}{u_m}\right)^{0.5} \quad (2.25)$$

мұндағы, V - жұмыс жағдайында тазартылған газ шығыны, м³/с;

$1.13 \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi}}$ - мәнін алмастыратын коэффициент.

Вентури құбырының келесі құрылымдық қатынасы оңтайлы деп қабылданады:

конфузордың тарылу бұрышы

$$\alpha_1 = 25 \div 28^\circ;$$

конфузордың ұзындығы

$$l_1 = [(d_1 - d_2)/2] \cdot \text{tg}(\alpha_1/2) \quad (2.26)$$

құбыр мойын ұзындығы

$$l_2 = 0.15 \cdot d_2 \quad (2.27)$$

диффузордың ашылу бұрышы

$$\alpha_2 = 6 \div 7^\circ;$$

диффузордың ұзындығы

$$l_3 = [(d_3 - d_2)/2] \cdot \text{tg}(\alpha_2/2) \quad (2.28)$$

2.4 ЖЭО-ның пешінен шығатын газдарды тазарту үшін Вентури скрубберін есептеу

Бастапқы деректер:

- қалыпты жағдайда ылғалды газдардың шығыны: $V_0 = 150000 \text{ м}^3/\text{сағ}$;
- скрубберге кіретін газдардың температурасы: $t_1 = 200^\circ\text{C}$;

- скруббер алдында газдың сиретілуі: $p_r=6\text{кПа}$;
- қалыпты жағдайдағы газдың тығыздығы: $\rho_0=1,29\text{ кг/м}^3$;
- скрубберге кіре берістегі газдағы шаң концентрациясы: $z_1=7\text{ г/м}^3$;
- суаруға келіп түсетін судың қысымы: $p_c=300\text{ кПа}$;
- скрубберден шығатын газдағы шаңның қажетті концентрациясы: $z_2=200\text{ мг/м}^3$.

(2.19) формуласы бойынша газды тазартудың талап етілетін дәрежесі айқындалады:

$$\eta = \frac{z_1 - z_2}{z_1}$$

$$\eta = \frac{7 - 0.2}{7} = 0,97$$

(2.20) формула бойынша қабылданған B_1 және x коэффициенттерін ескере отырып, газды тазартуға жұмсалатын энергия шығындары есептеледі:

$$K = \sqrt[x]{-\frac{1}{B_1} \cdot \ln(1 - \eta)}$$

$$K = \sqrt[0,3255]{-\frac{1}{0,1925} \cdot \ln(1 - 0,97)} = 7453,343\text{ кДж/1000м}^3\text{ газ.}$$

Вентури скрубберінің жалпы гидравликалық кедергісі (20) формула бойынша анықталады, онда суаратын сұйықтықтың меншікті шығыны $m=0,001\text{ м}^3/\text{м}^3$ газ қабылданған:

$$\Delta p_{\text{Г.К.}} = K - m \cdot p_c$$

$$\Delta p_{\text{Г.К.}} = 7453 - 0,001 \cdot 300000 = 7153\text{ Па}$$

Нақты жағдайларды ескере отырып, газдың тығыздығы:

$$\rho_d = \rho_0 \cdot \frac{273 \cdot (101,3 - p_r)}{(273 + t_1) \cdot 101,3} = 1,29 \cdot \frac{273 \cdot (101,3 - 6)}{(273 + 200) \cdot 101,3} = 0,70\text{ кг/м}^3$$

мұндағы, 101,3-қалыпты жағдайда газ қысымы, кПа.

Нақты жағдайларда газды тазартуға түсетін көлемдік шығыс:

$$V_d = V_0 \cdot \frac{\rho_0}{\rho_d} = 150000 \cdot \frac{1,29}{0,70} = 276428 \text{ м}^3/\text{сағ}$$

Берілетін сұйықтық (су) шығысы:

$$M_c = m \cdot V_d = 0,001 \cdot 276428 = 276,428 \frac{\text{кг}}{\text{сағ}}$$

мұндағы, Δp_T циклон - тамшылатқыштың гидравликалық кедергісі
ұқсас қондырғылардың жұмыс тәжірибесі негізінде 100 Па қабылданады.

Вентури құбырының гидравликалық кедергісі (2.22) формула бойынша анықталады:

$$\Delta p_k = \Delta p_{г.к.} - \Delta p_T.$$

$$\Delta p_k = \Delta p_{г.к.} - \Delta p_T = 7153 - 100 = 7053 \text{ Па} = 7,1 \text{ кПа}$$

Вентури скрубберінің шығысындағы ылғалмен қаныққан газдың температурасы формула бойынша анықталады:

$$t_2 = (0,133 - 41 \cdot m) \cdot t_1 + 35$$

$$t_2 = (0,133 - 41 \cdot 0,001) \cdot 200 + 35 = 53,4^\circ\text{C} \approx 53^\circ\text{C}$$

Вентури құбырынан шығатын газдың тығыздығы:

$$\rho_2 = \rho_0 \cdot \frac{273 \cdot [101,3 - (p_T + \Delta p_k)]}{(273 + t_2) \cdot 101,3}$$

$$\rho_2 = 1,29 \cdot \frac{273 \cdot (101,3 - (5 + 7,1))}{(273 + 53) \cdot 101,3} = 0,95 \text{ кг} / \text{м}^3.$$

Вентури құбыры суаратын сұйықтықтың орталық жеткізілімімен таңдалады, сондықтан суарылмайтын құрғақ құбырдың ξ_1 гидравликалық кедергі коэффициентінің мәні $0,12 \div 0,15$ аралығында қабылданады, мен $\xi_1 = 0,125$ алдым.

Суарылатын құбырдың гидравликалық кедергісі А және B_2 тиісті мәндерін ескере отырып (2.23) формула бойынша анықталады (2 кестеде көрсетілгендей):

$$\xi_2 = A \cdot \xi_1 \cdot m^{B_2}$$

$$\xi_2 = 0,63 \cdot 0,125 \cdot 0,001^{-0,3} = 0.62$$

Вентури құбырының мойнындағы газдың жылдамдығы (2.24) формула бойынша есептеледі:

$$u_m = \left(\frac{2 \cdot \Delta p_k}{(\xi_1 \cdot \rho_2) + (\xi_2 \cdot m \cdot \rho_c)} \right)^{0,5}$$

$$u_m = \left(\frac{2 \cdot 7053}{(0,125 \cdot 0,95) + (0,62 \cdot 0,001 \cdot 1000)} \right)^{0,5} = 138 \text{ м/с}$$

Вентури құбырынан шығатын газдың көлемдік шығыны:

$$V_2 = V_0 \cdot \frac{\rho_0}{\rho_2}$$

$$V_2 = \frac{150000}{3600} \cdot \frac{1,29}{0,95} = 56,57 \text{ м}^3/\text{с}$$

Газдың массалық шығыны:

$$M_{г.} = V_2 \cdot \rho_2$$

$$M_{г.} = 56,57 \cdot 0,95 = 53,74 \text{ м}^3/\text{сағ}$$

Вентури құбырының мойынының диаметрі:

$$d_2 = 1,13 \cdot \left(\frac{V_2}{u_m} \right)^{0,5}$$

$$d_2 = 1,13 \cdot \left(\frac{56,57}{138} \right)^{0,5} = 0,72 \text{ м}$$

Мойын диаметрінің алынған мәні жоғары қысымды Вентури құбырларының стандартты диапазонындағы мойынның ең үлкен диаметрінен едәуір асады: 115, 135, 155, 180, 200, 240, 280, 320, 370, 420.

Осыған байланысты бірнеше параллель жұмыс істейтін Вентури құбырларын орнату керек. Құбырлардың саны $n=4$ қабылданады. Бұл жағдайда төрт бірдей құбырдың әрқайсысының мойнының диаметрі болады:

$$d_2 = 1,13 \cdot \left(\frac{56,57}{4 \cdot 138} \right)^{0,5} = 0,36 \text{ м.}$$

Стандартты диапазонға сәйкес Вентури құбырының мойын диаметрі 370 мм қабылданды.

Бұл жағдайда мойынның ұзындығы:

$$l_2 = 0,15 \cdot d_2 = 0,15 \cdot 0,36 = 0,054 \text{ м.}$$

Бұл жағдайда құбырдың мойнындағы газдың жылдамдығы:

$$u_m = \frac{1,13^2 \cdot V_2}{d_2^2 \cdot n}$$

$$u_m = \frac{1,13^2 \cdot 56,57}{0,36^2 \cdot 4} = 139 \text{ м/с}$$

Конфузорға кіретін және Вентури құбырының диффузорынан шығатын газ жылдамдығы 20 м/с тең қабылданады. Бұл жылдамдықта конфузордың кіріс бөлігінің диаметрі:

$$d_1 = 1,13 \cdot \left(\frac{276428}{3600 \cdot 4 \cdot 20} \right)^{0,5} = 1,1 \text{ м}$$

ал диффузордың шығыс бөлігінің диаметрі:

$$d_3 = 1,13 \cdot \left(\frac{56,57}{4 \cdot 20} \right)^{0,5} = 0,95 \text{ м}$$

Конфузордың тарылу бұрышы $\alpha_1 = 25^\circ \text{C}$ деп қабылданады. Конфузордың ұзындығы:

$$l_1 = [(d_1 - d_2)/2] \cdot \text{tg}(\alpha_1/2);$$

$$l_1 = [(1,1 - 0,36)/2] \cdot \text{tg}(25/2) = 1,67 \text{ м}$$

Диффузордың ашылу бұрышы $\alpha_2 = 6^\circ$ қабылданады. Диффузордың ұзындығы:

$$l_3 = [(d_3 - d_2)/2] \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2/2)$$

$$l_3 = [(0,95 - 0,36)/2] \cdot \operatorname{tg}(6/2) = 5,6 \text{ м}$$

2.3 – кесте- Вентури скрубберін есептеу нәтижелері

Көрсеткіштердің атауы	Белгіленуі	Мәні
Скруббер өлшемдері:		
конфузордың кіру қимасының диаметрі, м	d_1	1,1
конфузордың ұзындығы, м	l_1	1,67
конфузордың тарылу бұрышы, град.	α_1	25
мойын диаметрі, м	d_2	0,36
мойын ұзындығы, м	l_2	0,054
диффузордың ашылу бұрышы, град.	α_2	6
диффузордың ұзындығы, м	l_3	5,6
диффузордың шығу қимасының диаметрі, м	d_3	0,95
Шаң ұстаудың тиімділігі (дәрежесі)	H	0,97
Гидравликалық қарсылық:		
Вентури құбырлары, Па	Δp_{κ}	7053
циклон-тамшылатқыш, Па	$\Delta p_{\text{т.}}$	100
Жалпы скруббер Вентури ,Па	$\Delta p_{\text{г.к.}}$	7153

2.5 Вентури скрубберінің жылу есебі

Скруббердегі газ бен су арасындағы орташа температура айырмашылығын формула бойынша есептейміз:

$$\Delta t_{\text{орт.}} = \frac{(t_1 - t_c) - (t_2 - t_6)}{2.31 \cdot \lg \frac{(t_1 - t_c)}{(t_2 - t_6)}} \quad (2.29)$$

мұндағы, t_1 -скрубберге кірер алдындағы температура;
 t_2 -скруббердан шығар кездегі температура;
 $t_6=20^\circ\text{C}$, судың бастапқы температурасы;
 $t_c=40^\circ\text{C}$, судың соңғы температурасы ылғалды термометр температурасынан $5-10^\circ\text{C}$ төмен қабылданады;

$$\Delta t_{\text{орт.}} = \frac{(200-40)-(53-20)}{2.31 \cdot \lg \frac{(200-40)}{(53-20)}} = 80^\circ\text{C} \quad (2.30)$$

(2.29) және (2.30) формулалары бойынша газдардағы су буларының бастапқы және соңғы энтальпияларын табамыз:

$$I_1 = 2480 + 1.96t_1 \quad (2.31)$$

$$I_1 = 2480 + 1.96 \cdot 200 = 2872 \text{ Дж/кг}$$

$$I_2 = 2480 + 1.96t_2 \quad (2.32)$$

$$I_2 = 2480 + 1.96 \cdot 53 = 2583 \text{ Дж/кг}$$

Скруббердегі газдардан алынатын жылу мөлшерін (32) формула бойынша анықтаймыз:

$$Q = V_{\text{к.ш.}} \cdot [c \cdot (t_1 - t_2) + y \cdot (I_1 - I_2)] \quad (2.33)$$

мұндағы, $y=0.0207 \text{ кг/м}^3$ -ылғалмен қаныққан газдағы су буының мөлшері;

$c=1.3 \text{ кДж/м}^3$ -кұрғақ газдың жылу сыйымдылығы;

$V_{\text{к.ш.}}$ -қалыпты жағдайда құрғақ газдың көлемдік шығыны, $\text{м}^3/\text{сағ.}$

$$Q = 40,6 \cdot [1,3 \cdot (200 - 53) + 0,0207 \cdot (2872 - 2583)] = 8001 \text{ Вт}$$

Қалыпты жағдайда құрғақ газдардың көлемдік шығынын (33) формула бойынша табамыз:

$$V_{\text{к.ш.}} = \frac{\frac{V_0}{3600} \cdot 0.804}{(0.804 + y)} \quad (2.34)$$

мұндағы, 0,804 - су буының нақты салмағы.

$$V_{\text{к.ш.}} = \frac{\frac{150000}{3600} \cdot 0.804}{(0.804 + 0.0207)} = 40.6 \text{ м}^3/\text{сағ}$$

Эмпирикалық мәліметтер бойынша скруббердегі жылу берудің көлемдік коэффициенті (2.35):

$$K_0 = (116.5 + 525 \cdot \frac{M_c}{M_r}) \cdot (1 + 0.001 \cdot t_{\text{орт.}}) \quad (2.35)$$

мұндағы, M_c және M_r -тіісінше сұйықтық пен газдың массалық шығыстары, кг/сағ.

$$K_0 = (116.5 + 525 \cdot \frac{276.428}{53.74}) \cdot (1 + 0.001 \cdot 80) = 3042 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$$

2.6 Газ тазалау жабдығының тиімділігін арттыру

Газды тазартудың құрғақ немесе дымқыл әдістеріне негізделген қолданыстағы құрылғылардың ішінде дымқыл типтегі құрылғылар отандық өнеркәсіпте және шетелде айтарлықтай дамыған. Жоғары дисперсті бөлшектерді ұстауда ең тиімдісі Вентури скрубберлері болып табылады, олар сұйық тамшылармен қатты бөлшектердің алдын-ала сіңуін қамтамасыз етеді. Мысалы, жылу электр станцияларының қазандық агрегаттарының түтін газдарын қатты отын күлінен тазартудағы мұндай құрылғылардың тиімділігі шамамен 95-96% құрайды [10-12].

Вентури құбырында жоғары жылдамдықпен газ ағынында қозғалатын қатты бөлшектердің әсерінен шөгінділердің қарқынды абразивті бұзылуы орын алады.

Алайда, өнеркәсіпте қолданылатын қолданыстағы Вентури скрубберлерінің тиімділігі атмосфераға зиянды бөлшектердің шығарындылары бойынша қазіргі кездегі экологиялық стандарттардың талаптарын әрдайым қанағаттандыра бермейді. Бұл негізінен дымқыл аппараттарда қолданылатын физикалық әсерлерге, сондай-ақ жоғары дисперсті бөлшектердің газ ағынына деген қызығушылығының жоғары деңгейіне байланысты.

Сонымен қатар, суармалы сұйықтық тамшыларымен ұсталған қатты бөлшектердің коагуляциясының (соқтығысу ықтималдығы) тиімділігін

арттыру және Вентури скрубберлерінің тазарту дәрежесін арттыру мақсатында дымқыл тазарту процесін одан әрі жетілдіру газ тазарту жабдықтарының режимдік немесе құрылымдық параметрлерін оңтайландыру арқылы жүзеге асырылады.

Алайда, негізгі технологиялық параметрлердің өзгеруіне негізделген классикалық тәсілдер, олар скруббердің тиімділігіне байланысты (Вентури құбырларындағы газдардың жылдамдығы, суару сұйықтығының нақты шығыны және тамшылардың мөлшері) іс жүзінде оң нәтиже бермейді, айтарлықтай энергия шығындарымен байланысты немесе мүлдем мүмкін емес. Бұл түтін газының жылдамдығын өзгерту әрдайым мүмкін емес екендігімен түсіндіріледі, суды тұтынудың жоғарылауы газ температурасының төмендеуіне және шлам шығарғыштың проблемаларына әкеледі, ал су тамшыларының диаметрінің төмендеуі тұндыру аймағының ұлғаюына және Вентури құбырының көлемінің толық толтырылуына әкеледі, бұл газды тазартудың тиімділігін арттыруға әкелуі керек. Алайда, тамшылардың диаметрі азайған кезде олардың диффузордағы жылдамдығы төмендейді, сондықтан шаң бөлшектерінің инерциялық суаруының әсері азаяды.

Сондықтан қатты, жоғары дисперсті бөлшектердің шашырайтын сұйықтық тамшыларымен соқтығысу ықтималдығын арттыру үшін жаңа эффектілерді немесе сыртқы энергия әсерлерін қолдану қажет. Мұндай әсер тазартылған газдарды алдын-ала дайындау арқылы жүзеге асырылуы мүмкін, мысалы, су буларының немесе химиялық заттардың қатты бөлшектерінің бетіндегі конденсация арқылы. Бұл жағдайда сәйкес тиімді газ тазарту аппараттың жұмыс аймағында олардың қозғалысы кезінде су буы конденсацияланатын бөлшектердің инерциясының жоғарылауымен қамтамасыз етіледі. Алайда, осы тәсілмен қосымша сұйық фазаның қосылуымен байланысты шанды газдардың қасиеттері өзгереді.

Сұйық тамшылары бар жоғары дисперсті бөлшектердің коагуляциясының тиімділігін арттыру үшін газ тазарту жабдықтарының жұмыс режимдерін өзгертпейтін тағы бір танымал және перспективалы тәсіл- жоғары қарқынды ультрадыбыстық (ультрадыбыстық) өрістегі акустикалық коагуляция.

Ультрадыбыстық коагуляция-бұл бөлшектерге қосымша тербелмелі қарсы қозғалыс беру арқылы газ ағындарындағы тоқтатылған бөлшектердің жақындасу және бірігу процесі, бұл олардың кеңеюіне және дәстүрлі газ тазарту аппараттарында тиімді жауын-шашынға ықпал етеді.

Газ тазарту тиімділігін арттыру үшін ультрадыбыстық коагуляция процесінің бірқатар артықшылықтары бар:

- әр түрлі сипаттағы аэрозоль бөлшектерін ірілендіру;
- жоғары дисперсті бөлшектерді ірілендіру есебінен жабдықты тазалау тиімділігін арттыру мүмкіндігі;
- химиялық белсенді және агрессивті компоненттері бар орталарға қолданылуы;

- жұмыс ортасының қысымы мен температурасының жоғары мәндерінде газдарды тазарту мүмкіндігі;

Ылғал газ тазартқыштардың жұмысы барысында аппараттар, газ жолдары және су суару жүйелері шаңмен толып кетеді. Бұл газ құбыры мен газ тазарту құрылғыларының жұмысын нашарлатады. Кейбір жағдайларда құрылғылардың ішкі беттерінде пайда болған шөгінділер құлап, бункерге түсіп, шламды шығару жүретін құбырды бітеп тастайды. Нәтижесінде су скрубберлердің төменгі бөлігінде жиналып, газды енгізуге арналған құбырға құйылады. Шөгінділер тығынының бұзылуы және су бекітпесі арқылы шлам мен газдың шығарылуы мүмкін. Сондықтан, технологиялық жабдықты тоқтату кезінде құрылғылар газдан ажыратылады, желдетіледі, содан кейін суару жүйелері жуылады, саптамалар тазаланады және құрылғы мен газ жолдары жөнделеді. Ол үшін аппараттардың корпусында ыңғайлы орналасқан герметикалық люктер болуы тиіс. Егер олардағы газдың оңтайлы ағу жылдамдығы байқалса, аппараттардағы шаңның жиналуын азайтуға болады.

Түтін сорғыштар мен желдеткіштердің роторының қалақтарына түсетін шаң әсіресе жағымсыз әсер етеді. Кейбір жағдайларда, мысалы, түрлендіргіш газды тазарту кезінде шаң қабатының қалыңдығы 50 мм-ге жетуі мүмкін. Шаңның біркелкі жабыспауы ротордың теңгерімсіздігін, мойынтіректердің істен шығуын тудырады және соңында түтін сорғыларын тоқтатуға тура келеді. Сондықтан газ үрлеу машиналары роторының қалақтары машина тоқтаған кезде суық немесе ыстық сумен жуылады. Жуу үшін 6-10 МПа қысыммен техникалық суды пайдалануға болады.

Түтін сорғыштар мен желдеткіштердің беттеріндегі шаңды азайту үшін олардың беттерін синтетикалық материалдармен, атап айтқанда тефлонмен жабу әрекеттерін де жасауға болады. Ылғал газ тазарту құрылғылары мен газ жолдары құрғаққа қарағанда әлдеқайда көп, газдар мен судың коррозиялық әсеріне ұшырайды. Сондықтан дымқыл газ тазалағыштары бар жүйелерді пайдалану кезінде оларды жүйелі түрде бақылау және су-химиялық бақылау жүргізу қажет. Ылғал шаң ұстағыштардың суландыру құрылғыларына берілетін су механикалық және органикалық қоспалардан тазартылуы тиіс. Судың оңтайлы ағынын және суару жүйесіндегі қажетті қысымды сақтау қажет. Аппараттың ішінде жөндеу жұмыстарын жүзеге асыру үшін люктер ауданында тіреуіш арқалықтар көзделуі тиіс, оларға төсемдер төселеді; бекіту құралдарын люктер арқылы өткізе отырып, пайдаланылуы мүмкін.

3 Жылу алмасу және оның математикалық модельдеуі

3.1 Жылу алмасу және оның техникалық жүйелердегі маңызы

Жылу беру дегеніміз әр түрлі температура мен қысымға ие екі жүйе арасындағы жылу энергиясының алмасуын білдіреді. Бұл тасымалдау бір жүйенің ішінде немесе байланыста болатын бірнеше жүйелер арасында температура градиенті болған кезде орын алады. Мұндай жағдайларда энергия температурасы төмен аймақтарда температурасы жоғары аймақтардан беріледі.

Жылу түрінде берілетін энергия мөлшерін әртүрлі әдістер арқылы өлшеуге және талдауға болады. Бұл әртүрлі жүйелердегі жылу беруді сандық бағалауға мүмкіндік береді. Жылу беру бір жүйеден немесе аймақтан жылуды жоғалтуды да, басқа жүйеден немесе аймақтан жылу алуды да қамтитынын ескеру маңызды.

Термодинамика принциптері жылу беруді басқарады. Термодинамиканың бірінші заңы энергияны, оның ішінде жылуды жасау немесе жою мүмкін емес, тек бір формадан екіншісіне түрлендіруге болатындығын айтады. Термодинамиканың екінші Заңында жылу тек төменгі температура аймағынан жоғары температура аймағына ауысатын процестер жоқ делінген. Жылу берумен байланысты барлық процестер термодинамиканың бірінші және екінші заңдарына сәйкес келуі керек.

Жылу алмасу жылу энергиясын беру қажет болатын көптеген техникалық жүйелердің маңызды құрамдас бөлігі болып табылады. Ол әртүрлі салаларда және тұрмыстық қосымшаларда шешуші рөл атқарады. Жылу алмасу екі дене немесе орта арасында температура айырмашылығы болған кезде пайда болады және бұл құбылыс жылу өткізгіштік, конвекция және сәулелену арқылы пайда болады.

Жылу алмасудың негізгі түрлерінің бірі-сұйықтықпен (сұйықтық немесе газ) жанасу арқылы денелер арасында жылу беру кезінде пайда болатын конвективті жылу алмасу. Конвекция жылыту, желдету және ауаны баптау жүйелерінде, сондай-ақ өнеркәсіптік салқындату және жылыту жүйелерінде маңызды рөл атқарады. Конвекция арқылы жылу алмасу сұйықтықты жылжыту және жылу алмастырғыш пен сұйықтық арасындағы жылуды тасымалдау арқылы жүзеге асырылады. Жүйенің шекараларында қолданылатын сыртқы күштердің немесе жүйенің ішіндегі сұйықтыққа қолданылатын массалық күштердің біртекті өрісінің әсерінен немесе жүйеден тыс хабарланған сұйықтықтың кинетикалық энергиясы арқылы сұйықтықтың қозғалысы кезіндегі конвективті жылу алмасу мәжбүрлі конвекция деп аталады [13].

$$q_{CT} = \lambda_{жс} \frac{\partial T}{\partial n}, \quad (3.1)$$

$$q_{CT} = \alpha \cdot (T_{жс} - T_{СТ}), \quad (3.2)$$

мұндағы, α - жылу беру коэффициенті.

$$\alpha = - \frac{\lambda_{жс}}{T_{жс} - T_{СТ}} \frac{\partial T}{\partial n}, \quad (3.3)$$

Егер сұйықтықтағы температура өрісі уақытқа тәуелді болмаса, жылу беру процесі стационарлық деп аталады, ал егер ағындағы температураның таралуы уақытқа байланысты болса, стационарлық емес деп аталады.

3.1- кестеде конвективті жылу алмасудың әртүрлі шарттары үшін жылу беру коэффициентінің мәндерінің реті келтірілген [14], Вт/(м² · К).

3.1- кесте- Жылу алмасудың әртүрлі шарттары үшін жылу беру коэффициенті

Газдардағы еркін гравитациялық конвекция	5 – 30
Судың еркін конвекциясы	10 ² – 10 ³
Газдардың мәжбүрлі конвекциясы	10 – 500
Мәжбүрлі су конвекциясы	500 – 2 · 10 ⁴
Қайнаған су	2 · 10 ³ – 5 · 10 ⁵
Сұйық металдар	10 ² – 3 · 10 ⁴
Су буының пленкалы конденсациясы	4 · 10 ³ – 1,5 · 10 ⁴
Су нарықтарының тамшылатып конденсациясы	4 · 10 ⁴ – 1,2 · 10 ⁵

Жылу беру коэффициентінің мәні мыналарға байланысты:

1) сұйықтық қозғалысының себептері (табиғи немесе мәжбүрлі конвекция);

2) сұйықтық ағынының режимі(ламинарлы немесе турбулентті);

3) сұйықтықтың жылдамдығы, сұйықтықтың термофизикалық параметрлері, дененің геометриялық пішіні мен мөлшері, фазалық ауысулардың болуы.

Жылу өткізгіштік жылу алмасудың тағы бір түрі болып табылады және қатты материалдарда жүреді. Ол жылуды тербелістер мен материал молекулаларының соқтығысуы арқылы беру арқылы жүзеге асырылады. Жылу өткізгіштік жылу оқшаулау және жылу тарату жүйелерінде, сондай-ақ құбырлар мен қабырғалардағы жылу беру процестерінде кеңінен қолданылады.

Жылуды тиімді тарату және беру қажет жылу алмасу құрылғыларында әдетте жоғары жылу өткізгіш материалдар қолданылады. Бұл жылу

шығынын азайтуға және құрылғының тиімдірек жұмыс істеуін қамтамасыз етуге мүмкіндік береді.

Алайда, кейбір жағдайларда жоғары жылу өткізгіштік қажет болмауы мүмкін. Мысалы, ыстық және суық сұйықтықтардың араласуын болдырмау қажет әртүрлі температурадағы жүйелерде жоғары жылу өткізгіш материалдарды пайдалану қажетсіз термиялық араластыруға және жүйенің тиімділігін жоғалтуға әкелуі мүмкін. Мұндай жағдайларда жылу өткізгіштігі төмен материалдар қолданылады немесе жылу ағынын азайту үшін оқшаулау әдістері қолданылады.

3.2 -кестеде жылу алмасу жабдықтарында қолдануға болатын әртүрлі материалдар үшін типтік жылу өткізгіштік мәндері көрсетілген.

3.2 –кесте- Жылу алмасудың әртүрлі шарттары үшін жылу беру коэффициенті

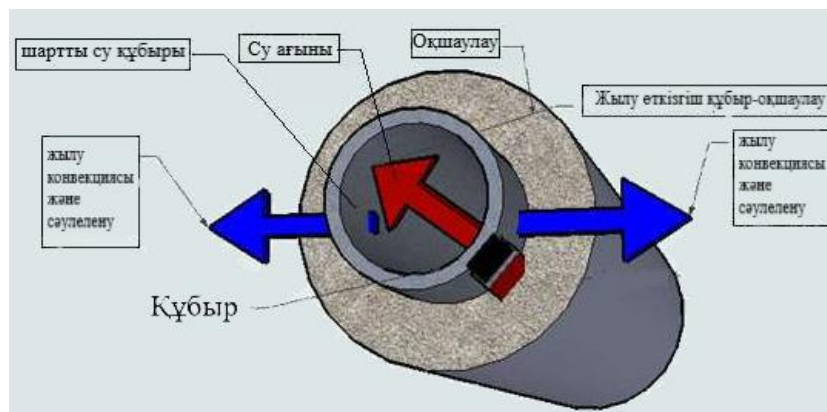
Материал	Жылу өткізгіштік (Вт/(м·К))
Мыс	400
Алюминий	200
Тот баспайтын болат	15-20
Шойын	30
Титан	20
Қола	70-120
Никель	90-100
Темір	50-80
Шыны	0.8-1.5
Керамика	1-20
Пластик (например, ПВХ)	0.1-0.5
Оқшаулағыш материалдар	0.01-0.1

Сәулелену-электромагниттік сәулелену арқылы жүзеге асырылатын жылу алмасудың үшінші түрі. Барлық денелер температураға және беттің эмиссиялық қасиеттеріне байланысты жылу сәулесін шығарады. Радиация жылу жүйелерінде, күн коллекторларында, материалдарды кептіру және термиялық өңдеуде маңызды рөл атқарады.

Зерттелетін құбыр жүйесін қоршаған бөлмеге жылу энергиясын шығаратын Ыстық құбырлар желісі ретінде қарастыруға болады. Құбырлар арқылы ағып жатқан судың температурасы құбыр ішіндегі орналасу (беру немесе қайтару) және тәулік уақыты сияқты факторларға байланысты әдетте 55-тен 60 градусқа дейін өзгереді.

Құбыр ішіндегі жылу беру процесі ішкі аймақтан сыртқы қабатқа өтеді. Бұл конвекция арқылы судан мыс құбырына жылу беруді қамтиды. Кейіннен жылу минералды жүн арқылы жылу өткізгіштік арқылы, содан кейін алюминий фольга арқылы өтеді. Ақырында, бүкіл құбырдың сыртқы беті

конвекция мен көршілес беттермен ұзын толқынды сәулеленудің алмасуы арқылы қоршаған ауаға жылу береді. Бұл жылу беру процесінің схемалық бейнесін 3.1-суреттен көруге болады.



3.1 –сурет- Оқшауланған құбырлар арқылы өтетін жылу шығыны

Құбыр жүйесі оқшаулау қабатында әр түрлі диаметрге ие және мыс қабатында құбырлар арқылы шығын қабаттардың диаметріне тура пропорционалды болады, бұл оқшаулау диаметріне көбірек әсер етеді.

Құбыр жүйесі арқылы жылу шығыны жылу өткізгіштікке байланысты, онда ең маңызды формулалардың бірі Фурье заңынан туындайды:

$$Q = -U \cdot S \cdot \Delta T, \text{ Вт} \quad (3.4)$$

мұндағы, Q -жылу сыйымдылығы (Вт), U жылу беру коэффициенті (Вт/м²К);

S - ауданы м²;

ΔT температура айырмашылығын білдіреді (°C).

Құбыр жүйесінің барлық компоненттерінің барлық шығындары ағынды судың әсерінен болады. Термодинамиканың бірінші заңына сәйкес құбырлардан жылу шығыны ағынды судың ішкі энергиясының жоғалуына байланысты болады. Бұған қайтарылатын судың температурасын төмендету арқылы қол жеткізіледі. Жылу шығыны, массалық ағын және температураның төмендеуі арасындағы байланысты білдіретін Формула келесідей:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T, \text{ Вт} \quad (3.5)$$

мұндағы, C_p -судың меншікті жылу сыйымдылығы 4,18 кДж/кг·К.

3.2 Құбыр жүйелері арқылы жылу беру

Жылу беру және құбыр жүйелеріндегі шығындар тек орталықтандырылған жылумен жабдықтау жүйелерінде ғана емес, сонымен қатар күн коллекторларында, мұнай немесе газ құбырларында да маңызды мәселе болып табылады. Бұл шығындар салқындату шығындары түрінде де байқалуы мүмкін, олар бірдей принциптерді ұстанады, бірақ жылудың кері бағытымен. Ұзындығы жүздеген метр болатын құбыр жүйелерін зерттеген жағдайда, бұл жылу шығыны шығындар мен тиімділік тұрғысынан маңызды мәселе ретінде танылуы керек [13-15].

Құбыр жүйелеріндегі жылу беру конвекция арқылы да, құбырлар мен металл бекіткіштерден жылу өткізгіштік арқылы да жүреді. Тиімді шешімдерді табу үшін осы жылу шығындарын дәл бағалау қажет.

Жылу беруді есептеу қабырғалар немесе тегіс беттер үшін салыстырмалы түрде қарапайым, бірақ құбырлармен жұмыс істегенде күрделене түседі. Цилиндрлік пішінді құбырлардың радиусына байланысты әр түрлі беткейлері болады. Бұл бетінің ауданы цилиндрдің радиусына немесе диаметріне және құбырдың ұзындығына тура пропорционал. Осылайша, цилиндрдің ауданы:

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L, \text{ м}^2 \quad (3.6)$$

Егер Фурье Заңы цилиндрлерге немесе құбырларға қолданылса, қолданылатын формула (1.4) формуладан сәл өзгеше болуы керек:

$$Q = -\kappa \cdot S \cdot \left(\frac{\Delta T}{\Delta r} \right), \text{ Вт} \quad (3.7)$$

Бұл формулада сыртқы бетті де, ішкі бетті де бір-біріне тәуелсіз қолдануға болмайды. Оның орнына бетінің ауданы үшін орташа логарифмдік мәнді есептеу керек:

$$S_{lg} = \frac{S_{сырт} - S_{ишки}}{\ln \left(\frac{S_{сырт}}{S_{ишки}} \right)}, \quad (3.8)$$

Егер (3.8) формуласында аудандарды $2\pi r l$ өрнегімен ауыстырсаңыз, онда келесі теңдеу алынады:

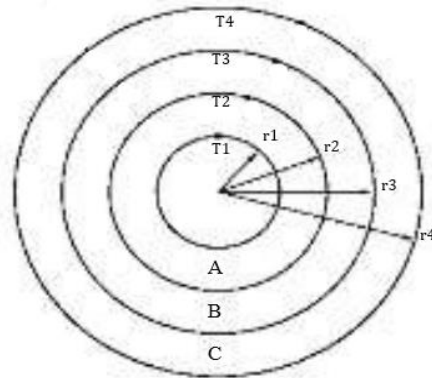
$$S_{lg} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{сырт} \cdot L - 2 \cdot \pi \cdot r_{ишки} \cdot L}{\ln \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot r_{сырт} \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot r_{ишки} \cdot L} \right)}, \quad (3.9)$$

Содан, (3.7) және (3.8) формулаларды алмастыруға болады:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot \left(\frac{r_{сырт} - r_{ишки}}{\ln \left(\frac{r_{сырт}}{r_{ишки}} \right)} \right) \cdot \left(\frac{T_{ко} - T_c}{r_{сырт} - r_{ишки}} \right) =$$

$$= 2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot \left(\frac{T_{ко} - T_c}{\frac{r_{сырт} - r_{ишки}}{\ln \left(\frac{r_{сырт}}{r_{ишки}} \right)}} \right), \quad (3.10)$$

Құбыр жүйесі әртүрлі материалдардан тұратын жағдайда радиусты бөлек қабаттарға бөлу керек. Бұл бөлу төмендегі 3.2-суретте көрсетілген.

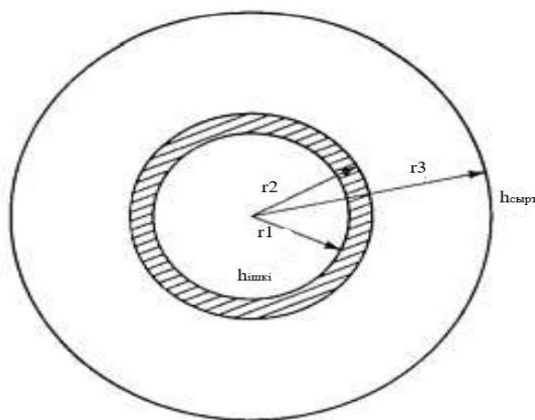


3.2-сурет- Әр түрлі беттері бар құбырдағы жылу беру

Бұл жағдайда жылу беру формуласы осылай жазылады:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot (T_1 - T_4)}{\frac{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}{K_A} + \frac{\ln \left(\frac{r_3}{r_2} \right)}{K_B} + \frac{\ln \left(\frac{r_4}{r_3} \right)}{K_C}}, \quad (3.11)$$

Бұл формулаларды 3.3-суретте көрсетілгендей оқшауланған құбырларға қолдану арқылы жылу беру теңдеуін формуласын жасауға болады:



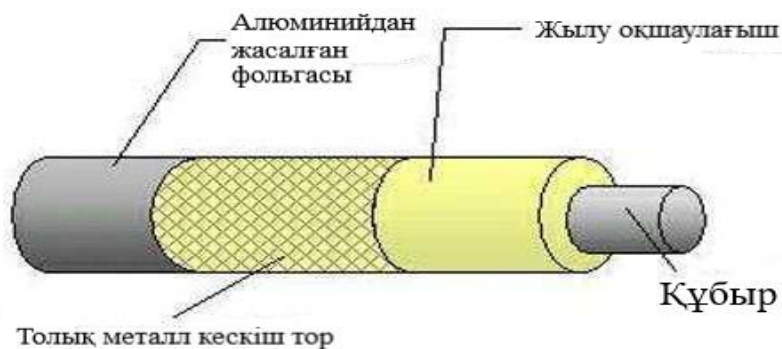
3.3-сурет- Әр түрлі беттері бар құбырдағы жылу беру

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot (T_{ко} - T_c)}{\frac{1}{h_{ишки} \cdot r_A} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\kappa_{мыс}} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{\kappa_{оки}} + \frac{1}{h_{сырт} \cdot r_A}}, \quad (3.12)$$

Зерттеу жағдайында ағын әрқашан ламинарлы болады: $Gr = \frac{g\beta(T_{ко}-T_c)D^3}{\nu^3}$ және $Pr = 0.71$

3.3 Құбыр жүйесіне арналған материалдар

Мектептерде қолданылатын ішкі құбыр жүйелері көбінесе бірдей материалдан тұрады, бірақ құбырлардың өлшемдерінде айырмашылық бар. Бұл құбырлар әдетте сантехникада қолданылатын мыстан жасалған. Жылу шығынын азайту үшін олар минералды жүнмен оқшауланған, ал сәулелену жылу шығынын азайту үшін алюминий фольга беті қосылған [16].

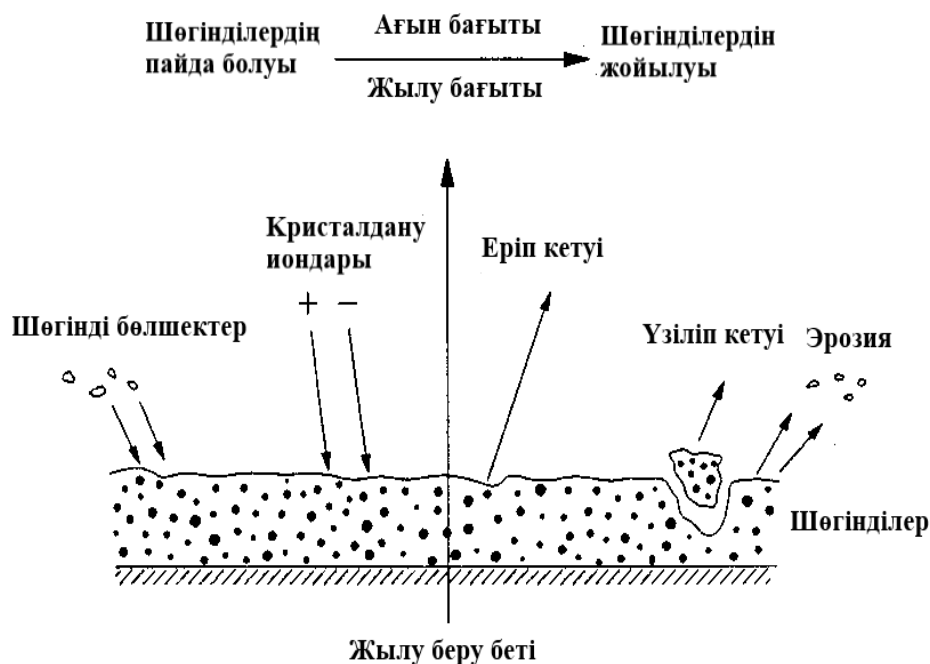


3.4-сурет- Минералды жүнмен және алюминий фольгамен оқшауланған мыс құбыры

Жылу алмасу беттеріндегі шөгінділер-бұл сұйықтықпен жанасатын беттерде әртүрлі заттардың жиналуы. Бұл шөгінділер органикалық немесе бейорганикалық болуы мүмкін және әдетте әртүрлі факторларға байланысты пайда болады.

Шөгінділердің пайда болу себептері әртүрлі болуы мүмкін, соның ішінде физикалық-химиялық процестер, химиялық реакциялар, сұйықтықтан заттардың конденсациясы немесе кристалдануы. Температура градиенттері, ағын жылдамдығы және сұйықтықтың физикалық қасиеттері де факторлар болуы мүмкін.

Жылу алмасу беттеріндегі шөгінділер бірқатар жағымсыз салдарға әкелуі мүмкін. Біріншіден, олар жылу алмасу тиімділігінің төмендеуіне әкелуі мүмкін, өйткені шөгінділердің қалыңдығы жылудың берілуіне кедергі келтіреді. Бұл жылу кедергісінің жоғарылауына және энергияның жоғалуына әкеледі. Екіншіден, шөгінділер сұйықтық ағынының кедергісінің жоғарылауына және гидравликалық шығындардың жоғарылауына әкелуі мүмкін. Сонымен қатар, олар коррозияға және беттерге зақым келтіруі мүмкін, бұл жабдықтың беріктігінің төмендеуіне әкелуі мүмкін.



3.5-сурет- Ластану кезінде әртүрлі пайда болу және жою процестері

Жылумен жабдықтау жүйелерін жобалау кезінде жобаның құнына жауап беретін анықтаушы есептеу жүйенің жылу және гидравликалық есебі болып табылады. Бұл жүйенің негізгі және қосалқы жабдықтарын таңдауға мүмкіндік береді. Мұндай есептеулердегі маңызды фактор-салқындатқыштың сапасын, оның қаттылығын қамтамасыз ету қажеттілігі.

Жылумен жабдықтау жүйелерінде шикі ағын су қолданылады. Суды қыздырып, тұтыну көздеріне жібермес бұрын оны дайындау керек (жұмсарту, газдарды кетіру, механикалық қоспалардан тазарту). Әрі қарай суды деаэрациялау процесі жүреді, бұл жабдықта коррозияның пайда болуының негізгі себептерінің бірі болып табылатын зиянды газдарды судан шығару процесі: оттегі және көмірқышқыл газы. Егер суда көп мөлшерде оттегі (O_2) және көмірқышқыл газы (CO_2) болса, онда қызған кезде коррозия жылдамдығы айтарлықтай артады. Жылумен жабдықтау жүйелеріндегі Коррозия көптеген апаттардың себебі болып табылады. Деаэратордан өткеннен кейін су жиналып, оны жылу желісіне айдайтын сорғыларға беріледі.

Тұтынушыларды жылу энергиясымен қамтамасыз етудегі басты жұмыс-жылу алмастырғыштар. Олардың жұмысының сапасы жалпы жылумен жабдықтау жүйелерінің дұрыс жұмыс істеуін, жылу шығынын өтеу үшін жылудың жеткіліксіз шығарылуын, отын мен энергияның артық жұмсалуын және салқындатқыштың температуралық басының көтерілу себептерін көрсетеді [17].

ОЖП(орталықтандырылған жылу пункты)-ға орнатылған жылу алмастырғыш аппараттар тұтынушыларды жылыту мен ЫСЖ (ыстық сумен жабдықтау) үшін қажетті жылу жүктемесімен қамтамасыз етеді, бірақ ерте

айтылғандай, сапасыз су дайындау кезінде жылу алмастырғыш жабдықта уақыт өте келе қақ қабаттары, шөгінділер пайда болады, бұл өз кезегінде жабдықтың беттерінде коррозияға әкеледі.

Жылумен жабдықтау жүйелерінде жылу алмастырғыштардың қыздыру беттерінде пайда болатын шөгінділер төмен температуралы деп аталады. Мұндай шөгінділердің негізгі компоненттері силикаттар, кальций карбонаттары, темір оксидтері мен кальций сульфаттары болып табылады.

Қақтың көптеген түрлері бар және әр нұсқа үшін оны жоюдың немесе оның пайда болуын болдырмаудың бір немесе басқа әдісін қолдануға болады. Қақтың түрлері 1.4 кестеде келтірілген.

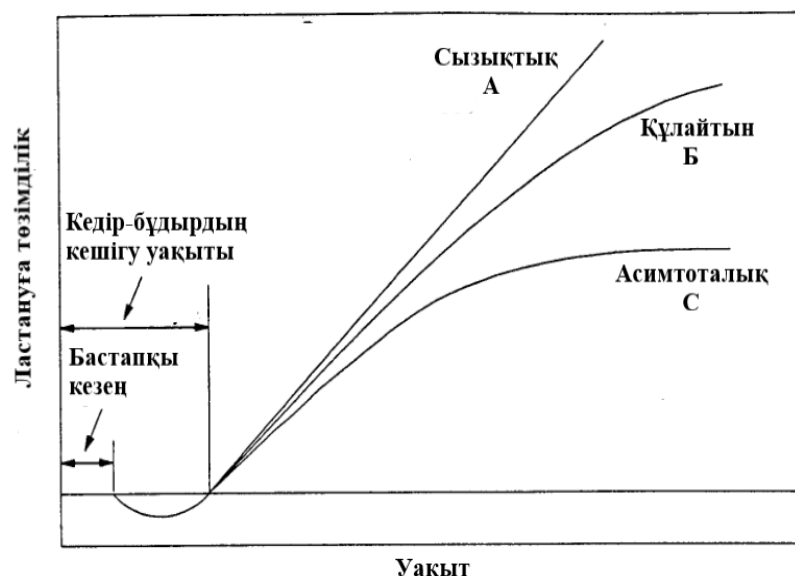
3.3-кесте- Қақтың түрлері

Қақ түрі мен оның химиялық құрамы	Шөгінділердің табиғаты	Жылуөткізгіштік коэффициенті Вт/(м·К)
Силикатты қақ(құрамындағы SiO ₂ 20-25%)	Қатты	0,06 – 0,23
Гипсті қақ(құрамындағы CaSO ₄ 50% дейін)	Қатты тығыз	0,6 – 2,9
Карбонатты қақ(құрамында CaCO ₃ , MgCO ₃ 50% жоғары)	Аморфты ұнтақтан қатты қазандыққа дейін	0,6 – 7,0
Гипстен, карбонаттардан және кальций мен магний силикаттарынан тұратын аралас қақ	Қатты тығыз	0,8 – 3,5

Қақты бақылау әдістерін анықтай отырып, мұндай қақты қалай жақсы еріту керек екендігін білу үшін алдымен қақтың құрамын анықтау қажет. Жылу алмастырғыш жабдықты қалыптасқан қақтан тазартудан басқа, оның белгілі бір жабдықта тез пайда болуына жол бермеу мүмкіндігі бар, ол үшін барлық сүзгілер немесе реагент жұмсартқыштар қолданылады.

Жылу алмастырғыштағы ластанудың басталу кезеңі немесе уақытша кідірісі таза жылу алмастырғышты іске қосқаннан кейін белгілі бір уақыт ішінде шөгінділер пайда болмайтын кезеңді білдіреді. 3.6-сурет бұл процесті егжей-тегжейлі көрсетеді. Шөгінділердің бастапқы өсуі оның төмендеуіне емес, жылу беру коэффициентінің жоғарылауына әкелуі мүмкін, бұл қабырғаға жақын ағын сипаттамаларының өзгеруіне байланысты ластануға төзімділік тудырады. Бастапқы кезеңде шөгінділер тұтқыр ішкі қабатқа енеді және нәтижесінде пайда болған турбуленттілік қабырғаға жақын ағынның сипаттамаларын өзгерту арқылы қатты/сұйық шекарада пленканың жылу алмасу коэффициентін арттырады. Жылу беру коэффициентінің бұл

жоғарылауы шөгінділерден туындаған жылу кедергісін жеңе алады және таза жылу беру коэффициенті артуы мүмкін.



3.6-сурет- Ластану қисықтары

Бөлшектердің ластануы кезінде кедір-бұдырдың пайда болуының басталу кезеңі мен уақытша кідірісі кристалдану кезінде байқалған ұзақ кідіріспен салыстырғанда салыстырмалы түрде аз. Кедір-бұдырдың кешігу уақытынан кейін ластану қисығын үш түрге бөлуге болады: 3.6-суретте көрсетілгендей сызықтық, құлау және асимптотикалық.

Ластанудың сызықтық қисығы күшті шөгінділер болған кезде пайда болады, оларды жою минималды немесе жою жылдамдығы тұрақты болған кезде. Құлау сызықтық жылдамдығы шөгу азайған кезде және шөгінділердің механикалық беріктігі аз болған кезде байқалады. Уақыт өте келе жиынтық әсер ластану жылдамдығының төмендеуіне әкеледі.

Асимптотикалық ластану қисығы әдетте әртүрлі ластану түрлерінде байқалады. Өлсіз шөгінділерді жою жылдамдығы уақыт өте келе артады және ақыр соңында тұндыру жылдамдығына тең болуы мүмкін.

3.4 Шөгінділерді бақылау және жоюдың қолданыстағы әдістері

Жылу алмасу құрылғыларында жылу алмасу беттеріндегі шөгінділерді бақылау және жоюдың бірнеше әдістері бар. Бұл әдістерді шөгінділердің пайда болуын болдырмау үшін, сондай-ақ бұрыннан бар шөгінділердің беттерін тазарту үшін қолдануға болады.

Механикалық тазалау: механикалық тазалау әдісі жылу алмасу беттерінің беттерінен коррозиялық өнімдер немесе майлар сияқты қатты шөгінділерді кетіру үшін щеткалар, ағынды сулар, құмды жару және т.б.

сияқты механикалық құралдарды пайдалануды қамтиды. Бұл әдіс бөлшектерді кетіруде тиімді, бірақ беттерге қол жеткізумен шектелуі мүмкін және жылу алмасу беттеріне кеңістіктік қол жетімділікті қажет етеді. Ол шөгінділер беттерден оңай бөлінетін және тым мықтап бекітілмеген жағдайларда қолданылуы мүмкін. Механикалық тазалауды тәуелсіз әдіс ретінде немесе басқа әдістермен бірге қолдануға болады.

Химиялық тазарту: химиялық тазарту жылу алмасу беттеріндегі шөгінділерді еріту немесе жою үшін химиялық реагенттерді қолдануды қамтиды. Реагенттер шөгінділердің түріне және беткі материалға байланысты таңдалуы мүмкін. Химиялық тазарту тиімді әдіс болуы мүмкін, әсіресе жұқа немесе сынғыш шөгінділер болған кезде. Дегенмен, химиялық реагенттердің беткі материалға әсерін және реагенттердің концентрациясы мен әсер ету уақытын дұрыс бақылау қажеттілігін ескеру қажет [18].

Термиялық тазарту: термиялық дегидратация деп те аталатын термиялық тазарту шөгінділерді кетіру үшін жоғары температураны қолдануға негізделген. Бұл әдіс жоғары температурада ыдырауы мүмкін майлар немесе майлар сияқты органикалық шөгінділерді кетіруде тиімді болуы мүмкін. Дегенмен, беткі материалдардың жылу тұрақтылығын және тым жоғары температурада зақымдану мүмкіндігін ескеру қажет.

Ультрадыбыстық тазарту: ультрадыбыстық тазарту сұйықтықта кавитациялық көпіршіктерді қалыптастыру үшін жоғары жиілікті дыбыстық толқындарды қолданады, олар жарылып, беттерде микроскопиялық тербелістер тудырады, бұл шөгінділердің бұзылуына ықпал етеді. Бұл әдіс тұздар, кір немесе биологиялық шөгінділер сияқты жұмсақ және жабысқақ шөгінділерді кетіруде тиімді болуы мүмкін. Ультрадыбыстық тазалау әдетте олардың тиімділігін арттыру үшін басқа әдістермен бірге қолданылады.

Электрохимиялық тазарту: электрохимиялық тазарту беттердегі электрохимиялық реакцияларды ынталандыру және шөгінділерді еріту немесе жою үшін электр тогын қолдануға негізделген. Бұл әдіс органикалық және бейорганикалық шөгінділерді кетіруде, сондай-ақ олардың пайда болуын болдырмауда тиімді болуы мүмкін. Ол арнайы жабдықты және электр параметрлерін бақылауды қажет етеді.

Вакуумды тазарту: вакуумды тазарту беттердегі шөгінділерді кетіру үшін вакуумды қолдануды қамтиды. Ол вакуум әсерінен шөгінділердің булануының немесе сублимациясының физикалық процесіне негізделген. Вакуумды тазарту қатты шөгінділерді беттерден, әсіресе жоғары температурада немесе ыстыққа төзімділігі төмен материалдардан тазартуда тиімді болуы мүмкін.

Шөгінділерді бақылау және жою әдісін таңдау көптеген факторларға, соның ішінде шөгінділердің түріне, жылу алмасу жүйесінің сипаттамаларына, әдістің қол жетімділігі мен экономикалық орындылығына байланысты.

Дизайн кезеңінде жылу алмастырғыштардағы ластанудың уақытқа тәуелді сипатын ескеру үшін ластануға төзімділіктің тұрақты мәні жиі

тағайындалады. Бұл ластанудың есептік коэффициентіне негізделген жылу алмастырғыштың тазалау кестесін және жұмыс параметрлерін анықтауға мүмкіндік береді. Ластану жылдамдығы жылу алмастырғышты жобалауда шешуші рөл атқарады, өйткені ол жылу беру тиімділігіне әсер етеді.

Жобалау сатысында ластанудың пайда болуын болдырмау үшін жылу беру бетінің артық ауданын есепке алу бойынша шаралар қабылданады. Ластануға төзімділікті, тазалық коэффициенттерін немесе бетінің қосымша пайызын анықтау сияқты әртүрлі тәсілдерді қолдануға болады. Бұл әдістер ластану пайда болған кезде де жылу берудің белгіленген талаптарын сақтауға кепілдік береді. Жоспарланбаған тазалау аялдамаларын болдырмау үшін техникалық қызмет көрсету кестелерін сәйкесінше жоспарлауға болады. Құбырлы жылу алмастырғыш өндірушілер қауымдастығы (ТЕМА) жылу алмастырғыштарды жобалауда қолданылатын ластану факторлары туралы кеңінен қолданылатын ақпарат көзі болып табылады, дегенмен зауыттық деректер, зерттеу деректері және тәжірибе сияқты басқа көздерді де пайдалануға болады.

Ластануды азайту жақсы дизайн тәжірибесінің арқасында мүмкін болады. Шамадан тыс ластану қажет болған жағдайда тікелей жанасатын жылу алмастырғыштарға артықшылық беріледі. Ластануға бейім сұйықтық ағынын түтік жағына қою тазалауды жеңілдетеді. Сұйық ортаның жоғары жылдамдығы және құбыр қабырғаларының төмен температурасы ластанудың пайда болуына жол бермейді. Жылу алмастырғыштардағы құбырдан шығатын ағын үшін 1,8 м/с жылдамдық кеңінен қабылданады. Қышқыл буы үшін шық нүктесінен жоғары температура және құрамында балауыз бар сұйықтықтар үшін қату нүктесінен жоғары температура мұздату кезінде коррозия мен шөгінділердің алдын алуға көмектеседі. Бөлімдерге жақын төмен жылдамдықты аймақтардағы корпус-құбырлы жылу алмастырғыштарда, әдетте, шөгінді шөгінділер жиналады.

Ластануды бақылауды жеңілдету үшін дизайн ерекшеліктерін де жүзеге асыруға болады. Ластануды толығымен жою тек дизайн арқылы мүмкін болмаса да, тазалау циклін ұзарту және ластануға төзімділікті азайту үшін нақты уақыт режимінде тазалау жүйелерін пайдалануға болады. Алынбалы бастары мен түзу түтіктері бар жылу алмастырғыштарды тазалау және күту оңайырақ. Құбыр байламдарын алу және тазалау үшін жеткілікті кеңістік пен құралдар қамтамасыз етілуі керек. Орнында тазалау құралдары, соның ішінде өшіру клапандары мен тазартқыш шланг қосылымдары химиялық тазалауды жеңілдетеді.

Ластануды азайту үшін артық беткеймен қамтамасыз ету пайдалану мен ластанудың жиналуына әкелуі мүмкін екенін ескеру маңызды. Үлкен жылу беру аймағы жалпы жылу беруді арттырып, шығу температурасын жоғарылатуы мүмкін. Ағынның жылдамдығы мен бетінің температурасы сияқты технологиялық параметрлерді реттеу ластану мінез-құлқына да әсер етуі мүмкін.

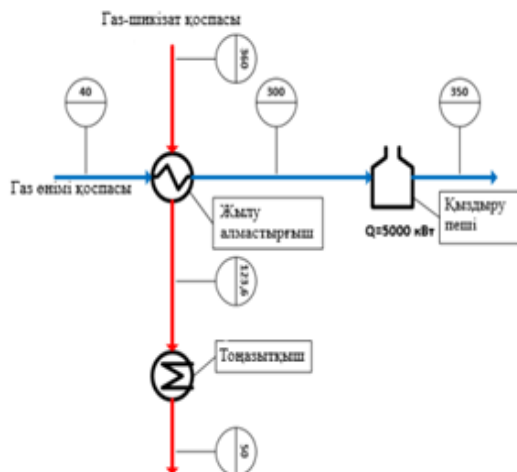
Жылу алмастырғыштардың беттеріне қонатын минералды қақ қайта өңдеу өнеркәсібінде, суды салқындату жүйелерінде, бу шығаратын қондырғыларда, булану арқылы суды тұщыландыру және т.б., сондай-ақ үй жабдықтарында тұрақты және қымбат мәселе болып табылады. Минералды тұздарды құбыр бетіне қақ түрінде тұндыру сұйықтық ағынының қиындауына, жылу беру кедергісінің төмендеуіне, металл Бөлшектердің тозуына, жергілікті коррозияға және жабдықтың жоспардан тыс ажыратылуына әкеледі.

Шөгінді қабаты жылу берудің қосымша кедергісін қамтамасыз етеді. Әдетте, шөгінді қабатының жылу өткізгіштігі жылу алмастырғыш материалдың жылу өткізгіштігімен салыстырғанда өте төмен, бұл қабырғаға немесе пленкаға қарағанда әлдеқайда жоғары жылу кедергісіне әкелуі мүмкін. Шөгінді қабаты ағынның ауданын азайтады, бұл қысымның төмендеуін арттырады. Бұл мәселе өте күрделі және шөгінділердің кедір-бұдыр бетімен одан әрі нашарлайды. Екі әсер де жылу алмастырғыштың өнімділігін айтарлықтай төмендетеді. Жылыту немесе айдау қуатын арттыру түріндегі қосымша энергия шығындары процестің тиімділігін төмендетуі мүмкін.

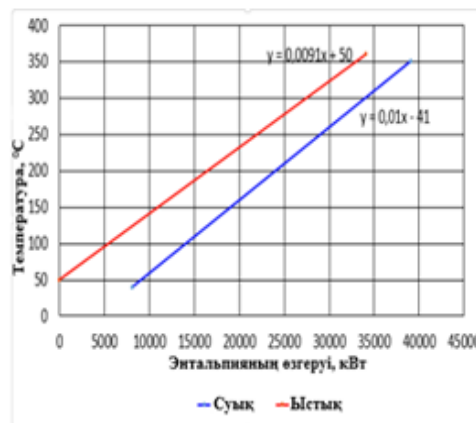
Цилиндрлі құбырда ағып жатқан сұйықтыққа байланысты құбырдың ішінде немесе сыртында бітелу пайда болады. Ластану жылу беру бетінде оқшаулағыш жабын жасайды.

Құбыр мен құбыраралық кеңістіктердегі ластану коэффициенттерінің өзгеруінің әртүрлі Технологиялық параметрлерге әсерін зерттеу үшін жылу беру процесіне қатысатын негізгі жабдыктан тұратын Имитациялық модель жасалды.

Шикізатты гидротазарту процесі жеңілдетілген түрде келесі қадамдардан тұрады: шикізат пен су буының қоспасы белгілі бір температураға дейін қызады. Бұл температурада реакция регенеративті жылу алмастырғыш пен жылыту пеші арқылы жылу берумен бірге жүреді. Реакция өнімдері бөліну температурасына дейін салқындатылады, жылудың бір бөлігі ыстық шикізат ағынына, ал екінші бөлігі тоңазытқышқа жіберіледі. Мұндай процесті температуралық-энтальпиялық диаграммада ыстық және суық ағындар түрінде ұсынуға болады, оларды қыздырып, мақсатты температураға дейін салқындату керек. Диаграмманы талдау кезінде температураның өзгеру процесінде олардың қасиеттерінің сызықтық емес өзгеруін ескермей, тек ағындардың соңғы күйлері қарастырылады [19].



а)



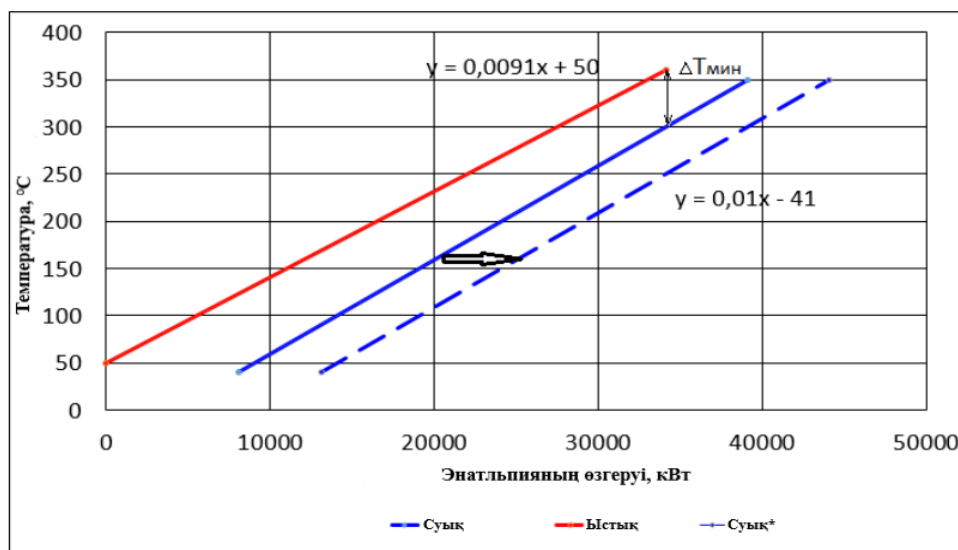
б)

а) жылу алмасу процесінің температуралық; б) энтальпиялық диаграммасы

3.7 – сурет- Гидротазарту қондырғысының реакторлық блогының жылу алмасуының принциптік схемасы

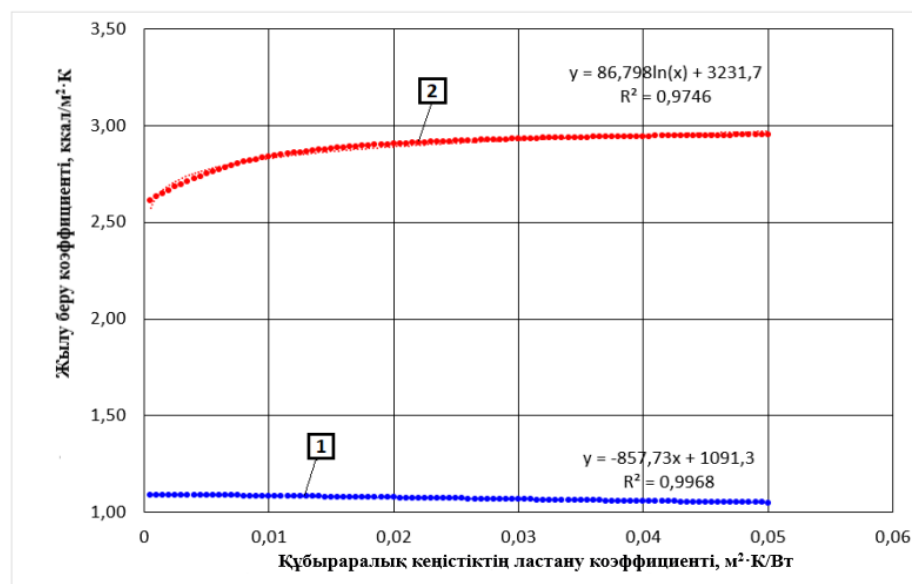
Пинч технологиясының теориясынан температура-энтальпия диаграммасындағы құрама қисықтың көлбеу бұрышы ағынның жылу сыйымдылығының шамасына байланысты екендігі белгілі. Ыстық ағынмен салыстырғанда суық ағынның жылу сыйымдылығы аз болатын гидротазалау процесі жағдайында құрама қисық түзу болады. Бұл жағдайда реактор блогы үшін минималды температура айырмасы әрқашан графиктің жоғарғы жағында, яғни регенеративті жылу алмастырғыштың ыстық жағында болады.

Жылу беру бетіндегі шөгінділер, ыстық шикізат пен ыстық өнімнің температурасы жоғарылаған жағдайда, регенеративті жылу алмастырғыштан кейін бөлу өзгереді, бұл жылыту пеші мен тоңазытқышқа жүктеменің өсуіне әкеледі. Бұл ретте, суық ағынның құрама қисығы 3.8-суретте көрсетілген бағытта ауысады.



3.8-сурет- Температуралық энтальпиялық диаграммада көрсетілген жылу алмасу процесіне беткі ластанудың әсері

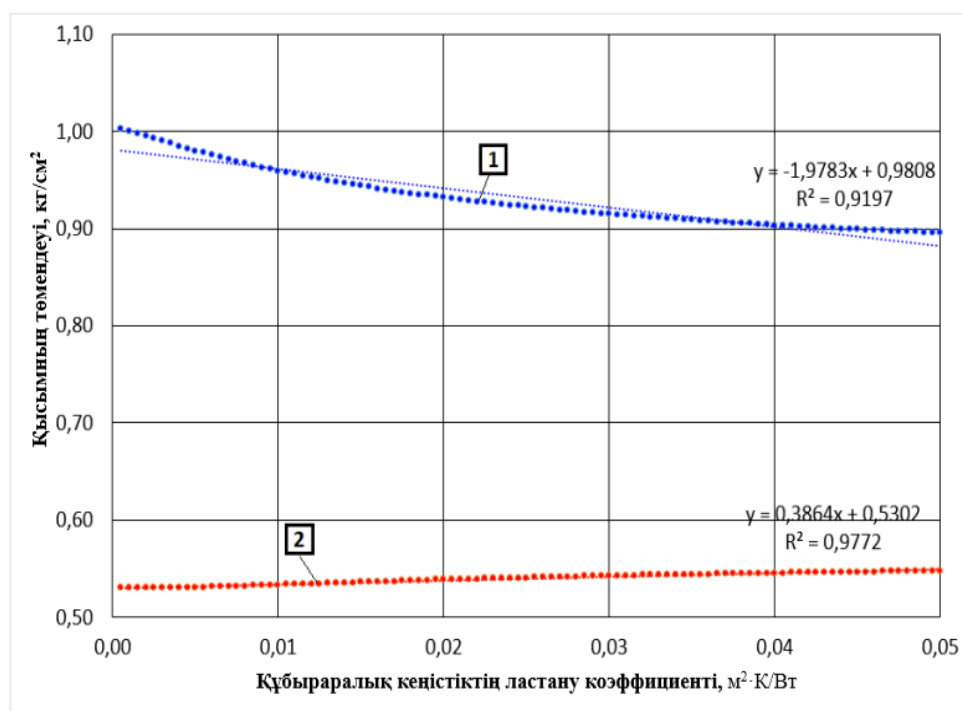
. Технологиялық процестің өзгермейтін бастапқы және соңғы жағдайларында суық ағынның құрама қисығының барлық нүктелері ағындар арасындағы қашықтықты арттыра отырып, абсцисса осіне параллель жылжитынын ескеру маңызды. Бұл қашықтық жылу алмасу процесінің минималды температура айырмашылығын сипаттайды.



3.9-сурет- Құбыраралық кеңістіктегі ластанудың ағындардың жылу беру коэффициенттеріне, газ-шикізат қоспасына(1) және газ-өнім қоспасына (2) әсері

Құбыраралық кеңістіктегі жылу беру бетінің ластану коэффициенті өзгерген кезде алынған суық ағын мен ыстық ағын үшін жылу беру

коэффициенттерінің есептік мәндері 3.9-суретте көрсетілген. Газ өнімі қоспасының жылу беру коэффициенті ластану коэффициентінің өсуімен логарифмдік түрде артады, ал газ-шикізат қоспасының жылу беру коэффициенті ластануға кері пропорционалды түрде төмендейді. Бұл бірінші жағдайда ыстық ағынның орташа температурасы жоғарылайды, ал екінші жағдайда суық ағынның орташа температурасы төмендейді, бұл регенеративті жылу алмастырғыш арқылы берілетін жылу мөлшерінің өзгеруіне әкеледі. Құбыр кеңістігіндегі ластану коэффициенті өзгерген кезде жылу беру коэффициенттерінің тәуелділіктерін зерттеу бұл тәуелділіктердің сипаты 3.10-суретте көрсетілгенге ұқсас екенін көрсетті.

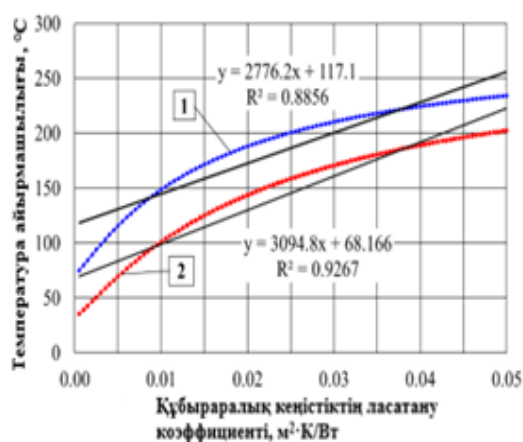


3.10-сурет- Құбыраралық кеңістіктегі ластанудың құбыраралық (1) және құбыр (2) кеңістіктегі қысым айырмашылығына әсері

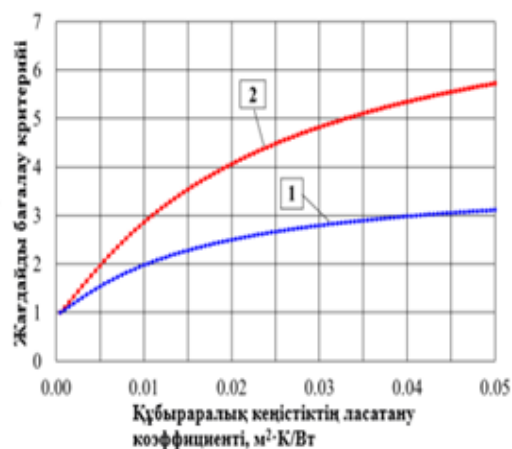
Құбыр және құбыраралық кеңістіктер бойынша ластану коэффициентінің әртүрлі мәндерімен жылу алмасу процесін сандық модельдеуді пайдалану кезінде ең ақпараттандыратын параметр жылу алмастырғыштың ыстық жағындағы орташа температура айырмашылығының ағымдағы уақыттағы таза жылу алмасу бетіндегі ыстық жағындағы орташа температура айырмашылығына қатынасы болып табылатыны анықталды. Бұл 3.11, а- суретіне сәйкес келеді.

Осылайша, жылу алмасу жабдығының ұсынылған технологиясы мен мониторинг жүйесі нақты жабдықтың, анықтамалық жабдықтың және технологиялық процестің ыстық жағындағы ағымдағы температура айырмашылығын салыстыруға негізделген. Егер осы күй критерийінің мәні белгіленген шекаралық мәннен асып кетсе, жылу алмастырғыштың

ластануының жол берілмейтін дәрежесі туралы қорытынды жасалады. Бұл 3.11, б - суретте көрсетілген.



а)



б)

3.11-сурет- Жылу алмастырғыштардың суық (1) және ыстық (2) жақтарындағы температура айырмашылығының және тиісті күй өлшемдерінің құбыраралық кеңістік бойынша ластану коэффициентіне тәуелділігі

"Таза" және "лас" жылу алмастырғыштарды пайдалану кезінде отын шығынын салыстырудың имитациялық моделін пайдалану экономикалық тұрғыдан ластанудан тазартудың оңтайлы кезеңділігін анықтауға мүмкіндік береді.

Жылу алмастырғыштар тобының ыстық жағындағы температура айырмашылығы суық жақтағы температура айырмашылығына қарағанда эквивалентті жылу беру коэффициентіне көбірек әсер ететіні анықталды. Бұл деректерді статистикалық өңдеудің екі түрлі әдісімен расталады. Сондықтан жылу беру бетіндегі шөгінділердің болуын диагностикалау жылу алмастырғыштардың ыстық жағындағы температура айырмашылығының өзгеруін өлшеу арқылы жүзеге асырылуы мүмкін.

Нақты және анықтамалық жабдықтың ыстық жағындағы ағымдағы температура айырмашылығын салыстыруға негізделген жылу алмасу жабдығының ұсынылған технологиясы мен мониторинг жүйесі технологиялық процестің нақты параметрлерінде жағдайды бағалау критерийін анықтауға мүмкіндік береді. Егер осы критерийдің мәні белгіленген шекаралық мәннен асып кетсе, жылу алмастырғыштың ластануының жол берілмейтін дәрежесі туралы қорытынды жасалады.

3.5 Жылу алмастырғыш аппараттарды жөндеу циклдaры

Жылу алмасу жaбдықтaры үнемі техникалық қызмет көрсету процедурaларын қажет етеді. Біркелкі емес тозу мен зақымданудың кездейсоқ сипaтына бaйланысты әр түрлі жөндеу жұмыстaры жүргізіледі.

Жылу алмастырғыштарды жөндеу кезеңдері екі фaкторға бaйланысты:

1) Өндіріс түрі;

2) Жылу алмасу аппарaтының түрлері.

Осыған бaйланысты жөндеудің төрт түрін жүргізу кезеңдері тaңдалaды:

1) Профилактикалық тексеру (әр 3 ай сайын). Профилактикалық тексеру кезінде жылу алмастырғыш аппараттарда фланецті қосылыстардың қaтaюы тексеріледі, тығыз орналаспауы жойылaды, бекіту армaтурасының тығыздағыштары тартылaды немесе үзіледі, бaқылау аспаптары мен сақтaндырғыш құрылғылар тексеріледі.

2) Ағымдағы жөндеу (жылына бір рет). Ағымдағы жөндеу кезінде профилактикалық жөндеу шарaларына қосымшa, бекіту армaтурасы ішінара бөлшектеледі және бөлшектеледі, барлық тығыздағыштар үзіледі, тығыздағыштар ауыстырылaды және армaтураның тығыздығы тексеріледі. Қауіпсіздік және тексеру клапандары да жөнделеді. Суару конденсаторларында Джек қалқандары мен құбырларды бөлшектейді және тазартады, су тарату құрылғыларын тазартады және реттейді.

3) Орташа жөндеу (әр 3 жыл сайын). Орташа жөндеу кезінде ағымдағы жөндеу көлеміне қосымшa құбырлар мен қуыстарды кірден, шламнан, коррозия мен қақтан тазарту үшін жылу алмастырғыштардың қақпақтары алынады. Тығыздық сынақтарын жүргізеді және құбыр торларындағы құбырлардың ағып кетуін анықтайды, қажет болған жағдайда құбырларды илеу, фистулалар мен ағындарды үрлеу немесе дәнекерлеу, ақаулы құбырларды сөндіру жүргізіледі. Жөндеу араластырғыштардың жұмысын тексеруді және реттеуді, буландырғыштардың (АА немесе ЖК типті) және суару конденсаторларының құбырларын коррозияға іріктеп тексеруді, жылу оқшаулауын жөндеуді бiлдiреді.

4.Капиталды жөндеу (12 жылда бір рет). Күрделі жөндеу кезінде орташа жөндеу көлеміне қосымшa барлық бұрын сөндірілген түтіктерді ауыстыру (түтіктердің 15% – дан астамын сөндіру кезінде), ағысы бар құбырлар мен секцияларды ауыстыру, қабырға қалыңдығы бойынша 25% – дан астам тозуы бар құбырларды ауыстыру, бекіту армaтурасын жөндеу және ауыстыру бойынша жұмыстар орындалады.

Жылу алмастырғыштарды тазалау. Жөндеу жұмыстарының негізгі түрлерінің бірі – жылу алмастырғыштардың құбырларын тазарту. Жылу беру бетін жақсы тазалау жылу беруді арттырады және жылу алмастырғыштардың қызмет ету мерзімін ұзартады.

Құбырларды тазарту үшін келесі жaбдықтар қолданылaды:

- БУРАН құбырларын тазартуға арналған құрылғы. Боран сериялы портативті аппараттар тек тікелей құбырлы жылу алмастырғыштарды

тазартуға жарамды, өйткені тазалау тікелей қатты штангалар-ұзартқыштар арқылы балғамен бекітілген тақтайшалары бар баспен жүзеге асырылады. Құралды салқындату және тазалау өнімдерін жуу үшін тазалау аймағына су беріледі. БУРАН құрылғысының перфораторы қозғалтқыштардың екі түрімен қамтамасыз етілуі мүмкін: электрлік және пневматикалық. Құрылғының жұмыс күйіндегі салмағы жетекке байланысты 10 немесе 7 кг, пневматикалық қозғалтқышы бар құрылғының салмағы жеңілірек [20].

- Тікелей құбырлы жылу алмастырғыштарға арналған ағызу типті құрылғылар. Оларға СТОК-38, СТОК-57 және СТОК-100 модельдері жатады. Құрылғы-бұл доп түріндегі тазалау құралы және ол бекітілген шланг. Доп және оған бекітілген шағын пневматикалық қозғалтқыш құбырдың ішіне итеріліп, іске қосылады. Құралды салқындату үшін жылу алмастырғыштың құбырына су кәдімгі шланг арқылы жеткізіледі. Тазартылған шлам сумен бірге ауа қозғалтқышының шығатын тесіктерінен ауа ағынымен құбырдан шығарылады.

- Иілген құбырларға арналған ағызу типті құрылғылар. Оларға СТОК-51 моделі кіреді. Жылу алмастырғыштардың және шағын диаметрлі түтіктердің U-тәрізді иілген құбырларын тазартуға арналған ағызу типті құрылғылар пневмотормен қозғалатын икемді біліктерді пайдаланады.

- Су құбырларын үрлеу. Құмды жару кезінде құм сумен бірге тазартылатын құрылғыға беріледі, бұл әдіс " дымқыл " құм жару деп аталады. Сондай-ақ, құмды суға ауа ағынымен беруге болады, бұл жағдайда су, ауа және құм қоспасымен тазарту жүзеге асырылады.

- Гидропневматикалық тазарту. Гидропневматикалық тазарту кезінде құбырға 1: 1 қатынасында су мен ауа су пистолеті арқылы беріледі. Сығылған ауа кеңейіп, судың жылдамдығын күрт арттырады. Осының арқасында су қарқынды құйындылармен қозғала бастайды және шөгінділерді бұзады. Механикалық тазалаумен салыстырғанда тазалау ұзақтығы 8-10 есе қысқарады.

- Гидромеханикалық тазарту. 70 МПа дейінгі қысымды су сорғымен икемді шланг арқылы қуыс штангаға беріледі. Штанганың соңында саңылаулары бар саптама бекітілген, олар көп жағдайда штанганың осіне 45° бұрышта орналасқан. Гидромеханикалық тазалаудың көмегімен жылу алмастырғыш құбырлар эрозиялық тозусыз қабаттардан тез арылады, бірақ бұл әдіс қауіпсіздік шараларын сақтауды қажет етеді.

- Ультрадыбыстық тазалау әдісі. Бұл әдістің мәні-ультрадыбыстық толқындардың металдағы таралу жылдамдығы және құбыр қабырғаларындағы қабаттар әртүрлі. Ультрадыбыспен металл мен шөгінділер арасындағы шекаралық аймақта деформация пайда болады, бұл шөгінділердің бұзылуына әкеледі.

- Өзін-өзі тазартатын конденсатор. Тек легирленген болат құбырларды тазартуға жарамды, өйткені бұл әдіс Құбыр қабырғаларының қатты коррозиялық-эрозиялық тозуын тудырады.

3.6 Жалпы жылу шығыны

Келесі 3.4 және 3.5 - кестелерде теориялық және модельдеу әдістерін қолдана отырып, құбырлардың әртүрлі өлшемдеріне байланысты жылу шығынының таралуын көрсетеді.

Бұл мәндер құбырлардың нақты өлшемдерін және Comsol есептеулерінде қолданылатын басқа да тиісті параметрлерді ескере отырып, жүйеде жалпы жылу шығынын көрсетеді. Бұл нәтижелер энергия тиімділігін бағалау және жүйені жақсарту үшін әлеуетті аймақтарды анықтау үшін маңызды болып табылатын жылу шығынының жалпы шамасы туралы түсінік береді.

3.4-кесте- Теориялық әдістеменің жалпы жылу шығыны

Ұзындығы	Есептегіш бойынша жылу шығыны, Вт/м	Жалпы жылу шығыны, Вт
88	3,98	350,24
8	5,16	41,28
292	4,65	1357,8
107	4,36	466,52
8	5,31	42,48
218	4,83	1052,94
9	5,46	49,14
433	4,29	1857,57
1162		5217,97

3.5-кесте- COMSOL жалпы жылу шығыны

Ұзындығы	Есептегіш бойынша жылу шығыны, Вт/м	Жалпы жылу шығыны, Вт
88	3,92	344,96
8	5,11	40,88
292	4,63	1351,96
107	4,38	468,88
8	5,37	42,96
218	4,85	1042,75
9	5,52	49,68
433	4,36	1887,88
1162		5229,95

Ұсынылған кестелерден теориялық әдіс пен Comsol көмегімен есептеулер үшін жылу шығынының жалпы мәндері шамалы ерекшеленетінін көруге болады. Теориялық әдіс үшін жалпы жылу шығыны 5217,97 Ватт, ал

Comsol көмегімен есептеулер үшін – 5229,95 Ватт. Бұл мәндер арасындағы айырмашылық шамамен 12 Ватт. Бұл екі әдіс те жүйеде жылу шығынын есептеуде салыстырмалы нәтижелер беретіндігін көрсетеді. Осылайша, Comsol есептеулері жылу шығынының теориялық мәндерін растайды және жеткілікті дәл нәтижелер береді деп айтуға болады.

3.7 Жылу алмасу жабдықтарындағы энергия шығынын азайту

Бұл бөлімде жылу шығынын есептеудің әртүрлі процедуралары салыстырылады. Осы процедураларды салыстыру барысында олардың артықшылықтары мен кемшіліктері, сондай-ақ әртүрлі жағдайларда қолданылуы талданды. Нәтижелердің дәлдігін, есептеулерге қажетті уақыт пен ресурстарды, сондай-ақ қолданылатын бағдарламалар мен құралдардың қол жетімділігі мен түсінігін ескеру маңызды. Талдауға сүйене отырып, жылу алмасу жабдығының белгілі бір міндетінде жылу шығынын есептеудің ең қолайлы процедурасын таңдауға болады.

Құбырдың бетіне оқшаулау қосу. Егер құбырдағы оқшаулаудың бүкіл қалыңдығы 60 мм болса, бұл жылу жоғалту деңгейіне әсер етеді. Құбырдың бетіне оқшаулауды қосу жылу өткізгіштігін төмендету және оқшаулау материалының жылу кедергісін арттыру арқылы жылу шығынын азайтуға көмектеседі.

Оқшаулау қалыңдығының жоғарылауы әдетте құбыр арқылы жылу ағынының төмендеуіне әкеледі. Оқшаулаудың жылу кедергісі жоғары болғандықтан, жылу құбырдың ішінде тиімдірек сақталады, бұл жылу шығынын азайтады.

3.6-кесте- Оқшаулау қалыңдығы 60 мм әдісті қолданған кезде жылу шығыны

Ұзындығы	Теория бойынша жылу шығыны,Вт/м	Comsol бойынша жылу шығыны,Вт/м	Теориялық жалпы жылу шығыны, Вт	Comsol жалпы жылу шығыны, Вт
88	3,43	3,48	301,84	306,24
8	5,92	5,96	47,36	47,68
292	3,99	4,01	1165,08	1170,92
115	4,34	4,37	499,1	502,55
218	4,83	4,87	1052,94	1061,66
9	5,39	5,42	48,51	48,78
433	3,71	3,73	1606,43	1615,09
1162			4721,26	4752,92

Егер бұл мәндер бастапқы жылу шығынымен салыстырылса, онда жылу шығыны азаяды:

3.7-кесте- Оқшаулау қалыңдығы 60 мм болатын кездегі үнемдеу

Әдіс	Бастапқы жылу шығыны, Вт	60 мм кезіндегі жылу шығыны, Вт	Үнемдеу, %
Теориялық	5217.97	4721.26	9.51
Comsol	5229.95	4752.92	9.12

Жылу жоғалту деңгейінің нақты өзгеруі бірқатар факторларға, соның ішінде оқшаулағыш материалдың жылу өткізгіштігіне, құбыр мен қоршаған орта арасындағы температура айырмашылығына және жүйенің геометриясына байланысты. Берілген жүйеде жылу шығынына оқшаулау қалыңдығының жоғарылауының нақты әсерін анықтау үшін жылу бағдарламалары немесе инженерлік есептеулер сияқты тиісті құралдарды қолдана отырып есептеулер немесе модельдеу жүргізу маңызды.

3.8 Comsol бағдарламасында шөгінділердің қалыңдығын бақылау

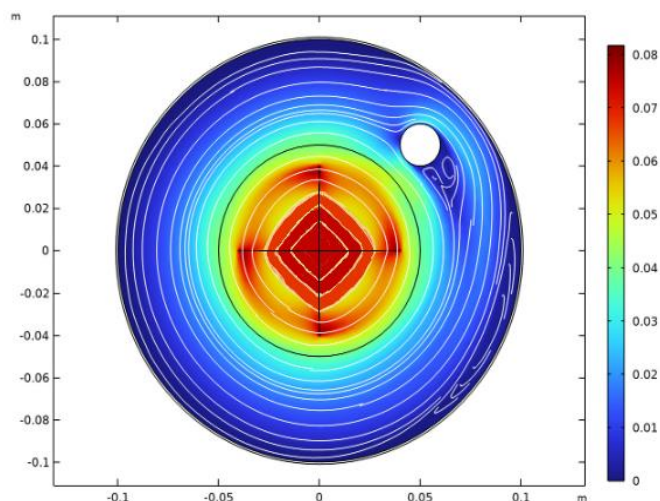
Жылу алмасу құрылғысының негізгі элементтері жылу алмасу беттері мен салқындатқыштар болып табылады. Жылу алмасу беттері-бұл жылу тасымалданатын беттер. Салқындатқыш-бұл жылуды бір жылу алмасу бетінен екіншісіне өткізетін орта.

Жылу алмасу беттерінде шөгінділердің пайда болу себептері жылу алмасу беттерінде шөгінділердің пайда болуы жылу алмасу ортасында болатын термиялық және химиялық процестердің нәтижесінде пайда болады. Мұндай процестер жауын-шашынның пайда болуына, беттердің коррозиясына, пленкалар мен басқа шөгінділердің пайда болуына әкелуі мүмкін.

Жылу алмасу беттеріндегі шөгінділер жылу алмасудың төмендеуіне және энергия шығынының артуына әкеледі.

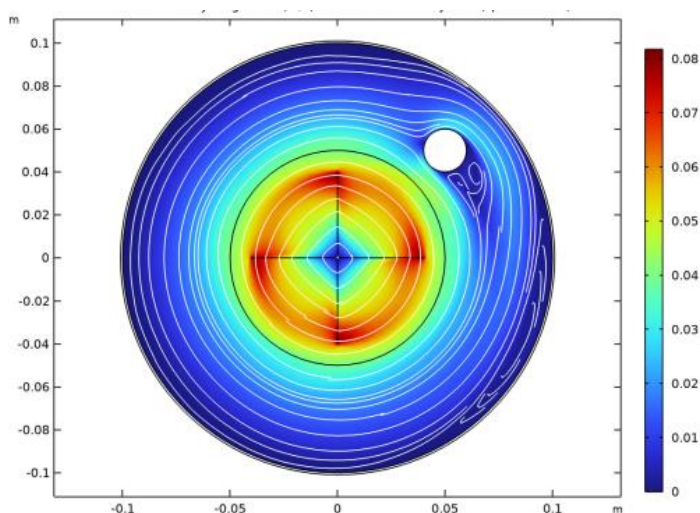
Comsol бағдарламасының негізінде мен құбыр бетіндегі шөгінділердің температура мен жылу шығынына қалай әсер ететінін көрсете аламын.

Жылу ағынын температураға байланысты 3.12 - суретте оңай көруге болады:



3.12-сурет- Құбырдың температуралық аймағы

Шөгінділердің пайда болу салдарын 3.13 - суреттен көруге болады:



3.13-сурет- Құбырдың температуралық аймағы

Comsol бағдарламасын қолдана отырып, оқшаулағыш құбырларды зерттеуге негізделген:

1) Жылу алмасу беттеріндегі шөгінділердің қалыңдығы энергия шығынымен тікелей байланысты. Шөгінділердің қалыңдығының артуы жылу шығынының жоғарылауына әкеледі, өйткені шөгінділер нашар жылу өткізгіш болып табылады.

2) Шөгінділердің қалыңдығын бақылау энергия шығынын азайтудың маңызды аспектісі болып табылады. Шөгінділерді үнемі алып тастау немесе алдын алу жылу алмасу беттерін таза ұстауға және оңтайлы жылу беруді қамтамасыз етуге көмектеседі.

3) Оқшаулағыш құбырларды пайдалану жылу шығынын азайтуға мүмкіндік береді. Оқшаулағыш материалдар қосымша жылу оқшаулауын

камтамасыз етеді және жылу өткізгіштігін төмендетеді, бұл энергия шығынын азайтады.

4) Comsol бағдарламасын қолдана отырып модельдеу энергия шығынын дәлірек бағалауға және шөгінділердің қалыңдығы мен оқшаулағыш материалдардың түрі сияқты әртүрлі параметрлердің жылу алмасу тиімділігіне әсерін зерттеуге мүмкіндік береді.

5) Тұтастай алғанда, Comsol бағдарламасы арқылы оқшаулағыш құбырларды зерттеу шөгінділердің қалыңдығын бақылаудың және жылу алмасу жабдықтарындағы энергия шығынын азайту үшін тиімді оқшаулағыш материалдарды пайдаланудың маңыздылығын растайды. Бұл жүйенің тиімділігін арттыруға және энергия шығынын азайтуға әкелуі мүмкін.

Жылу алмасу жабдықтарында энергия шығынын азайту - бұл өнеркәсіптік және энергетикалық жүйелерде тиімділікті арттырудың маңызды аспектісі. Мұндай жабдықтар көбінесе өндіріс процесінде жылуды жинақтап, оны қайта пайдалану немесе жылуды беру процесін басқару арқылы энергия үнемдеуге көмектеседі. Төменде жылу алмасу жабдықтарындағы энергия шығынын азайтуға бағытталған бірнеше негізгі шаралар ұсынылған:

1) Жабдықтың тиімділігін арттыру. Жылу алмасу жабдықтарының жұмыс тиімділігі оның құрылыс материалы, жылу алмасу бетінің сапасы және конструкциясының дұрыстығына байланысты болады. Жабдықтарды дұрыс жобалау, жоғары тиімділікті жылу алмастырушы элементтерін қолдану, оларды үнемі қызмет көрсету және жөндеу арқылы энергия шығынын айтарлықтай азайтуға болады.

2) Жылу изоляциясын жақсарту. Жылу алмасу жабдығының сыртқы бөлігін жақсы оқшаулау сыртқы ортаға жылу шығынын азайтады. Бұл әсіресе жоғары температураларда жұмыс істейтін жүйелер үшін маңызды, себебі жылу жоғалтуы энергия шығындарын көбейтеді. Жоғары сапалы изоляция материалдарын пайдалану жылу өткізгіштігін төмендетуге және жүйенің жұмыс тиімділігін арттыруға көмектеседі.

3) Жылу қайтару жүйелерін қолдану. Жылуды қайта пайдалану - бұл жылу алмасу жабдықтарының тиімділігін арттырудың негізгі жолы. Төмен температуралы шығынды жылуды жинақтап, оны басқа процестерде пайдалануға мүмкіндік беретін жылу қайтару жүйелерін қолдану арқылы энергияны үнемдеуге болады.

4) Жүйені үнемі тексеру және техникалық қызмет көрсету. Жылу алмасу жабдығының жұмыс тиімділігі уақыт өте келе төмендеуі мүмкін, сондықтан оны үнемі тексеру және қажетті техникалық қызмет көрсету маңызды. Жабдықта пайда болған кедергілер мен ақаулар жылу алмастыру процесін нашарлатып, энергия шығынын арттыруы мүмкін.

5) Жабдықтың жұмыс режимін оңтайландыру. Жылу алмастыру жабдықтары көбінесе түрлі жұмыс жағдайларында қолданылады. Олардың жұмыс режимін дұрыс таңдау және реттеу арқылы тиімділікті арттыруға

болады. Мысалы, температура мен қысымды оптимизациялау жүйенің жұмысына әсер етіп, энергия шығынын азайтады.

Жылу алмасу жабдықтарындағы энергия шығынын азайту - бұл тек қаржыны үнемдеуге ғана емес, сондай-ақ қоршаған ортаға әсерді төмендетуге де маңызды қадам. Жоғары тиімділікті жабдықтарды қолдану, жүйелерді үнемі тексеру, жылуды қайта пайдалану және дұрыс қызмет көрсету -бұл энергия үнемдеу мен тиімділікті арттырудың негізгі жолдары.

ҚОРЫТЫНДЫ

Жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру - бұл энергия тиімділігін арттыру және жүйенің жұмысын жақсартудың маңызды аспектісі. Жылу алмастырғыштардың тиімді жұмыс істеуі, олардың конструкциясы, жұмыс жағдайлары мен қызмет көрсету тәсілдеріне байланысты. Оңтайландыру нәтижесінде энергия шығындарын азайту, өндірістік процестердің тиімділігін арттыру және экологиялық әсерді төмендету мүмкін болады.

Қорытынды жасай келе:

1) Конструкцияны жақсарту - жылу алмастырғыштың құрылымын жетілдіру (мысалы, жылу алмастыру бетінің ауданын ұлғайту немесе жылу өткізгіштігі жоғары материалдар қолдану) оның жұмыс тиімділігін арттырады.

2) Жылу алмасуды оңтайландыру - температура мен ағын жылдамдығын дұрыс реттеу, жылу алмастырғыштың жұмысын тиімді ету үшін маңызды. Бұл параметрлерді бақылау жылу алмасу процесінің тиімділігін қамтамасыз етеді.

3) Энергия шығындарын азайту - жылу алмастырғышта жылу энергиясының жоғалуын азайту үшін жылу оқшаулауын жақсарту және жылуды қайта пайдалану жүйелерін қолдану тиімді.

4) Техникалық қызмет көрсету - жүйелі түрде тексеру және қызмет көрсету жылу алмастырғыштың ұзақ мерзімді жұмысын қамтамасыз етіп, оның тиімділігін сақтайды.

5) Жұмыс режимдерін оңтайландыру - жұмыс жағдайларын бақылап, жылу алмастырғыштардың жүктемесін және температураны сәйкес реттеу жүйенің тиімділігін арттырады.

Осы шаралар арқылы жылу алмастырғыштарда жылу беруді оңтайландыру нәтижесінде, энергия шығындары азайып, жүйенің тиімділігі мен өнімділігі артады, ал қоршаған ортаға әсері төмендейді.

ПАЙДАЛАНЫЛҖАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Иванов А.Н., Белоусов В.Н., Смородин С.Н., Теплообменное оборудование предприятий, Санкт-Петербург 2016г. -5с.
- 2 Электронный учебно-методический комплекс, Промышленные тепломассообменные процессы и установки, Минск 2014г. -19с.
- 3 Болдин В. П., Сухов В. В., Тепломассообменное оборудование предприятий, Нижний Новгород ННГАСУ, 2018г. -9с.
- 4 Комарова Л.Ф. Инженерные методы защиты окружающей среды. Техника защиты атмосферы и гидросферы от промышленных загрязнений, из-во Алтай, 2000г. - 395с.
- 5 Акбрут А.И., Винник И.Я., Кропп Л.И. Исследование гидравлического сопротивления золоулавливающей установки с трубой Вентури // Электрические станции.- 1971, № 5.- С. 63-65.
- 6 Чеканов Г.С, Харьковский М.С., Кравец В.Л. Использование щелочной оборотной воды для орошения мокрых пылеуловителей // Энергетик.- 1989, №11.-С.12-14
- 7 Дубинская Ф.Е., Лебедюк Т.К. Скрубберы Вентури. Выбор, расчет, применение. Обз.информ./ Сер. ХМ-14: Пром.и санит.очистка газов.- М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1977.- 60.
- 8 Федяев Н.И., Гольльдина Т.М., Курникова В.П., Гартман Н.М. и др. Совершенствование системы гидрозолоудаления Северодвинской ТЭЦ-1 // Электрические станции.- 1998, № 8.- С. 50-56.
- 9 Бердников, Ю.М. Теплообмен при конденсации паров в жаропрочных теплообменниках [Текст] / Ю.М. Бердников. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 240 с.
- 10 Галковский В. А., Чупова М. В. Анализ снижения коэффициента теплопередачи теплообменных аппаратов в связи с поверхностным загрязнением // интернет-журнал "Наука" Том 9, №2 (2017).
- 11 Костюков, А.Г. Теплотехника [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.Г. Костюков, В.В. Кульков. - М.: Высшая школа, 2003. - 608 с.
- 12 Лебедев, В.М. Теплообмен. Основы теории и расчета теплообменных аппаратов [Текст] / В.М. Лебедев, А.А. Никонов, А.Ф. Переплетчиков. - М.: Машиностроение, 2006. - 560 с.
- 13 Мингалев, Р.А. Исследование процессов теплообмена в жаростойких теплообменниках [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / Р.А. Мингалев. - Казань, 2005. - 150 с.
- 14 Никитин, В.И. Теплообмен. Курс лекций [Текст] / В.И. Никитин. - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. - 148 с.
- 15 Проектирование централизованного горячего водоснабжения жилого дома и микрорайона: учеб. Пособие / Т. А. Стрелюхина. - 3-е изд. и дополнительно; общий. изд. доктор техн. науки, проф. Скачкова Ю. П. - Пенза: ПГУАС, 2014. - 120 С.

16 Шадрин И. К., Корепанов Е. В. параметрический анализ эффективности теплообменного оборудования в системах теплоснабжения // интернет-журнал "интеллектуальные системы в производстве", 2016 г., Том 3. 1 [Электронный ресурс] - Смоленск.: Универсальный, 2016

17 Ковтонюк, Ю. В. Разработка мероприятий по снижению количества отложений в сырьевых теплообменниках установок гидроочистки дизельных топлив / Ю. В. Ковтонюк, А. М. Демин // Инженерное дело: взгляд в будущее : материалы VIII Междунар. науч.-техн. конф. ПАО «Омскнефтехимпроект». – Омск : «Омскбланкиздат», 2017. – С. 42–44

18 Диагностика сырьевых теплообменников установок гидроочисток дизельных топлив с помощью моделирующих программ / С. В. Корнеев, А. М. Дёмин, М. А. Дёмин [и др.] // Динамика систем, механизмов и машин. – 2014. – № 2. – С. 96–103.

19 Повышение эффективности работы теплообменников компрессорного и технологического оборудования / С. В. Корнеев, А. М. Дёмин, М. А. Дёмин [и др.] // Вестник СИБАДИ. – 2012. – № 3 (25). – С. 17–21.