

ВСТУП

Сучасний рівень механізації та автоматизації видобувних, переробних та транспортних гірничих машин та устаткування характеризується широким застосуванням гідروприводу, особливо об'ємного. В останній час зростає інтенсивність роботи гірничо-навантажувальних та іншого гірничого обладнання, що викликає підвищення ступеня гідрофікації обладнання та збільшення потужності гідросилових установок машин.

Одночасно зі збільшенням потужностей гідроприводні установки постійно вдосконалюються. Більш досконалі установки мають менші розміри, в них повніше, використовуються матеріали і можливості, передбачені в конструкціях.

Переваги, які забезпечує гідропривід у всіх галузях техніки, у тому числі і в гірничорудній промисловості:

- надійне обмеження діючих зусиль;
- отримання великих передавальних чисел при відносно невеликих розмірах і вазі передач;
- безступінчасте регулювання швидкості в широкому діапазоні;
- легкість перетворення обертального руху в поступальний;
- вільне розташування в просторі виконавчих механізмів і приводних агрегатів;
- плавний запуск;
- автоматичне програмне та дистанційне управління.

Потужність, що втрачається в гідросистемі, йде на нагрівання робочої рідини та елементів системи. Нагрів шкідливо впливає на роботу гідроприводу: викликає зміну розмірів деталей від теплового розширення; окислення оливи та зменшення його в'язкості, що змінює режим роботи та призводить до підвищення витоків. і подальшому інтенсивному нагріванню системи.

Тепло, що виділяється у гідросистемі відводиться через поверхні охолодження і теплообмінні пристрої.

Зростання потужностей гідросилових установок гірничих машин все частіше вимагає оснащення їх теплообмінними пристроями, оскільки відведення тепла боковими поверхнями гідроагрегатів, апаратури і баків вже не може забезпечити підтримку робочих температур на припустимому рівні.

При проектуванні теплообмінних пристроїв потрібно передбачити передачу необхідної кількості тепла від одного тіла до іншого при мінімальних розмірах пристрою і з максимальною швидкістю. Велике значення мають економічні показники, тому теплообмінні пристрої не повинні значно здорожчувати машину.

У зв'язку із збільшенням питомих навантажень, зменшенням розміру і металоємності до температурних режимів роботи гідросилових установок висуваються підвищені вимоги, що і робить актуальним вирішення питань охолодження та визначення раціональних температурних режимів роботи гідрообладнання.

Отже, дослідження процесу теплообміну у гідравлічній мережі потужних гірничих машин, зокрема у їх теплообмінних пристроях та визначення раціональних параметрів процесу охолодження оливи у гідромережі є **актуальним науково-технічним завданням**.

Метою роботи є покращення режиму роботи гідроприводу гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів теплообмінних пристроїв гідравлічних приводів гірничих машин.

Об'єкт досліджень – процес теплообміну у теплообмінних пристроях гідравлічних приводів гірничих машин.

Предмет дослідження – параметри теплообмінних пристроїв гідравлічних приводів гірничих машин.

Наукове положення

Встановлено логарифмічна залежність температури оливи на виході з матричного теплообмінного апарату від часу перебування у ньому оливи і квадратична залежність температури оливи на виході від площі порожнини, де протікає олива.

1. АНАЛІЗ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ГІДРОПРИВОДУ ГІРНИЧИХ МАШИН

1.1. Аналіз конструкцій теплообмінних апаратів гідроприводу гірничих машин

Теплообмінний пристрій - це апарат, за допомогою якого тепло від більш нагрітої серед передається до менш нагрітої.

У гідроприводі гірничих машин знайшли поширення теплообмінні пристрої, призначені для зниження температури робочої рідини до значень, що забезпечують тривалу експлуатацію гідросилової установки [10, 11, 14, 16].

Теплообмінні пристрої гідроприводу гірничих машин відносяться до рекуператорів. У них гріюча і та, що нагрівається п нагрівається (охладжувана і та, що охолоджується) середовища, або теплоносії, розділені нерухомою поверхнею нагріву. Кожен теплоносій має свій тракт - сукупність каналів в межах машини, по яких протікає рідина, що бере участь в теплообмінному процесі. Як охолоджувач найчастіше скористається вода [10, 11, 14, 16].

Перевагою рекуператорів є їх герметичність і можливість роботи при суттєвих різницях тисків охолоджуючої і охолоджуваного середовищ. Зазвичай тиск охолодної води дорівнює 4-30 кг/см² в залежності від джерела водопостачання. Порівняно високий тиск води пояснюється тим, що для охолодження використовується вода, що йде на зрошення [10, 11, 14, 16].

Теплообмінні апарати, або оливоохолоджувачі у гідроприводі гірничих машин працюють у важких умовах шахт і кар'єрів. Ці умови характерні тим, що атмосфера насичена породним пилом, водяними парами. Часто в ній присутня вода, в якій розчинені вуглекислота, сполуки різних металів, сульфати і навіть вільна сірчана кислота [10, 11, 14, 16].

При роботі в такому агресивному середовищі корозії необхідні захисні заходи. Одним з таких заходів є застосування для теплообмінників спеціальних матеріалів - мідних і латунних, труб з нержавіючої сталі і сталевих труб з товщиною стінки не менше 3 мм [10, 11, 14, 16].

Теплообмінні пристрої обов'язково повинні застосовуватися тоді, коли [10, 11, 14, 16]:

- обмежені розміри не дозволяють застосувати бак, ємність якого достатня для природного охолодження;
- існуюча оливанстанція з баком не може забезпечити заданий режим роботи, так як не забезпечує відведення тепла, що виділяється.

В інших випадках раціональність установки теплообмінників визначається наступними міркуваннями [10, 11, 14, 16]:

- Незважаючи на те, що застосування теплообмінних пристроїв в цілому ускладнює установку, загальні розміри, в тому числі і розміри бака, можуть бути істотно зменшені
- Зменшення кількості олії в баку знижує пожежонебезпечність установки.
- Установка теплообмінника підвищує стійкість та термін служби робочої рідини, що зменшує можливість засмічення гідросистеми продуктами окиснення та осмолення олій, підвищує надійність роботи установки.

Розглянемо теплообмінники оливобаків насосних станцій.

Норми технічної експлуатації гідравлічного обладнання рекомендують вважати нормальною для тривалої роботи гідросистеми температуру 50-55 ° С. Найбільш висока температура, допускається має не перевищувати 70-75° С. Проте робота за нижчих температур має явні експлуатаційні переваги. Крім того, при високих температурах збільшується окислення оливи [10, 11 - 18].

Окислення оливи і подальше утворення смол та опадів є основними причинами неполадок у гідросистемах [10, 11, 14, 16].

Як відомо, частина енергії, що підводиться до гідросистеми, перетворюється на тепло і збільшує температуру робочої рідини до тих пір, поки не встановлюється стан теплової рівноваги з навколишнім середовищем. Температура теплової рівноваги в компактній гідравлічній системі, як правило, занадто висока як для робочої рідини, так і для елементів гідросистеми. Для зниження температури

необхідно відвести зайве тепло. Для цього використовують холодильники і теплообмінники [10, 11, 14, 16].

Характеристика теплообмінника повинна забезпечувати підтримку необхідної температури у системі з урахуванням застосовуваної охолоджуючої рідини.

Найбільш поширеними охолоджувальними засобами є вода і повітря.

На вибір середовища охолодження впливають умови та місце роботи. Найбільш компактні теплообмінні пристрої – це водяні теплообмінники. Вони забезпечують більш ефективне відведення тепла із гідросистеми. Проте не скрізь є вода, а часом підводити її економічно недоцільно. У цих умовах слід застосовувати повітряні охолоджувальні пристрої.

Водяні теплообмінники маслобаків насосних станцій можуть бути двох видів [10, 11, 14, 16]:

- вбудовані безпосередньо в бак
- собою окремий апарат, з'єднаний з гідросистемою трубопроводом.

До першого типу відноситься, наприклад, змієвик теплообмінник, а до другого - кожухотрубний.

Змієвиковий теплообмінник наведений на рис 1.1, вбудований в маслобак.

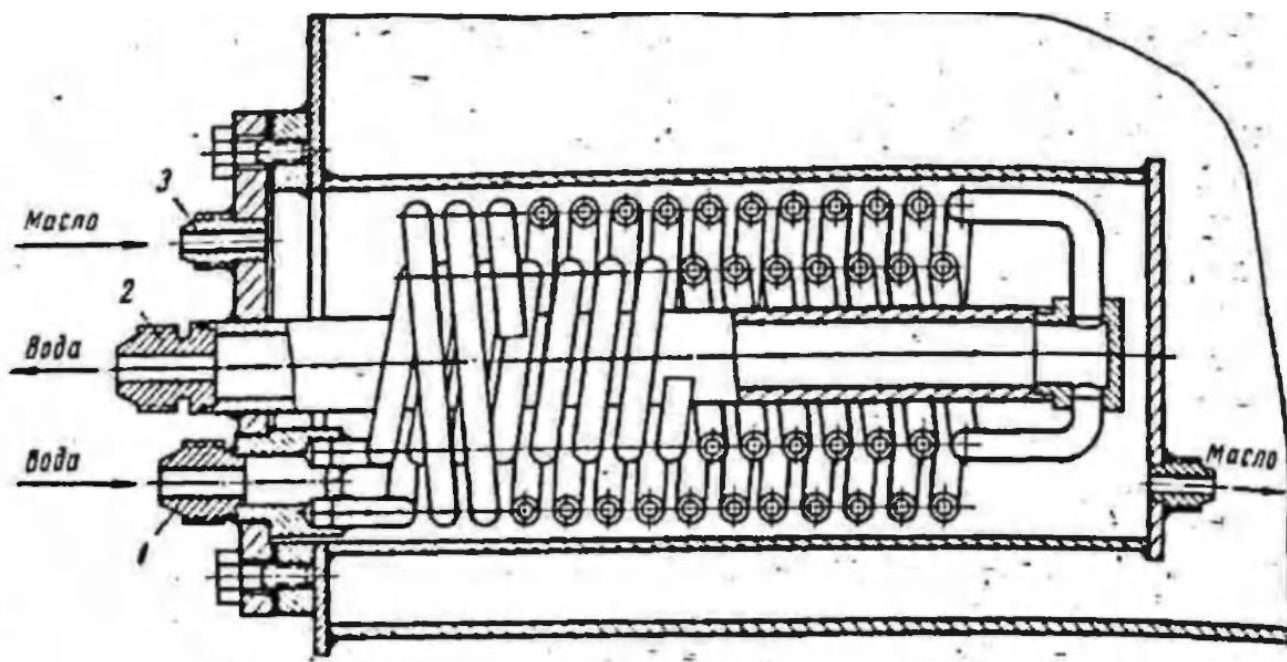


Рис 1.1 – Змієвиковий вбудований теплообмінник [16]

Охолоджувальна вода підводиться і відводиться через штуцери 1 і 2. Нагріта олива від головної магістралі надходить у штуцер 3 і, проходячи через теплообмінник охолодженою надходить у бак. Як правило, в гідросистемі на зливальній магістралі також встановлюються - фільтри, які доцільно встановлювати перед теплообмінником, щоб через фільтр проходило більш нагріта і менш в'язка олива. Це дозволить знизити втрати тиску на фільтрацію робочої рідини до мінімуму. Однак теплі теплообмінники при невеликих розмірах недостатньо ефективні. Застосовувати їх слід тільки в гідросистемах невеликої потужності. При великих потужностях і необхідності відведення тепла спеціальними пристроями слід застосовувати більш компактні вбудовані теплообмінники [10, 11, 14, 16].

Винесений кожухотрубний теплообмінник (рис 1.2) являє собою кожух, в якому міститься батарея паралельних трубок 2, розміщених між двома головними щитами 3. Кінці трубок розвальцовані, щоб забезпечити їх щільну посадку. Вода проходить по трубках, олива знаходиться в навколотрубному просторі [16].'

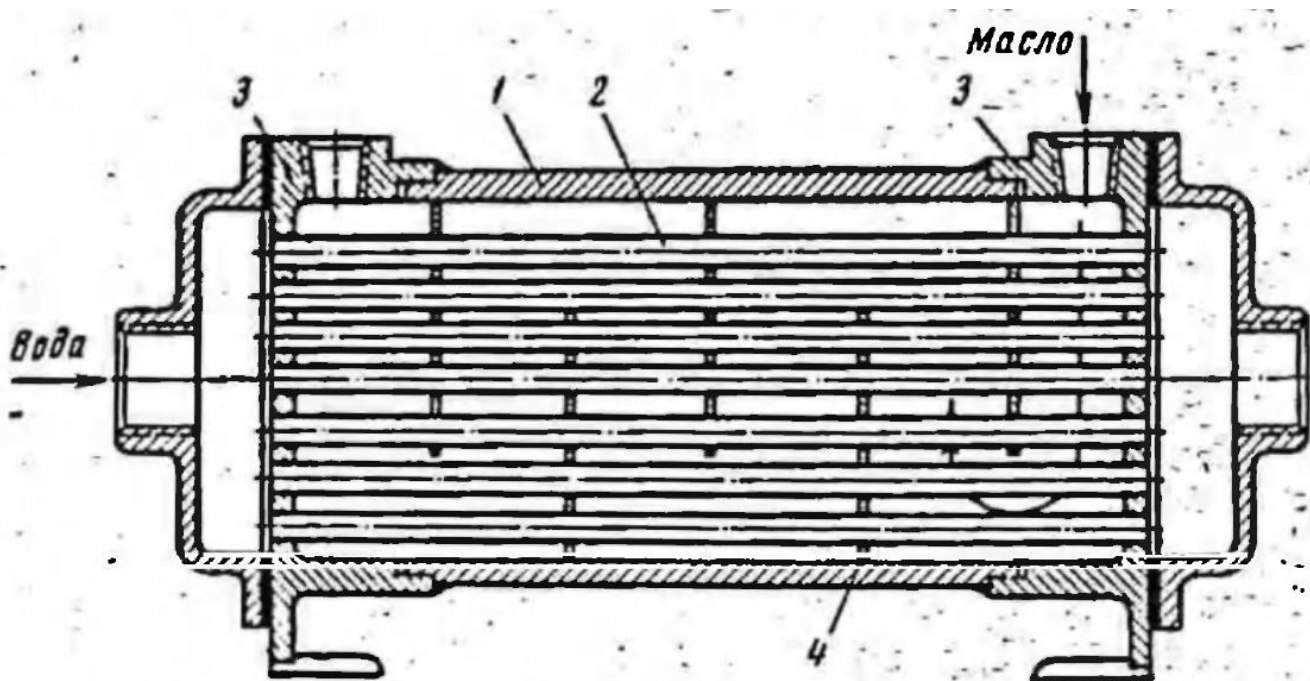


Рис 1.2 – Винесений кожухотрубчастий теплообмінник [16]

Для подачі води використовується або спеціальна насосна установка, або магістраль зрошення. Циркуляція олії забезпечується основною насосною установкою (до теплообмінника приєднується зливна магістраль). У цьому випадку теплообмінник повинен мати мінімальний опір проходженню оливи. Перегородки 4 створюють поперечні потоки і покращують теплообмін.

Застосовують два види перегородок (рис 1.3) [16]:

- у вигляді кілець і дисків;
- у вигляді сегментів розташованих з різних сторін

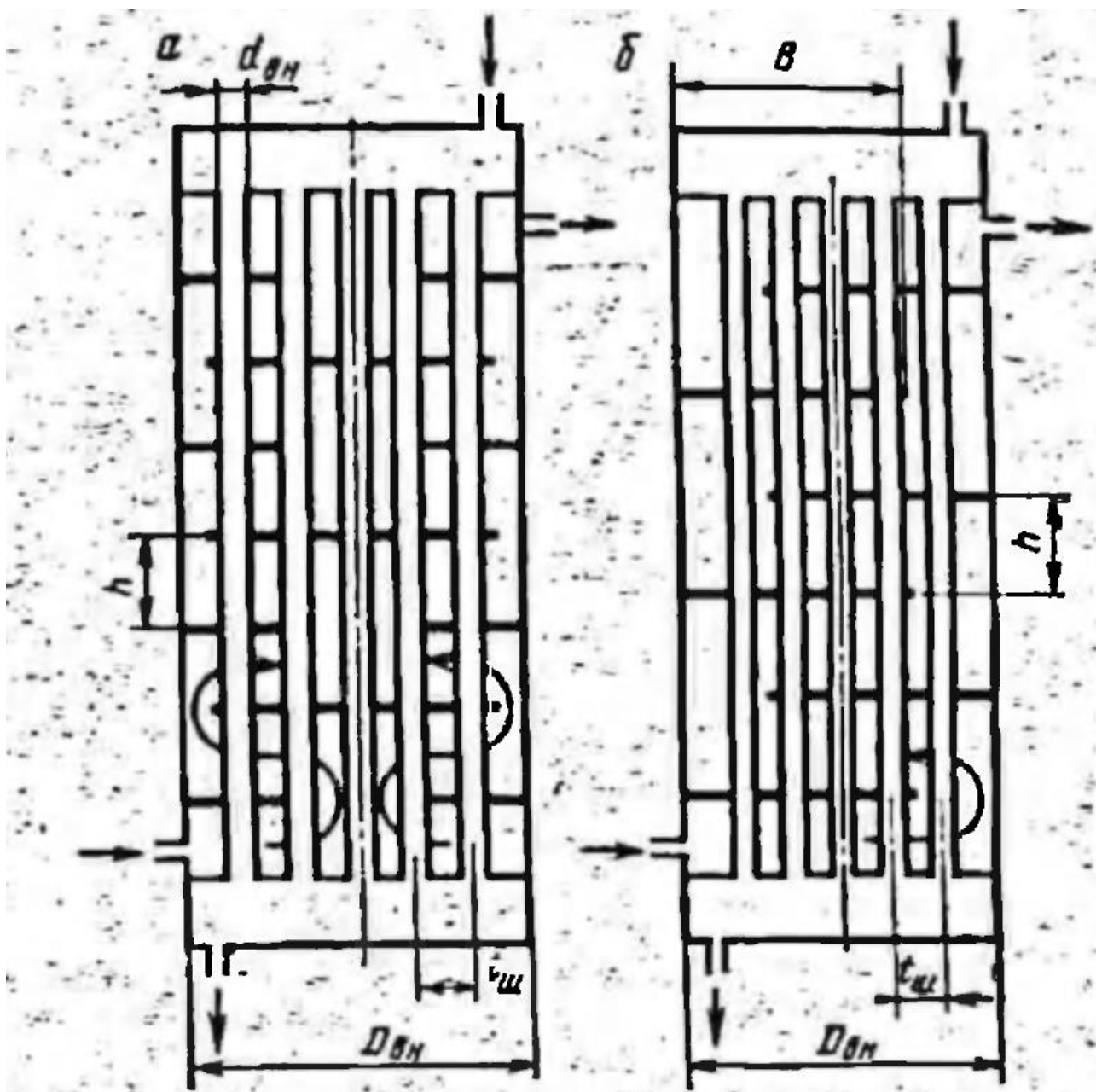


Рис 1.3 - Перегородки теплообмінників [16]: а – дикові і кільцеві; б - сегментні

Зовнішні поверхні теплообмінників, що стикаються безпосередньо з атмосферою, покриваються різними захисними лакофарбовими покриттями.

У ряді випадків конструктивні елементи теплообмінників, що піддаються інтенсивній корозії, доводиться виготовляти більшої товщини, ніж це потрібно для міцності виробу [16].

Іншою особливістю охолоджувальних пристроїв гірничих машин є наявність зварних трубчастих блоків, в яких трубки не розвальцьовані, а приварені електричним або газовим зварюванням до несучих головним щитів (див. рис. 1.4 та 1.5) [16].

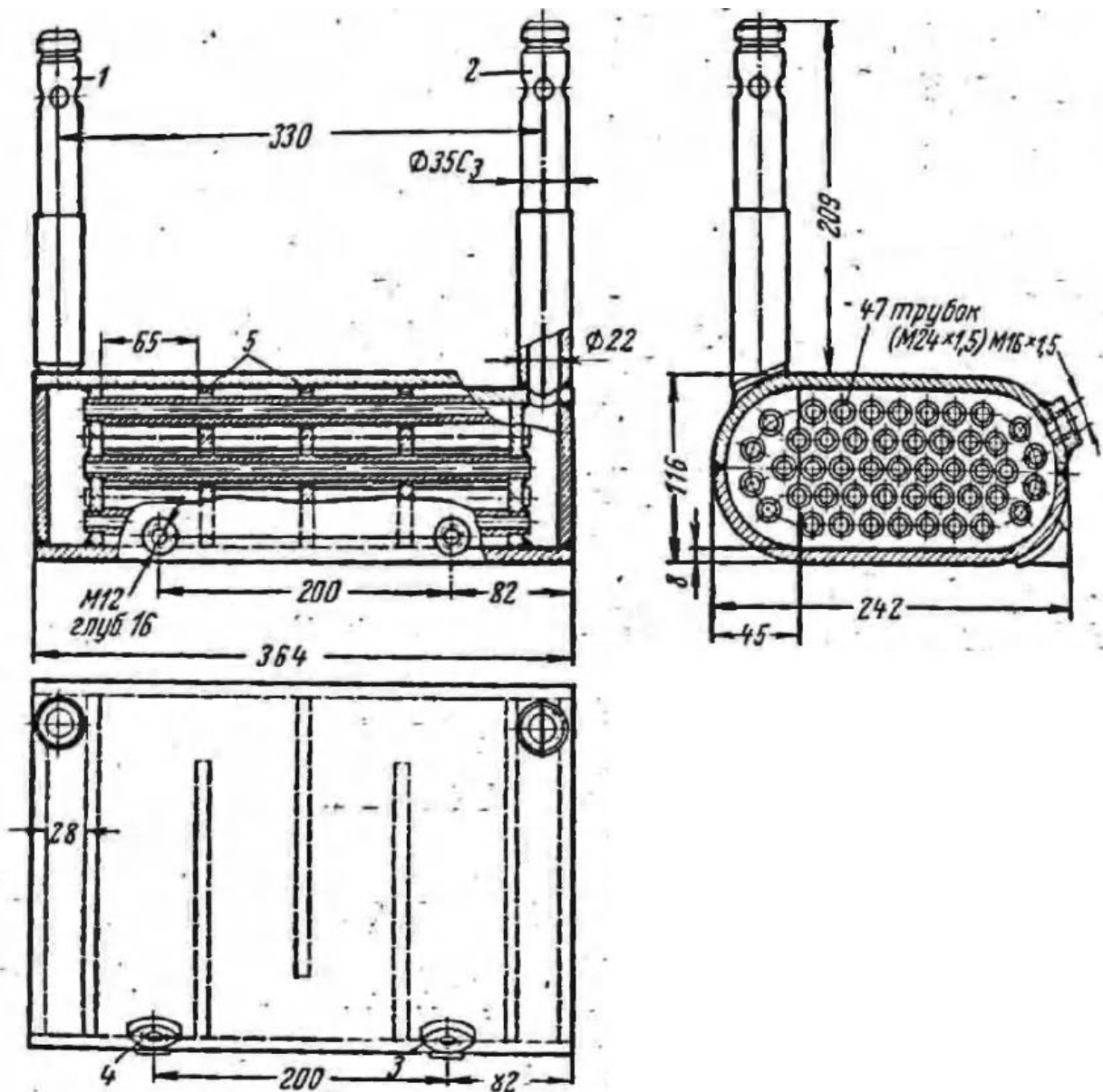


Рис 1.4 – Зварений теплообмінний апарат[16]: 1, 2 – штуцери підведення води; 3, 4 – штуцери підведення оливи; 5 - перегородки

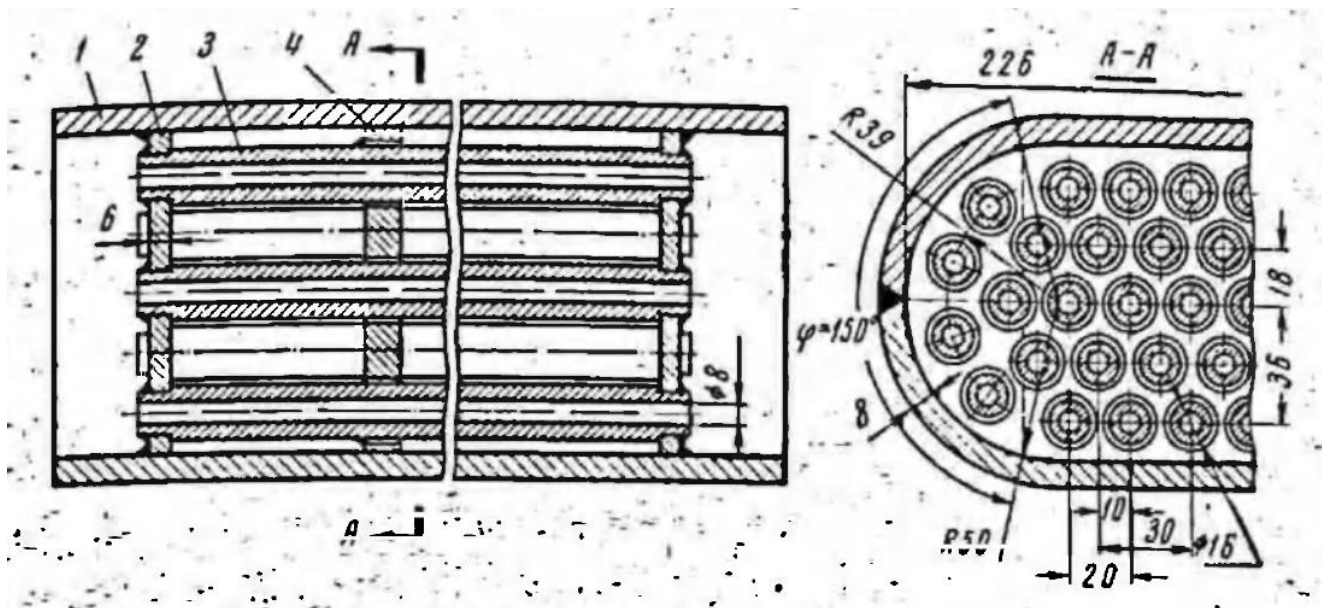


Рис. 1.5 – Зварний вузол маслоохладжувача [16]: 1 - корпус; 2 - кришка; 3 - трубка; 4 - перегородка

Такі блоки необхідно перевіряти на температурні напруги, що виникають від неоднакового нагрівання їх елементів - корпусу та трубок [16].

Термічні напруження у потужних гідроприводах, особливо у тонких та довгих трубах можуть досягати небезпечних значень і приводити до втрати стійкості та руйнуванню. Тому використовувати зварні трубчасті блоки не рекомендується. Найбільш зручні в цьому випадку розбірні кожухотрубні маслоохладжувачі (рис. 1.6) зі ковзаючою трубною решіткою [16].

Трубки 2 закріплені на дисках 1, 3, які ущільнені гумовими кільцями 4. Один з дисків 3 закріплений, а інший 1 може переміщатися разом з кінцями трубок, що подовжуються. При цьому у конструкції термічні напруги не виникають [16].

Розглянемо оливоохладжувач врубового комбайну (рис 1.7) [16].

Оливоохладжувач являє собою обичайку 7, яка болтами 2 притискається до верхнього фланця гідровставкою. Стик ущільнюється гумовим кільцем 3. Болти одночасно кріплять і кришку 4 оливоохладжувача. У бічній стінці обичайки профрезеровані два пази 5 і 6 [16].

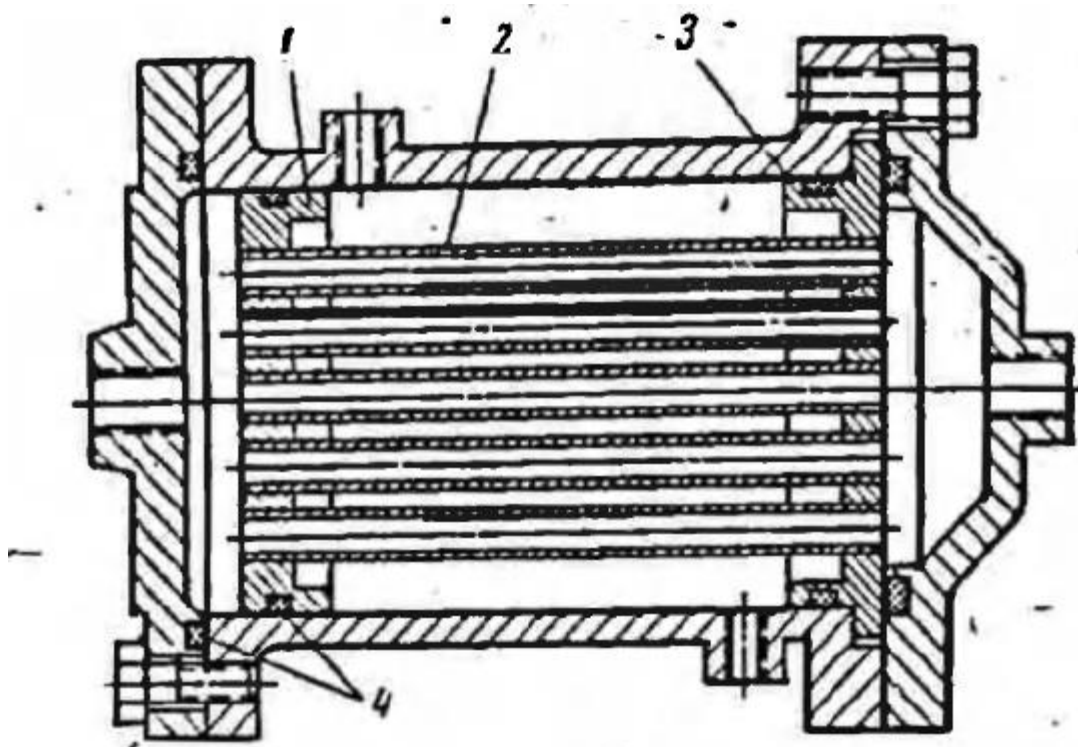


Рис 1.6 – Розбірний кожухотрубний теплообмінник [16]: 1 – рухомий диск; 2 – трубки; 3 – нерухомий диск; 4 – гумові кільця

В отвори вставлені мідні трубки 7. Пази ущільнені кришкою 8 з гумовими кільцями 9. До пазів підведені штуцери 10 і 11. Якщо до штуцера 10 підвести воду, то вона пройде по відповідному пазу, через трубки і другий паз і потрапить у штуцер 11. Далі вода подається на зрошення комбайна [16].

Оливоохолоджувач у внутрішню порожнину заливають оливу, рівень якої повинен бути вище трубок. При роботі насоса і гідромотора в камері оливоохолоджувача виникає примусова циркуляція масла в напрямі, перпендикулярному осям трубок 7. Описаний оливоохолоджувач з 17 трубками і зовнішньою поверхнею, що стикається з маслом, що дорівнює 0,515 м², забезпечує відведення близько 3 кВт теплової потужності [16].

Наступна конструкція оливоохолоджувача гідравлічної подавальної частини врубної машини (рис 1.8) вбудована в оливну ванну, що не вимагає збільшення висоти подаючої частини [16].

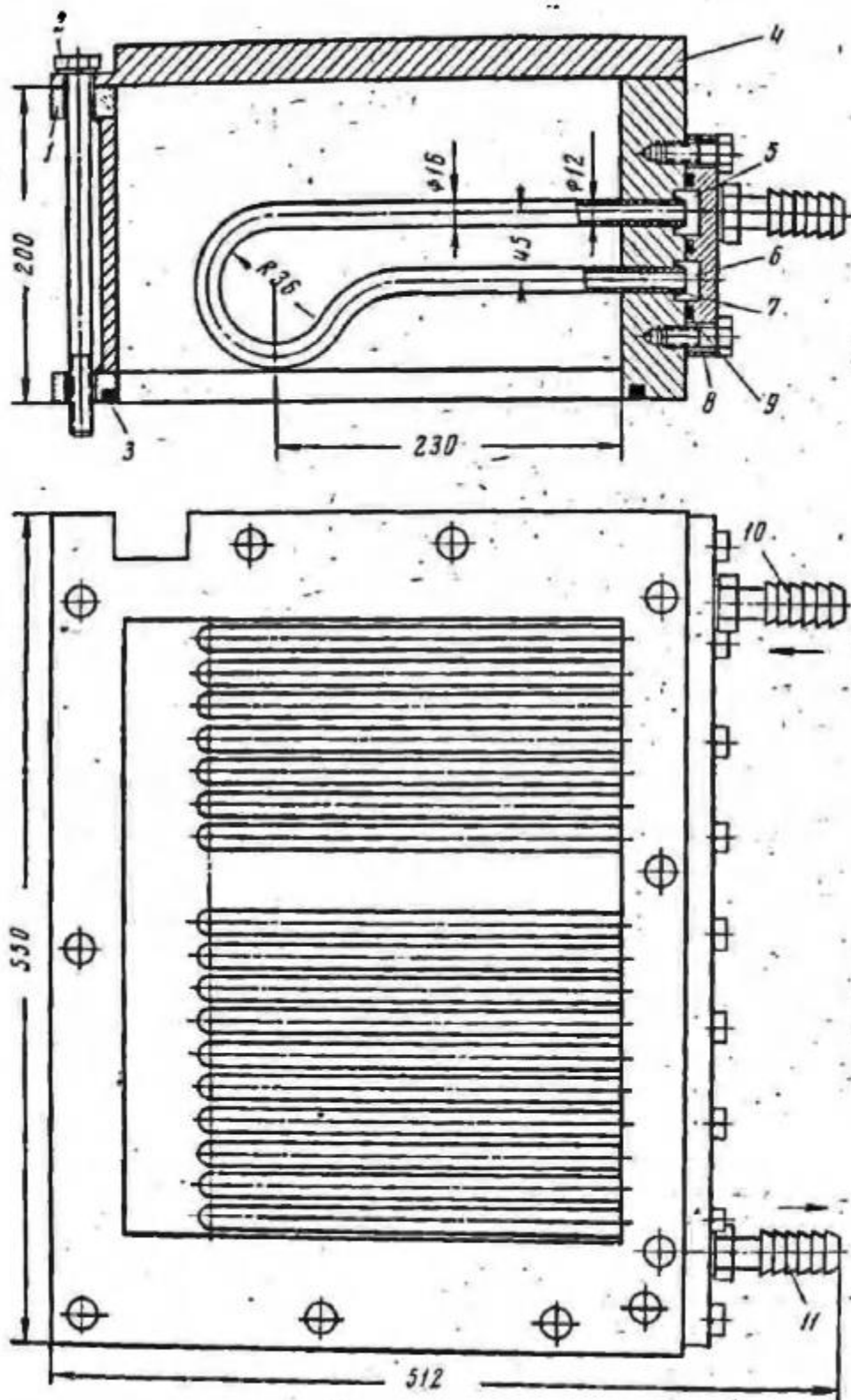


Рис 1.7 – Оливоохладжувач врубового комбайну [16]

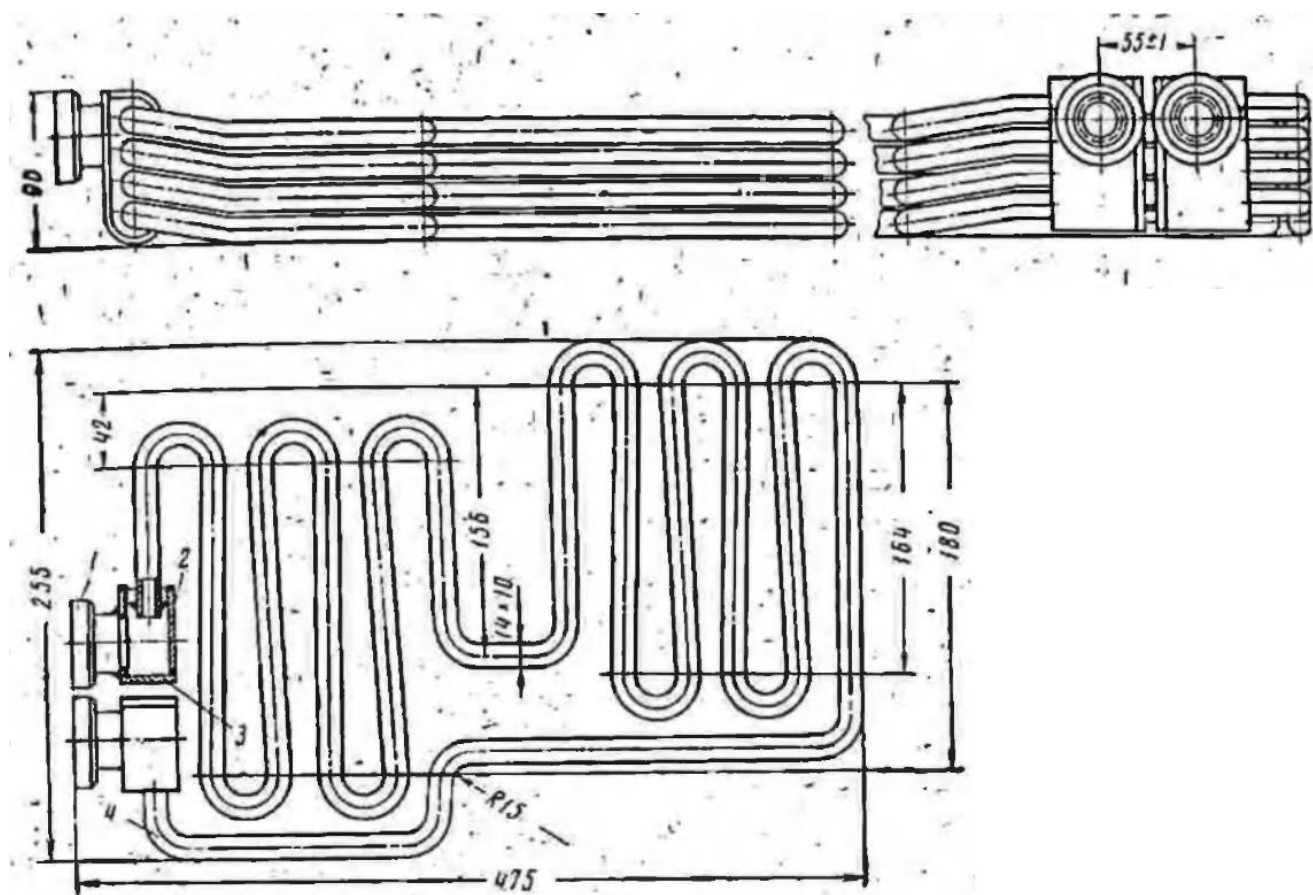


Рис 1.8 - Оливоохолоджувача гідравлічної подавальної частини врубової машини [16]

Охолоджуюча. вода підводиться до штуцера 1, привареного до обичайки 2.

До обичайки приварені кришки 3, в одну з яких вставлені трубки 4, припаяні до неї припоєм. Вода, пройшовши трубки 4 іншим штуцером відводиться в систему зрошення. Поверхня охолоджувача, що стикається з оливою, становить $0,55 \text{ м}^2$, а поверхня, що омивається охолоджувальною водою, - близько $0,392 \text{ м}^2$.

У цього оливоохолоджувача шви, що герметизують місця входу трубок в кришки недоступні для огляду і вимагають дуже ретельного виготовлення [16].

У тих випадках, коли збільшення поверхні охолодження недосить ефективно, а застосування - водо-олійних теплообмінників з яких-небудь причин утруднено, можна застосувати форсований обдув баків повітрям, для цього встановлюється вентилятор [16].

Для ще більшого підвищення ефективності охолодження бак виконується з трубчастим охолоджувачем - радіатором. Зливна магістраль підводиться

безпосередньо до трубчастого, охолоджувачу радіатору. Вентилятор обдуває охолоджувач. Охолоджена олія надходить в бак, а потім в гідросистему.

При обдуві вентилятором можна збільшити тепловіддачу радіаторів приблизно на 40% в порівнянні з тепловіддачею при природньому охолодженні. Можлива робота – гідросистеми. із баками, оснащеними. радіаторами, без їх обдування вентиляторами, тобто [16].

1.2. Аналіз методів зниження перегріву гідросистем

Відносно високий ККД гідросистеми може ввести в оману, коли розглядається необхідність охолодження. Якщо машина не може розсіяти тепло, що виділяється, то навіть відносно низькі втрати потужності можуть підвищити температуру важливих вузлів гідросистеми до небезпечної величини і призвести до аварії [10, 11, 14, 16].

Перегрів може по-різному впливати на роботу машини. У рухомих машинах з гідросистемами (навантажувальні машини, прохідницькі комбайни, екскаватори) машиніст часто знаходиться серед гідравлічних апаратів і пристроїв. У цьому випадку температура системи управління повинна підтримуватися на рівні, необхідному для створення здорових умов зручного і безпечного управління [10, 11, 14, 16].

Порушення працездатності гідросистеми від перегріву може відбуватися з різних причин, що часто діють одночасно [10, 11, 14, 16].

Робочі рідини гідросистем - оливи на нафтовій основі - з підвищення температури утворюють смолисті речовини - і створюють наліт на поверхні предметів з високим місцевим нагріванням. Смолисті речовини і наліти (осади) засмічують фільтри, закупорюють проходи і служать механічними перешкодами потоку. Водооливні емульсії розкладаються при нагріванні [10, 11, 14, 16].

В результаті засмічення каналів може виявитися недостатньою або повністю порушитися змащення важливих поверхонь, що посилить перегрів системи.

Ущільнення, рукави і фільтри мають певні температурні обмеження. Навіть сітчасті фільтри, зазвичай нечутливі до високої температури, можуть вийти з ладу, якщо температура буде високою настільки, щоб зіпсувати ущільнення або пластмаси, що використовуються в цих конструкціях [10, 11, 14, 16].

Заїдання або пошкодження поверхонь тертя і рухомих частин від різких схоплювань може відбуватися при нерівномірному розширенні різних матеріалів або при перекошуванні деталей, викликане перегрівом і зменшенням нормальних зазорів, що забезпечують рухомість деталей.

Перегрів може викликати защемлення підшипників кочення або зменшити їх довговічність при виникненні шкідливих навантажень [10, 11, 14, 16].

Клапани, поршні, шестірні, лопаті насосів, профільовані кулачки, стінки циліндрів – елементи системи, чутливі до перегріву.

Перегрів системи не тільки викликає аварії, пов'язані з руйнуванням деталей, та знижує надійність її роботи. Від перегріву можуть западати та застрягати клапани та золотники.

Крім того, в результаті перегріву знижується ефективність машини, так як зростають втрати потужності в гідросистемі і збільшується вартість її експлуатації [10, 11, 14, 16].

Втрати потужності, властиві таким пристроям, як насоси і гідромотори, супроводжуються, виділеннями тепла від тертя в рухомих частинах, від опору повітря або олії при перемішуванні від внутрішніх витоків рідини високого тиску.

Деякі компоненти системи, такі як муфти зчеплення гальма, генерують тепло при нормальній роботі.

Перегрів іноді виявляється у несподіваних місцях. У газо-гідравлічних акумуляторах, якщо цикл зарядки швидкий, газ, що стискається, може значно нагріватися (до 130°C при підвищенні тиску від 40 до 60 кГ/см^2 і вихідній температурі газу 20°C з показником політропи $n = 1,3$) [10, 11, 14, 16].

Повітря, що потрапляє в гідросистему, може бути причиною місцевого перегріву, так як воно при стисканні нагрівається і в місці стиснення виділяє тепло [10, 11, 14, 16].

Проте не все тепло, що йде, на нагрівання, утворюється в гідросистемі. У перегріві гідросистеми відіграє роль і навколишнє середовище. Кліматичні умови можуть бути важливим фактором, що визначає необхідність охолодження. Особливо це важливо для машин, що працюють у спекотних і тропічних країнах.

Привідні двигуни насосів гідросистем, у тому числі електродвигуни, також виділяють тепло і можуть підігрівати гідросистему безпосередньо або підвищувати температуру навколишнього середовища, тим самим знижуючи ефективність природного охолодження гідросистеми [10, 11, 14, 16].

Один з найбільш поширених джерел тепла втрати потужності від звуження перетину і місцевих опорів. Розміри компонентів гідросистеми та швидкість робочої рідини повинні бути узгоджені. Дуже часто місце, що відводиться для гідросистеми обмежене, а вартість, як гідросистеми, так і машини в цілому зазвичай залежить від розміру і ваги. Отже необхідне зменшення розмірів та збільшення питомої потужності гідросистем. Існує думка, що швидкості руху робочої рідини, можливо підвищити, особливо для гідросистем високого тиску, але серйозною перешкодою цьому є допустимі втрати тиску [10, 11, 14, 16].

Слід зазначити, проте, що збільшення швидкості потоку веде до підвищення втрат потужності, що повністю переходять у тепло.

Прийнятні величини швидкості руху олії у гідросистемах, що забезпечують нормальний тепловий режим, слід приймати з наступного ряду (м/с) [10, 11, 14, 16]:

– всмоктувальні трубопроводи з фільтром	0,6-1,5
– всмоктувальні трубопроводи без фільтра	1,5-3
– прохідні отвори всмоктувального клапана насоса	1,5-3,0
– провідні трубопроводи	2-3
– керуючі золотники ліній силових циліндрів	4,5-6
– трубопроводи під тиском:	
25 кГ/см ²	3
50 кГ/см ²	4
100 кГ/см ²	5
150 кГ/см ²	7

- керуючі золотники, з'єднання, роз'ємні з'єднання 4,5-10
- запобіжні клапани 30-45.

Найменші значення швидкостей приймаються для великих довжин, а великі - для коротких трубопроводів і ділянок. Значення швидкостей рідини, для водо-олійних емульсій можна приймати на 25% вище рекомендованих. У загальному випадку величина швидкості обирається з умови втрати тиску у трубопровод, що має становити не більше 5-6% від номінального [10, 11, 14, 16].

Щоб зменшити нагрівання гідросистеми, окрім зниження швидкості потрібно прагнути до зменшення можливої довжини трубопроводів. Падіння тиску в них прямо пропорційно довжині.

Для правильного, проектування гідросистеми необхідно, щоб вибір гідромашин та апаратури забезпечував не тільки задані найменші розміри машини, але і задовольняв би необхідному рівню нагріву [10, 11, 14, 16].

При наборі блоків з декількох розподільників загальне падіння тиску (між напірним і зливним отвором) через шість сполучених золотників не повинно перевищувати 7 кг/см^2 . Для звичайного чотириходового циліндричного золотника з відкритою нейтраллю граничне падіння тиску рекомендується більше $3,5 \text{ кг/см}^2$. Площа прохідних перерізів золотників повинна бути не меншою за 75% площі перетину з'єднувальних трубопроводів або каналів при блоковому монтажі [10, 11, 14, 16].

При підборі апаратури необхідно ретельно вивчати витратні характеристики окремих апаратів. Можливі відступи у виборі апаратури, при яких доводиться брати апарат із заниженою витратою або умовним проходом, потрібно приймати після ретельного аналізу можливих наслідків [10, 11, 14, 16].

Баки сприяють охолодженню системи і повинні мати найбільшу практичну можливу зовнішню поверхню при даному обсязі. Сферична і циліндрична форми для цього не придатні. Більш ефективною формою є плаский паралелепіпед. Охолоджуюча здатність баків може бути збільшена за рахунок циркуляції рідини у ньому. У середині бака не має бути ізольованих ділянок, а якщо вони є, то не слід допускати застою в них оливи залізниці. На рис 1.9. показані для порівняння баки

з різними видами циркуляції робочої рідини. Охолоджувальна здатність покращується від 1.9 а до 1.9 г. Розташування бака повинно дозволити краще використання навколишніх охолоджуючих засобів (природну циркуляцію повітря, зрошення) [16].

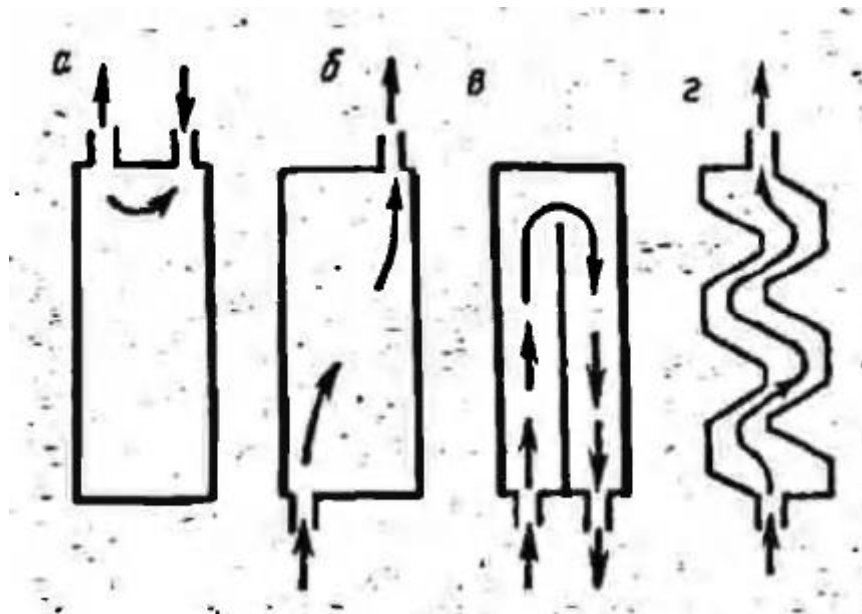


Рис 1.9 – Баки з різними видами циркуляції [16]

При розгляді теплового режиму насоса, найбільш важливим є його ККД. Повний ККД насоса зазвичай коливається від 0,5 (для простих шестерних типів) до найбільшого значення - 0,95 (для кращих поршневіх машин) [16].

Гідромотори та двигуни, які використовуються у парі з насосом, значення ККД такої системи зростає. У гідродвигунах як поступальної, так обертальної дії ККД є найбільш істотним елементом в системі при аналізі теплових навантажень.

Причинами втрат є тертя в ущільненнях і зв'язках рухомих частин, а також у витоках.

Циліндри достатнього обсягу, що працюють з зупинками, під час яких тепло розсіюється в навколишній простір, стають важливим засобом охолодження для замкнутих циклів [16].

Трубопроводи забезпечують чистоту, компактність та безшумність системи, що можливо також при зменшенні кількості зовнішніх ліній. При цьому

знижується ймовірність зменшення перерізу трубопроводів і, отже, зменшується можливе тепловиділення [16].

Однак там, де питома вага втрат потужності в трубопроводах мала у порівнянні з іншими втратами, не слід прагнути до зменшення їхньої довжини, тому що в результаті цього зменшується активна зовнішня охолодження.

Для зовнішніх ліній слід використовувати металеві трубопроводи, якщо не висуваються спеціальні вимоги до гнучкості або до гасіння вібрацій. Невиправдане використання гнучких-рукавів високого тиску не тільки збільшує вартість, але і знижує здатність системи відводити тепло [10, 11, 14, 16].

Розглянемо зовнішні джерела тепла. На гідравлічну систему, що є складовою частиною установки можуть впливати інші джерела тепла.

Складові частини гідросистеми повинні бути розміщені так, щоб послабити поглинання зовнішнього тепла і перенесення внутрішнього тепла на критичні поверхні. Наприклад, температура основного приводного електродвигуна машини може досягати 90-100°C [10, 11, 14, 16].

Якщо необхідний гідравлічний масляний теплообмінник, то розташовувати його слід внизу бака, щоб не зменшувати природної охолоджуючої здатності бака, або на стінці, що випромінює тепло, яке може змінювати загальну охолоджувальну здатність машини. В останньому випадку охолоджувач поглине шкідливе випромінювання та захистить від нього машину [10, 11, 14, 16].

Таким чином, найбільш підходяще місце для теплообмінника може бути визначено після всебічного та ретельного аналізу всієї гідросистеми та машини.

У комбінованих (складених) машинах зайве тепло може бути відведено загальним теплообмінником, застосовуваним замість декількох індивідуальних, розміщених на вузлах і частинах машини [10, 11, 14, 16].

Після визначення місця, розташування, компонентів гідросистеми дуже часто доводиться ізолювати гідросистему, щоб уникнути передачі тепла від більш нагрітих частин гідросистеми [10, 11, 14, 16].

Екранування може бути використано для блокування джерел зовнішнього тепла. Найпростіший екран являє собою тонкий металевим лист товщиною 1,5-2

мм. Крім екранування, коли необхідно заблокувати або знизити передачу тепла від одного вузла до іншого, застосовують ізоляційні прокладки з гуми, пароніта, деревини. Відведення тепла від стінок бака можна посилити також підбором кольору фарби. Наприклад, фарби з металевим наповнювачем (алюмінієва) істотно знижують теплопередачу з поверхні бака шляхом випромінення у порівнянні з фарбами, що містять неметалевий наповнювач [10, 11, 14, 16].

Встановлено, що поверхня гладкого баку, пофарбованого алюмінієвою фарбою нагріваються на 30% вище, ніж поверхня бака, пофарбованого неметалевою фарбою [10, 11, 14, 16].

Для трубчастих баків із кількома рядами труб ця величина зменшується до 12%, а радіаторних баків - до 7-9% [10, 11, 14, 16].

Два основних (базових) види гідравлічних систем, які зазвичай використовуються в даний час. Це системи з відкритою та закритою нейтраллю. Система з відкритою нейтраллю названа так тому, що при середньому нейтральному положенні розподільника робоча рідина може вільно надходити від насоса в бак. У системі із закритою нейтраллю рідина при середньому положенні розподільника не може потрапити від насоса відразу в бак. Є багато модифікацій обох систем, що дозволяють отримати оптимальні характеристики конкретного застосування [10, 11, 14, 16].

Системи з відкритою нейтраллю зазвичай використовуються з насосами постійної продуктивності і валом, що постійно обертається. Насос завжди дає максимальну продуктивність, яка не залежить від потреби гідросистеми. Надлишок рідини відводиться в бак шляхом дроселювання. Величина тиску визначається зовнішнім навантаженням обмежується налаштуванням запобіжного клапана. Максимальний ККД і мінімальне теплове навантаження можуть бути отримані тільки за умови використання всієї продуктивності при максимально допустимому тиску [10, 11, 14, 16].

При нейтральному положенні розподільника для цього виду системи характерні втрати потужності, що йдуть на нагрівання і обумовлені циркуляцією

рідини в обмеженому обсязі оливи при тиску, рівному сумарному опору трубопроводів і клапанів розподільника [10, 11, 14, 16].

Найпростіші системи із закритою нейтраллю складаються з насоса постійної продуктивності, що розвантажується через клапан при середньому положенні розподільника. У цих системах максимальна потужність тривалий час перетворюється на тепло (за виключенням тих випадків, коли здійснюється корисна робота). Застосування цієї система може бути виправдано лише тоді, коли потрібно мінімальна вартість, а потрібна потужність мала і виділенням тепла можна знехтувати [10, 11, 14, 16].

Для установок більшої потужності в системах із закритою нейтраллю використовують регульовані насоси з управлінням по тиску. Продуктивність насосу змінюється від величини витоків до максимального її значення при робочому режимі. Насос нагнітає тільки рідину, необхідну для підтримки заданого тиску в системі.

Головною перевагою систем з закритою нейтраллю та регульованим насосом, з теплової точки зору є низькі втрати потужності при нейтральному положенні розподільника і при повному постійному завантаженні та змінних швидкостях операцій.

Система з відкритою нейтраллю має переваги при постійних швидкостях руху і змінних навантаженнях [10, 11, 14, 16].

Комбінована система з компенсацією за обсягом та тиском (рис. 1.10) має переваги систем з відкритою і закритою нейтраллю [10, 11, 14, 16].

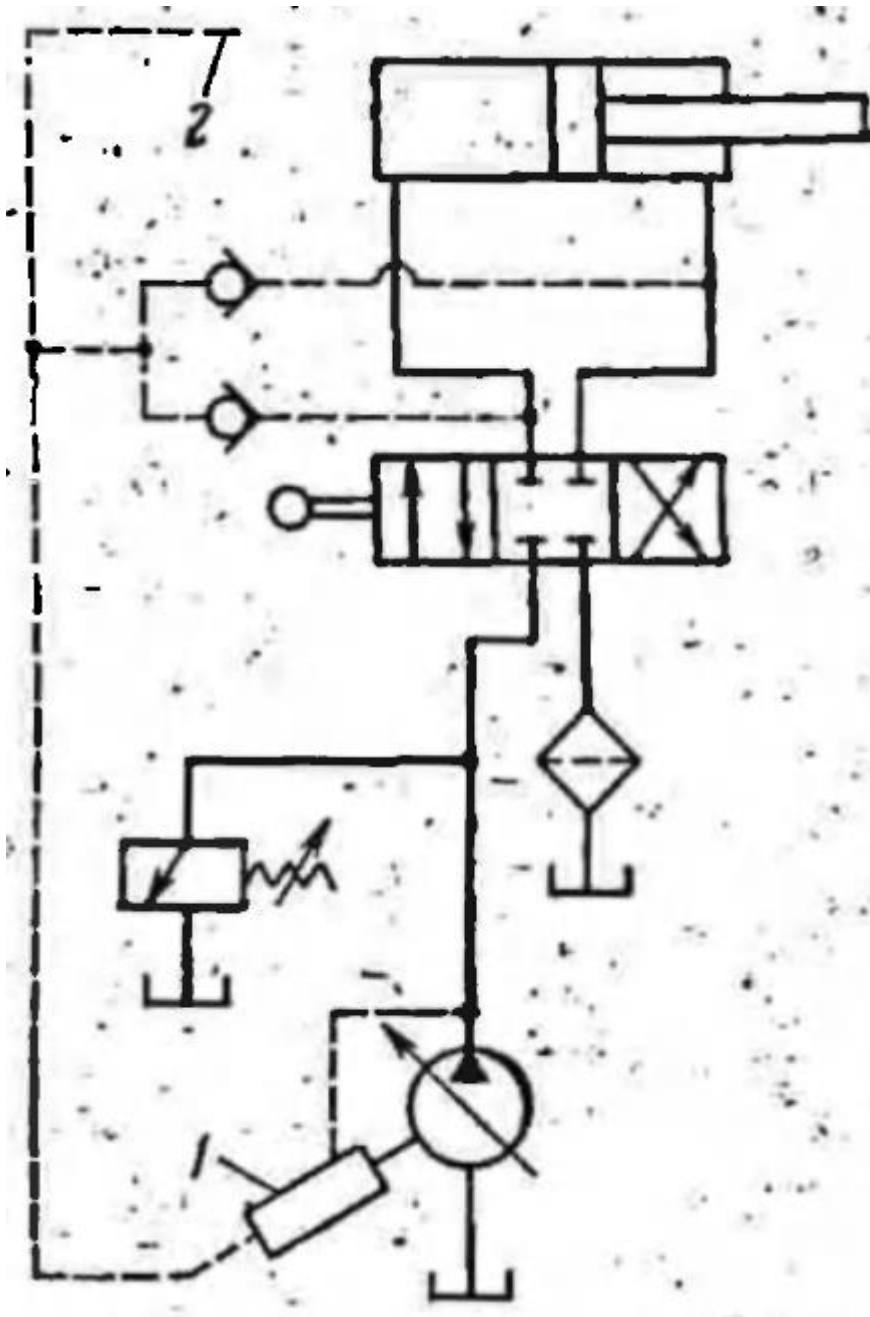


Рис 1.10 – Схема комбінованої гідросистеми з закритою нейтраллю і компенсацією за об'ємом і тиском [10, 11, 14, 16]: 1 – регулятор продуктивності насосу за об'ємом і тиском; 2 – допоміжна лінія для інших функцій регулювання

У цій системі тиск і продуктивність насосу контролюються і регулюються так, щоб операції машини проводилися з найменшими втратами потужності. Ідеально продуктивність і тиск повинні точно відповідати їх необхідним значенням. Контролюючі та регулюючі пристрої споживають деяку частину потужності. При зупинках і простоях гідроприводу або його неповного

завантаження споживання ними потужності дещо зростає. Такі системи найбільш досконалі та економічні в енергетичному і тепловому сенсах. Позитивні властивості системи досягаються за рахунок її ускладнення та більш високої вартості в порівнянні з системами з відкритою нейтраллю та насосами постійної продуктивності [10, 11, 14, 16].

Як методи збільшення ККД системи та зниження теплових навантажень можна використовувати здвоєні насоси, розвантажувальні клапани та акумулятори. Продуктивність здвоєнних насосів може бути просто підсумовована або використана комбіновано (насоси працюють частина часу різних споживачів, а частина на одного з них), щоб задовольнити вимогам того чи іншого циклу навантаження [10, 11, 14, 16].

Акумулятор можна вигідно використовувати в машинах, що піднімають і опускають важкі вантажі, або для гасіння інерційних навантажень. Акумулятор накопичує більшу частину потенційної енергії для подальшого використання, яка, таким чином, не перетворюється в тепло [10, 11, 14, 16].

Акумулятор також застосовується в системах, які вимагають підтримки тиску напірних магістралях. В цьому випадку акумулятор служить для поповнення витоків в системі і збільшення податливості гідросистеми. Тиск у магістралі підтримується до розрядки акумулятора, що поповнює виток. Після розрядки розвантажувальний клапан закривається і насос знову підкачує рідину до робочої магістралі. Після досягнення заданого тиску розвантажувальний клапан відключає насос і скидає рідину в бак без тиску (напору). Така схема дозволяє витратити потужність тільки на поповнення витоків і звести теплове навантаження гідросистеми до мінімальної [10, 11, 14, 16].

Незважаючи на якісне проектування гідросистем, уникнути виділення певної кількості тепла неможливо. Ретельний аналіз дозволяє встановити можливість перегріву. Використовуючи емпіричні дані, можна досить точно передбачити втрати, потужності. Цього сказати не можна щодо відведення та розсіювання тепла в тій самій гідросистемі, так як невідомий ряд факторів [10, 11, 14, 16].

Таким чином, є три способи уникнути перегріву гідросистеми:

1. Подавати в гідросистему лише необхідну кількість оливи;
2. Забезпечувати достатню кількість охолоджуючих поверхонь (природний теплообмін);
3. Застосовувати, при необхідності теплообмінник (примусовий теплообмін).

1.3. Аналіз методів розрахунку теплообмінних апаратів гідроприводу гірничих машин

Тепловий розрахунок теплообмінника буває конструкторським та перевірочним.

Конструкторський розрахунок проводиться тоді, коли відомі параметри теплоносіїв на вході та на виході і їх витрати або витрата тепла (теплопродуктивність апарату). Попередньо обирається конструкція теплообмінника та розраховується поверхня теплообміну [10, 11, 14, 16].

Перевірочний розрахунок проводиться для визначеної конструкції апарату з відомою поверхнею теплообміну і деякими параметрами (температура на вході і виході, витрати теплоносіїв). Цим розрахунком визначаються або уточнюються витрати теплоносіїв і параметри, наприклад на виході, та інші характеристики апарату.

При неможливості зміни параметрів і конструкції теплообмінника перевірочним розрахунком можна визначити режим експлуатації обладнання, що допускається.

При обох розрахунках користуються одними і тими ж залежностями.

Конструкторський розрахунок теплообмінника полягає у спільному вирішенні рівняння теплового балансу [16]

$$Q = G_1 \Delta t_1 = G_2 \Delta t_2 \quad (1.1)$$

і рівняння теплопередачі [16]

$$Q = kF \Delta t \quad (1.2)$$

де Q – кількість тепла, що передається одним теплоносієм іншому, що дорівнює кількості тепла, що виділяється системою, Вт; G_1 G_2 - масові витрати теплоносіїв

(того, що віддає і приймає тепло), кг/с; Δi_1 Δi_2 - зміна теплоутримання теплоносіїв в апаратурі, Вт/кг; k - середній коефіцієнт теплопередачі, Вт/м² • град; Δt - середній температурний напір (середня різниця температур між теплоносіями), °С; F - розрахункова поверхня теплообміну, м².

Зміна: теплоємності теплоносіїв обчислюється за формулами [16]:

$$\Delta i_1 = c_1(t_{1-1} - t_{1-2}), \text{дж/кг}; \quad \Delta i_2 = c_2(t_{2-2} - t_{2-1}), \text{дж/кг}; \quad (1.3)$$

де t_{1-1} t_{1-2} - початкова і кінцева температури гарячої рідини - оливи (на вході і виході з теплообмінника), °С; t_{2-1} t_{2-2} - початкова та кінцева температури холодної рідини — води, °С; c - середня питома теплоємність теплоносія в робочому інтервалі температур . "

Тут і далі індекс 1 відноситься до оливи, або гарячої рідини, а індекс 2 до води або холоднішої рідини.

Витрата теплоносіїв визначають на підставі рівняння теплового балансу:

- для гарячої рідини [16]

$$G_1 = G_2 \frac{\Delta i_2}{\Delta i_1} = \frac{G_2 c_2 (t_{2-2} - t_{2-1})}{c_1 (t_{1-1} - t_{1-2})} \quad (1.4)$$

- для охолоджувальної рідини [16]

$$G_2 = G_1 \frac{\Delta i_1}{\Delta i_2} = \frac{G_1 c_1 (t_{1-1} - t_{1-2})}{c_2 (t_{2-2} - t_{2-1}) \eta} \quad (1.5)$$

де η - коефіцієнт, що враховує віддачу тепла апаратом в навколишнє середовище, крім того, що розраховується.

Якщо безпосередньо відома кількість тепла Q , що виділяється системою, то витрата теплоносія, наприклад охолоджувальної води, буде [16]

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2-2} - t_{2-1})}, \text{кг/с} \quad (1.6)$$

Значення t_{1-1} приймається за припустимими значеннями робочих температур оливи, зазвичай 50-60 °С, а для емульсії 35-45°С оскільки при більш високих температурах порушується стабільність оливкових емульсій і прискорюється корозія [16].

Значення t_{1-2} визначається з рівняння (1.4) при відомій витраті оливи або приймається нижче вхідної температури на 15 - 25°C при визначенні масової витрати масла. Значення t_{2-1} приймається рівним температурі навколишнього повітря, або підраховується за формулами (1.5), (1.6), або приймається на 2-8 ° С вище температури підведеної води [16].

Коефіцієнт η враховує віддачу тепла апаратом у довкілля. Він визначається виразом [16]

$$\eta = \frac{1}{1 - \frac{Q_T}{Q}} \quad (1.7)$$

де Q_T - теплова потужність, що розсіюється зовнішньою поверхнею (кожухом) теплообмінника та іншими елементами системи; Q - загальна теплова потужність, що виділяється системою.

Перевірочний розрахунок теплообмінника виконується у наступні послідовності. Для прямогоку і протитечії, якщо коефіцієнти тепловіддачі та добутку масової витрати на теплоємність $W = cG$ не залежать від температури, можна підрахувати кінцеві температури теплоносіїв [16]

– при прямотоці:

$$t_{1-2} = t_{1-1} - (t_{1-1} - t_{2-1}) \Pi ; \quad (1.8)$$

$$t_{2-2} = t_{2-1} + (t_{1-1} - t_{2-1}) \Pi \frac{W_1}{W_2}; \quad (1.9)$$

– при протитечії:

$$t_{1-2} = t_{1-1} - (t_{1-1} - t_{2-1}) Z; \quad (1.10)$$

$$t_{2-2} = t_{2-1} + (t_{1-1} - t_{2-1}) Z \frac{W_1}{W_2}; \quad (1.11)$$

Величини W (водяні еквіваленти) визначається виразами [16]

$$W_1 = G_1 c_1; W_2 = G_2 c_2 \quad (1.12)$$

Теплопродуктивність теплообмінника Q при заданих значеннях поверхні теплообміну F , відомих коефіцієнтах теплопередачі k , масових витратах G та початкових температурах теплоносіїв визначається при розрахунку по олії [16]:

– для прямогоку

$$Q = c_1 G_1 (t_{1-1} - t_{2-1}) \Pi \quad (1.13)$$

– для протитечії

$$Q = c_1 G_1 (t_{1-1} - t_{2-1}) Z \quad (1.14)$$

або якщо відомі кінцеві температури t_{1-2}

$$Q = c_1 G_1 (t_{1-1} - t_{1-2}) \quad (1.15)$$

для прямогоку і протитечії

Значення t_{1-2} для прямогоку і протитечії будуть різними.

Теж розрахунок по воді [16]:

– для прямогоку

$$Q = c_2 G_2 (t_{1-1} - t_{2-1}) \Pi \frac{W_1}{W_2} \quad (1.16)$$

– для протитечії

$$Q = c_2 G_2 (t_{1-1} - t_{2-1}) Z \frac{W_1}{W_2} \quad (1.17)$$

або

$$Q = c_2 G_2 (t_{2-2} - t_{2-1}) \quad (1.18)$$

Якщо коефіцієнт теплопередачі k невідомий, то розрахунок ведуть методом послідовних наближень. Беруть ймовірне значення коефіцієнта теплопередачі або частіше оцінюються кінцеві температури теплоносіїв і по них розраховується значення коефіцієнта теплопередачі. Для визначення останнього необхідна точність попередньої оцінки температур нижче той, до якої доводиться прагнути при методі послідовних наближенні [16].

В апаратах з перехресним або паралельно-змішаним струмом приблизно [16]

$$\begin{cases} Q = \frac{t_{1-1} - t_{2-1}}{\frac{1}{kF} + \frac{1}{2c_1 G_1} + \frac{1}{2c_2 G_2}} \\ t_{1-2} = t_{1-1} - \frac{Q}{c_1 G_1}; t_{2-2} = t_{2-1} + \frac{Q}{c_2 G_2} \end{cases} \quad (1.19)$$

При теплопередачі через стінку на основі закону розподілу температур рідини вздовж стінки (поверхні) на обмін температурою впливає взаємний рух рідини з обох боків поверхні.

Можливо кілька видів взаємного руху рідин, що беруть участь у теплообміні, найважливішими з яких є прямиотік, протитічя і одноразово перехресний потік (рис. 1.11) [16].

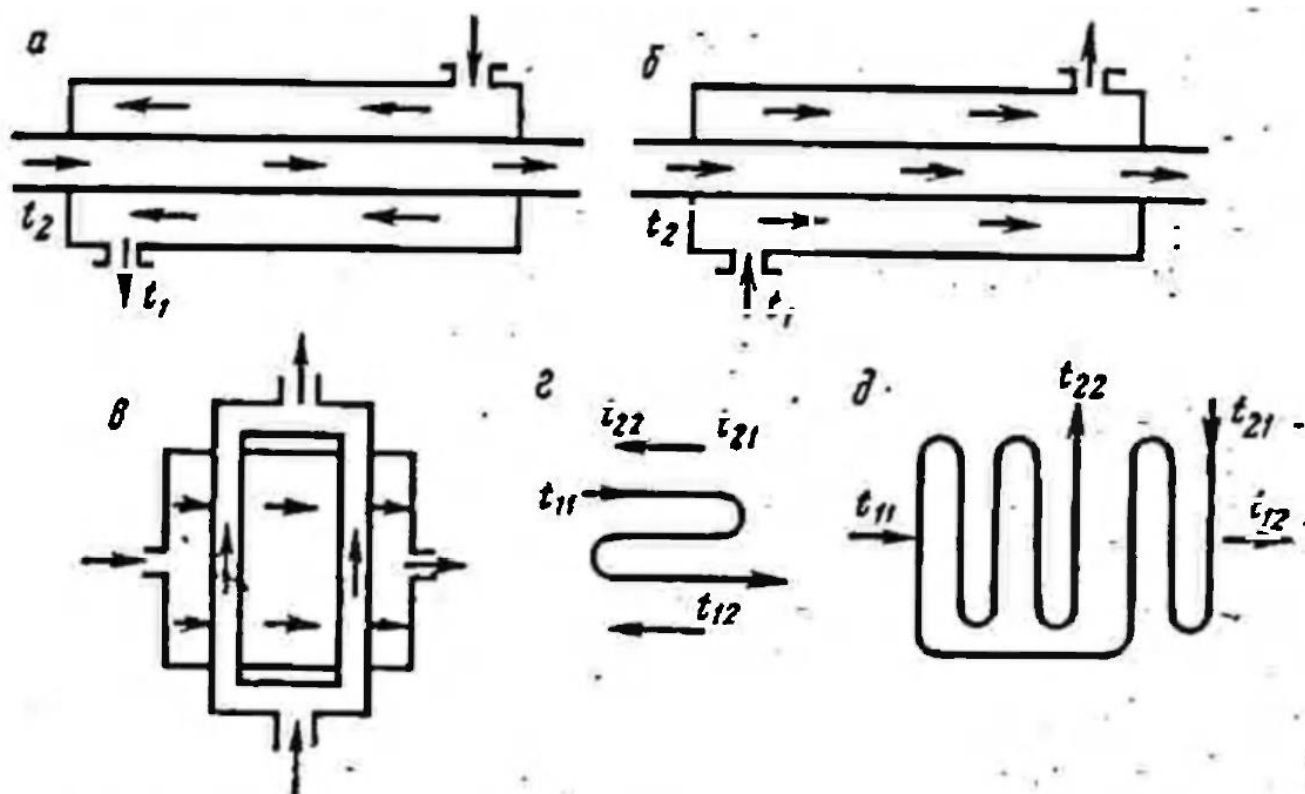


Рис. 1.11 - Основні види взаємного руху рідин [16]: а - протитічя; б - прямиотік; в - одноразово перехресний потік; г - з одним прямоюком і двома протитічями (паралельно-змішаний потік); д - послідовно-змішаний потік (багаторазово перехресний потік)

Крім цих видів застосовуються їх різні комбінації, наприклад, багаторазово перехресний потік, змішані з прямиоточною і протитічним ходами, паралельно-змішаний потік, послідовно-змішаний потік. Термін «паралельний потік» означає, що протитічні і прямиотічні види взаємного потоку рідин, а «послідовний потік» - перехресний рух рідин, що обмінюються теплом. Під ходом розуміється канал, в якому рідина рухається не змінюючи напрями руху [16].

На рис. 1.12 показані приклади для визначення розподілу числа ходів.

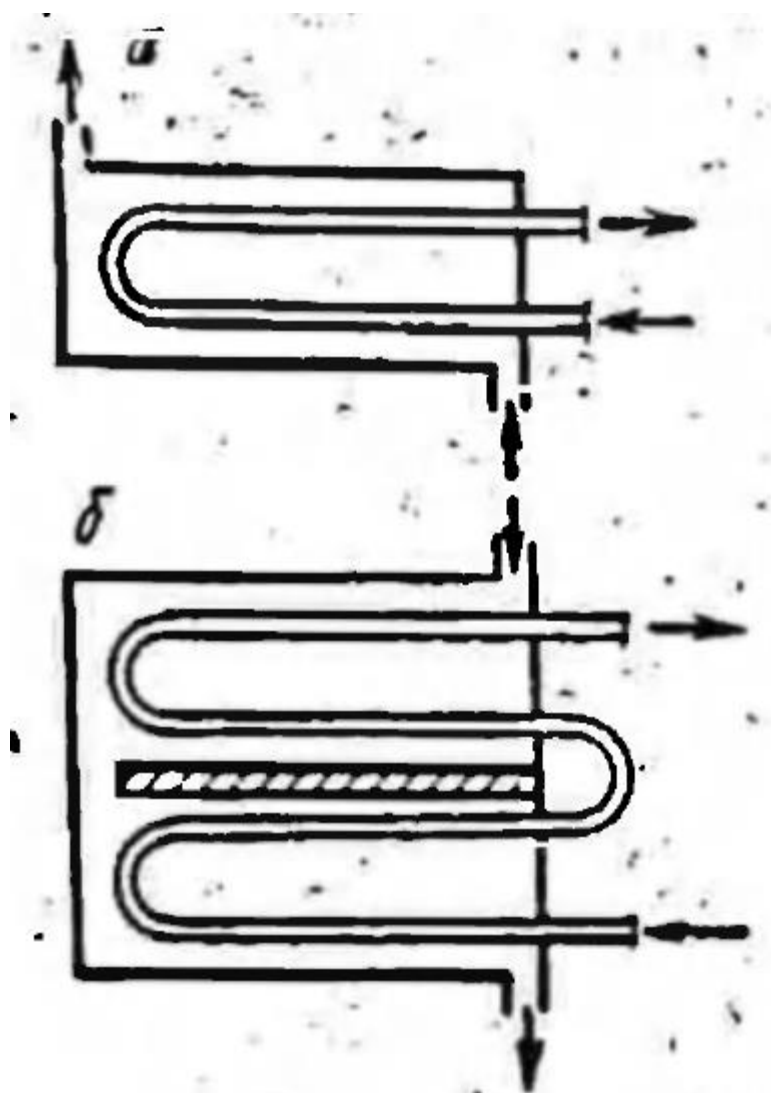


Рис 1.12 – Визначення числа ходів [16]: а - в міжтрубному просторі (один хід, в трубному - два ходи); б - у міжтрубному просторі два ходи, у трубному - чотири

Розподіл температур рідини при протитоці і прямотоці показано на рис 1.13. При протитоці (рис 1.13 а) обидві рідини рухаються вздовж поверхні нагріву (охолодження) назустріч одні одній. Прямотік характерен рухом обох рідин в одному напрямі. При прямотоці (рис 1.13 б) температурний напір в міру руху рідин зменшується, зменшується і кількість тепла, що передається крізь одиницю поверхні, тобто температуру рідини, що нагрівається, не можливо довести до кінцевої температури середовища, що нагріває [16].

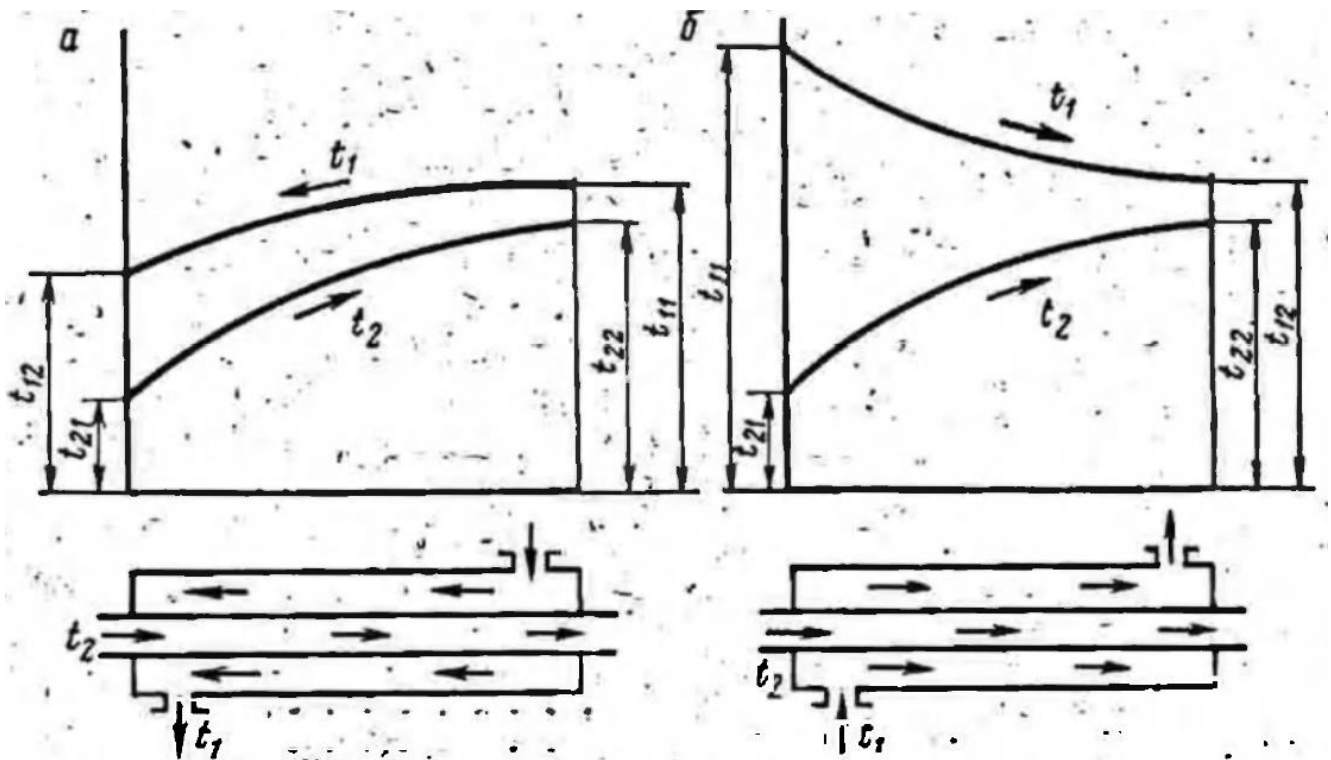


Рис 1.13 – Розподіл температур рідини [16]: а – протитечія; б – прямотечія

При протитечії рідина, що нагрівається, матиме велику температуру там, де температура нагріваючої рідини найбільша. Кінцева температура рідини, що нагрівається може бути вище кінцевої температури рідини, що нагріває.

1.4. Мета, об'єкт, предмет, завдання та методи дослідження

Метою роботи є покращення режиму роботи гідроприводу гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів теплообмінних пристроїв гідравлічних приводів гірничих машин.

Об'єкт досліджень – процес теплообміну у теплообмінних пристроях гідравлічних приводів гірничих машин.

Предмет дослідження – параметри теплообмінних пристроїв гідравлічних приводів гірничих машин.

Задачі дослідження

1. Аналіз шляхів підвищення ефективності роботи теплообмінних апаратів гідравлічних мереж гірничих машин;

2. Розробка методики дослідження секції теплообмінника;
3. Дослідження параметрів секції теплообмінника;
4. Методика розрахунку секції теплообмінного апарату

2. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ГІДРАВЛІЧНИХ МЕРЕЖ ГІРНИЧИХ МАШИН

2.1. Загальна методика досліджень

Задля досягнення мети роботи та покращення режиму роботи гідроприводу гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів теплообмінних пристроїв гідравлічних приводів гірничих машин планується проведення наступних досліджень.

На першому етапі проводиться аналіз шляхів підвищення ефективності роботи теплообмінних апаратів гідравлічних мереж гірничих машин. Виявляються найефективніші конструкції теплообмінних апаратів з точки зору зниження температури оливи, зручності експлуатації та можливості модифікації.

Далі проводиться дослідження обраної конструкції, для чого створюється методика дослідження. Надалі проводиться дослідження та виявляються раціональні параметри теплообмінного апарату. Наприкінці розробляється методика розрахунку цього апарату.

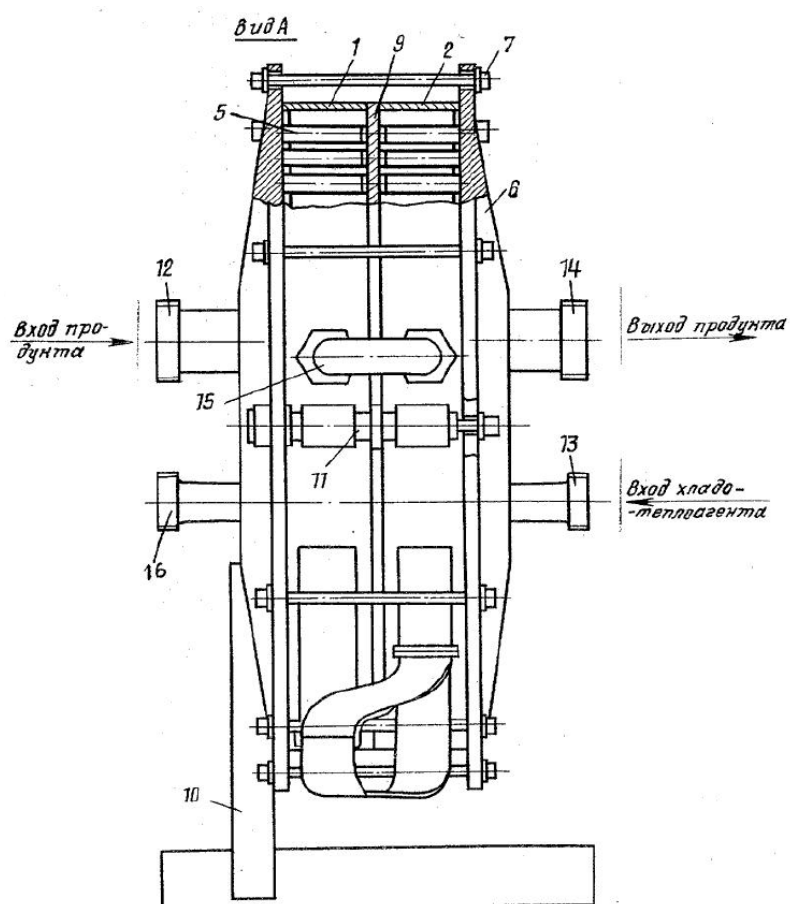
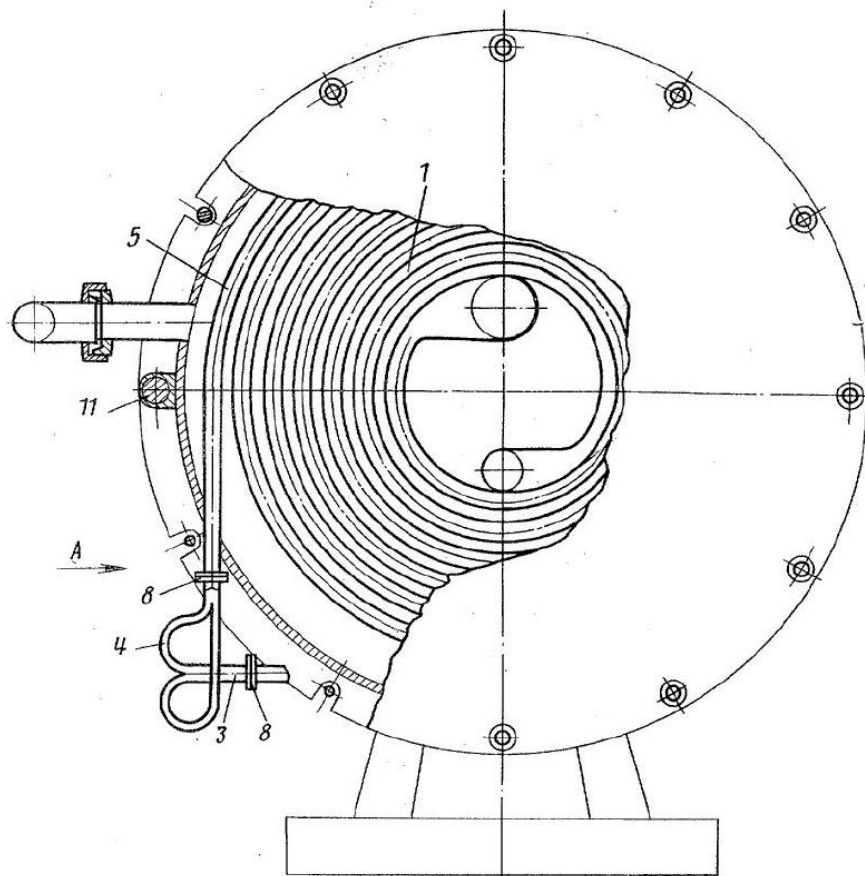
2.2. Аналіз шляхів підвищення ефективності роботи теплообмінних апаратів гідравлічних мереж гірничих машин

Винахід [1] відноситься до молочної промисловості, а саме до пристроїв для охолодження сиру, паст та інших в'язких рідин.

Відомі секційні спіральні теплообмінники, секції якого з'єднані перехідником.

Мета винаходу - інтенсифікація перемішування рідини при переході її з секції до секції.

Ця мета досягається тим, що перехідник має прямокутний переріз і в середній частині розгалужений на дві гілки, що розходяться, внутрішні сторони яких в одній з секцій переходять у зовнішні в іншій.



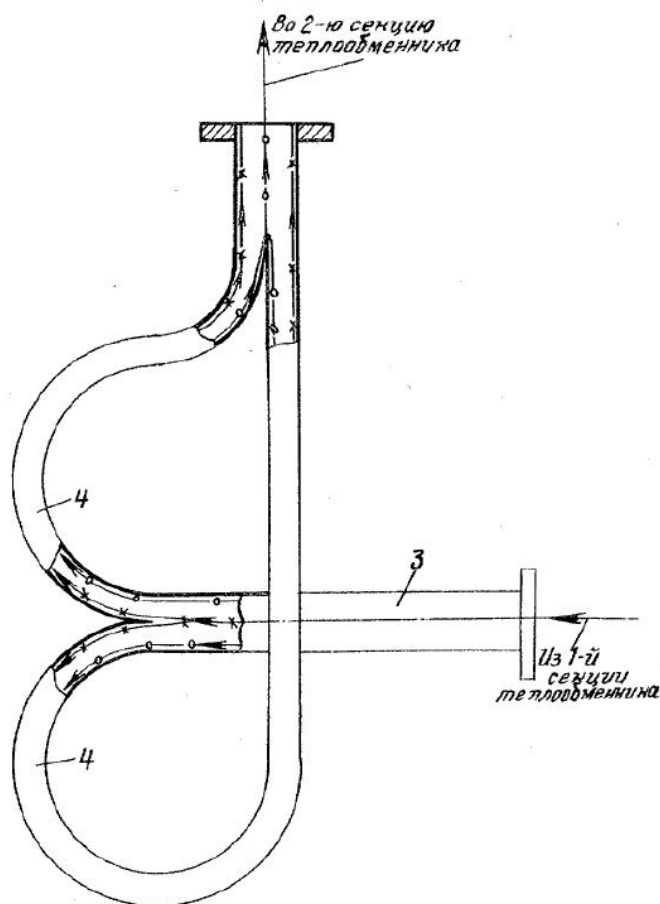


Рис 2.1 – До патенту [1]

Теплообмінник має не менше двох секцій 1, 2, з'єднаних між собою перехідником 3, що має прямокутний переріз. Перехідник 3 в середній частині розгалужений на дві гілки 4, що розходяться, внутрішні сторони останньої переходять у зовнішні при суміщенні гілок на вході в другу секцію.

Кожна секція теплообмінника містить спіральні канали 5 для продукту та холодоагенту. Спіральні канали притиснуті з двох сторін кришками 6 за допомогою болтів 7. Поперечний переріз вхідний та вихідний частин перехідника відповідає спіральним каналам двох секцій теплообмінника і кріпиться до них за допомогою фланцевого з'єднання 8. Між секціями встановлена перегородка 9. До лівої кришки пристрою прикріплена дві стійки напрямні 11, на яких для зручності обслуговування встановлені дві секції з перегородкою та права кришка.

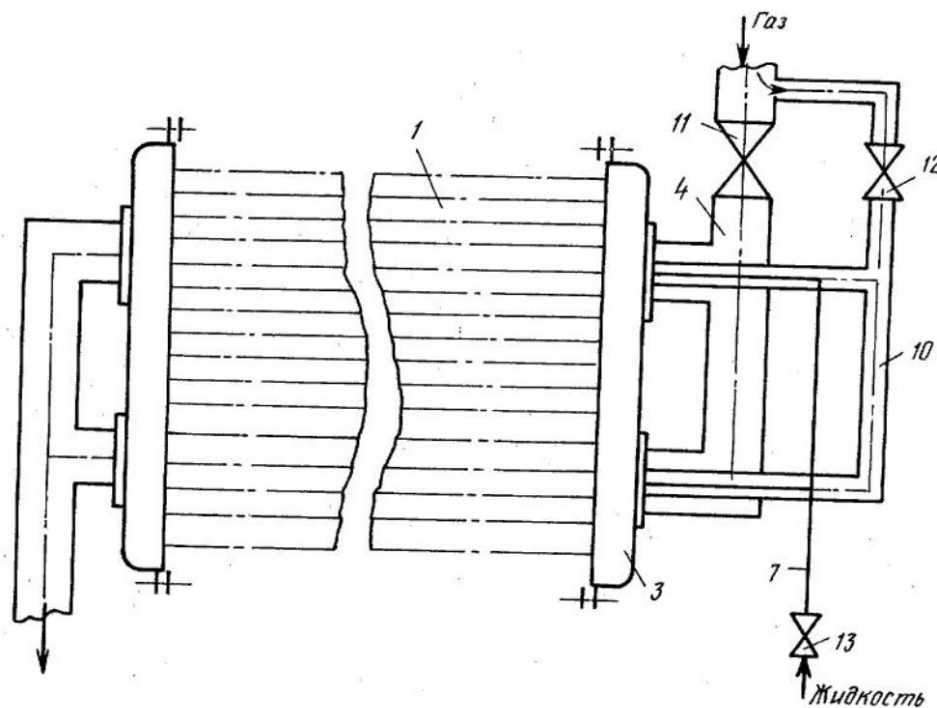
Теплообмінник працює в такий спосіб.

В'язка рідина підлягає охолодженню (нагріву) неперивно подається через патрубок 12 першої секції теплообмінника в його спіральний канал, а в протилежному напрямку по іншому спіральному каналу, що межує з першим, через патрубок 13 подається холодоагент. При виході з першої секції 1 теплообмінника продукт потрапляє в перехідник, де відбувається зміна місцями шарів в'язкої рідини, що охолоджується (нагрівається). При цьому в'язка рідина, що знаходилася в перехіднику (на межах зі стінкою), після проходження через розгалужені гілки 4 виявляється в середині перерізу при вході рідини в другу секцію і навпаки.

У другій секції відбувається остаточне охолодження (нагрів) в'язкої рідини і вихід її через патрубок 14. Перехід холодоагенту з другої секції в першу здійснюється по периферійній трубці 15, а вихід - через патрубок 16.

Мета винаходу [2] - інтенсифікація теплообміну та підвищення експлуатаційної надійності теплообмінника.

Поставлена мета досягається тим, що перфорація дифузора виконана у вигляді концентричних прорізів, розташованих по дугах кіл в зоні нижнього і верхнього секторів, а розпилювач рідини виконаний у вигляді трубки з завірювачем і дефлектором на вихідному кінці, розміщеному в площині більшої основи дифузора, і укладений трубу, що сполучається з газопідвідним патрубком.



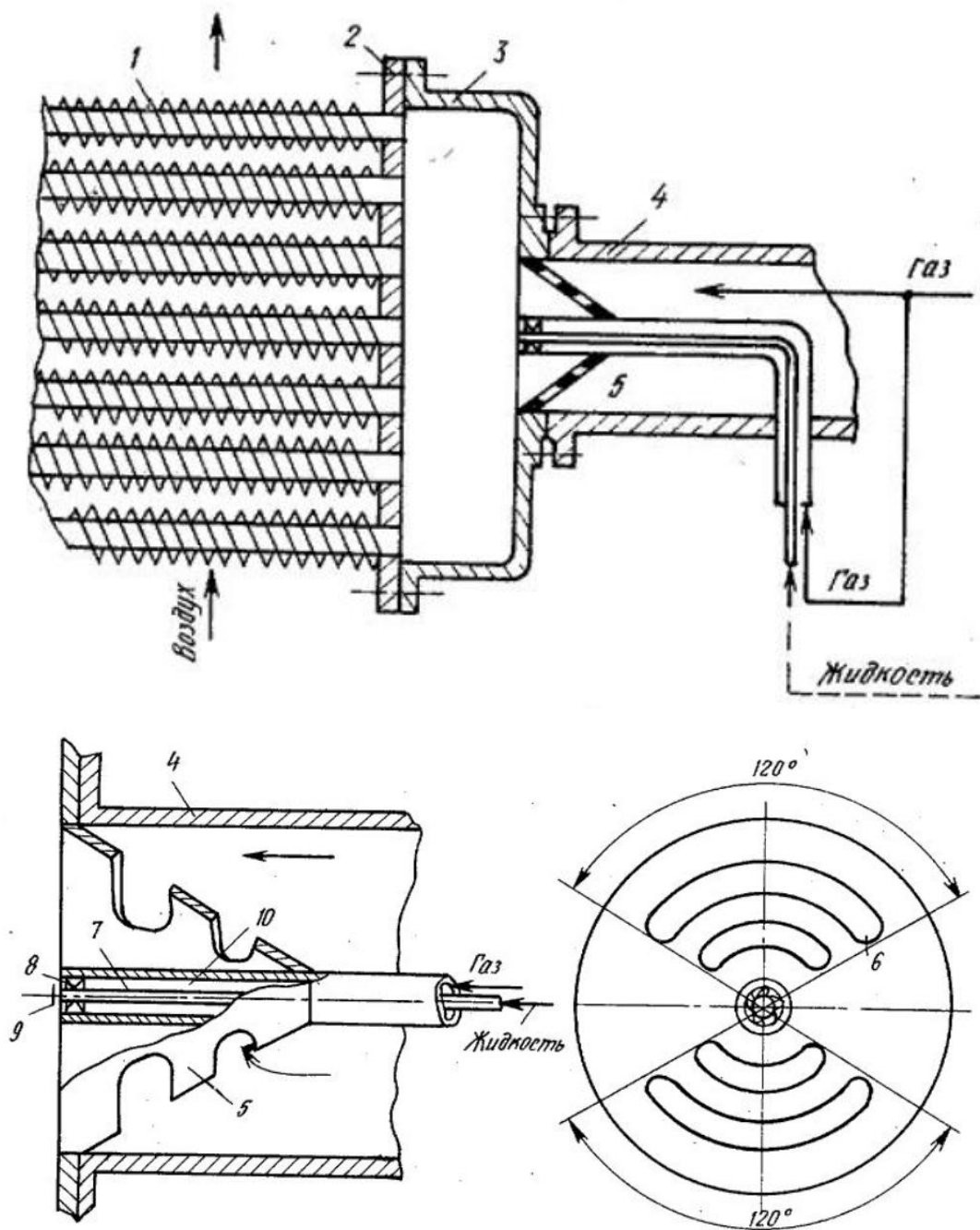


Рис 2.2 – До патенту [2]

Теплообмінник складається із трьох аналогічних секцій. Теплообмінник містить теплообмінні елементи - пучок труб 1 ввальцований в трубну решітку 2, до якої примикає колектор 3, підключений до горизонтального газопідвідного патрубка 4 з перфорованим конічним дифузorzом 5. Перфорація дифузора 5 виконана у вигляді концентричних прорізів 6. верхнього секторів. Кількість цих

прорізів залежить від витрати теплоносія, а довжина їх обмежена такими, що утворюють конуса, дуга між якими 120° .

У внутрішній порожнині дифузора 5 по осі розташований розпилювач рідини, що складається з трубки 7 з завихрювачем 8 і дефлектором 9 на вихідному кінці, укладеної в трубу 10, сполучену з газопідвідним патрубком 4. Завихрювач 8 виконаний у вигляді набору пластин, а дефлектор 9 диск. На газопідвідному патрубку 4 встановлена приймальна засувка 11. перед якою врізана труба 10 для подачі частини газу на розпилення рідини з встановленим на ній вентиляем 12 для регулювання витрати газу. Трубка 7 для подачі рідини має вентиль 13.

Робота теплообмінника здійснюється в такий спосіб.

Потік газу, що охолоджується, подається по газоподводницькому патрубку 4 до дифузору 5. Газ проходить через концентричні прорізи, де ділиться на два потоки, кожен з яких дробиться на струмені витягнутої форми, спрямовані назустріч один одному, і під дією енергії руху газу струмені газу стискають потік по вертикалі, надаючи цим йому витягнуту по горизонталі еліпсообразную форму. Виходячи з дифузора 5 потік газу зустрічається з розпиленою рідиною.

Рідина подається з ємності по трубці 7 діаметр якої 4-8 мм, що дозволяє виключити можливість засмічення і тим самим підвищити надійність теплообмінника. Регулювання витрати рідини здійснюється вентиляем 13.

Розпилення рідини проводиться газом, який частково відводиться по трубці через 10 вентиль 12, регулюючий витрата газу і, отже, ступінь розпилення рідини. Потрапляючи на завихрювач 8, газ закручується і захоплює під дією сил тертя рідина, яка, витікаючи з трубки 7 і ударяючись про дефлектор 9, змінює свій напрямок і рівномірно розподіляється по перерізу труби 10. При цьому утворюється факел розпилення конічної форми, що складається з дрібнодисперсних частинок рідини. Однак під дією потоків газу, що виходять з дифузора 5, цей факел розпилення стискається і його основа набуває еліпсообразную форму, витягнуту по горизонталі, внаслідок чого рідина розподіляється рівномірно по всьому потоку газу. Далі потік газо-рідинної суміші рівномірно подається на пучок, що запобігає утворенню в ньому гідрату.

Застосування пропонованої конструкції теплообмінника підвищить інтенсифікацію теплообміну, що дає змогу охолодити газ до мінімально низької температури.

Ціль винаходу [3] - інтенсифікація теплообміну і зниження вагогабаритних характеристик.

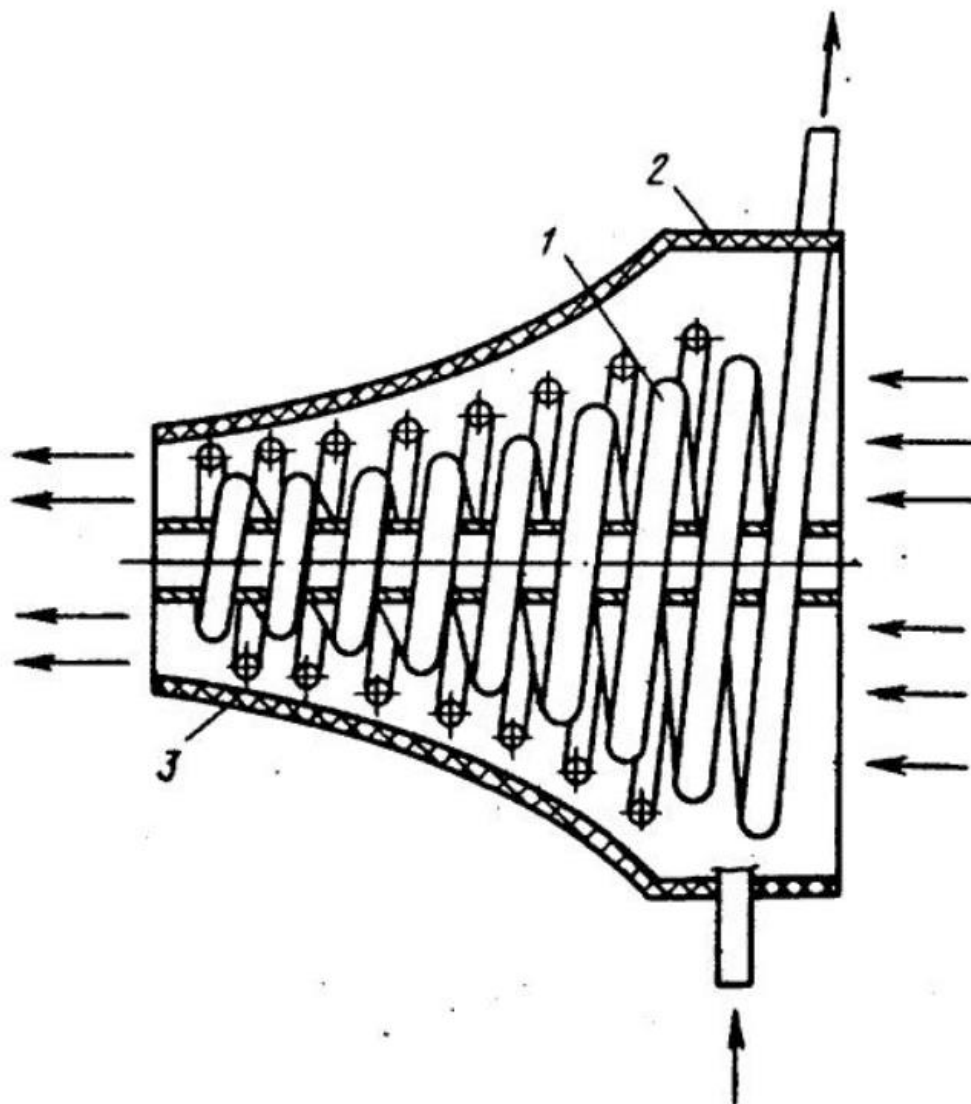


Рис 2.3 – До патенту [3]

Теплообмінник містить кожух з відповідно розміщеним всередині нього двошаровим трубчатим змієвиком 1, виконаним у вигляді однополосного гіперболоїда з кроком витків, рівним 1,25-2 зовнішнім діаметрам труби, а кожен із витків в радіальному напрямку розміщений за габарити сусідніх не менше, ніж на 0,5 зовнішнього діаметра труби. Зазор між шарами змієвика також становить не

менше 0,5 зовнішнього діаметра труби. Кожух виконаний у вигляді спряженого циліндра 2 і гіперболоїда 3, повторюючого зовнішній профіль змієвика і встановленого по відношенню до нього із зазором, рівним не менше 0,25 зовнішнього діаметра труби.

Для зменшення утечек тепла наружу кожух виконаний з теплоізоляційного матеріалу.

Теплообмінник працює так само, як газ, протекаючи через шкіру теплообмінника, омиває змієвик 1, по якому циркулює теплоносій, і обмінюється з останнім теплом. Зазори, виконані між витками,обулавляють при цьому перетікання газу як між витками одного шару, так і між шарами змієвика. Виповнення шкіри у вигляді спряженого циліндра і гіперболоїда, повторюючого профіль змієвика, забезпечує збільшення швидкості газу, що обтягує витки змієвика, і сприяє інтенсифікації теплообміну.

Використання одночасного застосування дозволяє з інтенсифікацією теплообміну знизити весогабаритні характеристики і зменшити матеріаломісткість теплообмінника.

Винахід [4] відноситься до матричних теплообмінникам і може бути використано в холодильній і кріогенної техніці.

Ціль винаходу - інтенсифікація теплообміну.

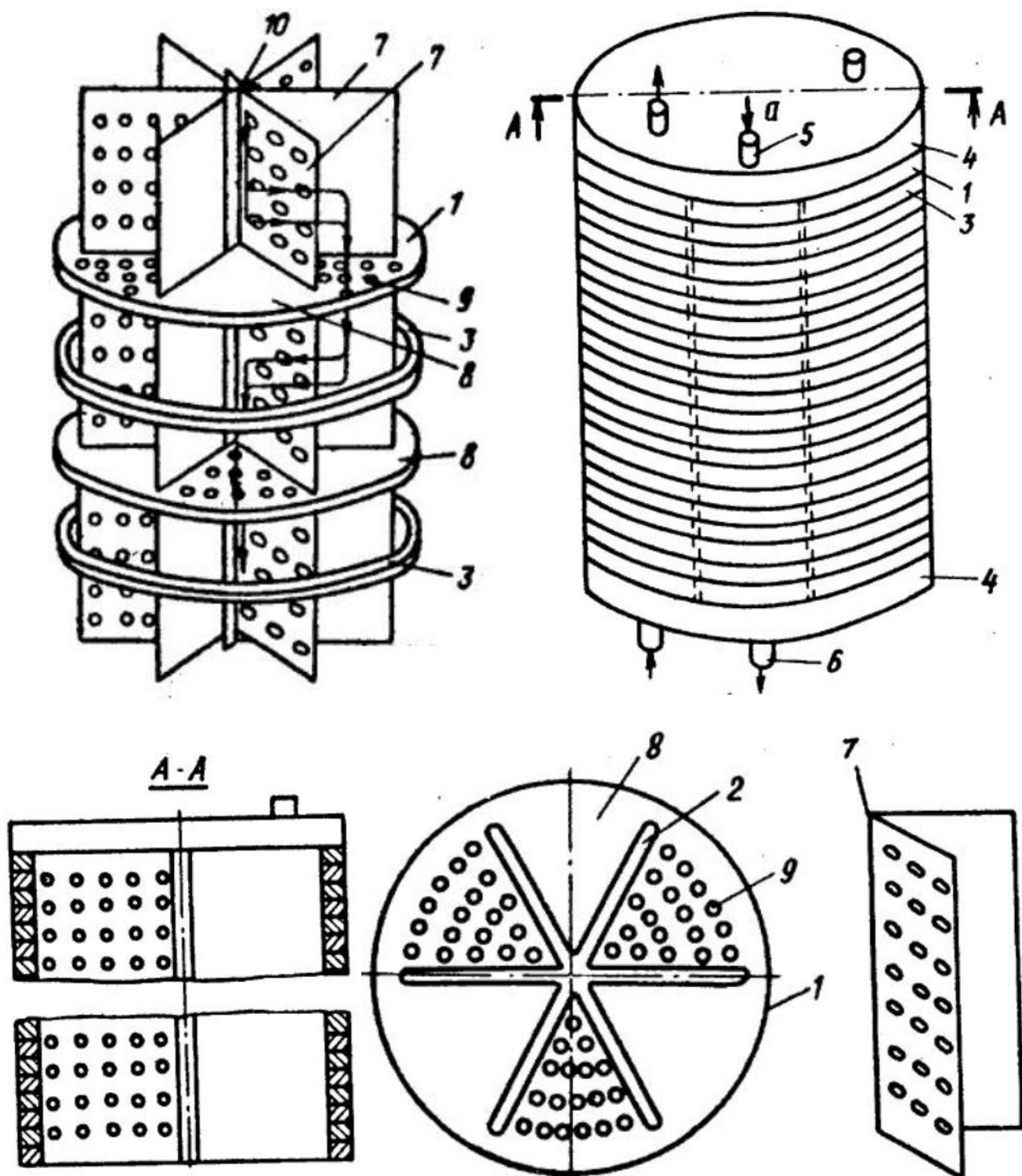


Рис 2.4 – До патенту [4]

Теплообмінник містить пакет горизонтально перфорованих пластин 1 зі сквозними радіальними прорізами 2, що чередуються з кільцевими прокладками 3, і підключені до пакету колекторів 4 з патрубками 5 і 6 підвода і відводу робочих серед. Радіальні прорізи 2 пластини доведені до прокладок 3 і об'єднані в центрі. У

прорізі 2 введені на всю висоту пакета У-подібні пластинчасті вставки 7, примикаючі торці до колекторам 4 і 5, а боковими кромками - к прокладкам 3. Ребра вставок 7 через одно виконані перфорованими, а участки 8 пластин 1 між прорізами 2 - сплошними, причому патрубки 5 підводу встановлені навпроти спільних участків 8, а патрубки 6 відводу -напроти перфорованих участків 9.

У центрі пакета може бути встановлена доповнювальна герметизуюча вставка 10, а перфорована ребра вставок 7 може бути виконана з малотеплопроводного матеріалу.

Теплообмінник працює таким чином.

Робоча мережа виконується по патрубку 5 в колекторі 4, потім між перфорованими і неперфорованими ребрами вкладок 7 досягає сплошної ділянки 8 пластини 1, змінює напрямлення, проходить через перфороване ребро вставки 7 прямо, через перфорований участок 9 вниз, досягає сплошної ділянки 8 близькорозташованої пластини. 1, завертає влево, потрапляє скова між перфорованим і неперфорованим ребрами вкладок 7, рухається вниз через перфорований участок 9,затем вправо і т.д. по зигзагообразной кривой. Розташування патрубків 5 підводу напроти сплошного ділянки 8, а відвод 6 - напроти перфорованого 9 максимально подовжує траєкторію руху потоку.

Теплообмін між засобами відбувається через поверхню вставок 7, а також вздовж поверхні, при цьому вставки 7 виконують функції теплопередаючих ребер. Крім цього, теплопередача здійснюється через участки пластини 1, що прилягають до встав-

Теплоносій рухається, змінюється напрямком через перфороване ребро вставки 7, і обмежений сплошним участком 8 пластини 1 і сплошним ребром сусідньої вставки 7. Аналогічним чином відбувається рух у сусідніх трактах двох інших серед. Герметичність пакета забезпечується наявністю вставки 10, а також відповідної товщини прокладки (внутрішня кромка прокладки 3 складається з кромкою прорізу 2).

Підвищення ефективності теплообміну може бути досягнуто зменшенням осевої теплопроводности за рахунок виконання перфорованих ребер вставок 7 з

малотеплопроводного матеріалу, змінної точки руху і турбулізації робочих серед, а також за рахунок збільшення пакета робочої поверхні.

Ціль винаходу [5] - зниження собівартості.

Поставлена ціль досягається тим, що оребрення трубок у міжміжних рядах виконано з різним кроком при співвідношенні кроків, рівних 0,2-0,9.

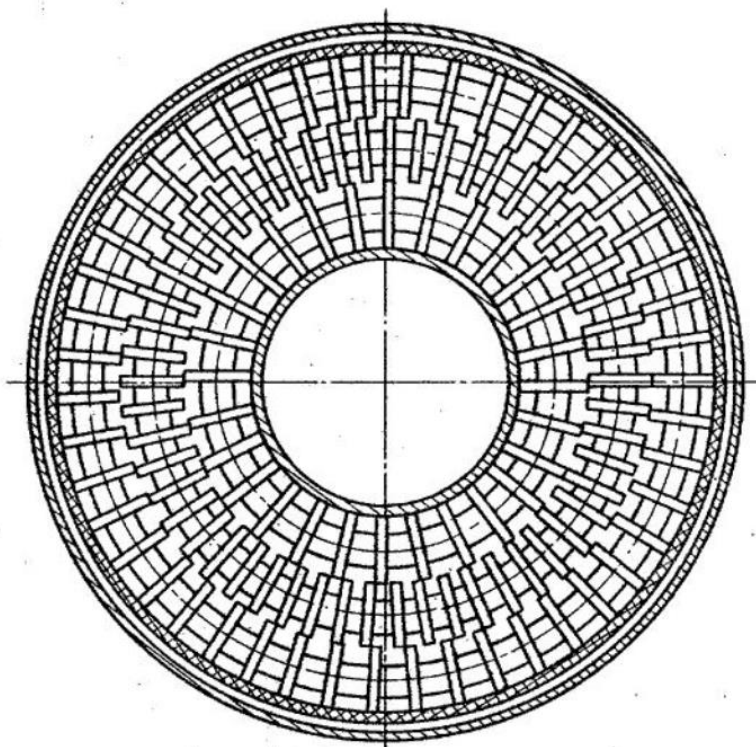
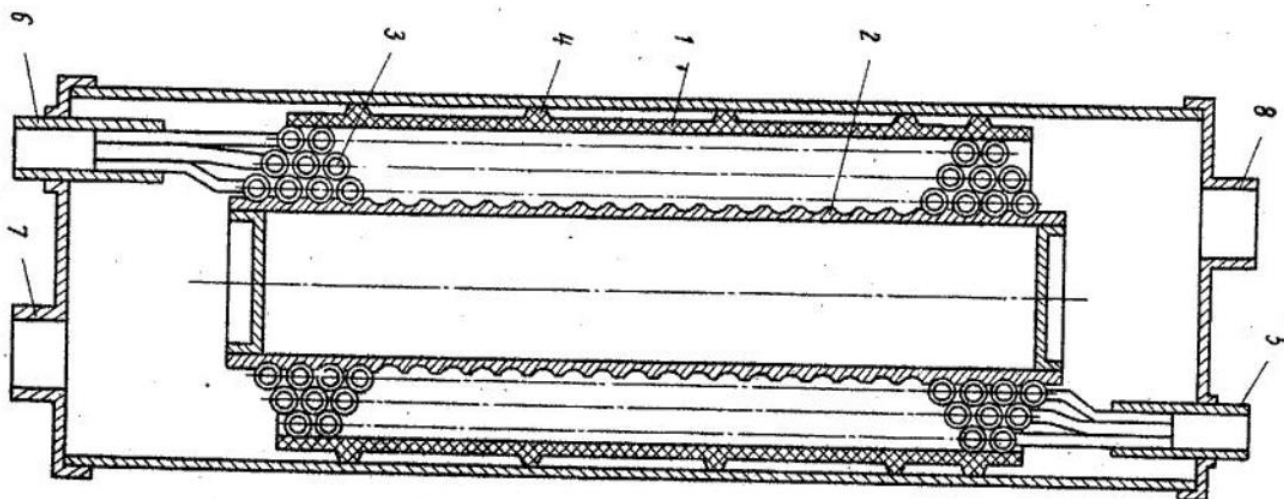


Рис 2.5 – До патенту [5]

Теплообмінник містить кожух 1 і розміщений в нем сердечник з навитими на нього в декілька рядів оребрених трубками 3. Оребрення трубок у міжміжних рядах виконано з різним кроком при співвідношенні кроків, рівнем 0,2-0,8. Кожух

1 виконаний еластичним і встановлений на трубі 3 по щільній посадці. Теплообмінник розміщений в обечайку газу 4. Штуцери 5 і 6 служать для подачі і відводу високого тиску, а штуцери 7 і 8 - низького тиску газу.

Виконання мікротеплообмінника з трубками, що мають різні кроки орєбрєння в міжряддях, дозволяє зберегти правильну геометричну форму навивки, що включає захід ребер.

Це дозволяє виключити з техпроцєсса виготовлення мікротеплообмінників одну з трудомістких операцій - каліб-. ройку зовнішнього діаметра змієвика, що підвищує технологічність виробу в цілому. Оскільки калібрування зачастую призводить до поломки виробів і відбраковки частини продукції, запропоноване пристрій дозволяє знизити собівартість виробів. Висока технологічність запропонованого мікротеплообмінника при одночасному поліпшенні якості підтверджена в умовах серійного виробництва.

Винахід [6] відноситься до теплообмінним апаратам і може бути використано в теплообмінниках пластинчато-трубного і трубчатого типів.

Ціль винаходу - інтенсифікація теплообміну і зменшення габаритів і маси теплообмінника.

Зменшення габаритів і маси теплообмінника досягається за рахунок зменшення габаритів теплообмінних труб, Так як при виконанні їх з полим орєбрєнием підвищуються поверхнрсть активного теплообміну і жорсткість теплообмінної труби. Додаткове зменшення маси теплообмінника можливо при виконанні елементів орєбрєння з тонкостєнних трубок, так як вони піддаються меншим навантаженням, що також збільшує тепловіддачу.

Виконання оздоблення, що не виступає за межі зовнішньої поверхні теплообмінної труби, дозволяє використовувати її не тільки в трубчатих, але і в пластинчато-трубних теплообмінниках; і виробляти більш рівномірний теплос'єм шляхом перемішування сусідніх шарів охолоджуваної середовища.

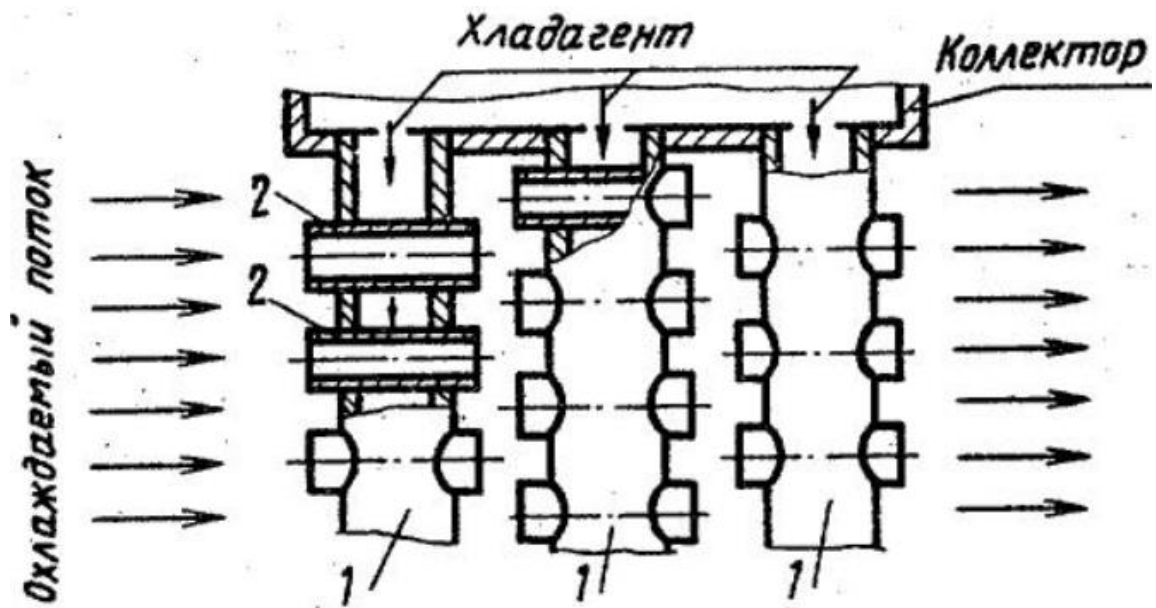


Рис 2.6 – До патенту [6]

Теплообмінник складається з теплообмінної труби 1 та елементів полого орєбрення, виконаних у вигляді трубки 2, що проходить через внутрішню смугу теплообмінної труби. Герметичне з'єднання труби 1 з елементами полого орєбрення 2 виробляється методами сварки або пайки.

Теплообменник працює таким чином.

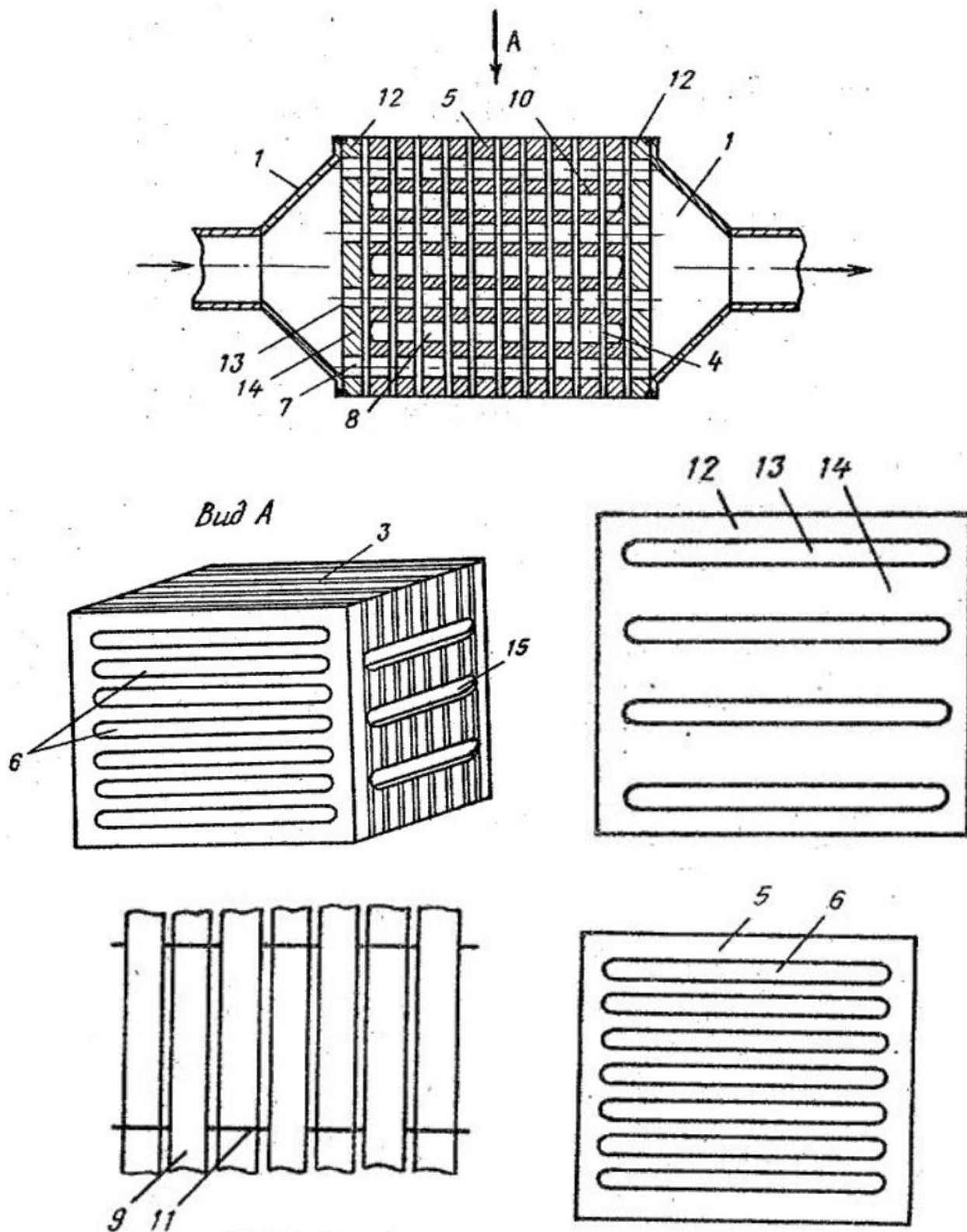
Хладагент, що проходить по внутрішній смузі труби 1, охолоджує її стенки, при цьому працюють пограничні шари хладагента. Дохід до орєбрення 2, він , активно турбулізується і охолоджує стенки орєбрення 2, який виконує теплозабезпечення і здійснює безпосередній контакт холодагента з охолоджуваною середовищем.

Застосування теплообмінників дозволяє інтенсифікувати теплообмін між засобами, а також зменшити габарити і масу теплообмінника, так як найбільшою жорсткістю й міцністю 5 при найменшій масі володіють розвинені по периферії полі тонкостенні деталі.

Мета винаходу [7] - інтенсифікація теплообміну та підвищення компактності.

Поставлена мета досягається тим, що в матричному теплообміннику, що містить підключений до колекторів пакет сіток, що чергуються з проставками, що мають непарну кількість вікон і утворюють з сітками канали для робочих

середовищ, сітки мають основу з високодротових дротяних елементів, розташованих перпендикулярно стінкам каналів за допомогою качка з низькотеплопровідних дротяних елементів або ниток, причому елементи основи мають діаметр, принаймні в п'ять разів, що перевищує крок елементів основи.



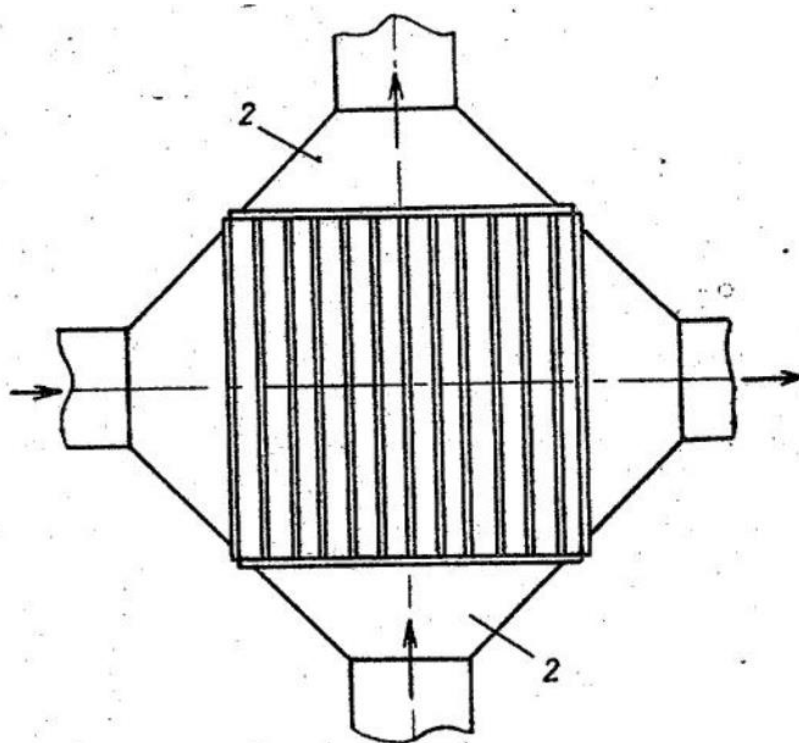


Рис 2.7 – До патенту [7]

Теплообмінник містить підключений до колекторів 1 і 2 пакет 3 сіток 4, що чергуються з проставками 5, що мають непарну кількість вікон 6 і утворюють канали з мережами 4 і 7 і 8 для робочих середовищ. Сітки 4 мають основу з високотеплопровідних дротяних елементів 9, розташованих перпендикулярно стінкам 10 каналів 7 і 8 і скріплених між собою за допомогою качка з низкотеплопровідних дротяних елементів 11 або ниток. Елементи основи 9 мають діаметр, принаймні в п'ять разів перевищує діаметр елементів 11 качка, розташованих з кроком, 0 в 10-20 разів, що перевищує крок елементів 9 основи. При цьому проставки 5 мають товщину, що не перевищує потрійної товщини сіток 4. Перехресний рух робочих середовищ організовано 5 в пакеті 3 шляхом перекриття через одне з вікон 6 в крайніх проставках 5 за допомогою установки по двох протилежних краях. перемичка-0 ми 14 і виконання двох інших сторонах пакета 3 після його складання прорізів 15, що доходять до заглушених перемичками 14 фланців 12 вікон 6 в крайніх проставках.

Теплообмінник працює наступним

Робочі середовища, проходячи перехресним струмом каналами 7 і 8 пакета 3, обмінюються теплом через їх стінки 10 і елементи 9 основи сіток 4. Підведення і відведення робочих середовищ до каналів 7 і 8 здійснюється через колектори 1 і 2, вікна 13 фланців 12 і прорізи 15 в протилежних бічних сторонах пакета 3. Теплообмін при цьому інтенсифікується за рахунок турбулізації потоків на елементах 9 основи сіток 4, а перетічки тепла мінімізуються за рахунок виконання елементів качка сіток 4 з нетеплопровідного матеріалу і мають діаметр, менший діаметра елементів 9 основ з великим відносно, останніх 1

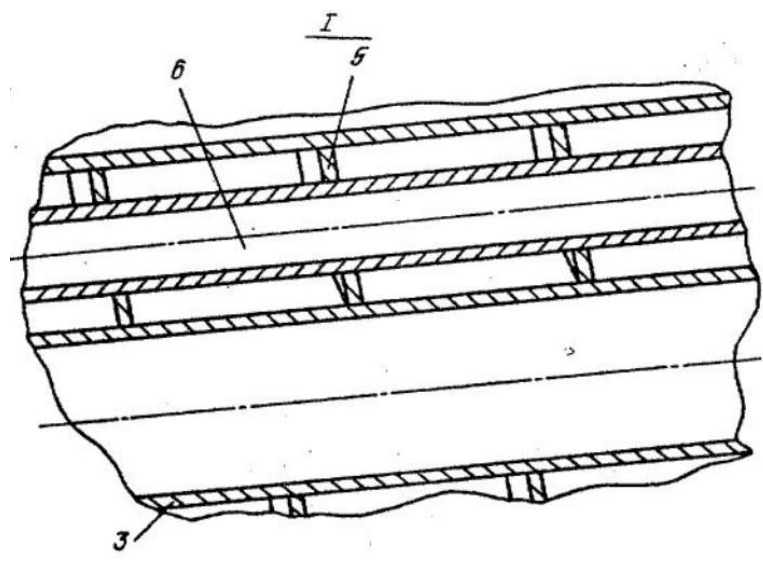
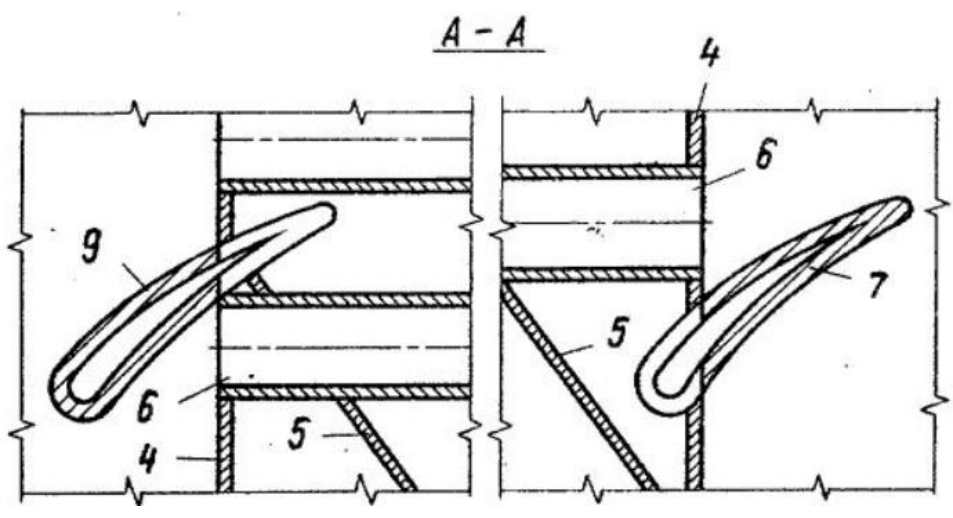
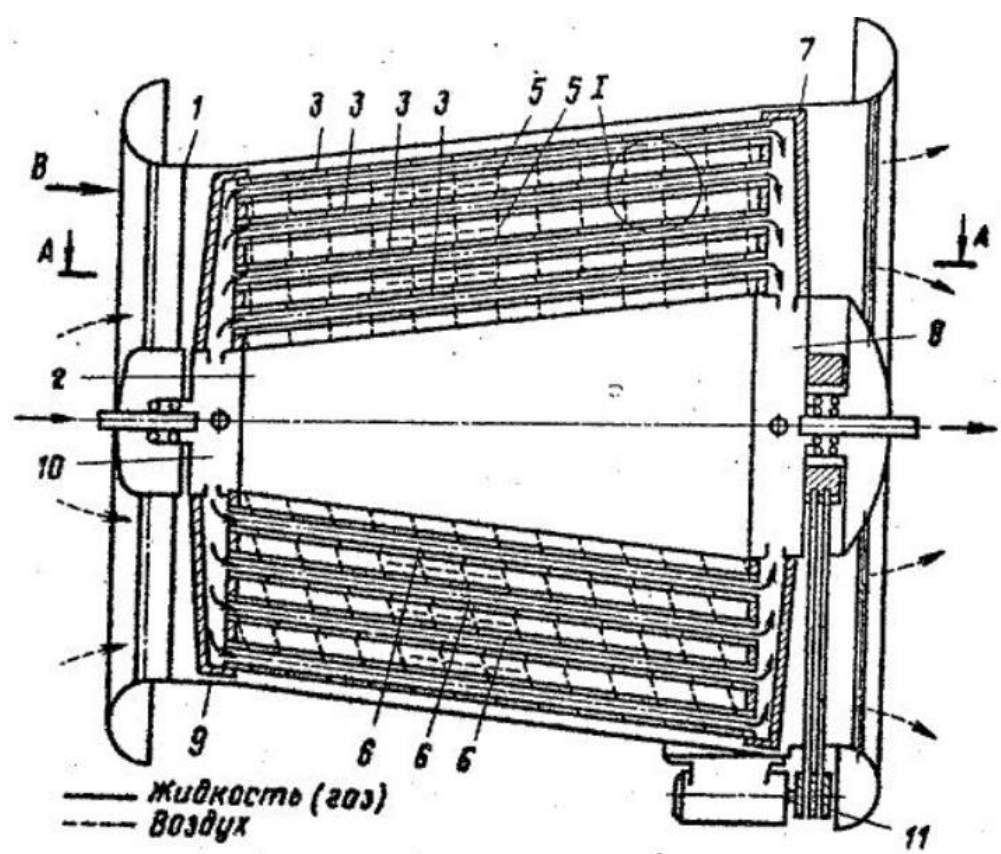
Залежно від умов теплообмінника проставки можуть бути металевими, керамічними або полімерними. Проставки та сітки можуть бути виконані з антикорозійним покриттям. Жорстке з'єднання конструкції може бути здійснено за допомогою клейки, паяння або дифузійного зварювання.

Непарна кількість вікон у проставках дає можливість розташувати канали з гріючим середовищем між каналами з середовищем, що обігрівається, зменшуючи тим самим перетічку тепла до нарних поверхонь теплообмінника і втрати в навколишнє середовище. При цьому вирівнюється поле темпера. теплообміннику, зменшуються теплові перекося конструкції.

Винахід [8] відноситься до теплотехніки, переважно до теплообмінників для охолодження рідини потоком охолоджуючого повітря, і може бути використане в енергетичному, холодильному, харчовому та транспортному машинобудуванні.

Мета винаходу - інтенсифікація теплообміну та підвищення економічності.

Теплообмінник містить корпус 1, в якому розміщений ротор 2 у вигляді системи концентрично розташованих усічених конусів 3, попарно з'єднаних з обох сторін кільцевими проставками 4 і утворюють кільцеві канали, всередині яких встановлені спіральні перегородки 5 і тонкостінні трубки 6, які пропущені крізь перегородки 5 на кільцевих проставках 4. Тонкостінні трубки 6 розташовані паралельно утворюючим, конусів 3 на рівній відстані від них.



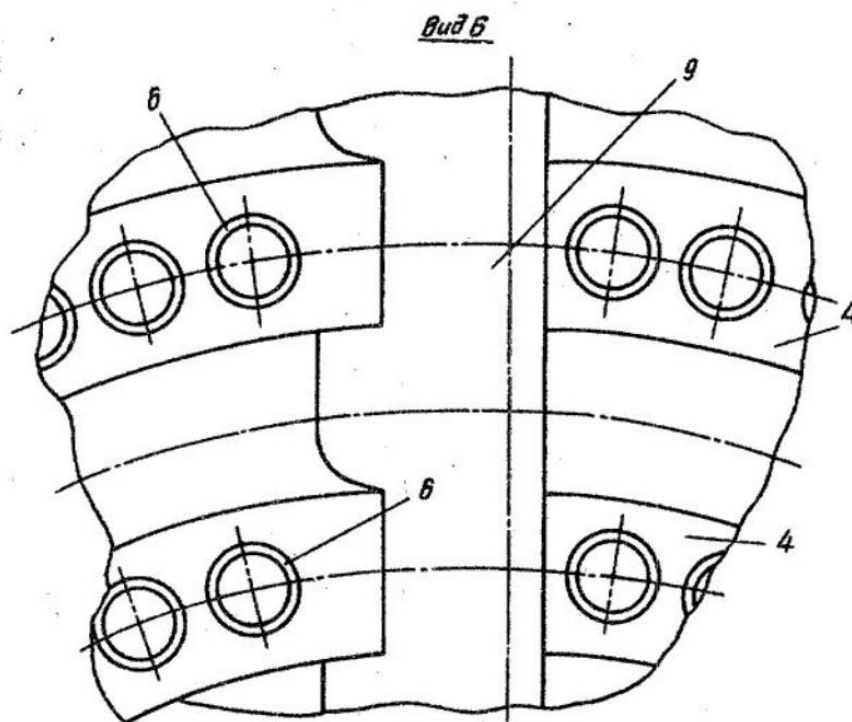


Рис 2.8 – До патенту [8]

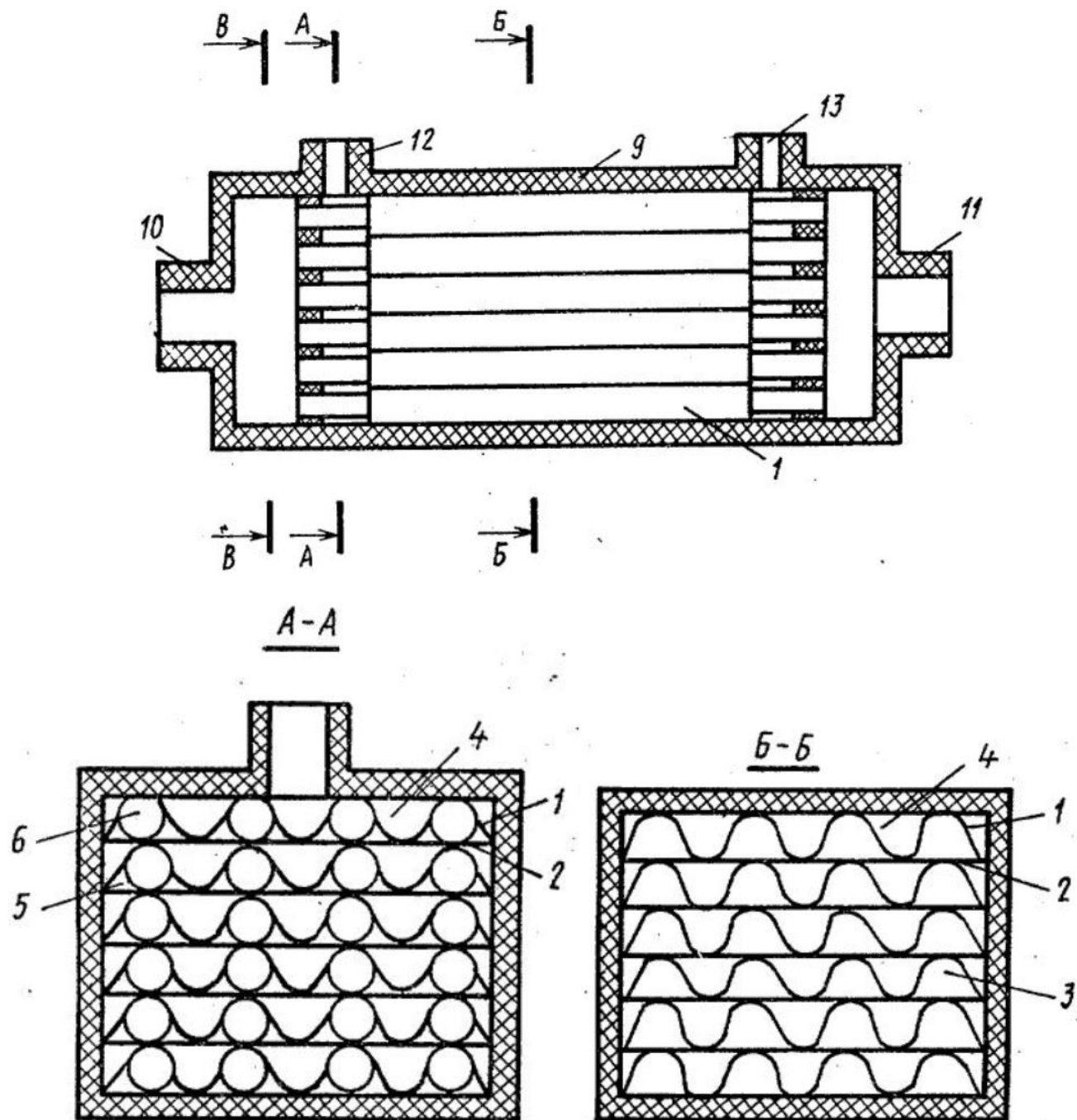
Великі основи кільцевих каналів закріплені на порожнистих водозбірних лопатях 7, з'єднаних з водозбірною камерою 8, а менші основи закріплені на порожнистих водорозподільних лопатях 9, з'єднаних з водорозподільною камерою 10. Для обертання ротора 2 є привід.

Теплообмінник працює в такий спосіб.

Гаряча рідина з водорозподільної камери 10 потрапляє через порожнисті водорозподільні лопаті 9 в канали, утворені попарно з'єднаними теплообмінними усіченими конусами 3., розганяється інерційними силами обертового ротора і, прямуючи спіральними перегородками 5, послідовно омиває тонкостінні труб і розвиненою ефективною паралельною схемою вентиляції цими трубками. Рідина просувається у бік великих основ конусів 3, інтенсивно охолоджується, постійно розганяючись, і через порожнисті водозбірні лопаті 9 вводиться з водою тонкостінних трубок 6 при прямоточній схемі руху рідини, що охолоджує її, додатково ініціюється водозбірними лопатями 7 і нагрітий, викидається в атмосферу.

Винахід [9] відноситься до теплообмінних апаратів, а саме до пластинчастих теплообмінників

Мета винаходу - інтенсифікація теплообміну та зниження матеріаломісткості.



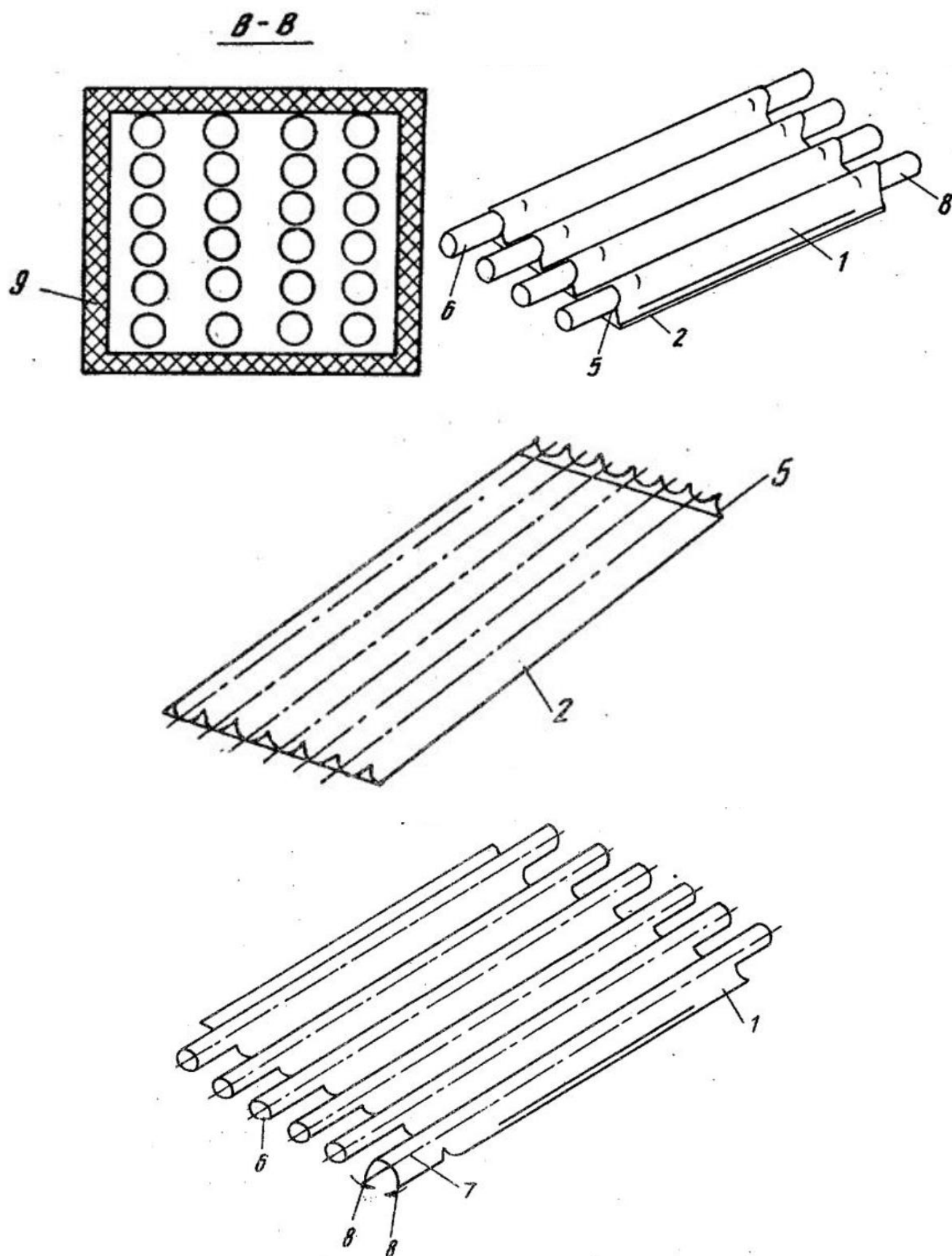


Рис 2.9 – До патенту [9]

Теплообмінник містить пакет у вигляді гофрованих 1 і плоских 2 листів, що чергуються, утворюють канали 3 і А. Вхідні і вихідні перерізи каналів 3 частково перекриті. Плоскі 2 і гофровані листи 1 попарно скріплені і перші з них на торцях виконані з отбортовками 5, що перекривають канали 3, в решті вільними перерізах яких додатково встановлені патрубки 6 підведення і відведення робочих середовищ. Гофровані листи 1 на торцях можуть мати прорізи та ділянки 7 листів 1 між ними відігнуті до з'єднання протилежних бічних кромek 8 з утворенням патрубків 6 підведення та відведення робочих середовищ. Пакет з листів 1 і 2 укладено в корпус 9 з патрубками 10 і 11 підведення та відведення середовища каналів 3 і патрубками 12 і 13 підведення та відведення середовища каналів А.

Теплообмінник працює в такий спосіб.

Одна з робочих середовищ через патруг бік 10 надходить канали 3 і виходить з них через патрубки 11. Інша робоче середовище через патрубки 12 надходить в канали і через патрубки 13 виводиться з цих каналів. Теплообмін між середовищами здійснюється через стінки гофрованих 1 і 2 плоских листів.

Винахід дозволяє інтенсифікувати теплообмін і знизити матеріаломісткість теплообмінника за рахунок повнішого використання в процесі теплообміну поверхні плоских листів.

Аналізуючи наведені вище теплообмінні апарати, можна зробити висновок, що найкращим варіантом з точки зору експлуатації та можливості масштабування є матричні теплообмінники, як у патенті [7].

Основною проблемою теплообмінних апаратів є засмічення тонких каналів і трубок, якими рухаються рідини, а саме так зване замулювання. У каналах відкладаються накип, наліт та бруд. Матричний теплообмінник складається з набору окремих пластин з сітками. Його легко розбирати та особливо легко мити.

Наступною перевагою є таке ж саме легке масштабування – нарощування кількості пласти з сітками для збільшення площі.

Тому у подальшому розглядаємо саме цей тип теплообмінників.

2.3. Методика дослідження секції матричного теплообмінника

В результаті аналізу літературних джерел [10, 11, 14, 16] можна сформулювати наступні вимоги для доброго теплообміну:

1. Мінімальна швидкість потоку рідини;
2. Мінімальний опір руху робочої рідини гідравлічної мережі;
3. Максимально велика площа контакту між рідинами;
4. Мінімальний шар гарячої робочої рідини на стінці теплообмінника.

Як було зазначено вище, тиск охолодної води має бути від 392266 Па (3,9 атм) до 2941995 Па (30 атм) в залежності від джерела водопостачання.

Норми технічної експлуатації гідравлічного обладнання рекомендують вважати нормальною для тривалої роботи гідросистеми температуру 50-55 °С. Найбільш висока температура, допускається має не перевищувати 70-75°С. Проте робота за нижчих температур має явні експлуатаційні переваги. Крім того, при високих температурах збільшується окислення оливи.

Середня робоча температура гідравлічного масла для силових систем зазвичай знаходиться в діапазоні від 60°С до 82°С. Температура вище 82°С може почати негативно позначатися на життєздатності компонентів системи, таких як ущільнення та шланги. При температурі понад 82°С прискорюються процеси окислення олії, що призводить до її руйнування та зниження ефективності системи. Оптимальною температурою для більшості гідравлічних систем є діапазон від 40°С до 60°С, оскільки це дозволяє маслу зберігати достатню в'язкість для надійної передачі енергії та мастила компонентів.

Таким чином у дослідженні приймаємо максимальну температуру оливи 80°С, а температуру охолодження - 40 °С. Таким чином потрібно знизити температуру у 2 рази. Це буде ідеальним варіантом. Але допускається зниження температури до 50-60 °С. Це також буде прийнятним.

Дослідження проводиться за допомогою комп'ютерного моделювання у SolidWorks Flow Simulation.

Для початку потрібно створити нову рідину, яку назвемо “Гідравлічна олива”.

Для цього:

1. На стрічці на вкладці Flow Simulation обрати Engineering Database (рис 2.10).

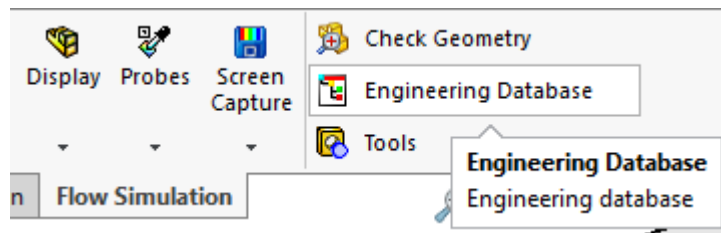


Рис 2.10 – Запуск інженерної бази даних

2. У списку розділів обираємо Materials->Liquids->User Defined. Натискаємо правою кнопкою миші і у контекстному меню обираємо пункт New Item (рис 2.11).

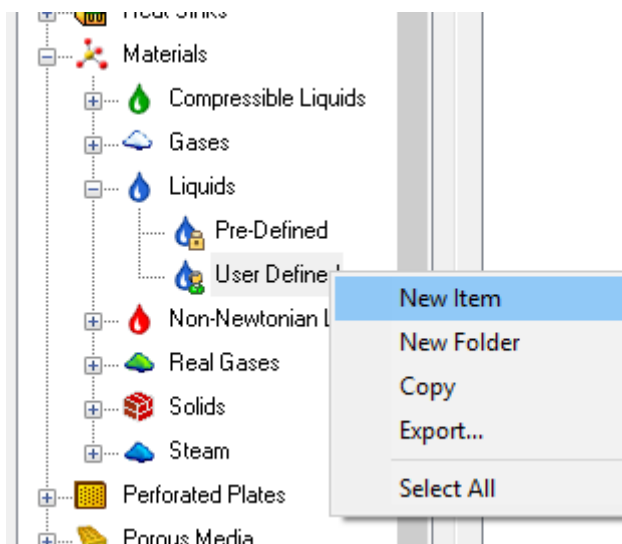


Рис 2.11 – Створення нової рідини

3. На вкладці Item Properties задаємо назву рідини Hydraulic Oil (рис 2.12).

4.

Property	Value
Name	Hydraulic Oil
Comments	
Density	(Table)
Dynamic viscosity	(Table)
Specific heat (Cp)	(Table)
Thermal conductivity	(Table)
Cavitation effect	<input type="checkbox"/>
Radiation properties	<input type="checkbox"/>

Рис 2.12 – Параметри рідини

5. Задаємо основні параметри рідин залежно від температури. Щільність (рис 2.13), динамічна в'язкість (рис 2.14), теплоємність (рис 2.15), теплопровідність (рис 2.16)

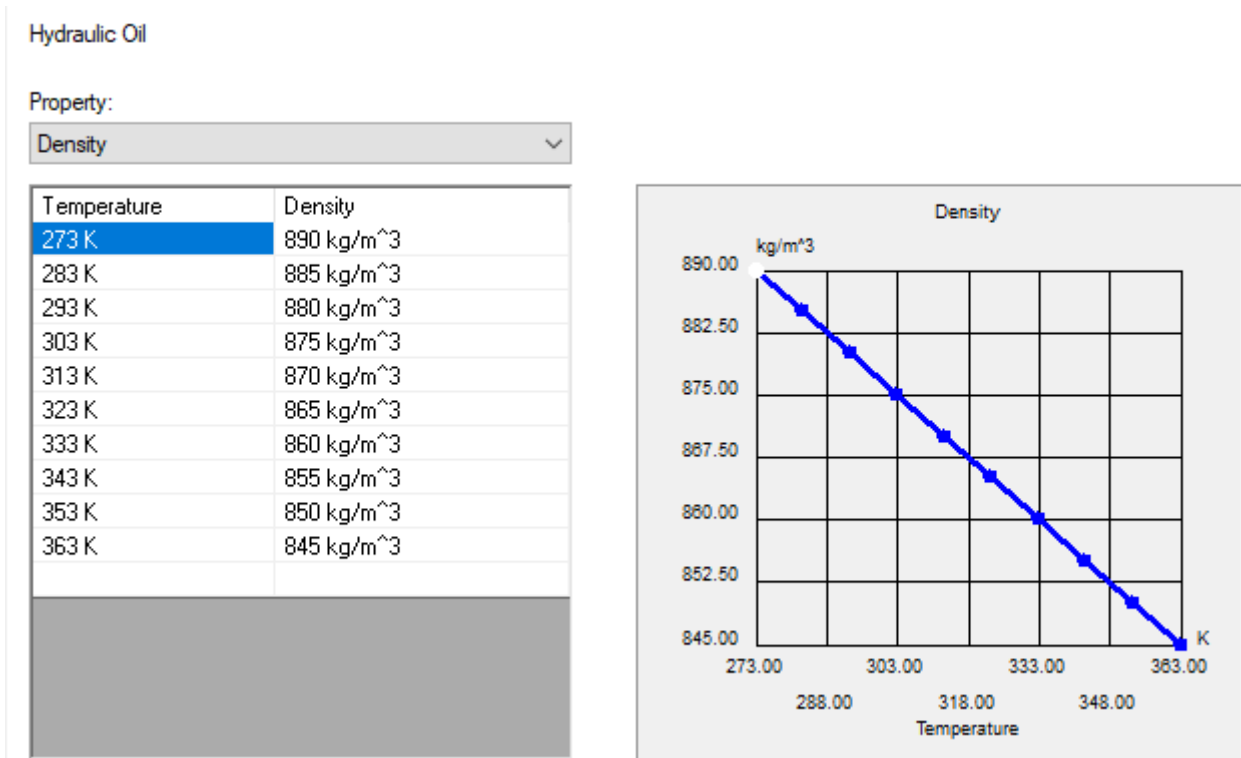


Рис 2.13 - Залежність щільності гідравлічної оливи від температури

Hydraulic Oil

Property:

Dynamic viscosity

Temperature	Dynamic viscosity
273 K	0.7 Pa*s
283 K	0.5 Pa*s
293 K	0.3 Pa*s
303 K	0.2 Pa*s
313 K	0.15 Pa*s
323 K	0.1 Pa*s
333 K	0.08 Pa*s
343 K	0.06 Pa*s
353 K	0.04 Pa*s
363 K	0.03 Pa*s

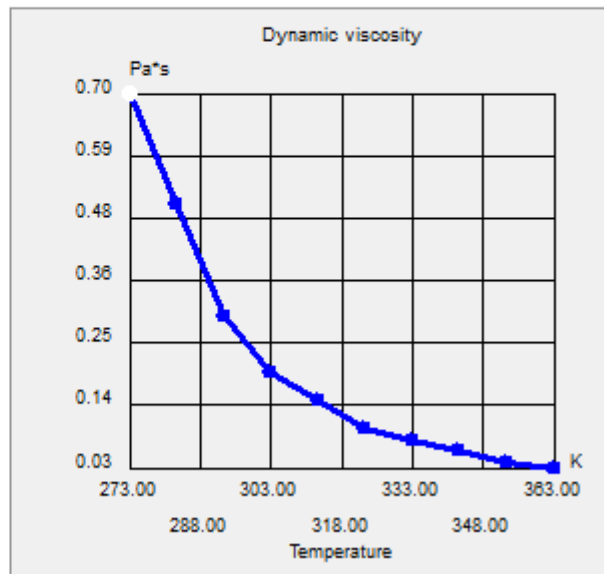


Рис 2.14 - Залежність динамічної в'язкості гідравлічної оливи від температури

Hydraulic Oil

Property:

Specific heat (Cp)

Temperature	Specific heat (Cp)
273 K	1900 J/(kg*K)
283 K	1950 J/(kg*K)
293 K	2000 J/(kg*K)
303 K	2050 J/(kg*K)
313 K	2100 J/(kg*K)
323 K	2150 J/(kg*K)
333 K	2200 J/(kg*K)
343 K	2250 J/(kg*K)
353 K	2300 J/(kg*K)
363 K	2350 J/(kg*K)

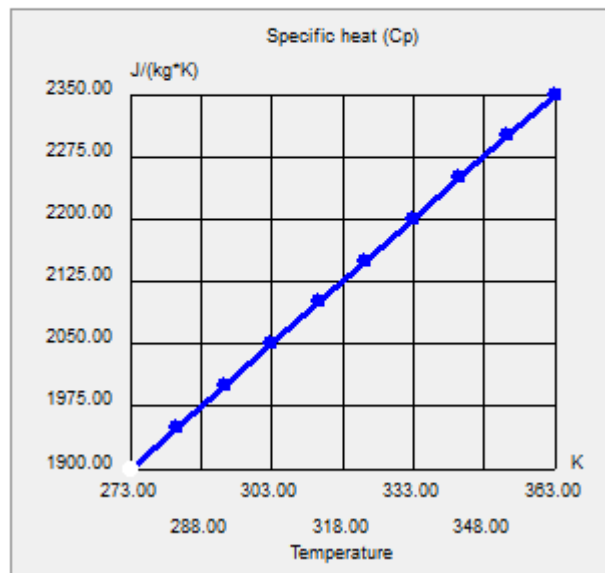


Рис 2.15 - Залежність теплоємності гідравлічної оливи від температури

Hydraulic Oil

Property:

Thermal conductivity

Temperature	Thermal conductivity
273 K	0.13 W/(m*K)
283 K	0.14 W/(m*K)
293 K	0.15 W/(m*K)
303 K	0.16 W/(m*K)
313 K	0.17 W/(m*K)
323 K	0.18 W/(m*K)
333 K	0.19 W/(m*K)
343 K	0.2 W/(m*K)
353 K	0.21 W/(m*K)
363 K	0.22 W/(m*K)

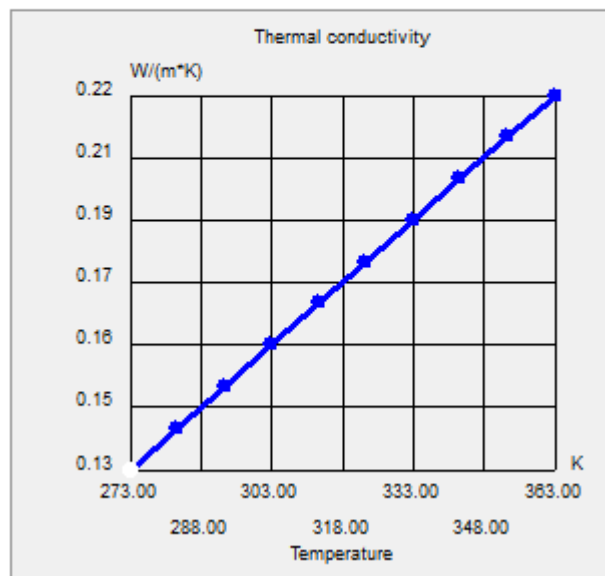


Рис 2.16 - Залежність теплопровідності гідравлічної оливи від температури

Розробимо розрахункову модель для дослідження теплообміну у окремій секції теплообмінника.

Сама секцій (рис 2.17) являє собою пласкі канали, якими протікає гідравлічна олива (гаряча рідина) а вода (охладжуюча рідина).

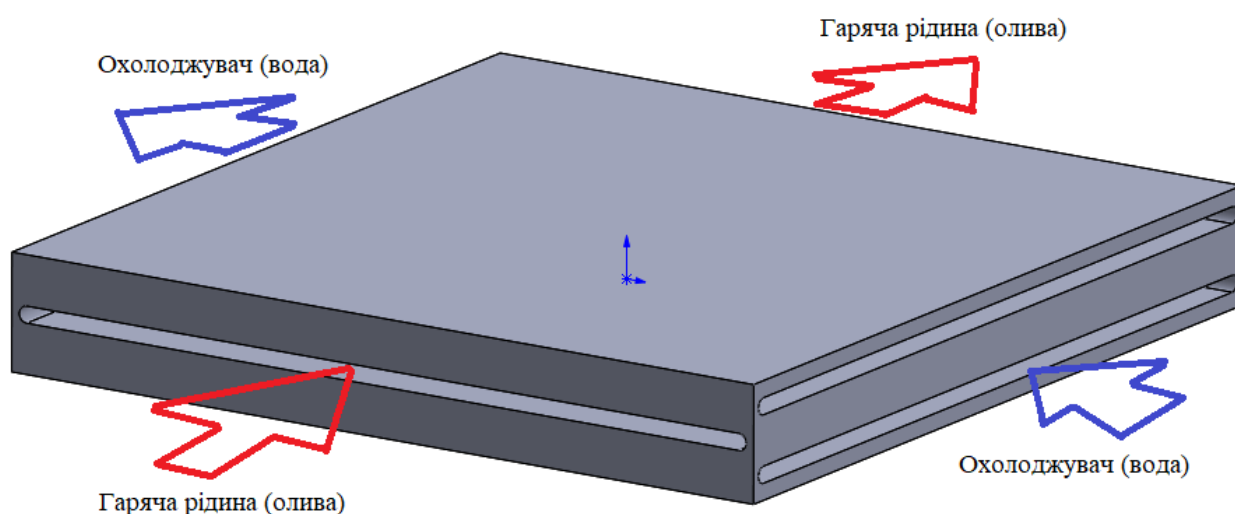


Рис 2.17 – Розрахункова модель секції теплообмінника

Створюємо новий проект у Flow Simulationю:

1. Крок перший. Завдання назва проекту – залишаємо усе за амовчуванням;
2. Крок другий. Змінюємо одиниці вимірювання температури на градуси Цельсія (рис 2.18);
3. Крок третій. Обираємо тип задачі Internal (внутрішня), додатково встановлюємо тип підзадачі Heat conduction in solids – (теплопровідність у твердих тілах) (рис 2.19);
4. Крок четвертий. Визначення речовин, що протікатимуть у моделі. Обираємо стандартну воду та створену гідравлічну оливу (рис 2.20);
5. Крок п'ятий. Визначаємо матеріал секції – нержавіюча сталь AISI 321 (рис 2.21);
6. Крок шостий. Визначаємо параметри стінкою Встановлюємо температуру стінки 20°C (рис 2.22).

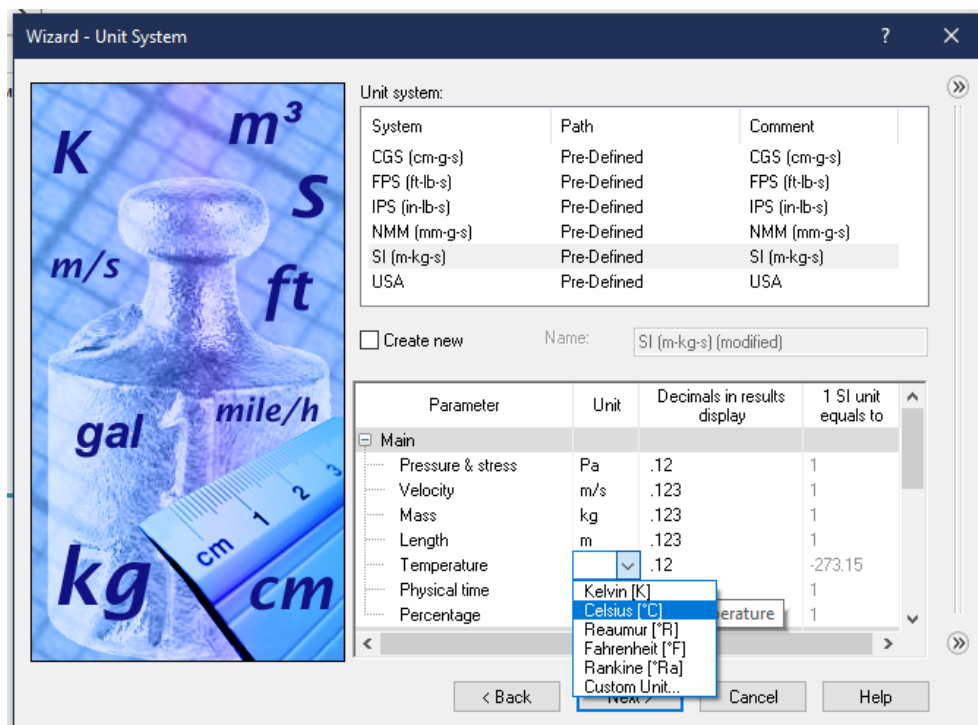


Рис 2.18 – Другий крок

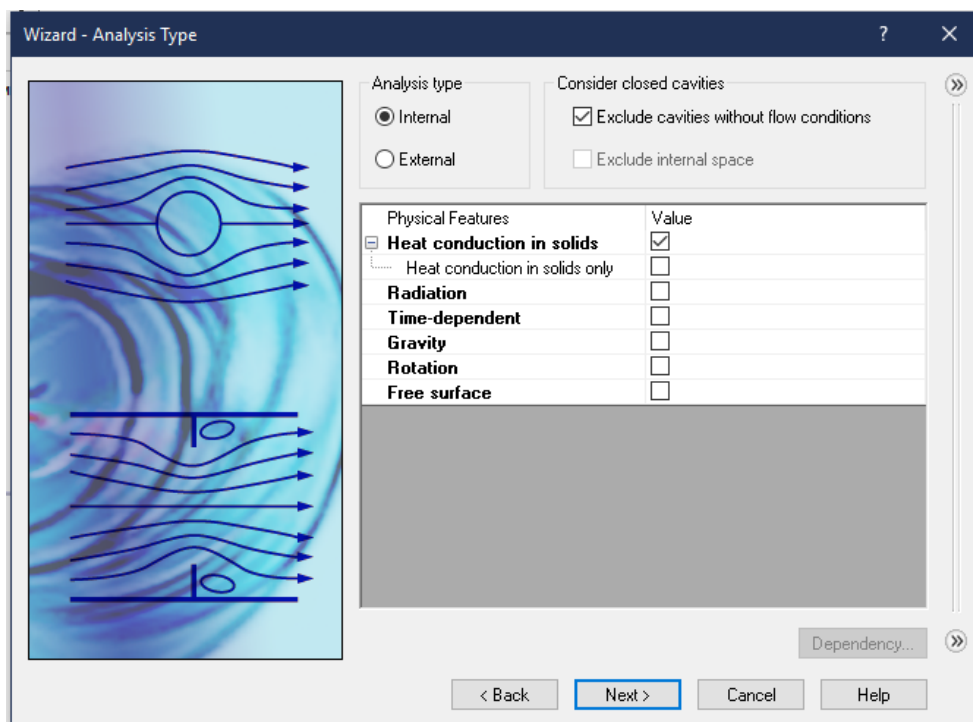


Рис 2.19 – Третій крок

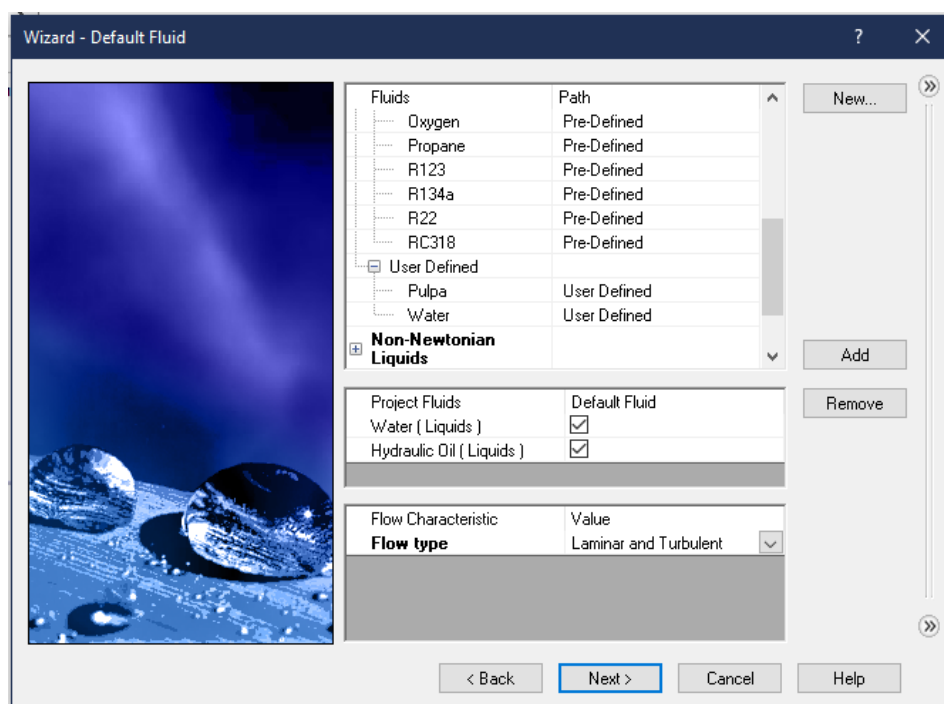


Рис 2.20 –Крок четвертий

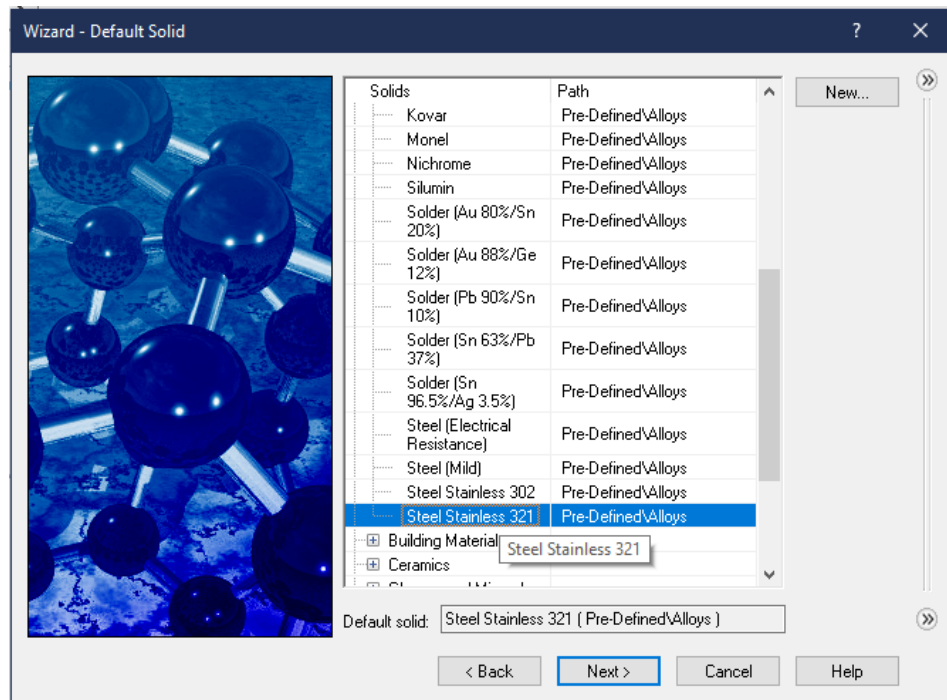


Рис 2.20 – Крок п'ятий

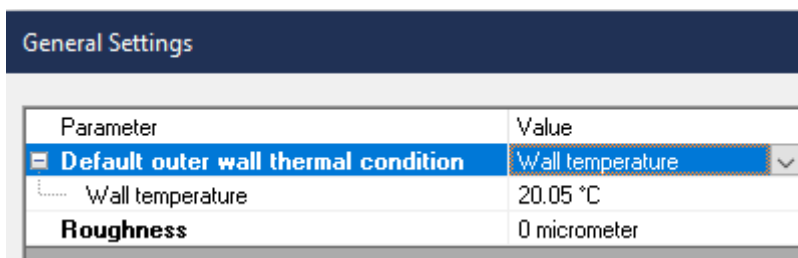


Рис 2.21 - Крок шостий

Після цього визначимо у яких порожнинах яка рідини протікає. Для цього у Дереві розрахунку оберемо правою кнопкою миші гілку Fluid Subdomains і у контекстному меню оберемо пункт Insert Fluid Subdomain (рис 2.22).

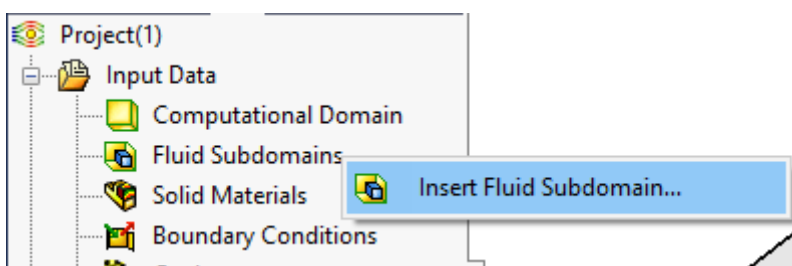


Рис 2.22 – Визначення підобласті протікання

У параметрах оберемо поверхні секції, що контактують з водою, у розділі Fluid поставимо галочку навпроти Water, у розділі Thermodynamic Parameters встановимо температуру 20°C (рис 2.23).

Так само визначимо область протікання оливи. У параметрах оберемо поверхні секції, що контактують з оливою, у розділі Fluid поставимо галочку навпроти Hydraulic Oil, у розділі Thermodynamic Parameters встановимо температуру 20°C (рис 2.24).

Визначимо області витікання рідин (рис 2.25), встановивши атмосферний тиск на відповідних гранях.

Визначимо область втікання, встановивши для види об'ємну витрату у 0,01 м³/с. Для оливи встановлюємо швидкість втікання (рис 2.26).

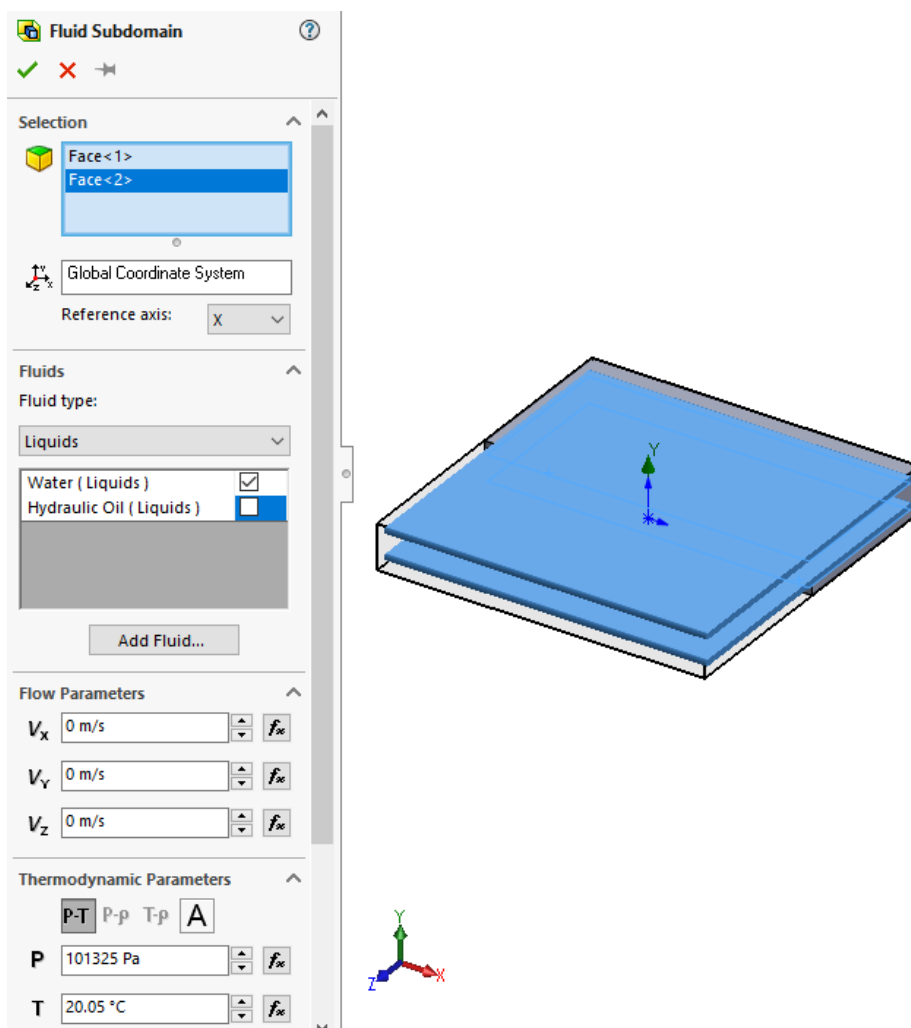


Рис 2.23 – Підобласть з водою

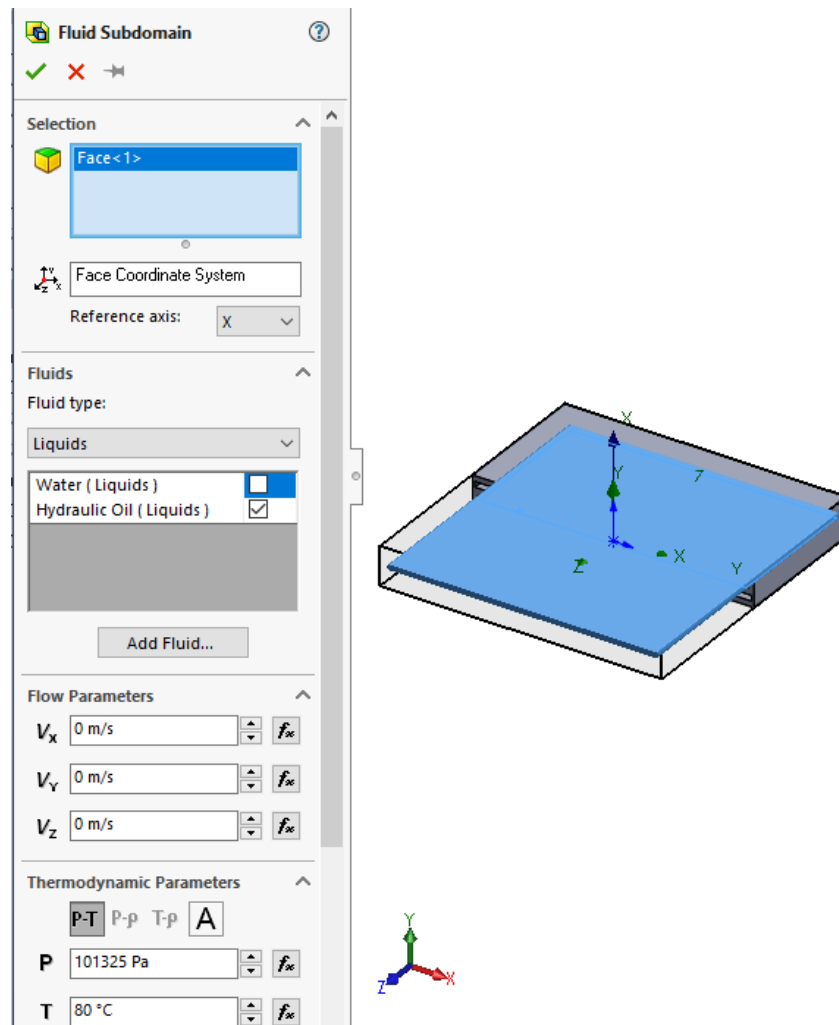
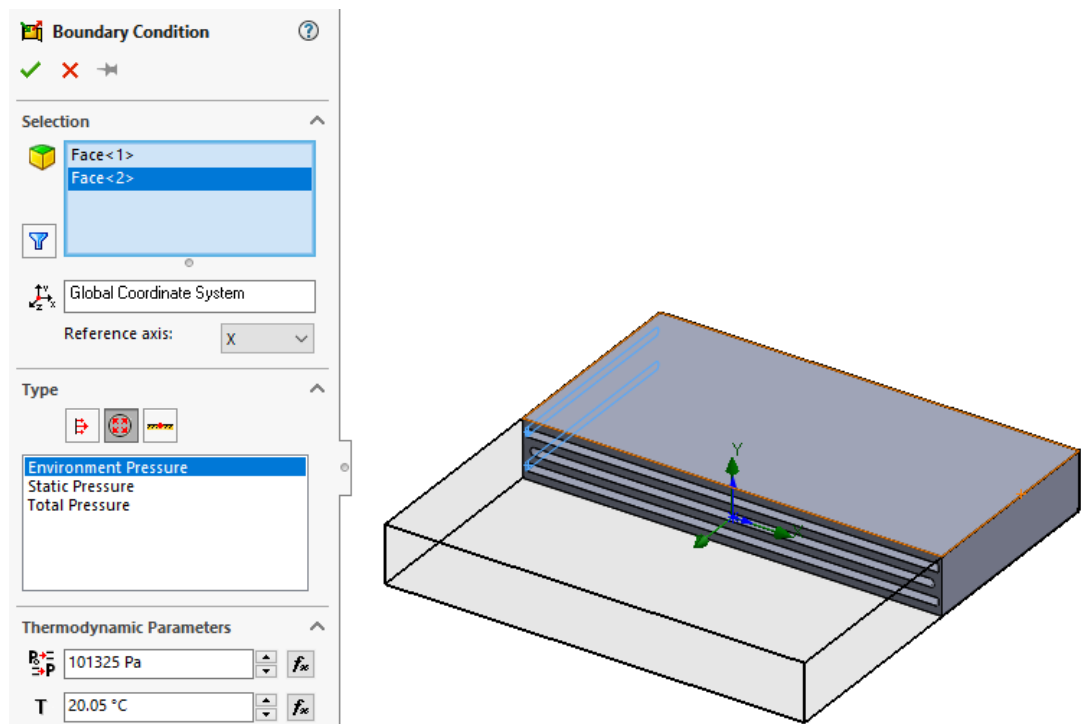


Рис 2.24 – Підобласть з оливою



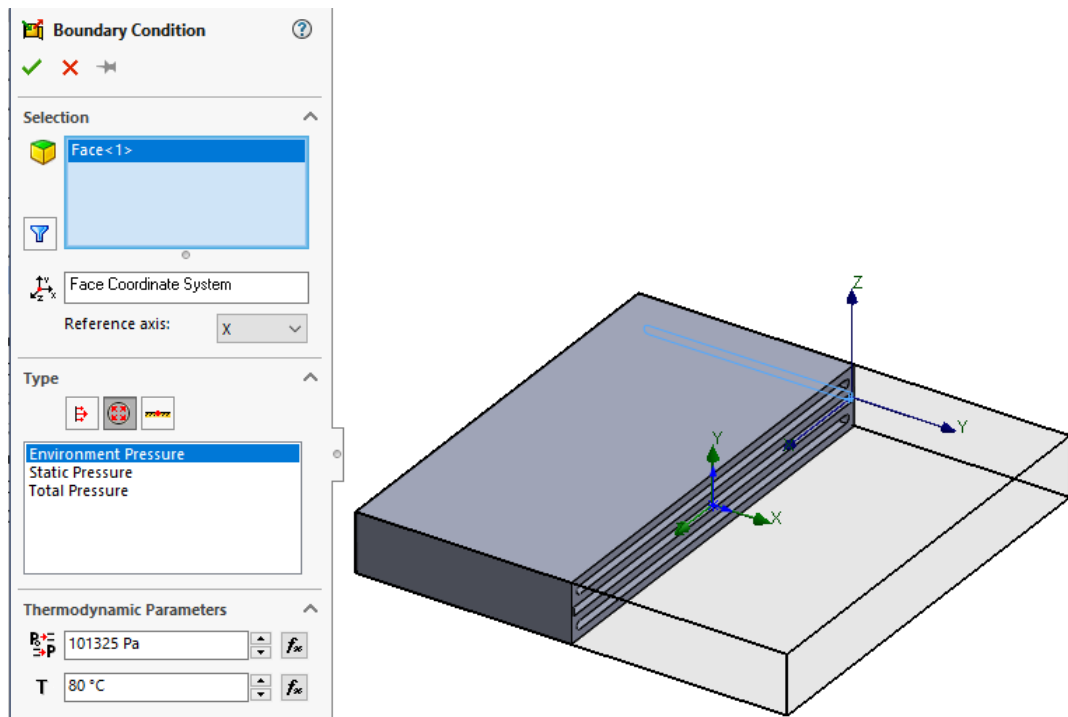
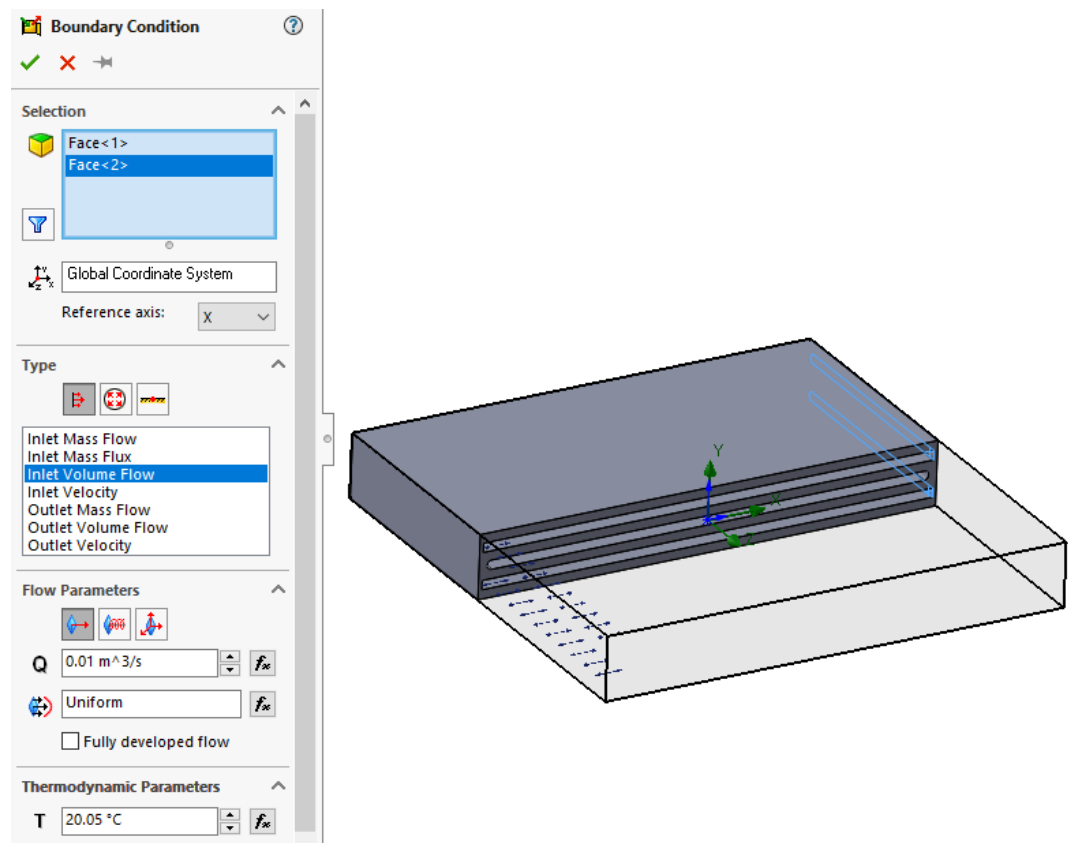


Рис 2.25 – Области витікання рідин



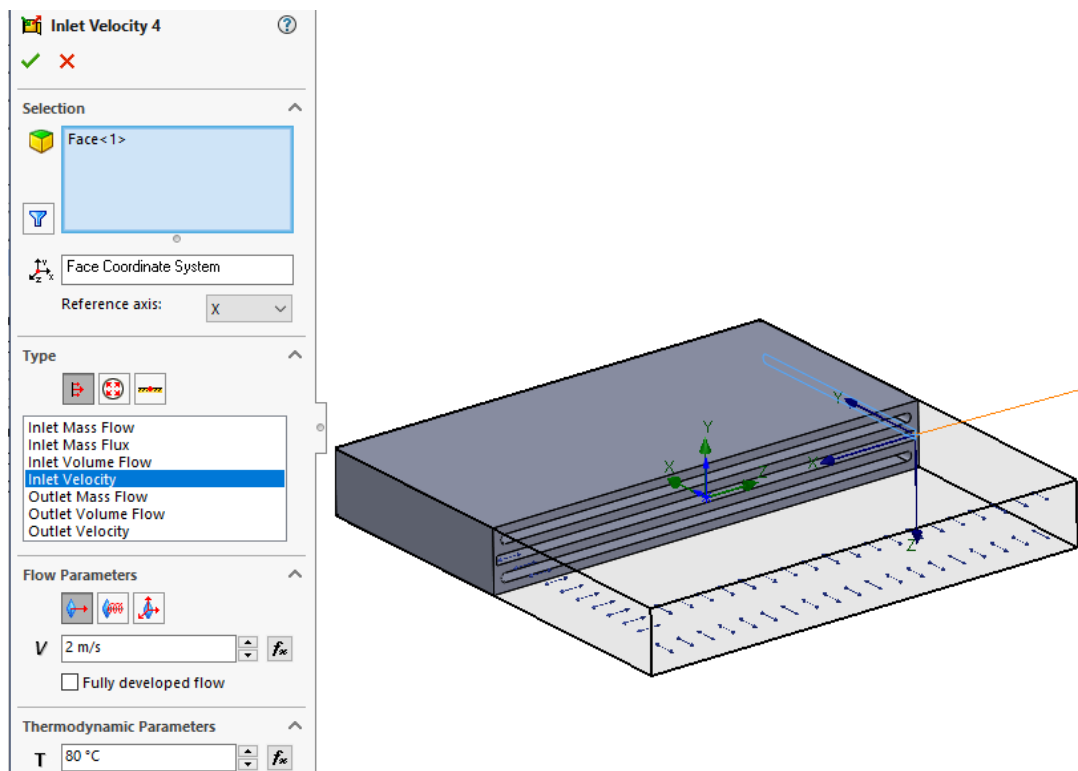


Рис 2.26 – Области втікання

Сплануємо експеримент.

Варійовані чинники:

- X_1 – швидкість потоку оливи, м/с: 0,01 0,5 1;
- X_2 – ширина секції, м 0,25 0,5 0,75;

Функція відгуку:

- Температура оливи на виході, °C

Очікувана математична модель – другого порядку

$$Y(X_1, X_2) = a_0 + a_1 \cdot X_1 + a_2 \cdot X_2 + a_3 \cdot X_1^2 + a_4 \cdot X_2^2 + a_5 \cdot X_1 \cdot X_2$$

Сталі чинники:

- Температура оливи на вході $T_{\text{поч}} = 80$ °C;
- Температура води на вході $T_{\text{в поч}} = 20$ °C.

План експерименту наведено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – План експерименту

№ з/п	X_1	X_2	Y
-------	-------	-------	---

	Швидкість потоку оливи ν_o , м/с	Ширина секції W_o , м	Температура на виході, $T_{кінц}$ °С
1	0,01	0,25	
2	0,5	0,25	
3	1	0,25	
4	0,01	0,5	
5	0,5	0,5	
6	1	0,5	
7	0,01	0,75	
8	0,5	0,75	
9	1	0,75	

Однак для використання результатів у подальшому при проектуванні теплообмінних пристроїв, потрібно змінити варійовані чинники та функцію відгуку.

У якості першого варійованого чинника зручніше використовувати не швидкість потоку, а час знаходження оливи у теплообміннику, с:

$$t_o = \frac{S_o}{\nu_o} = \frac{0.25}{\nu_o} \quad (2.1)$$

де $S_o = 0.25$ м – довжина теплообмінної секції

У якості другого чинника зручніше використовувати площу контакту оливи з теплообмінною секцією:

$$F_o = 2 \cdot S_o \cdot W_o + 2 \cdot S_o \cdot H_o = 0.5 \cdot W_o + 0.00625 \quad (2.2)$$

де $H_o = 0.005$ м – висота каналу теплообмінної секції

У якості функції відгуку зручніше використовувати падіння температури:

$$\Delta T = T_{поч} - T_{кінц} = 80 - T_{кінц} \quad (2.3)$$

У подальшому за допомогою методу найменших квадратів планується отримати значення коефіцієнтів регресії.

Адекватність отриманої залежності оцінюється за допомогою коефіцієнту кореляції та визначення помилки апроксимації.

Висновки до розділу 2

1. Розроблено загальну методику подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи покращити режим роботи теплообмінників за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів;
2. Встановлено, що найкращим варіантом з точки зору експлуатації та можливості масштабування є матричні теплообмінники, які мають наступні переваги, а саме легкість розбирання та очищення; легке масштабування, тобто нарощування кількості пласти з сітками для збільшення площі;
3. Встановлено вимоги до теплообмінників, які включають наступне: мінімальна швидкість потоку рідини; мінімальний опір руху робочої рідини гідравлічної мережі; максимально велика площа контакту між рідинами; мінімальний шар гарячої робочої рідини на стінці теплообмінника.
4. Встановлено що, максимальна робоча температура оливи має не перевищувати 80°C, а охолодження у найкращому випадку має бути до температури 40 °C. Але прийнятним є зниження температури до 50-60 °C .
5. Сплановано проведення експерименту з визначення впливу параметрів теплообмінної секції на зниження температури робочої рідини. Як варійовані чинники с початку було прийнято швидкість потоку оливи і ширину секції. Як функцію відгуку - температура оливи на виході. Але для використання результатів у подальшому при проектування теплообмінних пристроїв, варійовані чинники та функція відгуку були скореговані. Так у якості першого варійованого чинника використано час знаходження оливи у теплообміннику, у якості другого чинника використано площу контакту оливи з теплообмінною секцією, а у якості функції відгуку використано падіння температури оливи.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОБМІННИХ АПАРАТІВ ГІДРАВЛІЧНИХ МЕРЕЖ ГВРНИЧИХ МАШИН

3.1. Дослідження параметрів секції теплообмінника

Згідно з розробленою методикою, проведено дослідження впливу часу знаходження оливи у теплообміннику і площі контакту оливи з теплообмінною секцією до падіння температури оливи. Попередній аналіз отриманих даних виявив, що квадратична модель функції відгуку не підходить, оскільки зміні значень функції відгуку більше притаманний логарифмічний характер. Отже для побудови логарифмічної моделі додатково проведемо ще кілька дослідів (табл 3.1).

Таблиця 3.1 – План експерименту

№ з/п	X1		X2		Y	
	Швидкість потоку оливи v_o , м/с	Час знаходження оливи у теплообміннику, с	Ширина секції W_o , м	Площа контакту оливи з теплообмінною секцією, м ²	Температура на виході, $T_{кінц}$ °С	Падіння температури оливи
1	0.01	25	0.25	0.13125	48.28	31.722
2	0.5	0.5	0.25	0.13125	78.73	1.273
3	1	0.25	0.25	0.13125	79.34	0.661
4	0.01	25	0.5	0.25625	47.11	32.886
5	0.5	0.5	0.5	0.25625	78.17	1.827
6	1	0.25	0.5	0.25625	78.98	1.022
7	0.01	25	0.75	0.38125	39.82	40.184
8	0.5	0.5	0.75	0.38125	78.54	1.457
9	1	0.25	0.75	0.38125	79.23	0.767
10	0.1	2.5	0.25	0.131	73.77	6.227
11	0.1	2.5	0.5	0.256	72.88	7.118
12	0.1	2.5	0.75	0.381	73.26	6.742
13	0.05	5	0.25	0.131	68.4	11.601
14	0.05	5	0.5	0.256	67.35	12.65
15	0.05	5	0.75	0.381	67.47	12.529
16	0.025	10	0.25	0.131	63.99	16.006
17	0.025	10	0.5	0.256	61.06	18.941
18	0.025	10	0.75	0.381	57.91	22.091
19	0.001	250	0.25	0.131	20.11	59.888
20	0.001	250	0.5	0.256	20.12	59.892
21	0.001	250	0.75	0.381	20.05	59.946
22	0.005	50	0.25	0.131	39.2	40.801
23	0.005	50	0.5	0.256	38.55	41.45
24	0.005	50	0.75	0.381	34.09	45.913

25	0.0025	100	0.25	0.131	30.61	49.384
26	0.0025	100	0.5	0.256	28.45	51.552
27	0.0025	100	0.75	0.381	27.62	52.384
28	0.0015	166.667	0.25	0.131	22.63	57.368
29	0.0015	166.667	0.5	0.256	22.6	57.4
30	0.0015	166.667	0.75	0.381	22.12	57.88

Обробку даних проводимо за допомогою ПКА MathCAD.

Базова матриця експерименту

$X_x :=$

0.01	0.25	48.2776986552731
0.5	0.25	78.7270905321715
1	0.25	79.3387425760845
0.01	0.5	47.1136344514667
0.5	0.5	78.172864083949
1	0.5	78.9781064825618
0.01	0.75	39.8160723088886
0.5	0.75	78.5431361608962
1	0.75	79.2333920715919
0.1	0.25	73.7731825248328
0.1	0.5	72.882039685387
0.1	0.75	73.258054043599
0.05	0.25	68.3987865665289
0.05	0.5	67.3501723084942
0.05	0.75	67.4708726237996
0.025	0.25	63.9943966596942
0.025	0.5	61.0588077220616
0.025	0.75	57.9090464362431
0.001	0.25	20.1115627073471
0.001	0.5	20.1077964806524
0.001	0.75	20.0538448899324
0.005	0.25	39.1990751096474
0.005	0.5	38.5503712378692
0.005	0.75	34.0873300095934
0.0025	0.25	30.615899269955
0.0025	0.5	28.4483717215153
0.0025	0.75	27.6160089479528
0.0015	0.25	22.6317518591229
0.0015	0.5	22.5998274590032
0.0015	0.75	22.1196491290015

Кількість дослідів $k := 30$

Допоміжна змінна $i := 0..k - 1$

Перерахунок факторів і функції відгуку

$$XX_{i,0} := \frac{0.25}{X_{x,i,0}}$$

$$XX_{i,1} := 0.5 X_{x,i,1} + 0.00625$$

$$Y_{i,0} := 80 - X_{x,i,2}$$

Остаточна матриця експерименту

	0	1
0	25	0.131
1	0.5	0.131
2	0.25	0.131
3	25	0.256
4	0.5	0.256
5	0.25	0.256
6	25	0.381
7	0.5	0.381
8	0.25	0.381
9	2.5	0.131
10	2.5	0.256
11	2.5	0.381
12	5	0.131
13	5	0.256
14	5	0.381
15	10	0.131
16	10	0.256
17	10	0.381
18	250	0.131
19	250	0.256
20	250	0.381
21	50	0.131
22	50	0.256
23	50	0.381
24	100	0.131
25	100	0.256
26	100	0.381
27	166.667	0.131
28	166.667	0.256
29	166.667	0.381

$Y =$

	0
0	31.722
1	1.273
2	0.661
3	32.886
4	1.827
5	1.022
6	40.184
7	1.457
8	0.767
9	6.227
10	7.118
11	6.742
12	11.601
13	12.65
14	12.529
15	16.006
16	18.941
17	22.091
18	59.888
19	59.892
20	59.946
21	40.801
22	41.45
23	45.913
24	49.384
25	51.552
26	52.384
27	57.368
28	57.4
29	57.88

Побудова квадратичної моделі

$$A1 := \text{regress}(XX, Y, 2) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -0.035 \\ 17.115 \\ 3.378 \\ 6.034 \\ 0.645 \\ -1.769 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

$$f1(x1, x2) := \text{interp}\left[A1, XX, Y, \begin{pmatrix} x1 \\ x2 \end{pmatrix}\right]$$

Given

Логарифмічна модель

$$\frac{d}{da0} \sum_{i=0}^{k-1} \left[Y_i - \left[a0 + a1 \cdot XX_{i,0} + a2 \cdot XX_{i,1} + a11 \cdot \log(XX_{i,0}) + a22 \cdot (XX_{i,1})^2 + a12 \cdot XX_{i,0} \cdot XX_{i,1} \right] \right]^2 = 0$$

$$\frac{d}{da1} \sum_{i=0}^{k-1} \left[Y_i - \left[a0 + a1 \cdot XX_{i,0} + a2 \cdot XX_{i,1} + a11 \cdot \log(XX_{i,0}) + a22 \cdot (XX_{i,1})^2 + a12 \cdot XX_{i,0} \cdot XX_{i,1} \right] \right]^2 = 0$$

$$\frac{d}{da2} \sum_{i=0}^{k-1} \left[Y_i - \left[a0 + a1 \cdot XX_{i,0} + a2 \cdot XX_{i,1} + a11 \cdot \log(XX_{i,0}) + a22 \cdot (XX_{i,1})^2 + a12 \cdot XX_{i,0} \cdot XX_{i,1} \right] \right]^2 = 0$$

$$\frac{d}{da11} \sum_{i=0}^{k-1} \left[Y_i - \left[a0 + a1 \cdot XX_{i,0} + a2 \cdot XX_{i,1} + a11 \cdot \log(XX_{i,0}) + a22 \cdot (XX_{i,1})^2 + a12 \cdot XX_{i,0} \cdot XX_{i,1} \right] \right]^2 = 0$$

$$\frac{d}{da22} \sum_{i=0}^{k-1} \left[Y_i - \left[a0 + a1 \cdot XX_{i,0} + a2 \cdot XX_{i,1} + a11 \cdot \log(XX_{i,0}) + a22 \cdot (XX_{i,1})^2 + a12 \cdot XX_{i,0} \cdot XX_{i,1} \right] \right]^2 = 0$$

$$\frac{d}{da12} \sum_{i=0}^{k-1} \left[Y_i - \left[a0 + a1 \cdot XX_{i,0} + a2 \cdot XX_{i,1} + a11 \cdot \log(XX_{i,0}) + a22 \cdot (XX_{i,1})^2 + a12 \cdot XX_{i,0} \cdot XX_{i,1} \right] \right]^2 = 0$$

$$A := \text{Find}(a0, a1, a2, a11, a22, a12) \rightarrow \begin{pmatrix} 3.4005405752570915228 \\ 0.073543681904746394699 \\ 3.3777323593559267625 \\ 17.554673099358695061 \\ 17.114848588047679573 \\ -0.035493050827710931167 \end{pmatrix}$$

$$f2(x1, x2) := A_0 + A_1 \cdot x1 + A_2 \cdot x2 + A_3 \cdot \log(x1) + A_4 \cdot (x2)^2 + A_5 \cdot x1 \cdot x2$$

Кореляційний аналіз отриманих регресійних рівнянь

$$\text{corr}\left(\overrightarrow{Y}, \overrightarrow{f1(XX^{(0)}, XX^{(1)})}\right) = 0.956 \quad \text{corr}\left(\overrightarrow{Y}, \overrightarrow{f2(XX^{(0)}, XX^{(1)})}\right) = 0.979$$

Похибка апроксимації

$$\varepsilon_1 := \frac{\sum_{i=0}^{k-1} \frac{|Y_i - f_1(X_{i,0}, X_{i,1})|}{Y_i}}{k} \cdot 100 = 15.738 \quad \varepsilon_2 := \frac{\sum_{i=0}^{k-1} \frac{|Y_i - f_2(X_{i,0}, X_{i,1})|}{Y_i}}{k} \cdot 100 = 10.429$$

Як видно з проведеного аналізу, логарівмічна модель підходить краще за квадратичну.

Визначення коефіцієнту впливу факторів на функцію відгуку

$$X_{1n} := 10$$

$$X_{2n} := 0.2$$

$$X_{1p} := X_{1n} \cdot 1.05 = 10.5$$

$$X_{2p} := X_{2n} \cdot 1.05$$

$$Y_n := f_2(X_{1n}, X_{2n})$$

$$Y_1 := f_2(X_{1p}, X_{2n})$$

$$Y_2 := f_2(X_{1n}, X_{2p})$$

$$dX_1 := X_{1p} - X_{1n} = 0.5$$

$$dX_2 := X_{2p} - X_{2n} = 0.01$$

$$dY_1 := Y_1 - Y_n = 0.405$$

$$dY_2 := Y_2 - Y_n = 0.1$$

$$k_1 := \frac{dY_1}{dX_1} \cdot \frac{X_{1n}}{Y_n} = 0.353$$

$$k_2 := \frac{dY_2}{dX_2} \cdot \frac{X_{2n}}{Y_n} = 0.087$$

Встановлено, що з двох чинників найбільший вплив на падіння температури має саме час знаходження оливи у теплообміннику (рис 3.1).

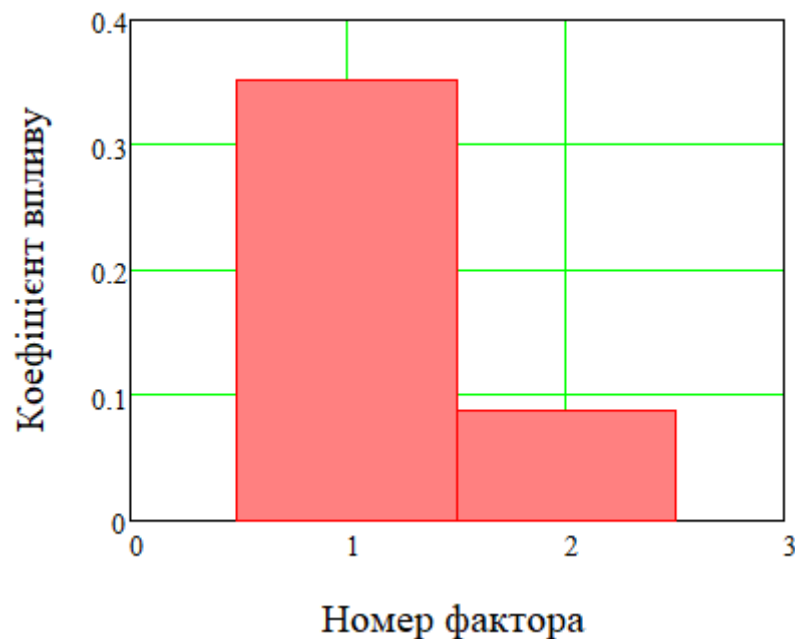


Рис 3.1 – Вплив факторів на функцію відгуку

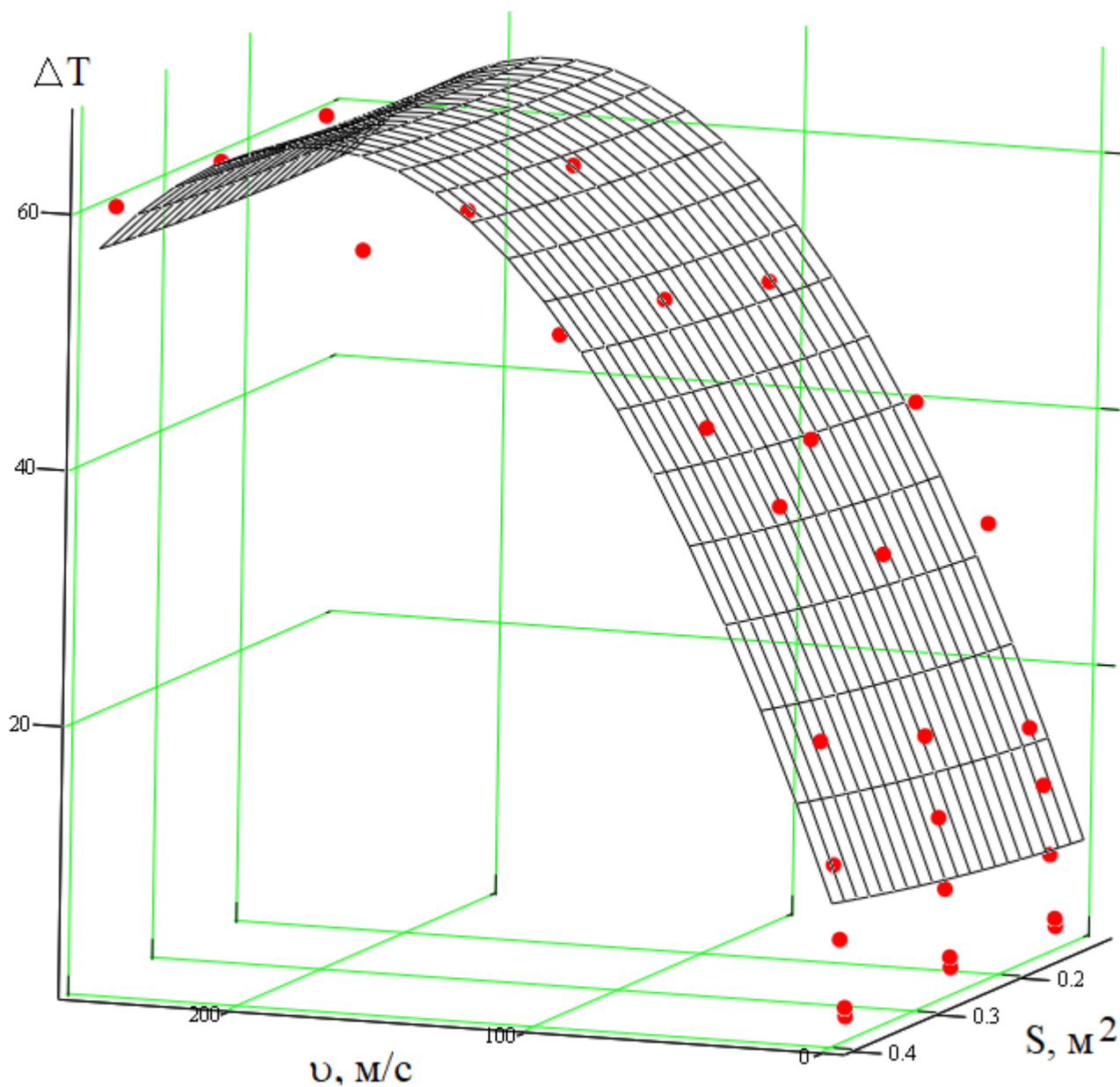


Рис 3.2 – Квадратична модель

Порівнюючи результати дослідження (рис 3.2, 3.3) можна сказати, що логарифмічна математична модель функції відгуку краще описує процес охолодження, ніж квадратична.

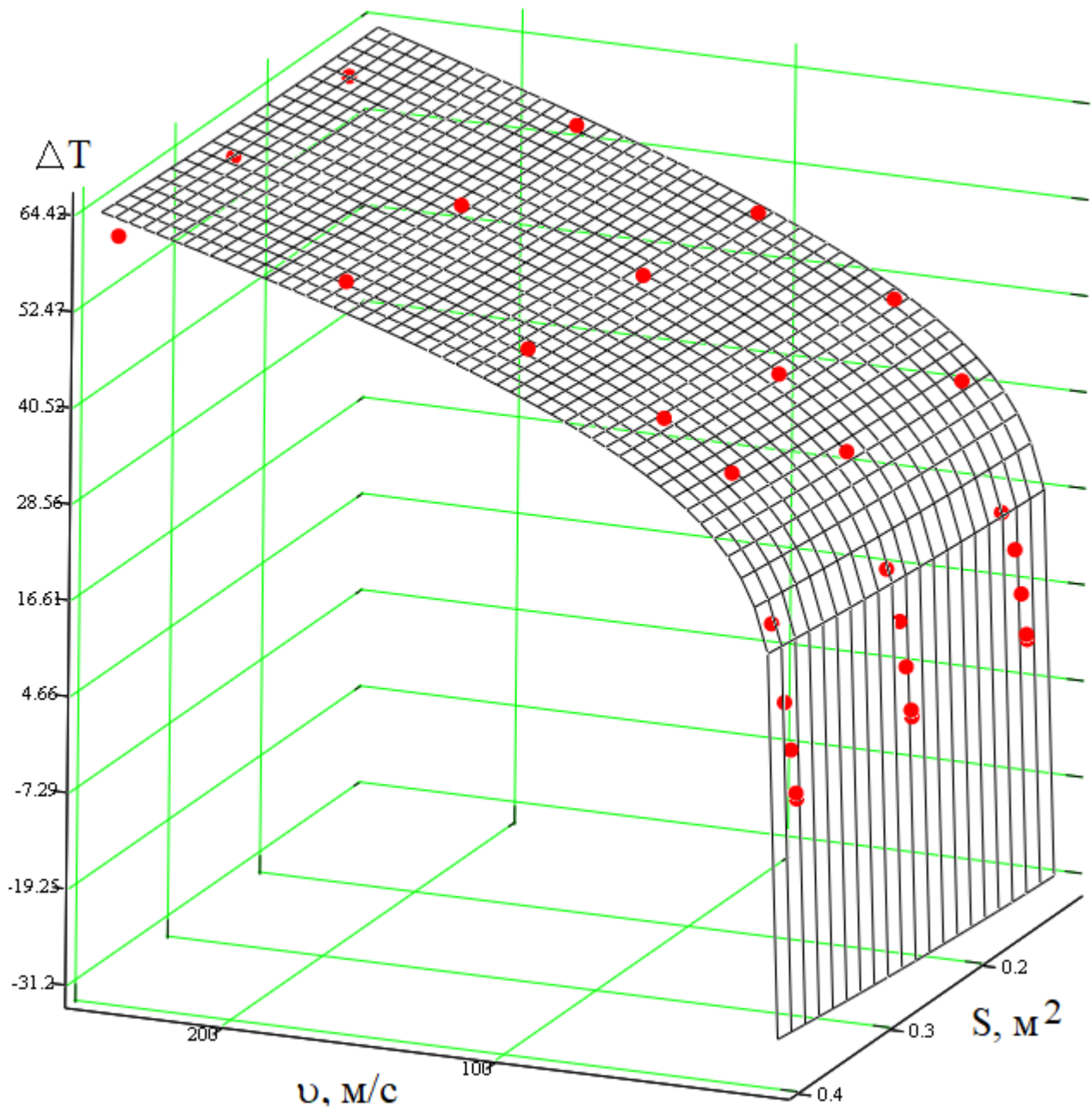


Рис 3.3 – Логарифмічна модель

Отже, отримана залежність падіння температури оливи у секції матричного теплообмінного апарату від часу перебування у ньому оливи та від площі порожнини, де протікає олива має вид

$$\Delta T(t, S) = 3,4 + 0,0735 \cdot t + 3,38 \cdot S + 17,55 \cdot \log(t) + 17,11 \cdot S^2 - 0,035 \cdot t \cdot S \quad (3.1)$$

3.2. Методика розрахунку секції матричного теплообмінного апарату

Задля забезпечення конструювання ефективних теплообмінних апаратів матричного типу, визначимо раціональні параметри на основі проведених досліджень.

Головними вихідними даним про проектування теплообмінного апарату зазвичай є наступні:

- Початкова температура оливи T_o , °C;
- Початкова температура води, T_v , °C;
- Діаметр патрубку з оливою, що підходить до теплообмінника D_o , мм (від 4 до 42 мм);
- Швидкість оливи на вході v_o , м/с;
або
- Витрата оливи Q_o , м³/с.

Як сталий чинник виступає нижня границя температури оливи 50° C, яка виходить з теплообмінника.

Отже виходячи з наведених вихідних даних розробимо методику розрахунку раціональних параметрів секції матричного теплообмінного апарату гідравлічної мережі гірничої машини.

Потрібне зниження температури, °C:

$$\Delta T = T_o - T_c = T_o - 50 \quad (3.2)$$

Якщо швидкість оливи не відома, то через витрату її можна визначити як:

$$v_o = \frac{4 \cdot Q_o}{\pi \cdot D_o} \quad (3.3)$$

Теплообмінний апарат встановлюється на зливному трубопроводі, швидкість оливи, на якому зазвичай становить 1,4-2,25 м/с.

Наступним етапом є визначення потрібного часу перебування оливи у секції матричного теплообмінного апарату та площі порожнини, де протікає олива залежно від потрібного значення падіння температури оливи на основі залежності

(3.1).

Через те, що у цьому рівнянні 2 невідомих, потрібно попередньо задатися якоюсь однією величиною.

Нехай площа щілини, якою протікає олива більше площі вхідного патрубку у 2,5 рази, тобто, m^2

$$S_{оц} = 2,5 \cdot \frac{\pi \cdot D_0^2}{4} = 1,96 \cdot D_0^2 \quad (3.4)$$

Тоді швидкість оливи у теплообміннику складе, м/с

$$v_{om} = \frac{S_o \cdot v_o}{S_{оц}} = \frac{\pi \cdot D_o^2 \cdot v_o \cdot 4}{4 \cdot 2,5 \cdot \pi \cdot D_o^2} = \frac{v_o}{2,5} \quad (3.5)$$

Таким чином встановлено, що швидкість оливи у теплообміннику знизиться у стільки ж разів, у скільки збільшиться площа щілини, якою протікає олива.

Виокремимо із залежності (3.1) потрібну площу контакту

$$S_{ок} = 0,025 \cdot \ln(10) \cdot \left(\frac{40,295}{v_{om}} - 15565,47 + \frac{\sqrt{68,44 \cdot \Delta T - \frac{1,3165}{v_{om}} - 521,64 \cdot \ln\left(\frac{0,25}{v_{om}}\right) + 0,001225 \cdot \left(\frac{0,25}{v_{om}}\right)^2 - 221,27}}{2} \right) \quad (3.6)$$

Після спрощення отримаємо

$$S_{ок} = 2,88 \cdot 10^{-11} \cdot \sqrt{6,844 \cdot 10^{19} \cdot \Delta T - 5,22 \cdot 10^{20} \cdot \ln(1/v_{om}) - \frac{7,66 \cdot 10^{13}}{v_{om}} + 5,02 \cdot 10^{20} + \frac{2,52 \cdot 10^{-4}}{v_{om}}} - 0,097 \quad (3.7)$$

Звідси потрібна довжина теплообмінника

$$L_m = \frac{S_{ок}}{\pi \cdot D_o \cdot \sqrt{2,5}} \quad (3.8)$$

Залежність довжини теплообмінника від початкової швидкості та температури оливи наведена на рис(3.4).

Таким чином, встановлено, що довжина теплообмінника може коливатися від 250 мм до 1700 мм залежно від початкової температури, швидкості олії при знижені швидкості олії у 2,5 від початкової швидкості.

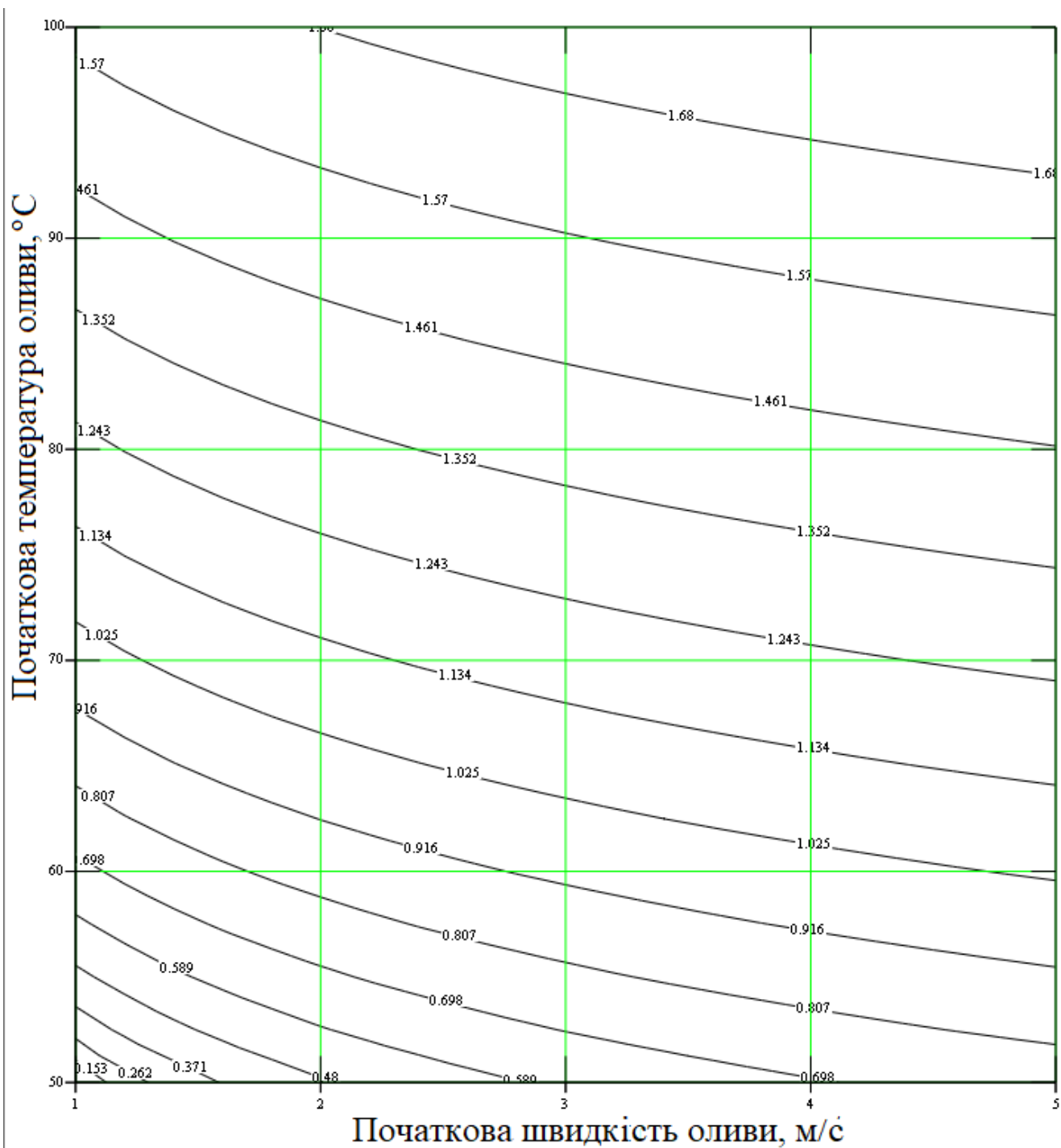


Рис 3.4 - Залежність довжини теплообмінника від початкової швидкості та температури оливи

За необхідності можна зменшити довжину секції теплообмінника, збільшивши його ширину, або площі контакту, збільшивши кількість секцій.

На рис 3.5 наведено графік залежність довжини теплообмінника від початкової швидкості та температури оливи, на якому додатково наведені зміни

цієї залежності від ступеня зменшення швидкості оливи у апараті.

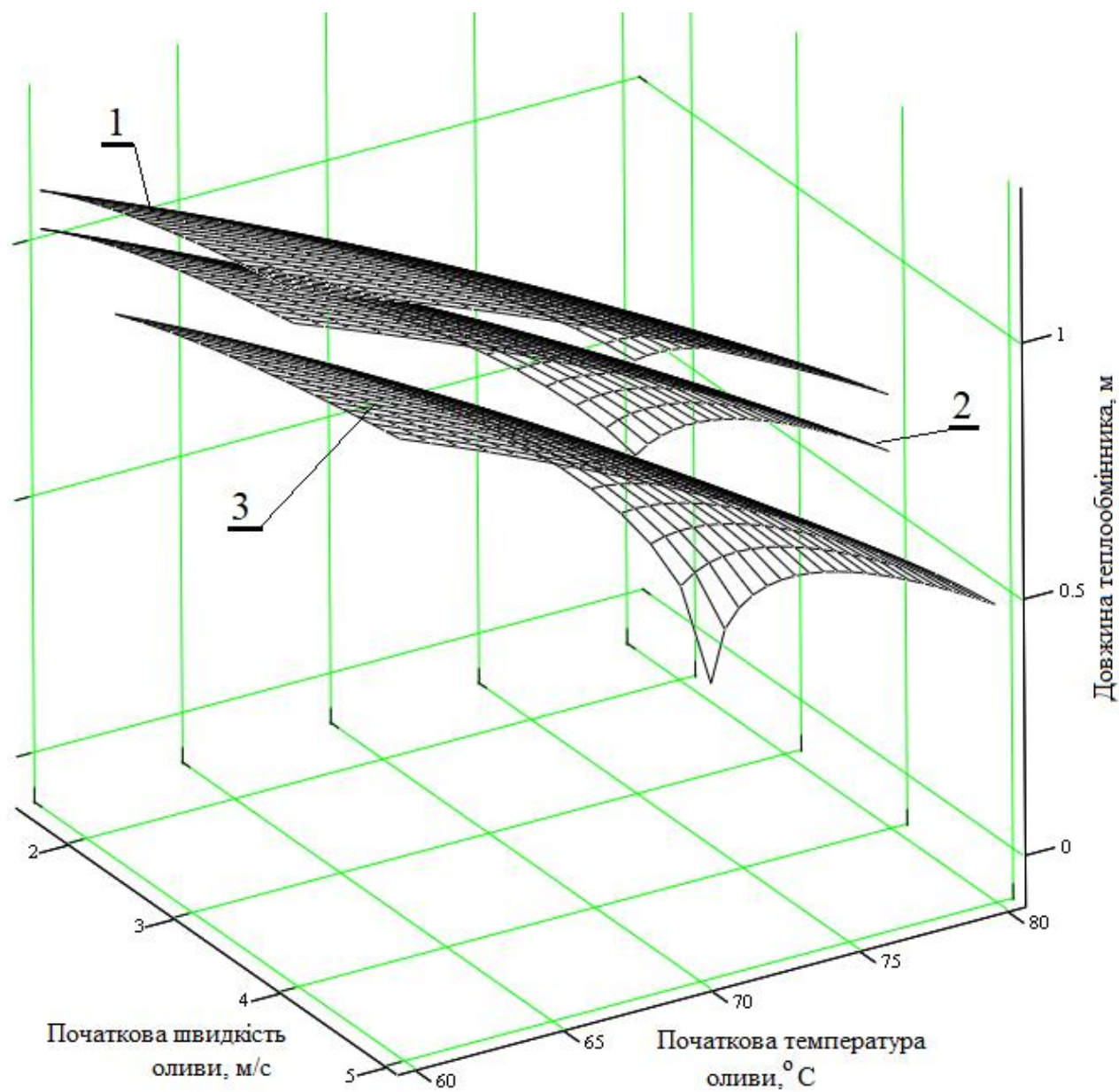


Рис 3.5 - Залежність довжини теплообмінника від початкової швидкості, температури оливи та від ступеня зменшення швидкості оливи у апараті: 1 - $v_{от} = 0,5 \cdot v_0$; 2 - $v_{от} = 0,33 \cdot v_0$; 3 - $v_{от} = 0,167 \cdot v_0$

Висновки до розділу 3

1. На основі проведено дослідження розроблено рекомендації для підвищення ефективності роботи секцій матричного теплообмінного апарату.
2. Встановлено логарифмічна залежність температури оливи на виході з матричного теплообмінного апарату від часу перебування у ньому оливи і квадратична залежність температури оливи на виході від площі порожнини, де протікає олива.
3. Встановлено, що з двох чинників найбільший вплив на падіння температури має саме час знаходження оливи у теплообміннику.
4. Розроблено методику розрахунку раціональних параметрів матричного теплообмінного апарату, що дозволяють забезпечити потрібне зниження температури оливи.
5. Встановлено, що довжина теплообмінника може коливатися від 250 мм до 1700 мм залежно від початкової температури, та швидкості олії за умови зниження швидкості олії у щілинах теплообмінники у 2,5 від початкової швидкості.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі розв'язано актуальне науково-технічне завдання, що полягає в покращенні режиму роботи гідравлічної мережі гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних параметрів теплообмінних апаратів.

1. Розроблено загальну методику подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи покращити режим роботи теплообмінників за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів;
2. Встановлено, що найкращим варіантом з точки зору експлуатації та можливості масштабування є матричні теплообмінники, які мають наступні переваги, а саме легкість розбирання та очищення; легке масштабування, тобто нарощування кількості пласти з сітками для збільшення площі;
3. Встановлено вимоги до теплообмінників, які включають наступне: мінімальна швидкість потоку рідини; мінімальний опір руху робочої рідини гідравлічної мережі; максимально велика площа контакту між рідинами; мінімальний шар гарячої робочої рідини на стінці теплообмінника.
4. Встановлено що, максимальна робоча температура оливи має не перевищувати 80°C , а охолодження у найкращому випадку має бути до температури 40°C . Але прийнятним є зниження температури до $50-60^{\circ}\text{C}$.
5. Сплановано проведення експерименту з визначення впливу параметрів теплообмінної секції на зниження температури робочої рідини. Як варійовані чинники с початку було прийнято швидкість потоку оливи і ширину секції. Як функцію відгуку - температура оливи на виході. Але для використання результатів у подальшому при проектування теплообмінних пристроїв, варійовані чинники та функція відгуку були скореговані. Так у якості першого варійованого чинника використано час знаходження оливи у теплообміннику, у якості другого чинника використано площу контакту оливи з теплообмінною секцією, а у якості функції відгуку використано падіння температури оливи.

6. На основі проведено дослідження розроблено рекомендації для підвищення ефективності роботи секцій матричного теплообмінного апарату.
7. Встановлено логарифмічна залежність температури оливи на виході з матричного теплообмінного апарату від часу перебування у ньому оливи і квадратична залежність температури оливи на виході від площі порожнини, де протікає олива.
8. Встановлено, що з двох чинників найбільший вплив на падіння температури має саме час знаходження оливи у теплообміннику.
9. Розроблено методику розрахунку раціональних параметрів матричного теплообмінного апарату, що дозволяють забезпечити потрібне зниження температури оливи.
10. Встановлено, що довжина теплообмінника може коливатися від 250 мм до 1700 мм залежно від початкової температури, та швидкості олії за умови зниження швидкості олії у щілинах теплообмінника у 2,5 від початкової швидкості.