

М.С.Корець

Лабораторний практикум з машинознавства
Основи гідравліки. Гідравлічні машини. Основи
термодинаміки і теплопередача. Теплові двигуни

*Рекомендовано Міністерством освіти України як навчальний посібник
для студентів вищих педагогічних закладів освіти.*

КИЇВ: ОТУ - 2000

УДК 621 (075.8) ISBN 966-7584-40-2

Рецензенти: - дійсний член АПН України, проф., доктор пед. наук
В.М.Мадзігон;
- проф., доктор пед. наук А.В.Вихрущ.

*Лабораторний практикум з машинознавства Основи
гідравліки. Гідравлічні машини. Основи термодинаміки і теплопередача. Теплові
двигуни: М.С.Корець. - Київ: Видавництво НПУ, 1999. -274 с.*

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України, як навчальний посібник Для
студентів вищих педагогічних закладів освіти (лист Х^о 2/87 від 24.01.2000 р.)*

В навчальному посібнику описані конструктивні особливості лабораторних установок, техніка експерименту та методика виконання 27 лабораторних робіт з інтегрованого курсу машинознавства (розділ "Енергетичні машини"). Розглянуті основи теорії роботи гідравлічних машин та теплових двигунів, а також вузлові питання з гідравліки, термодинаміки та теплопередачі.

Для студентів загальнотехнічних і педагогічно-індустріальних факультетів

ISBN 966-7584-40-2

© Національний педагогічний університет
імені М.П.Драгоманова

©М.С.Корець

П Е Р Е Д М О В А

Вивчення машинознавства у вищих педагогічних закладах освіти має свою специфіку, яка полягає в тому, що при цьому майбутні вчителі трудового навчання повинні оволодіти системою знань про весь спектр машин, які використовуються в народному господарстві та побуті. Вчителі трудового навчання повинні мати цілісне уявлення про будову, роботу, техніко-технологічні можливості цих машин та вміти одержані знання адаптувати до умов практичної діяльності в шкільних навчальних майстернях.

За своєю структурою та спрямуванням курс машинознавства є інтегрованою навчальною дисципліною, побудованою на основі сучасної наукової класифікації машин. Відповідно до цього і створена якісно нова програма з машинознавства, ґрунтуючись на якій і підготовлений даний навчальний посібник, що включає в себе лише частину розділу "Енергетичні машини".

Окрім лабораторних робіт з теплових та гідравлічних машин сюди включені і роботи, які присвячені теоретичним основам машинознавства, тобто розглядають проблеми гідростатики, гідродинаміки, термодинаміки та теорії теплопередачі.

Частково згадані роботи у виключно теоретичному плані можна зустріти і у розділах курсу "Загальна фізика", але в цьому посібнику вони запропоновані в такій постановці, яка має прикладне технічне застосування. В залежності від рівня акредитації вищого закладу освіти та діючої програми з машинознавства, запропоновані роботи можуть виконуватися всі повністю або вибірково, їх можна відозмінювати з врахуванням спеціалізації, за якою ведеться підготовка вчителя трудового навчання. В цілому тематика лабораторних робіт відповідає програмі з машинознавства, хоч і може бути доповнена новими лабораторними роботами в залежності від матеріальної бази та можливостей відповідної лабораторії. Тривалість кожної з робіт, за виключенням деяких, передбачена на дві академічні години.

Навчальний посібник пропонується для студентів і викладачів вищих педагогічних закладів освіти та вчителів трудового навчання.

I. ОСНОВИ ГІДРАВЛІКИ.

§ 1. Перевірка робочого пружинного манометра

Мета: Ознайомитися з основними одиницями та приладами вимірювання тиску в рідинних гідравлічних системах, з правилами перевірки робочого манометра. Навчитися перевіряти робочі манометри і користуватися кривою поправок.

1. Прилади і обладнання

1. Експериментальна установка.
2. Робочий і контрольний пружинні манометри.

2. Основні теоретичні відомості

Під гідростатичним тиском в даній точці рідини **розуміють** граничне значення відношення $\frac{dP}{dH}$ до dH :

$$P = \lim_{dH \rightarrow 0} \frac{dP}{dH}, \quad (1)$$

де dP - сила, що діє на елемент поверхні dH по нормалі.

Гідростатичний тиск характеризується такими основними властивостями:

1. Гідростатичний тиск направлений нормально до поверхні, на яку він діє і створює тільки напруження стиску.
2. В будь-якій точці рідини гідростатичний тиск однаковий у всіх напрямках.
3. Гідростатичний тиск в будь-якій точці рідини залежить лише від положення її в просторі, тобто:

$$P = P(x, y, z) \quad (2)$$

В цілому в рідині діють **поверхневі** і **масові** сили. До поверхневих відносяться ті сили, величина яких пропорційна площі, на яку вони діють. Ці сили, в свою чергу, можуть бути розкладені на нормальні (атмосферний тиск, тиск поршня) і дотичні (сили внутрішнього тертя).

Сили, величина яких пропорційна масі об'єму рідини, називають масовими (сила інерції, сила тяжіння). Дія всіх зовнішніх сил зумовлює в рідині, що знаходиться в стані спокою, гідростатичний тиск, величину якого визначають з основного рівняння гідростатики:

$$P_A = P_0 + P_{gh} \quad (3)$$

де P_G - тиск над поверхнею рідини, що має густину ρ ; h - глибина занурення точки А, в якій визначають тиск.

Основні одиниці вимірювання тиску

- Н**
- $1 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 1 \text{ Па}$ - 1 паскаль;
 - $1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \sim 1 \text{ ат}$ - 1 технічна атмосфера;
 - 1 атм - 1 фізична атмосфера;
 - 1 бар;
 - 1 мм.рт.ст. - 1 Торр.;
 - 1 п'єза.

Співвідношення між одиницями вимірювання тиску

Па	кгс ат = — см ²	ят.м	бар	Торр	мм.Вод.Ст кгс/м ²
1	1.02 · 10 ⁻⁴	9.8710 ⁻⁴	10 ⁻⁵	75 · 10 ⁻⁶	0,102
9.81 · 10 ⁻⁵	1	0,968	0,981	736	10 ⁻¹
1,013 · 10 ⁻¹	1.033	1	1,013	760	1,033 · 10 ⁻¹
10 ⁻¹	1.02	0.987	1	750	1.0210 ⁻¹
133	1.3610 ⁻¹	1.32 · 10 ⁻¹	1,33 · 10 ⁻¹	13,6	
9,81	10 ⁻¹	9,68 · 10 ⁻¹	9.81 · 10 ⁻¹	7.36 · 10 ⁻¹	1

Прилади для вимірювання тиску

За величиною вимірюваного тиску прилади поділяються на:

- манометри, які вимірюють надлишковий (понад атмосферний) тиск;
- барометри, які призначені для вимірювання атмосферного тиску;
- вакууметри, що вимірюють тиск у розрідженому середовищі (нижче атмосферного);
- мановакууметри, які призначені як для вимірювання надлишкового тиску, так і для тиску у розрідженому середовищі;
- диференціальні манометри, що вимірюють різницю тиску в двох точках.

За призначенням прилади бувають:

- робочі;
- контрольні;
- зразкові;
- мікроманометри;
- диференціальні і спеціальні.

За принципом дії прилади для вимірювання тиску поділяються на:

1. Рідинні, в яких висота стовба зрівноважує вимірюваний тиск рідини, а його величина є мірою тиску (п'єзометр, ртутний манометр, диференціальний манометр; мікроманометр, вакууметри).
2. Механічні, які працюють на принципі пропорційності пружних деформацій робочих органів (трубок, мембран, пластинок) від вимірюваного тиску.
3. Поршневі, в яких тиск вимірюється шляхом визначення навантаження на поршень при дії на нього певним тиском рідини.
4. Електричні, що діють за принципом вимірювання опору чи ємності певного середовища зі зміною тиску (тензодатчики).
5. Комбіновані.

Серед механічних приладів для вимірювання манометричного тиску в техніці найбільш широке використання знайшли пружинні манометри, в яких робочим органом служать латунні зігнуті труби. Схема конструкції такого приладу зображена на мал.1. Із місця вимірювання тиску в зігнуту латунну трубку із запаяним кінцем через відкритий кінець надходить рідина, тиск якої вимірюється. Під дією рідини трубка-пружина частково розпрямлюється (в манометрі) або більше згинається (в вакууметрі). Через зубчасту передачу 2 зміна положення кінця трубки передається стрілці 4, яка показує на градуйованій шкалі величину тиску. До недоліків пружинних манометрів слід віднести:

1. Погана робота манометрів в умовах вібрації (коливання стрілки).
2. Не можна вимірювати тиск в агресивному середовищі, яке діє на металеві стінки трубок.
3. Не можна вимірювати тиск у в'язких середовищах (забиваються трубки).
4. В робочих органах (трубках, мембранах) виникають залишкові деформації. Крім цього спрацьовується передаточний механізм, внаслідок чого з'являються похибки у показах виміру. Тому в процесі експлуатації манометри потрібно періодично перевіряти, що здійснюють на масляному пресі шляхом порівняння показів робочого із показами контрольного манометра. В зв'язку з цим до кожного манометра додається паспорт, в якому вказуються терміни його придатності до роботи і дата останньої перевірки.

При виборі контрольного (зразкового) манометра слід враховувати такі фактори:

- верхня межа вимірювань контрольного приладу повинна перевищувати верхню межу приладу, який перевіряється;
- максимальна абсолютна похибка контрольного приладу повинна бути значно менше максимальної абсолютної похибки приладу, що перевіряється.

3. Експериментальна установка

Схема експериментальної установки подана на мал.2.

Установка має такі основні вузли:

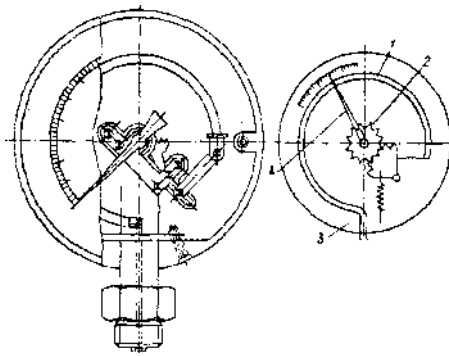
1. Гідравлічний прес із виводами для приєднання манометрів. Виводи мають крани, за допомогою яких можна перекривати магістраль, через яку подається від преса до манометрів під тиском машинне масло.

2. Контрольний манометр з межами вимірювання 0-10 атм і класом точності 0,6.

3. Манометр, який перевіряють.

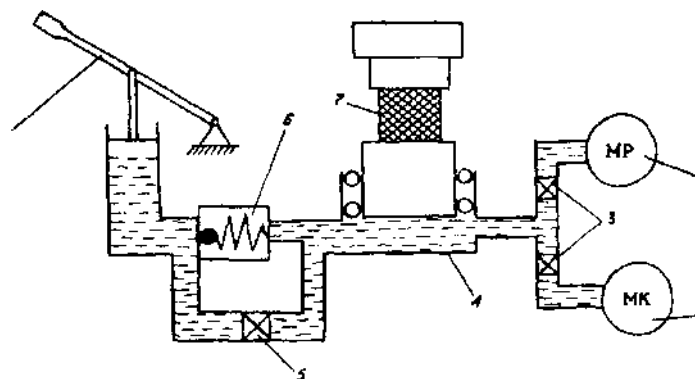
Поршень матого циліндру преса приводиться в рух важелем 8. Для підвищення тиску необхідно перекривати перепускний клапан 5, а для зменшення - відкривати. Зростання тиску в гідравлічній системі преса однаково поширюється як до контрольного, так і до робочого манометрів. При цьому рух поршня великого циліндру при зростанні тиску обмежується затиснутим дерев'яним брусом.

Установку необхідно розмішувати там, де відсутні вібрації при температурі оточуючого середовища 18-24° С.



Мал.1. Пружинний манометр

1. Латунна трубка (робочий орган)
2. Зубчата передача
3. Корпус
4. Стрілка



Мал.2. Схема установки для проверки пружинных манометров
 1, 2 - контрольный и рабочий манометр; 3 - крани;
 4 - гидравлический пресс; 5, 6 - перепускный и возвратный
 клапаны; 7 - деревянный брусок; 8 - весы преса.

4. Послідовність виконання роботи

1. На пресі встановити два манометри - робочий і контрольний (мал.2).
 2. За допомогою поршня малого циліндра преса під тиском подавати масло до манометрів, послідовно встановлюючи покази робочого манометра на **цілі** числа одиниць тиску (1, 2, 3, 4...) і відповідно до цих показів зафіксувати покази контрольного манометра. При цьому не перевантажувати манометри вище їх максимальних показів.

3. Манометри розвантажити, повторюючи всі виміри у зворотньому порядку від максимального тиску до 0. Всі покази манометрів представити у вигляді таблиці.

4. Підрахувати середні покази контрольного манометра для кожного фіксованого значення, а потім обчислити похибки робочого манометра на кожній поділці:

$$\Delta P = P_p - P_{к.с.} \quad (4)$$

де **P_p** - покази робочого манометра

P_{к.с.} - середні значення за навантаженням і розвантаженням показів контрольного манометра.

5. Обчислити допустиму похибку робочого манометра в залежності від класу точності приладу:

$$\Delta_{\text{шх}} = \frac{K N}{100}, \quad (5)$$

де N - максимальні покази шкали робочого манометра,

K - клас точності приладу в % .

6. Порівняти A_p і $L_{\text{тах}}$. Коли $A_p > L_{\text{тах}}$, то манометр не придатний до роботи, у випадку коли $A_p < L_{\text{тах}}$, то манометром можна користуватися з врахуванням кривої поправки.

7. В разі необхідності побудувати криву поправку $AP = f(P_p)$, де $-LP = P_{\text{к.с}} - P_p$ - поправка до робочого манометра, яка є похибкою з протилежним знаком. Поправка є величиною, яку слід алгебраїчно додавати до показів робочого манометра для кожного фіксованого значення тиску, для того щоб виміряти його з точністю контрольного манометра.

5. Методичні рекомендації для самостійної роботи

Для більш повного оволодіння знаннями, які необхідні для виконання лабораторної роботи необхідно ознайомитись із літературою, список якої додається. При ньому слід звернути увагу на такі питання:

1. Закон Паскаля і його застосування в техніці.
2. Основне рівняння гідростатики і його фізичний зміст.
3. Конструктивні особливості і принцип роботи гідравлічного преса.
4. Поняття про абсолютний тиск, надлишковий тиск і вакуум.
5. Будова і принцип роботи всіх різновидностей приладів для вимірювання тиску.
6. Сили тиску рідини на плоскі та криволінійні поверхні.

6. Рекомендації до оформлення звіту по роботі

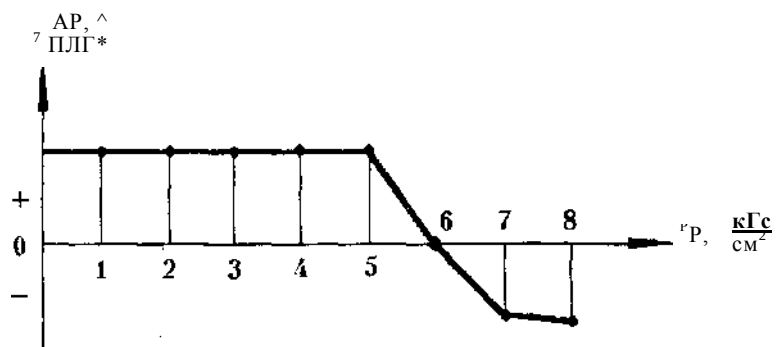
1. Коротко написати основні теоретичні відомості та зарисувати схему експериментальної установки.
2. Чітко вказати на хід роботи.
3. Записати основні дані про робочий і контрольний манометри в таблицю 1.
4. Всі дані експерименту і розрахунків представити в вигляді таблиці 2.
5. В разі необхідності побудувати криву поправку, зразок якої показаний на малюнку 3.
6. Зробити конкретні висновки про придатність манометра до роботи та рекомендації щодо користування ним.

Таблиця 1

Х ^о	Назва _____	Робочий манометр ~	Контрольний манометр !
1. Тип і X" манометра			"~
2. Максимальний тиск по шкалі, кгс-см"			'
3. Ціна поділки, кгс/см ²		i	^
4. Клас точності у %			

Таблиця 2

Гл'і	Покази манометрів в кгс/см ²	Похиб-	Поправ	Допусти	висно-
1:	рообоою • контрольного	ка АР.	ка ЛР.	ма макс	1 рок
	наванта- , кавант- : розванта- ! середнє	кгс/см ²	кгс/см ²	мальна	1
!Т;	вантаженн			похиока	1
7				ДР.	
				кг с/см	



Зразок графіка

7. Контрольні запитання

1. Що розуміють під тиском в рідині або газі?
2. Який гиск називають абсолютним, надлишковим та вакуумом?
3. Які прилади існують для вимірювання тиску і яка їх класифікація, будова та принцип роботи?
4. Одиниці вимірювання тиску і співвідношення між ними.
5. Як перевірити робочий пружинний манометр? Що покладено в основу методу перевірки робочого манометра?
6. Чому необхідно перевіряти придатність до роботи пружинних манометрів? Які існують їх недоліки?
7. Що таке клас точності приладу і як визначають допустиму похибку?
8. Як користуватись кривою поправок і коли її необхідно будувати?
9. За якими критеріями визначають відповідність пружинного манометра присвоєного йому класу?
10. Пояснити принцип роботи гідравлічного преса.

8. Техніка безпеки

1. Слідкувати, щоб деталь, яка знаходиться в пресі під стиском, не мала перекосів.
2. Не допускати створення тиску в гідравлічній системі, що перевищує максимальні покази манометрів.
3. Надійно кріпити манометри на стенді.

§ 2. Вимірювання витрат потоків рідини.

Градуювання дросельного витратоміра

Мета: Ознайомитись з способами вимірювання витрат потоків рідини, навчитись вимірювати витрати потоків води об'ємним способом та за допомогою витратомірної діафрагми. Набути навичок в тарировці дросельних витратомірів.

1. Прилади і обладнання

1. Трубопровід із дросельною діафрагмою.
2. Два п'єзометри.
3. Вентилі.
4. Мірна посудина.
5. Секундомір.
6. ПЕОМ.

2. Основні теоретичні відомості

Потоком в гідравліці називають об'єм рідини кінцевих розмірів, яка рухається. Якщо стінки обмежують потік повністю, то рух рідини буде напірним, а у випадку частково обмеження потоку рух буде безнапірним. **Напірний рух** (рух рідин при перекачуванні їх за допомогою насосів) характеризується тим, що гідродинамічний тиск в будь-якій точці потоку відрізняється від атмосферного і може бути як більшим, так і меншим за нього. При **безнапірному русі** (рух рідин в жолобах, каналах) тиск буде визначатися дією атмосферного тиску на вільну поверхню.

Поверхня, яка перпендикулярна напрямкам ліній току, називається **живим перерізом потоку**. Лінія, по якій рідина в даному живому перерізі торкається обмежуючих поверхонь, називається **периметром змочування**. При напірному русі рідини він співпадає за значенням з геометричним периметром, а при безнапірному - буде відрізнятися.

Витратами потоку називають кількість рідини (чи газу), яка проходить через живий переріз потоку за одиницю часу. Витрати бувають об'ємні Q ($\text{м}^3/\text{с}$ або $\text{л}/\text{с}$), масові M ($\text{кг}/\text{с}$) і вагові G ($\text{Н}/\text{с}$).

Витрати визначають через добуток величини площі живого перерізу на середню швидкість потоку U_c вздовж нормалі n по його площі, тобто:

$$Q = U_c \cdot F \quad (6)$$

Взаємозв'язок між об'ємними, масовими і ваговими витратами потоку рідини такий:

$$M = \rho \cdot Q \quad (7)$$

$$G = \gamma \cdot Q = \gamma \cdot M, \quad (8)$$

де ρ - густина рідини, γ - її питома вага.

В залежності від фізико-хімічних властивостей рухомої рідини на практиці використовують як ваговий (масовий) так і об'ємний метод вимірювання витрат. Ваговим методом користуються у випадку стиснутої рідини.

Величина витрат рідини при об'ємному методі визначається за формулою:

$$Q = \frac{W}{t} \quad (9)$$

де V - об'єм мірника в м³ ;
 t - час його наповнення в с.

При встановленню русі рідини в трубах чи каналах за величиною витрат можна визначити її середню швидкість в даному перерізі:

$$v_c = \frac{V}{t} \quad (10)$$

Але об'ємний і ваговий способи придатні при невеликих значеннях витрат потоку рідини. До того ж, цими способами неможливо заміряти витрати в довільному перерізі, наприклад довгого трубопроводу чи каналу, без порушення його цілості. Тому на практиці користуються в більшості випадків спеціальними приладами, попередньо тарирують об'ємним або ваговим способом. Одним із таких приладів є трубчатий витратомір або витратомір Вентурі (мал. 3). Він складається із двох циліндричних труб різних діаметрів: труба більшого діаметру Б відповідає розмірам трубопроводу, посередені вона звужена до діаметру (і). В широкій і звуженій частині встановлені два п'єзометри. Зміна поперечного перерізу труб зумовлює зміну швидкості потоку, а тим самим і гідродинамічний тиск. Тому перепад рівнів у п'єзометрах буде залежати від швидкості потоку, а значить, і від витрат. Витрати потоку у цьому випадку визначають за формулою:

$$Q = C \sqrt{\Delta h} \quad (11)$$

де Δh - різниця показів п'єзометрів, C - стала витратоміра, яка залежить від його параметрів.

$$C = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} \cdot \frac{V}{t} \quad (12)$$

де g - прискорення вільного падіння.

Але фактичні витрати Q^* будуть меншими за розрахункові через втрати напорів на місцевому опорі та на гідравлічне тертя $Q^* = \alpha Q$, де α - тарировочний коефіцієнт, який менше одиниці (0,95...0,97).

Крім того, для вимірювання витрат використовують турбінний витратомір з магнітним тахометром, ротаметр та інші різновидності приладів. В ротаметрі (мал. 4) рідина напірно рухається по конічній трубці знизу доверху, а поплавков в залежності від величини витрат буде знаходитись на певному рівні. Існує проградуювана шкала, на

якій визначають величину витрат за показами поплавка. Гіри збільшенні швидкості потоку, а відповідно, і витрат, поплавок буде підніматися вище, а гіри зменшенні навпаки - опускатися.

За аналогічним принципом (з трубкою Вентурі) визначають витрати, користуючись витратомірною шайбою чи діафрагмою (мал.

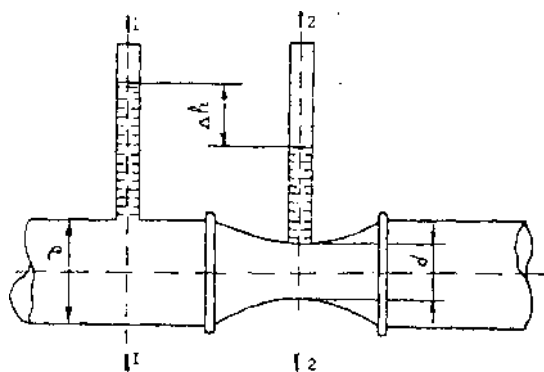
5) , соплами. Методи вимірювання витрат потоку за допомогою трубки Прандтля полягає в тому, що визначають швидкість потоку, а знаючи площу живого перерізу потоку, визначають його витрати. Для визначення витрат в природних потоках і відкритих каналах, а також напірних трубопроводах, користуються вертушкою, в яких робочим елементом служить крильчатка з гвинтовими лопастями. Вісь крильчатки приєднана до лічильника обертів, за допомогою якого встановлюють витрати.

Витратоміри дросельного типу існують двох видів: зі змінним та сталим перепадом тисків.

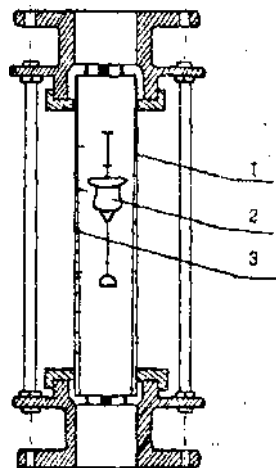
В найбільш поширеному витратомірі першого типу перепад тисків, що створюється в дроселюючому органі (діафрагма, сопло, трубка Вентури) при протіканні через нього рідини, вимірюється диференціальним манометром або двома п'єзометрами. Вимірюваний перепад тисків пропорційний квадрату витрат рідини (формула 11).

Точність вимірів витратоміра зі змінним перепадом тиску лежить у межах від $\pm 1\%$ до $\pm 1,5\%$.

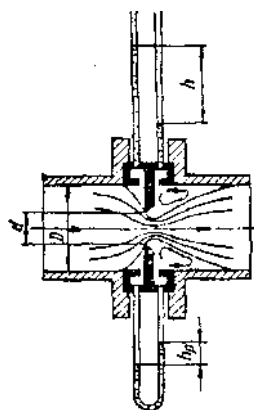
Витратомір сталого перепаду тисків мають змінний отвір для витікання рідини, однак перепад в них залишається сталим. Точність показів витратомірів зі сталим перепадом тисків становить $\pm 2,5\%$.



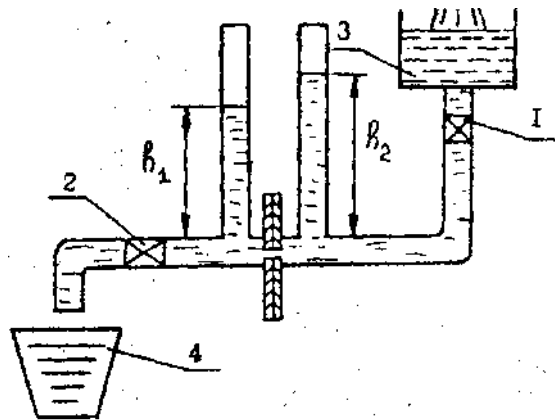
Мал. 3. Трубка Вентури



Мал. 4.
1 - Ротаметр
2 - Поплавок
3 - Конічна труї



Мал.5. Витратомірна шайба (діафрагма)



Мал.6. Експериментальна установка 1.2-вентелі; 3 - напірний бак; 4 - мензурка

3. Експериментальна установка

Експериментальна установка (мал. 6) має напірний бак, в якому за допомогою спеціального пристрою постійно підтримується однаковий рівень води. Із напірного баку при відкритому вентелі 1 вода поступає в магістраль, де розміщена витратомірна шайба. На виході магістралі розміщений вентиль 2, за допомогою якого регулюють витрати потоку рідини. Після цього вода поступає в зливний бак.

Найбільш простим витратоміром зі змінним перепадом тисків є діафрагма чи витратомірна шайба, яка являє собою звуження робочого трубопроводу тонкою коловою шайбою (мал. 5). Потік, рахуючись до діафрагми по усьому перерізу труби, плавно омиває краї отвору і утворює стиснений переріз. За стисненням перерізом потік поступово розширюється і на далекій відстані знову заповнює увесь переріз труби. Різка зміна конфігурації потоку приводить до різкої зміни швидкостей і тисків, що обумовлює витрати енергії потоку, які фіксуються перепадом тисків в п'єзометрах, з'єднаних зі штуцерами з обох боків діафрагми. Діаметр трубопроводу $B = 1,9$ см, а діаметр діафрагми становить $\phi = 0,8$ см.

4. Послідовність виконання роботи

1. Максимально відкрити вентиль 2 і промити трубопровід, видаляючи із нього повітря.

2. Вентилем 2 встановити будь-які витрати рідини і при «ловленому» режимі, визначити об'ємним способом, користуючись мензуркою і секундоміром, величину витрат.

3. При цьому ружимі потоку рідини зафіксувати покази "сзометрів", домагаючись, щоб їх значення мали цілі числа.

4. Змінюючи вентилем 2 величину витрат рідини, аналогічні досліди провести при п'яти інших режимах течії.

5. За формулою (12) визначити сталу витратоміра C , коли $h=1,9$ см, а $h_1=0,8$ см. Користуючись ПЕОМ розрахувати теоретично витрати потоку води для даного витратоміра при умові, що параметр D_{II} - різниці показів п'єзометрів змінюється в межах від 1 см до 10 см з кроком зміни 1 см.

6. Побудувати графік залежності розрахункових витрат потоку від різниці показів п'єзометрів $D_{II}-D_0$.

7. На побудованій залежності в даних координатах відкласти експериментальні точки, одержані при визначенні витрат об'ємним методом.

5. Методичні рекомендації для самостійної роботи

Користуючись рекомендованою літературою, необхідно ознайомитися з тими способами визначення витрат потоку рідини, про які подана обмежена інформація в теоретичних відомостях. Це стосується таких способів:

а) визначення швидкості та витрат потоку рідини за допомогою трубки Прандтля;

б) визначення витрат турбінним витратоміром з магнітним тахометром;

в) види і компоновка витратомірів з вертушкою.

При цьому провести їх порівняльну характеристику, звернути увагу на галузі і межі застосування, конструктивні особливості і зручність в експлуатації.

6. Поради до оформлення звіту по роботі

1. Коротко написати теоретичні відомості і замалювати схему установки.

2. Чітко визначити хід роботи.

3. Результати дослідів і розрахунків завести в таблицю 3.

4. На основі результатів розрахунків побудувати графік залежності $Q=D_0$, де в свою чергу точками показати експериментальні значення витрат.

5. Порівняти експериментальні і розрахункові значення витрат потоку рідини і зробити конкретні висновки.

Таблиця 3

$Q = \frac{V}{t} = \frac{V}{\frac{L}{v}} = v \cdot S$												
$Q = \frac{V}{t} = \frac{V}{\frac{L}{v}} = v \cdot S$												
5	Рівень в лівому п'єзометрі	h_1	см									
	Рівень в правому п'єзометрі	h_2	см						1	i		
	Різниця рівнів у п'єзометрах	Δh	см						1	i		
4.	Тривалість досліду	t	с						1			
5.	Об'єм рідини	V	см ³						1			
	Витрати рідини експериментальні		см ³ /с						1			
7.	Витрати рідини розрахункові	$Q_{\text{р}}$	см ³ /с		1				1			

7. Контрольні запитання

1. Яке Вам відоме водомірне обладнання і які закони гідродинаміки лежать в основі принципу його роботи?
2. На якому принципі основана робота водоміра Вентурі?
3. Як визначають сталу витратоміра, її одиниці вимірювання?
4. Як розрізняють витрати рідини і яким чином їх визначають?
5. Для чого здійснюють градування витратомірних приладів?
6. Чому крива $Q = f(h)$ має параболічний вигляд? Якими причинами зумовлене відхилення експериментальних точок на цій кривій від розрахункових.

8. Техніка безпеки

1. Відкривати і закривати вентиль 1, 2 необхідно плавно і повільно.
2. Не допускати сильного затискування вентилів, та не залишати установки без нагляду при відкритих кранах.

Ф 3 Дослідження характеру руху рідини. Досліди Рейнольдса

Мета¹ Візуально і аналітично навчитися визначати режим руху рідини. Освоїти методику розрахунку критичного значення середньої швидкості потоку і числа Рейнольдса.

1. Прилади і обладнання

1. Дослідна установка.
2. Мензурка.
3. Секундомір.
4. Термометр.
5. ПЕОМ.

2. Основні теоретичні відомості

Розрізняють ламінарний і турбулентний режими руху рідини. При ламінарному русі (від латинського слова *latus*-смужка) всі струмені потоку рухаються впорядковано, паралельно один одному, не змішуючись на протязі всього потоку. При цьому втрати папору пропорційні першому ступеню швидкості. Якщо швидкість течії збільшувати, то почне виникати миттєве порушення прямолінійності струмину. Подальше зростання швидкості приведе до турбулентного руху рідини (від латинського слова *turbus*-вихровий). Момент переходу від ламінарного режиму до турбулентного називають критичним станом рухомої рідини, відповідні їм значення швидкості і числа Рейнольдса мають назву критичних. Перехід від ламінарного режиму до турбулентного і навпаки здійснюється при величинах швидкостей, значення яких знаходяться в певному діапазоні і мають нижньокритичну величину $U'_{кр}$ і верхньокритичну величину $U''_{кр}$. Коли середня швидкість потоку $U < U'_{кр}$, то режим буде ламінарним, і сили в'язкості в рідині будуть переважати сили інерції. При $U > U''_{кр}$ режим буде турбулентним і переважним буде вплив сил інерції. В інтервалі швидкостей $U'_{кр} < U < U''_{кр}$ реалізується перехідна зона, де можливі два режими швидкостей, але вони не стійкі. На практиці перехідний стан руху рідини розглядають як турбулентний. Дослідним шляхом доведено, що значення верхньокритичної швидкості залежить від зовнішніх умов: стабільність температури, рівня вібрації установки і т.і. Нижня критична швидкість в широкому діапазоні зміни зовнішніх умов залишається незмінною. Для циліндричних труб круглого перерізу вона пропорційна кінематичній в'язкості ν і обернено пропорційна діаметру труби d ,

$$V_{кр} = k \frac{V}{d} \quad (13)$$

де k - коефіцієнт пропорційності.

Рейнольдс встановив, що режим течії залежить не лише від середньої швидкості, а і від діаметру труби і в'язкості рідини. Аналітично розв'язок задачі про режим руху рідини виконав Рейнольдс на основі теорії подібності. Безрозмірна величина, яка зв'язує ці всі параметри називається критерієм Рейнольдса - Re :

$$Re = \frac{V d}{\nu} \quad (14)$$

де V - середня швидкість потоку рідини, в м/с;

d - характерний розмір живого перерізу, в м;

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, в м²/с.

При напірному потоці при русі рідини у круглій трубі замість d підставляють діаметр труби « d », а при безнапірному - гідравлічний радіус R . Тому для напірного потоку в трубі формула (14) буде мати вигляд:

$$Re = \frac{V d}{\nu} = \frac{V d}{\frac{\eta}{\rho}} \quad (15)$$

де ρ - густина рідини, в кг/м³, η - динамічна в'язкість, в Пас.

Коефіцієнт пропорційності k в формулі (13) відповідає величині критичного числа Рейнольдса $Re_{кр}$. При $Re < Re_{кр}$ можливий лише ламінарний режим, а при $Re > Re_{кр}$ - тільки турбулентний. Так як існує нижня критична швидкість, то слід відрізняти нижнє $Re_{кр}$. В дослідях Рейнольдса були одержані такі результати: верхнє $Re_{кр} = 12000$, нижнє $Re_{кр} = 2000$. Але пізніше з'ясували, що $Re_{кр}$ не є постійним і при спеціальних умовах воно може досягти $(40...50) \cdot 10^3$ (наприклад, плавний перехід в трубу).

Для круглих циліндричних труб при розрахунках беруть лише одне критичне значення числа Рейнольдса $Re_{кр} = 2300$. Це число не слід розглядати як строго регламентоване. Воно може змінюватися в широких межах і залежити від параметрів, які входять до формули (15), а ще і від таких факторів: шорсткість труб, вібрації трубопроводу, раптова зміна швидкості, круті повороти потоку, наявність обтікаємих перешкод. Якщо усунути вплив цих факторів, то можна затримати перехід ламінарного режиму в турбулентний і довести значення $Re_{кр}$ до величини 11000... 13000. Але для напірного руху рідини в трубах

перерізу при $Re < 2300$ режим вважається ламінарним, а при $Re > 2300$ - завжди турбулентним. Відрізняються між собою також і критичні числа Рейнольдса для труб з великою шорсткістю і на $Re_{кр}$ хреб, які мають звуження або розширення.

Напірним називають потік, в якому по всьому периметру живого ізу рідина має дотик із твердими стінками. Безнапірний потік має вільну поверхню. Гідравлічний радіус R характеризує відношення площі живого перерізу потоку B до змоченого периметру X .

$$R = \frac{B}{X} \quad (16)$$

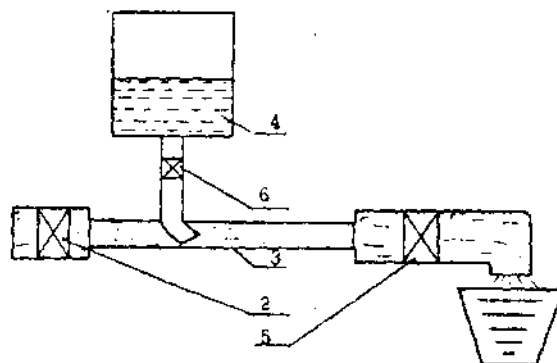
В потоках, які мають не круглий живий переріз або напірний рух в трубах круглого перерізу як характерний геометричний параметр беруть гідравлічний радіус R , а для відкритих русел (каналів) їх глибину B . Для відкритих русел $Re_{кр} = 580$.

Число Рейнольдса визначає відносну роль сил інерції і сил тертя потоку. Воно є мірою відношення кінетичної енергії рідини до сил в'язкості тертя і від нього залежить в загальному випадку всі безрозмірні коефіцієнти, що входять в розрахункові залежності, які застосовують на практиці гідравлічних розрахунків.

Як видно із формули (14) характер течії рідини в трубах залежить від таких факторів: динамічної в'язкості і густини рідини (або кінематичної в'язкості). Ламінарний рух тим легше здійснити, чим менше швидкість руху рідини, менше діаметр труби, більше в'язкість рідини і менше її густина. Але в природі і техніці турбулентний рух рідини спостерігається частіше, ніж ламінарний. Ламінарний рух реалізується при переміщенні в'язких рідин, таких як масло в трубах і механізмах, рух ґрунтових вод, рух в капілярах (в тому числі і рух крові в живих організмах).

Серед всіх найпоширеніша теорія турбулентності Прандтля, яка була запропонована ним в 1925 році. Вважається, що при турбулентному перемішуванні кількість руху маси, яка переноситься в потоці на рахунок поперечної пульсації складової швидкості, залишається незмінною на деякому шляху, а потім стрибкоподібно змінюється. Довжину цього шляху називають **довжиною шляху перемішування l** . Вважається, що цю відстань проходить моль рідини, не взаємодіючи з іншими молями і зберігаючи постійним свою усереднену кількість руху. Після проходження цього шляху моль рідини змішується з рідиною іншого шару, віддаючи йому різницю кількості руху. Довжина шляху перемішування має аналог з довжиною вільного пробігу молекул в молекулярно-кінетичній теорії. За схемою турбулентності Прандтля біля стінок утворюється досить тонкий шар, в якому швидкість змінюється не скачкоподібно, а неперервно і рух

рідини відбувається за законом ламінарного режиму. Основна центральна частина потоку (ядро) пов'язана з так званим в'язким підшаром, короткою перехідною зоною, рухається турбулентно.

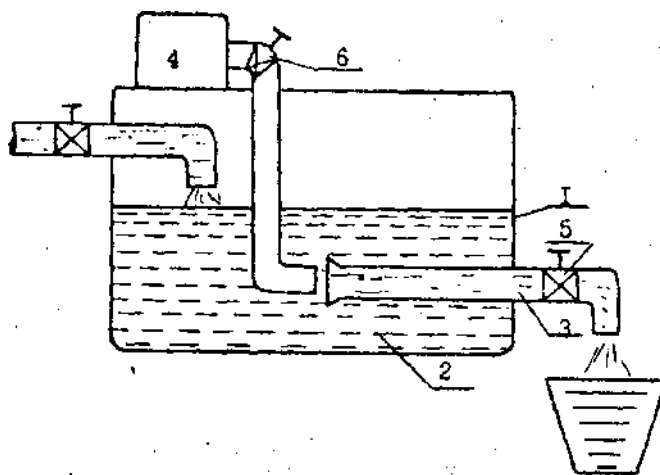


Мал.7. Схема установки для проведення дослідів Рейнольдса.

Наявний в біля стінок твердих меж робить неможливим тут поперечний рух частинок рідини. Тому в ламінарному підшарі не відбувається переміщення рідини, а її частинки рухаються дещо хвилястими траєкторіями, майже прямолінійно і паралельно стінкам. Рівномірний розподіл швидкостей, який спостерігається в ядрі потоку, пояснюється інтенсивним переміщенням основної маси рідини в центральній частині потоку. Товщина в'язкого підшару дуже мала (долі міліметра) і обернено пропорційно залежить від величини числа Рейнольдса. Товщина окремих зон турбулентного потоку визначається із таких співвідношень'.

	$V \cdot a$
- в'язкий шар (ламінарний) -	$0 < \frac{V \cdot a}{\nu} < 7;$
	ν
	$V \quad a$
- перехідна зона	$7 < \frac{V \cdot a}{\nu} < 70;$
	ν
	$V \cdot a$
- турбулентне ядро	$> 70;$
	ν

де V - динамічна швидкість; a - відстань від стінок;
 ν - кінематична в'язкість.



Мал. 8. Один із варіантів схеми дослідної установки.

3. Експериментальна установка

Дослана установка по ідеї нагадує ту, на якій в 1883 р.

О.Рейнольдс проводив свої експерименти (мал.7, 8). Рідина (вода) із баку 1 витікає через трубу 2, всередині якої вмонтована скляна прозора труба 3, в кінці якої є кран 5 для регулювання витрат, а значить і швидкості потоку. Із бачка 4 по трубці меншого діаметру, вихід якої вмонтований в скляну трубу, подається барвник, інтенсивність подачі його регулюється скляним краном 6. Рівень рідини баку 1 забезпечується весь час сталим. Трубопровід має довжижу 3 м, а діаметр труби 3/4". При незначній швидкості рідини струминка від барвника чітко виділяється серед іншої маси потоку у вигляді повздовжньої нитки, що характеризує ламінарний режим руху. Поступове зростання швидкості руху рідини, яке здійснюють більшим відкриванням крану 5, буде приводити до зміни в якийсь момент часу форми підфарбованої струминки, коли вона із прямолінійної перетворюється в хвилясту, що свідчитиме про перехід від ламінарного режиму руху рідини до турбулентного.

4. Послідовність виконання роботи

1. Після заповнення системи водою відкрити кран 5 і встановити повільну течію води.
2. Відкрити кран 6, за рахунок чого досягається подача барвника в проточний канал. При цьому добитися, щоб зафарбована струминка

була нерозривною. Візуально прослідкувати за характером руху забарвлених струминок і зробити висновок, який в даному випадку є режим руху.

3. Наповнюючи мірну посудину за фіксований час, визначити витрати води:

$$Q = \frac{V}{t}, \text{ л/с}$$

де V - об'єм мірної посудини, в см^3 t - час її наповнення, в сек.

4. Обчислити площу перерізу скляної труби:

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad (17)$$

5. Визначити середню швидкість руху води у трубі:

$$V_{\text{ср}} = \frac{Q}{S} \quad (18)$$

6. Термометром виміряти температуру води і користуючись таблицею зйти значення кінематичного коефіцієнта в'язкості.

Таблиця 4

Температура, $^{\circ}\text{C}$	10	15	20	25	30	35	40
Кінематичний коефіцієнт в'язкості, $\text{с.см}^2/\text{с} \cdot 10^{-6}$	1,73	1,52	1,31	1,24	1,14	1,01	0,81

7. Знаючи діаметр труби (1, за формулою (15) знайти число Рейнольдса.

8. Регулюючи витрату рідини краном 5, провести 5 дослідів із виконанням вимог пунктів 2-7 при різних режимах руху рідини. (2 - ламінарний потік, 2 - турбулентний, 1 - перехідний режим руху).

5. Методичні поради для самостійної роботи

1. При опрацюванні матеріалу слід звернути особливу увагу на закон розподілу швидкостей по поперечному перерізі труб при

ламінарному і турбулентному режимах руху. Чим викликана така зміна швидкостей і як знаходять експериментально середню швидкість потоку?

2. Необхідно теоретично промоделювати всі можливі варіанти при зміні таких параметрів, як:

- діаметр труби;
- в'язкість рідини;
- температура рідини;
- середня швидкість потоку.

При ньому встановити закономірність їх впливу на значення числа Рейнольдса, на режим руху рідини. Навести приклади із практики.

3. Проаналізувати, при якому режимі руху потоку рідини більш раціонально здійснювати її транспортування.

6. Поради до оформлення звіту по роботі

1. Коротко написати теоретичні відомості та замалювати схему експериментальної установки.

2. Чітко вказати на хід виконання роботи.

3. Всі дані експерименту і проведення розрахунків подати у вигляді таблиці 5.

4. Співставити значення числа Re із відповідними режимами руху рідини за результатами візуальних спостережень і зробити конкретні висновки.

Таблиця 5

№	Об'єм рідини, V	Час і втрата найменша, t с.	Середня швидкість потоку, v см/с, V	Температура води, t °C	Кінематична в'язкість, ν см ² /с, V	Число Рейнольдса, Re	Режим руху/ за даними спостережень
1.							ламінарний
2.							ламінарний
3.							перехідний
4.							турбулентний
5.							турбулентний

5. Побудувати на основі результатів експерименту графік залежності числа Re від середньої швидкості потоку при сталих d і ν . Визначити з графіку діапазон критичних значень швидкості.

7. Контрольні запитання

1. Які існують режими руху і чим вони відрізняються між собою?
2. Як і для чого визначають число Рейнольдса? Фізичний зміст числа Рейнольдса.
3. Які фактори впливають на режим рідини і які є можливості в їх управлінні?
4. Які існують способи визначення середньої швидкості потоку рідини? Критичне значення швидкості.
5. Яка характерна особливість залежності величини числа Re від середньої швидкості потоку?
6. Який закон розподілу швидкостей по поперечному перерізу труби при напірному русі потоку рідини для ламінарного і турбулентного режимів?
7. Як існують сучасні теорії турбулентності?

8. Техніка безпеки

1. Відкривати та перекривати крани, вентилі необхідно плавно і повільно.
2. Не залишати без нагляду установку з відкритими кранами.
3. Бути обережним в поводженні зі скляним краном і скляною трубкою, яка служить магістраллю барвника.

§ 4. Визначення коефіцієнту гідравлічного опору тертя по довжині трубопроводу

Мета: При різних режимах руху рідини, а значить і різних значеннях числа Рейнольдса, навчитися експериментально і розрахунково визначити величину коефіцієнта опору тертя по довжині труби. Встановити характер залежності гідравлічного коефіцієнта опору від величини числа Рейнольдса. Освоїти методику визначення коефіцієнта тертя по довжині трубопроводу.

1. Прилади і обладнання

1. Труба із двома п'єзометрами.
2. Резервуар із водою.
3. Водомірна посудина.
4. Секундомір.
5. Термометр.
6. Мілівольтметр В7-21.
7. ПЕОМ.

2. Основні теоретичні відомості

При русі рідини в трубах круглого перерізу запас питомої механічної енергії зменшується. Це зумовлено тим, що при русі рідини внаслідок її в'язкості виникають сили опору, на подолання яких витрачається частина механічної енергії. Втрати питомої енергії можна визначити через втрати напору B_v ,

При інженерних розрахунках шляхові втрати напору визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$B_v = \kappa \frac{V^2}{2g}, \quad (19)$$

де d - діаметр труби;

l - довжина ділянки трубопровода, на якій визначаються втрати;

λ - коефіцієнт гідравлічного тертя.

Для некруглих труб і відкритих русел формула (19) приймає вигляд:

$$B_v = \frac{\lambda l V^2}{4Rg}, \quad (19)$$

де R - гідравлічний радіус.

Величина λ за фізичними властивостями суттєво відрізняється від коефіцієнта тертя для твердих тіл, де сили тертя діють тільки на поверхні тертя тіл. В рухомій рідині сили тертя діють як у місцях контакту рідини і поверхні, яка обмежує потік, так і по всьому об'єму потоку, оскільки складові елементарні струмини рухаються із різною швидкістю.

Тангенціальна напруга, що виникає між шарами рідини і обумовлена в'язкістю рідини, визначається за формулою Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}, \quad (20)$$

де μ - динамічна в'язкість;

градієнт швидкості.
сіу

При турбулентному режимі руху крім переміщення рідини вздовж потоку, має місце і поперечний рух частинок від шару до шару, тобто проходить обмін кількістю руху між шарами, внаслідок чого виникають турбулентні тангенціальні напруження τ_2 . У відповідності до теорії Прандтля ці напруження можна визначити за формулою:

$$\tau_2 = \rho \cdot l^2 \cdot \left(\frac{dv}{dy} \right)^2, \quad (21)$$

де ρ - густина рідини;
 l - довжина перемішування.

Ці напруження на відміну від попередніх не залежать від природи рідини, а лише залежать від ступеню турбулентності, тобто від величини числа Рейнольдса.

Таким чином, сумарна напруга тертя в умовах турбулентного режиму руху становить:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy} + \rho \cdot l^2 \cdot \left(\frac{dv}{dy} \right)^2. \quad (22)$$

Як свідчать дослід, при турбулентному русі переважне значення мають втрати, які виникають внаслідок перемішування рідини. Втрати напору для ламінарного режиму руху пропорційні швидкості в першому ступені, хоч в чисельнику швидкість у другому ступені. Це пояснюється тим, що до X для ламінарного руху також входить швидкість в ступені мінус одиниця.

Формула Дарсі-Вейсбаха застосовується і для турбулентного режиму руху. Але в цьому випадку коефіцієнт гідравлічного тертя буде мати інше значення, яке визначається за іншими залежностями. На мал.9 графічно показана залежність втрат напору від швидкості: ОДС

- при турбулентному режимі, лінія ОДВ - при ламінарному режимі руху. При деякій швидкості потоку Укр залежність втрат напору стає квадратною від швидкості.

о

Мал. 9. Залежність втрат напору від швидкості потоку при різних режимах руху рідини.

ОПВ-ламінарний режим. СЮС-турбулентний режим.

Гідрравлічний коефіцієнт тертя λ залежить від дотичних напружень. Вони, в свою чергу, згілежать кіл в'язкості рідини, яка входить до формули числа Рейнольдса, і від турбулентних пульсацій швидкості, на які. в основному, впливає шорсткість стінок труб

—- K (A - абсолютна висота виступів шорсткості, D - діаметр труби).

сі
Тому представляють іідравлічний коефіцієнт тертя λ в залежності від числа Рей'гнол. ьдел Ke і відносної шорсткості $\Phi > 6$. іобто:

$$\lambda = \frac{K}{D} \quad (2.4)$$

У випадку ламінарного руху рідини в круглій трубі проявляє себе лише тертя між шарами ріппи і відсутнє тертя рідини об поверхню, обмежлючу потік.

Тому при ламінарному русі λ залежить лише від числа Pe і не залежить від шорсткості поверхні труби, а значить, і від матеріалу стінок труб. В цьому випадку коефіцієнт λ визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{64}{Pe} \quad (2.4)$$

Особливістю ламінарного режиму руху с. те, то втрат напору по Довжині пропорційні в'язкості рідини і середній швидкості в першому

ступені. З врахуванням цього втрати напору по довжині при ламінарному режимі становлять:

(25)

Характер шляхових втрат напору при турбулентному русі визначається співвідношенням між товщиною ламінарної плівки (8) і середньою висотою виступів шорсткості (A). Значення 8 наближено розраховують за формулою:

$$\delta = \frac{30a}{\text{Re}} \quad (26)$$

Значення абсолютної шорсткості, знаходяться за довідниковою таблицею 6.

Можливі три випадки:

1, $5 > A$, ламінарна плівка покриває виступи шорсткості. Турбулентне ядро потоку ковзає по ламінарній плівці, тому втрати не залежать від шорсткості і коефіцієнт λ є функцією лише числа Re . Труби у цьому випадку називаються **гідравлічно гладенькими**, для яких коефіцієнт λ визначається:

$$\text{а) за формулою Френкеля } \lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \text{ при } 2320 < \text{Re} < 4000 \quad (27)$$

$$\text{б) за формулою Блазіуса } \lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \text{ при } \text{Re} < 2320 \quad (28)$$

$$\text{в) за формулою Конакова } \lambda = (18 - 0,1 \text{Re}^{1,5})^{-1} \text{ при } \text{Re} > 10^5 \quad (29)$$

2, $8 = A$. товщина ламінарної плівки має однакові розміри з виступами шорсткості. Для цього випадку використовують формулу Альтшуля:

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \quad (30)$$

3, $8 < D$. Ламінарна плівка практично зникає, а турбулентний потік торкається до стінок труби. Коефіцієнт λ залежить лише від відносної шорсткості. Труби в цьому випадку називаються **гідравлічно**

шорсткими. Коефіцієнт λ при цьому визначається за формулою

$$\lambda = \frac{0,0005 + 0,000125 R}{R} \quad (31)$$

Значення еквівалентної шорсткості

Таблиця 6

Труби, їх матеріал і склад	λ екв. мм
Цільнотягнуті труби	
1. Нові технічно гладенькі із скла і латуні, міді, свинцю	0,0015.
2. Те ж з алюмінію	0,0015.
3. Сталеві нові	0,0015.
4. Сталеві після декількох років експлуатації	0,02...0,05
Сталеві зварні труби	
1. Нові	0,0015.
2. Бувші в експлуатації	0,0015.
3. Помірно заіржавілі	0,0015.
4. Старі заіржавілі	0,02...0,05
Клепані з сталевих труб	0,0015.
1. Нові	0,0015.
2. Бувші в експлуатації	0,0015.
3. Помірно заіржавілі	0,0015.
4. Старі заіржавілі	0,02...0,05
Оцинковані сталеві труби	
1. Нові чисті	0,0015.
2. Нові оцинковані з листової сталі	0,0015.
3. Ті ж, але бувші в експлуатації	0,02...0,05
Чавунні труби	
1. Нові	0,0015.
2. Нові бітумізовані	0,0015.
3. Асфальтовані	0,0015.
4. Бувші в експлуатації	0,02...0,05
Бетонні та інші труби	
1. Бетонні з добре затертою поверхнею	0,0015.
2. Ті ж, але з грубою поверхнею	0,0015.
3. Скляні	0,0015.
4. Рукави і шланги ПУОБ	0,0015.

Поняття "гідравлічно гладенька" та "гідравлічно шорстка" труба умовне і залежить від ступеню турбулентності. Одна і та ж труба для різних умов може вести себе як гідравлічно гладенька чи як гідравлічно шорстка.

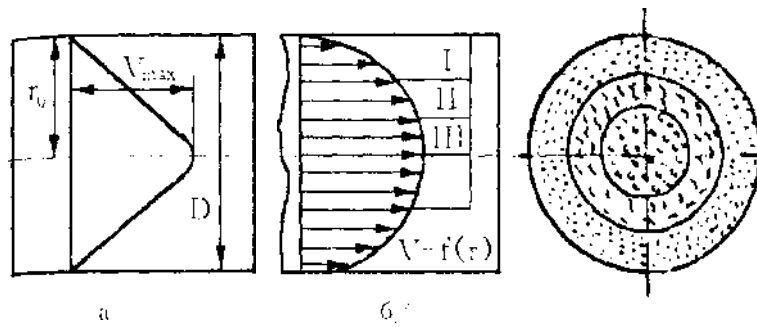
На мал. 10 показані графіки розподілу швидкості в перерізі потоку для ламінарного та турбулентного режимів руху рідини в трубі круглого перерізу. На мал. 11 зображено графік залежності коефіцієнта опору λ від числа Рейнольдса Re для промислових сталених труб, який побудований на основі дослідів Г.А.Муріна.

3. Експериментальна установка

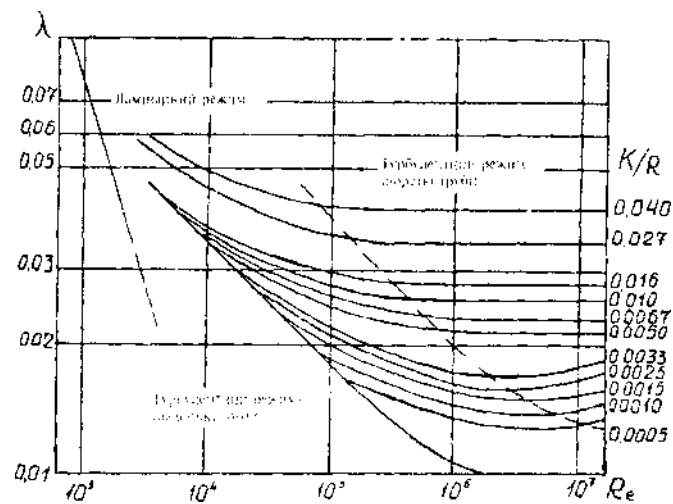
Експериментальна установка (мал. 12) має такі основні елементи. Вода поступає в бак 1, де підтримується постійний напір. Дослідна ділянка являє собою трубу сталого діаметру (внутрішній діаметр становить 19 мм). На відстані $l = 300$ см в трубу вмонтовані два п'єзометри 4. За допомогою крана 3 регулюють величину витрат потоку. Температура води вимірюється за допомогою хромель-алюмелевої термопари, термоерс якої фіксується на мілівольтметрі В7-21. Досліди по визначенню λ завжди проходять при стаціонарному усталеному русі потоку. Підтримання стабільності напору води і незмінності діаметру труби на дослідній ділянці забезпечують цю умову. Δp - різниця показів п'єзометрів, яка обумовлена втратами енергії на подолання сил гідравлічного тертя.

4. Послідовність виконання роботи

1. Наповнити бак, відкрити крани і промити систему. За допомогою крана 3 встановити максимальний режим руху рідини так, щоб перепад показів п'єзометрів не перевищував 8 см.
2. Користуючись мірною посудиною і секундоміром, визначити за формулою (9) витрати рідини Q .
3. Записати при цьому величини рівнів рідини у п'єзометрах і визначити їх різницю Δp .
4. Визначити за допомогою термопари та мілівольтметра В7-21 температуру води T .
5. Аналогічно провести ще п'ять дослідів при різних режимах і швидкостях потоку, закриваючи при цьому кран 3 з метою зменшення витрат.



Мал.10. Графіки розподілу швидкостей по поперечному перерізу для ламінарного (а) та турбулентного (б) режимів руху рідини в трубах круглого перерізу. Поперечний переріз турбулентного потоку (в): 1- ламінарна плівка, М- перехідний шар, III- турбулентне ядро.



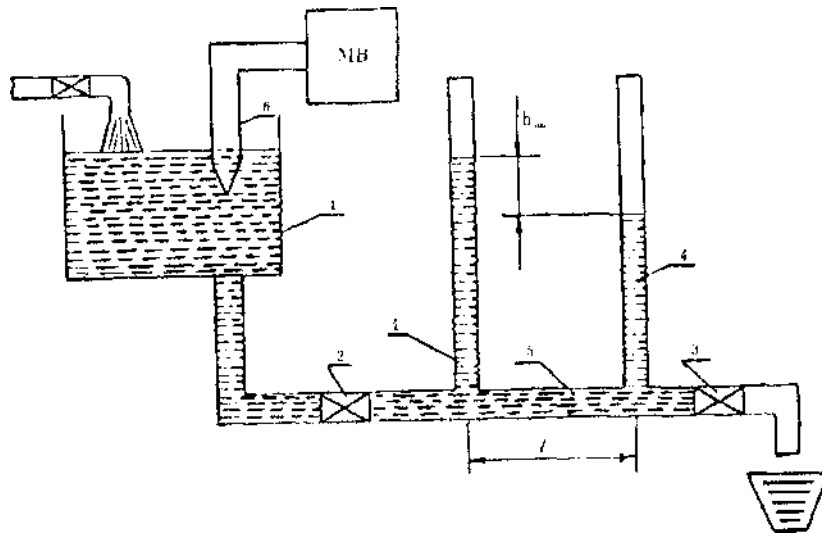
Мал.11. Графік залежності коефіцієнта опору гідралічного тертя від числа Рейнольдса.

6. Для всіх випадків розраховувати середню швидкість потоку в трубопроводі і число Рейнольдса Re :

$$S = \frac{V}{4}$$

де S - площа живого перерізу потоку;

V - кінематична в'язкість, яка знаходиться за довідниковими таблицями в залежності від температури води. Так, для води 20°C $V = 1,01 \text{ см}^2/\text{с}$.



Мал. 12. Схема установки для експериментального визначення гідравлічного коефіцієнта опору тертя по довжині трубопроводу.

1 - бак; 2 - кран; 3 - кран для регулювання витрат води; 4 - п'єзометри;
5 - трубопровід з внутрішнім діаметром 1,9 см; 6 - терморегулятор;
МВ - мілівольтметр В7-21

7. Визначити величину дослідного коефіцієнта гідравлічного тертя для кожного із дослідів.

$$\lambda = \frac{2 \sigma_{12}}{\rho \cdot g \cdot h_{\text{п}} \cdot l} \quad (32)$$

де $h_{\text{п}}$ - перепад рівнів води у п'єзометрах.

8. Користуючись формулою (26), та довідниковою таблицею 6, розрахувати товщину ламінарної плівки і розрахунковим шляхом визначити гідравлічний коефіцієнт тертя:

- а) для ламінарного режиму руху користуватися формулою 24;
- б) для випадку турбулентного режиму;
 - для $Re > 1$ користуватися формулами 27, 28, 29;
 - для $Re = 1$ користуватися формулою 30;
 - для $Re < 1$ користуватися формулою 31.

9. Як для дослідних, так і розрахункових результатів побудувати графік залежності $\kappa = f(\text{Гіг})$.

5. Методичні поради для самостійної роботи

1. При опрацюванні матеріалу слід акцентувати увагу на те, що окрім наведених формул для визначення коефіцієнта тертя опору при русі рідини в круглий трубоіснують і інші імпіричні формули, які виведені на основі серії експериментів.

2. Необхідно ознайомитися із розрахунком κ для випадку руху рідини в трубах не круглого перерізу.

3. Перед виконанням роботи доцільно розрахувати κ таким чином:

- для значень числа нів 500 до 2320 за формулою 24 з кроком 500:

- для значень числа від 2320 до 4000 за формулою 27 з кроком 500;

Попередньо побудувати графік залежності $X = f(\text{Гіг})$ для проведених розрахунків, відрізняючи точки, визначені при користуванні різними розрахунковими формулами.

4. На основі мал. 11 детально вивчити основні закономірності зміни κ від значення величини числа Рейнольдса, які будуть служити аналогом для результатів в запланованих дослідженнях.

6. Поради до оформлення звіту по роботі

1. Коротко записати основні теоретичні відомості, та замалювати схему установки.

2. Чітко вказати на послідовність виконання роботи.

3. Всі експериментальні і розрахункові результати звести в таблицю 7.

4. Побудувати графік залежності $\kappa = f(\text{Гіг})$ з експериментальних і розрахункових значень коефіцієнта опору тертя κ .

5. Порівняти значення κ , одержаних на основі експерименту і розрахунку, проаналізувати залежність κ від режиму руху рідини і зробити конкретні висновки.

7. Контрольні запитання

1. Як розрахунковим способом визначають коефіцієнт опору гідравлічного тертя X по довжині трубопроводу?

2. Як експериментально визначають втрати напору та коефіцієнт X ?

3. Від яких факторів залежить коефіцієнт опору гідравлічного тертя

X!

Таблиця 7

N3 п/п	Назва величини чи параметра	Види вимірювання	Діапазон вимірювання	Діапазон вимірювання	Діапазон вимірювання
1.	Діаметр трубопроводу	мм	100	1000	10000
2.	Площа живого перерізу трубопроводу	см ²	1	100	10000
3.	Довжина трубопроводу	м	1	100	1000
4.	Перепад показів п'єзометрів	мм вод. ст.	1	100	1000
5.	Об'єм мірної посудини	л	1	100	1000
6.	Час наповнення посудини	с	1	100	1000
7.	Витрати води	л/с	1	100	1000
8.	Температура води	°C	1	100	1000
9.	Кінематична в'язкість води	сСт	1	100	1000
10.	Середня швидкість потоку води	м/с	1	100	1000
11.	Число Рейнольдса		1	100	1000
12.	Коефіцієнт опору тертя на 1 основі дослідів		1	100	1000
13.	Відносна шорсткість труби		1	100	1000
14.	Товщина ламінарної плівки	мм	1	100	1000
15.	{Коефіцієнт опору тертя [розрахунковий]}		1	100	1000
16.	Номер формули, яка використана для розрахунку		1	100	1000

Які розрізняють три випадки для турбулентного режиму напірного руху рідини в круглій трубі при розрахунках коефіцієнта λ ?

4. Які труби називаються "гідравлічно гладенькими" і "гідравлічно шорсткими"? Що таке абсолютна і відносна шорсткість труб і в якому випадку вона впливає на втрати напору?

5. Для чого необхідно визначати коефіцієнт опору гідравлічного тертя вздовж труби? Яке його практичне значення?

6. Чим обумовлені втрати напору при русі рідини в трубах?

8. Техніка безпеки

1. Не залишати установку в робочому режимі без нагляду.
2. Плавню змінювати за допомогою крану режим потоку.
3. Бути обережним при роботі із елементами установки, які виготовлені зі скла.

§ 5. Визначення втрат напору в трубопроводі на місцевих опорах

Мета: Ознайомитися з існуючими місцевими опорами та їх впливом на основні характеристики гідравлічних магістралей. Освоїти методику визначення коефіцієнтів місцевих опорів водопровідної арматури. Дослідити, як залежать коефіцієнти місцевих опорів від режиму руху рідини в трубі.

1. Прилади і обладнання

1. Резервуар із постійним напором води.
2. Труба, яка має вентиль, раптове розширення, конфузор, змійовик, коліно.
3. П'єзометри.
4. Мірна посудина.
5. Секундомір.
6. ПЕОМ.

2. Основні теоретичні відомості

На відміну від втрат напору на тертя по довжині трубопроводу, які розподілені вздовж всього потоку, місцеві втрати носять локальний характер. Місцеві опори в трубопроводах викликані різними факторами; раптова зміна конфігурації живого перерізу потоку, течія із зміною швидкості, поперечна циркуляція, сполучення і розділення потоків. До місцевих опорів вносяться звуження, розширення, коліна, трійники, вентилі, крани. Вони вказують на деяку аналогію між явищами, які спостерігаються при ударі в твердих тілах, коли з механічної точки зору місцевий опір характеризується раптовою зміною швидкості.

При проходженні рідини через місцеві опори, енергія потоку витрачається на зміну напрямку течії, перерозподіл швидкостей, завихрення та зрив потоку. Втрати енергії на місцевих опорах прийнято виражати в долях питомої кінематичної енергії (швидкісного напору) тобто:

$$h_{\text{н}} = \xi \cdot \frac{V^2}{2g}$$

де V - середня швидкість потоку після перешкоди (місцевого опору) ξ - коефіцієнт місцевого опору, який є відношенням втраченої енергії на місцевому опорі до питомої кінетичної енергії потоку:

(34)

Всі особливості місцевого опору при русі рідини враховує коефіцієнт ζ , який є функцією геометрії місцевого опору, шорсткості стінок трубопроводу, в'язкості рідини і швидкості її руху.

Течія рідини через місцеві опори дуже складне явище і в більшості випадків його неможливо математично аналізувати. Ось чому коефіцієнт ζ визначають дослідним шляхом. Для цього визначається величина втрат енергії на місцевому опорі, а потім за формулою (34) розраховують коефіцієнт ζ .

У випадку раптового розширення при турбулентному режимі руху рідини B_1 можна розрахувати теоретично за формулою Борда, знаючи швидкість у різних перерізах:

(35)

де V_1 , V_2 - відповідно швидкості рідини до і після розширення. При раптовому розширенні потоку від площі S_1 до площі S_2 на деякій відстані транзитна струмина заповнює переріз S_2 , а між стінкою труби і транзитним потоком утворюються завихрення (мал. 13). Оскільки в більш широкому перерізі частинки рідини рухаються з меншою швидкістю, то потік нагтовхуючись на них, буде витримувати гідравлічний удар. При ньому граничні струмини будуть відбиватися від стінок, зміщуватися в поперечному напрямку, викликаючи розширення струмин і утворення завихрень в кутках з'єднання з трубою більшого діаметру. "Мертвий" простір, заповнений вихроподібним обертанням рідини, не бере участі в поступовому русі основного ядра потоку. В цій ділянці утворені завихрення відриваються від потоку, а потім повертаються до нього. Це обумовлює втрати енергії потоку, а коефіцієнт місцевого опору буде залежати від співвідношення перерізів S_1 і S_2 .

$$\zeta = \frac{1}{5} \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2 \quad (36)$$

При поступовому розширенні (дифузори, конуси) коефіцієнт ζ , визначають за формулою (мал.14):

де κ - залежить від кута конусності θ . S_1, S_2 відповідно перерізу Труби до і після розширення.

Таблиця 8

$\kappa \backslash$	15	30	50	70	90	120	160
θ	0,13	0,26	0,71	1,03	1,13	1,07	1,05

Тут відбувається перехід потоку з перерізу з меншим тиском до перерізу з більшим тиском. Цей протитиск за труди ює поступовий рух частинок рідини, особливо біля стінок. При кутах розширення $\theta > 8 \dots 10^\circ$ частинки біля стінок можуть відриватися і навіть можуть рухатися назад, що викликати відрив основного потоку від стінок і утворення водоворотних зон. Як правило, відрив буває несиметричним і відбувається біля однієї із стінок, а транзитний потік зміститься до протилежної стінки. Для усунення цього явища рекомендують, щоб розширення ітруб було з кутом $\theta < 8^\circ$.

При *раптовому звуженні* (Мал. 15) коефіцієнт опору також залежить від співвідношення S_2 і S_1 . В ньому випадку відбувається стиск струмни (її площа перерізу зменшується до S_c). Тому коефіцієнт ζ розраховується за формулою:

$$\zeta = \frac{M^2}{\gamma} \sim \frac{1}{b} W$$

де $\epsilon = \frac{S_c}{S_1}$ - коефіцієнт стиску струмни, який знаходиться за "2

теоретичними залежностями М.Е. Жуковського.

Таблиця 9

θ	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
ζ	0,61	0,612	0,616	0,622	0,633	0,644	0,622	0,687	0,722

Коефіцієнт місцевою опору при *поступовому звуженні* (конфузор) (мал. 16) визначають за формулою:

$$\xi = \frac{\lambda}{8 \sin \theta} \cdot \frac{n^2 - 1}{n^2}, \quad (39)$$

де n - ступінь звуження потоку, тобто відношення

X - середнє значення коефіцієнта Дарсі хтя підвідної і відвідної труб;

θ - кут конусності.

Втрати напору на конфузорах менші за втрати в дифузорах і зумовлені переформуванням швидкісної структури потоку при звуженні, а також обтіканням кута при виході із конфузора.

Для *крана* коефіцієнт опору залежить від ступіню закриття крана (мал. 17).

Таблиця 10

й 5' 10° : 20' 30" і 40' і 50 , 60' | 65° | [" і _____ Г 0.05 ! 0.29 ! 1.56
5.47 , ПЗ ^' 52.6 ~Т~206 ° 486 .

Коефіцієнт опору *діафрагми* залежить від відношення площі перерізу її отвору S_0 до площі перерізу труби B і може бути визначеним за формулою І.Є. Ідельчика:

Для *колін із заокругленням* (мал. 18) коефіцієнт опору знаходять згідно формули:

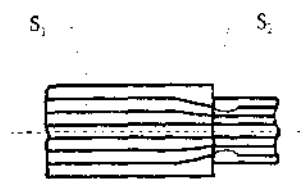
$$\xi = \left[0.131 + 0.163 \left(\frac{d}{R_2} \right)^{1.4} \right] \cdot \frac{\alpha}{90} \quad (41)$$

де d - діаметр труби, R_2 - радіус заокруглення, α - кут повороту.

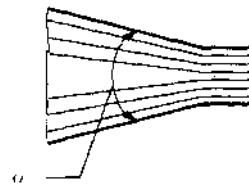
Аналогічно можна розрахувати коефіцієнт ξ , в деякому наближенні і для змійовика (4=3,6).

Коефіцієнт місцевого опору залежить від режиму руху рідини.

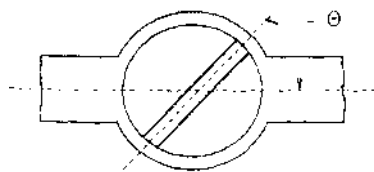
Мал. 13. Раптове розширення.



Мал.14. Поступове розширення (дифузор).

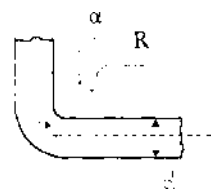


Мал.15. Раптове звуження.



Мал.17. Кран.

Мал.16. Поступове звуження (конфузор).



Мал.18. Коліно.

При ламінарному режимі руху в області малих знамень числа Рейнольдса цей коефіцієнт обернено пропорційний значенню Re :

$$\frac{A}{K_{\epsilon}} = \dots \quad (42)$$

де A - числовий коефіцієнт, який залежить від виду місцевого опору. Залежність K_{ϵ} від Re для деяких місцевих опорів показана на мал. 19.

При турбулентному режимі рідини ця залежність менш помітна.

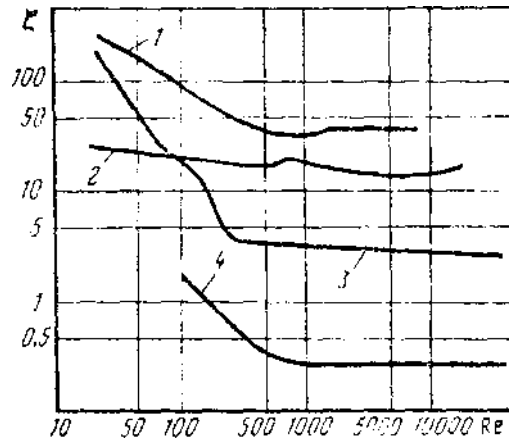
При послідовному з'єднанні опорів можлива їх інтерференція. Основною характеристикою інтерференції приймають так звану довжину впливу, яку при великих числах Рейнольдса оцінюють за формулою:

$$L = (204 - 50) \cdot d \quad (43)$$

3. Експериментальна установка

Установка показана на мал.20. Вода в дослідну ділянку установки поступає в бак 1, де рівень її на протязі досліду підтримується сталим. Експериментальна ділянка установки включає послідовно з'єднані такі елементи арматури, як діафрагма, кран, раптове розширення, поступове звуження (конфузор), змійовик, коліно. Кожен із них і є об'єктом, де будуть визначатися коефіцієнти місцевих опорів потоку. До і після кожної з перешкод розміщені п'єзометри, за допомогою яких визначають рівень напору в гідросистемі і втрати напору при проходженні потоку через місцеві опори. Діаметр труби становить 19 мм, а в області розширення - 60 мм. Відстань між окремими місцевими опорами перевищує довжину впливу, тобто в даному випадку відсутня інтерференція. Діафрагма має переріз з діаметром 8 мм. Швидкість потоку в системі регулюється краном 7. Витрати потоку води визначаються об'ємним способом, тобто з використанням мензурки і секундоміром.

На мал. 21 показаний один із можливих варіантів дослідної установки, коли місцеві опори з'єднані між собою не послідовно, а паралельно.



Мал. 19. Залежність коефіцієнт місцевого опору від числа Рейнольдса для деяких видів місцевих опорів.

4. Послідовність виконання роботи

1. Відкрити кран 8 і 3. встановити мінімальні витрати води і тим самим промити систему ать звільнення її від повітря. Забезпечити при цьому постійний напір воли в бані.

2. За допомогою крана 8 встановити робочий режим таким чином, щоб втрати були мінімальними.

3. Під час досліду виміряти:

- втрати рідини Q , користуючись мензуркою і секундоміром;

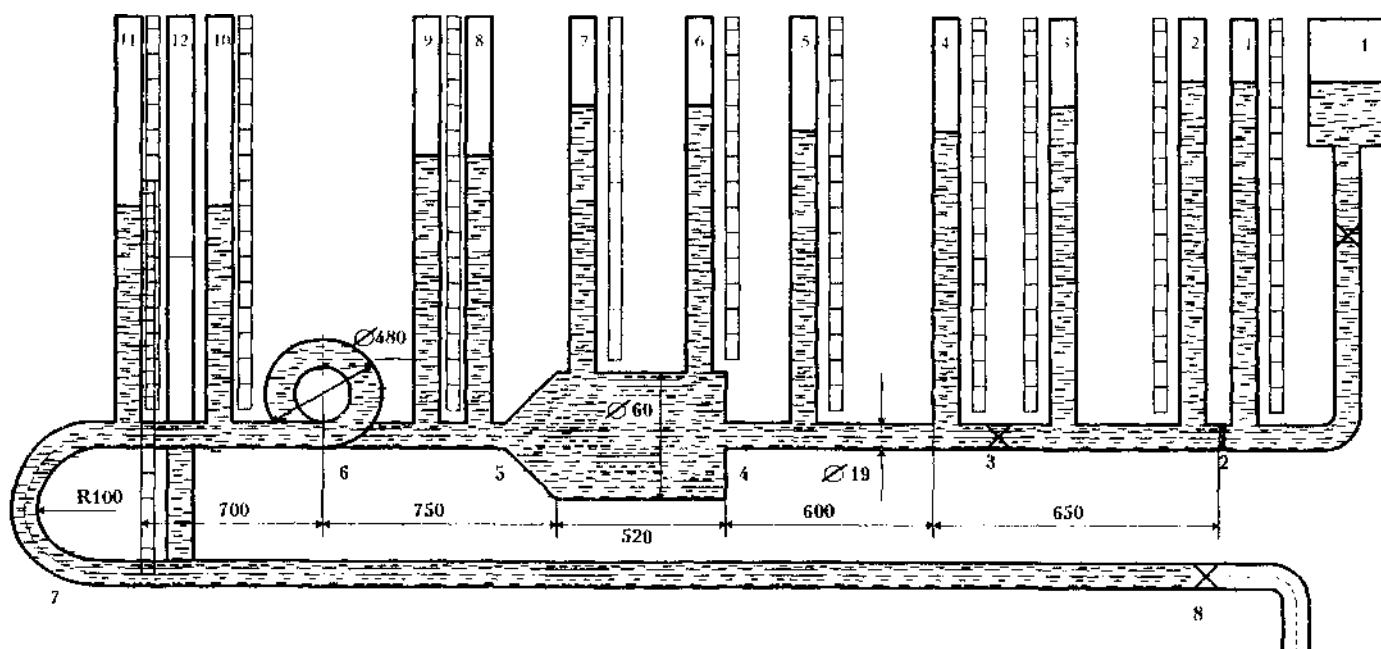
$$\frac{\Delta h}{L} < 2 = \quad (44)$$

- рівень рідини і перепади рівній у п'єзометрах 1-2. 3-4. 5-6. 7-8, 9- 10, 11-12.

4. У всіх змінних перерізах визначити середню швидкість потоку води:

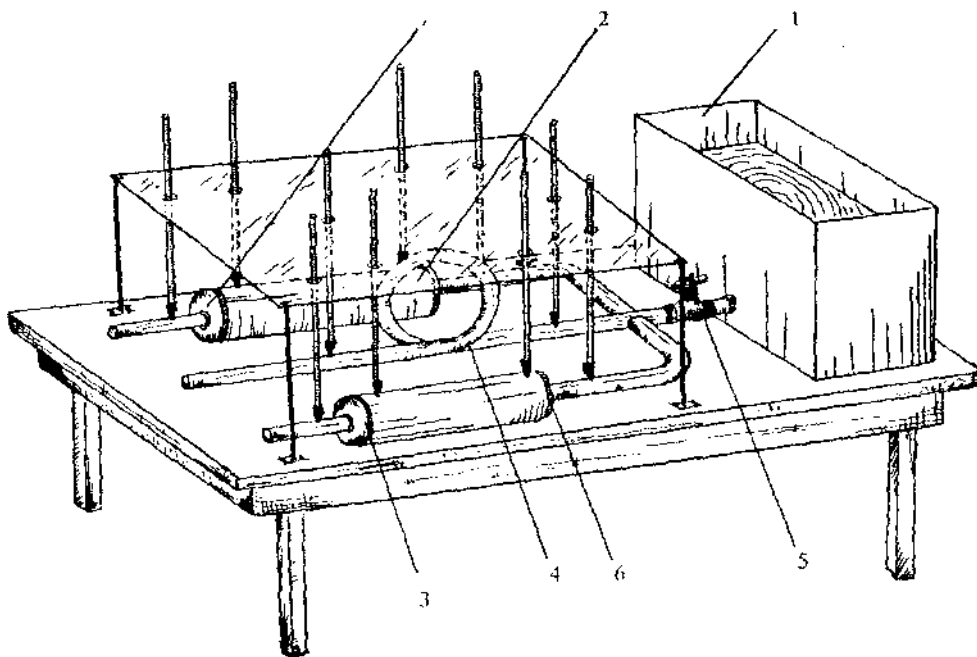
де B - площа відповідного перерізу потоку.

5. Втрати напору відповідних місцевих опорах ζ_i визначають через різницю показів п'єзометрів. При цьому врахувати втрати напору на опір внутрішнього тертя води. За формулою (35) для раптового розширення визначити розрахунковим шляхом втрати напору і порівняти їх значення із експериментальними даними.



Г - II амін й

Т-1 > 10 Т-ка ш, *мотор*, *кві-фінк*.™ *мі се.мх .торік.*
 « 7 копій» І'кГн^м „доГ<м>» (..шп, „ІнГі,). S-
 интупоис жужеш.я; 6-імі,ижик; / колімо, л
 - ті Г'Н т.п. для реї у.юкшя ІшшЬогп
 ю/оку.



Мал. 21. Г.кспериментальна установка з паралельним розміщенням місць опорів.

1- напірний бак; 2-раптове розширення; 3-поступове звуження; 4-імпульсник;
5-вічі гиль для регулювання швидкості потоку; 6-поступове розширення; 7-раптове звуження

6. За формулою (34) визначити коефіцієнти місцевих опорів окремих елементів водопроводної арматури:

- діафрагма,
- кран,
- раптове розширення,
- конфузор,
- змійовик.
- коліно.

7. Відкриваючи кран 8, збільшити швидкість потоку і аналогічно при різних швидкостях провести ще 4 дослід. Причому досягти як ламінарного, так і турбулентного режиму руху. За

v - d

формулою K_e - обчислити число Рейнольдса, прийнявши $d =$

$1,9 \text{ см. а } v = 1,12 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$

8. Для кожного місцевого опору побудувати залежність $\xi = f(Re)$.

5. Методичні поради дія самостійної роботи

1. Користуючись літературою, проаналізувати, які значення коефіцієнта ξ , можуть мати місцеві опори установки, враховуючи їх розміри і діапазон швидкостей потоку¹.

2. Визначити довжину впливу, коли можлива інтерференція опорів. Порівняти одержані результати з відстанню між окремими місцевими опорами установки, які з'єднанні послідовно. На основі цього буде відомо про необхідність врахування інтерференції опорів.

3. При опрацюванні теоретичного матеріалу особливу увагу слід звернути, як впливають геометричні розміри місцевих опорів на значення коефіцієнта місцевого опору. Як впливає на величину коефіцієнта ξ швидкість потоку і режим руху рідини?

6. Поради до оформлення звіту по роботі

1. Написати основні теоретичні відомості та зарисувати схему установки.

2. Чітко вказати на хід виконання роботи.

3. Всі дані досліду звести в таблицю. Розрахувати значення коефіцієнтів ξ для кожного місцевого опору зокрема і їх значення записати у таблицю 11.

Таблиця 11

Однішл І Ллмін.ірни ; ТЧроулентшій

|"(чр-імсф¹¹ | Позначення ; нимірювання

Т ¹ гратна ¹ н	0	см А
2.Середі швил- 1 ^		
кість:	1 ¹¹	
а)по всьому		см /с
і перерізу	Г ¹	1 см/с
6)В ЗОНІ		
і розширення]	• V;	i
дослідна		
. в)в зоні		: см/с
розширення	!	
і розрахункова	i	;
13.Втрати	1	i
а)и:а]:ба		см
б)кран	i b,	! см
в)конфузор	' b _{сф}	. см
г)змійовик	1 П	' см
д)коліно	i ¹¹	см
4.Втрати напор\	' b _а	i
при раптовому		!
розширенні		; см
а)дослідні		
б)розрахункові	i 1ь	i см
5.Коефіцієнт	1	i
місцевого опору:	i	;
а)шайба	i E	1
б) кран	λ *910	i
в)конфузор	' ^к i ¹ *	1
г)змійовик	i '1ч'иФ.	1
Д)коліно	i 5	1
ж)раитове	• Ько 1	1
розширення	i зс	1
6. Число ¹ „ ,		
Рейнольдса	Ке	1

I

4. Співставіпи одержані значення коефіцієнтів місцевих опорів ¹³ Довідниковими даними і пояснити причину неоднозначності Результатів.

5. В масштабі для кожного із місцевих опорів побудувати залежність (Ке). Виявлені закономірності описати у висновках.

6. Порівняти експериментальним і розрахунковий коефіцієнт місцевого опору для випадку раптового розширення труби і зробити конкретні висновки.

7. Порівняти значення коефіцієнтів місцевих опорів для кожного із елементів водопровідної арматури між собою і зробити конкретні висновки.

7. Контрольні запитання

1. Яка мета проведених дослідів?
2. Чим обумовлені втрати напору на місцевих опорах? Які існують місцеві опори?
3. Як залежить величина коефіцієнту місцевого опору крану від ступеню його закриття?
4. Від яких факторів будуть залежати втрати на таких місцевих опорах, як шайба, раптове розширення, конфузор, коліно?
5. Як експериментально визначають значення коефіцієнтів місцевих опорів? В якому випадку можна користуватися при розрахунках формулою Борда?
6. Чи залежить коефіцієнт місцевого опору від швидкості потоку та режиму руху воли в трубі?

8. Техніка безпеки

1. Повільно і плавно відкривати і перекривати крани і не створювати режим течії, що відповідає досить великим витратам рідини.
2. Бути обережним з елементами установки, які виготовлені із скла.
3. Не допускати роботи установки без нагляду.

§ 6. Визначення в'язкості рідини за допомогою вискозиметрів

Мета: Ознайомитися з будовою основних типів вискозиметрів та способами визначення в'язкості рідин. Навчитися визначати в'язкість рідин за допомогою капілярних вискозиметрів ВПЖ-1 та

В П Ж-3.

1. Прилади та обладнання

1. Вискозиметри капілярні: ВПЖ-1, ВПЖ-3.
2. Секундомір.
3. Гумова груша.
4. Термометр

2. Основні теоретичні відомості

В'язкість - це властивість реальних рідин здійснювати опір • юсному руху (зсуву) шарів частинок рідини. Тому ця властивість " характерна для рідини, що знаходиться у стані спокою. Вперше "ебачив наявність сил внутрішнього тертя І.Ньютон в 1686 р., а "еістовірність цієї гіпотези обґрунтував і підтвердив професор М.П. Петров в 1883 р. Згідно гіпотези І.Ньютона величина сил внутрішнього тертя між шарами не залежить від тиску, а залежить лише від природи рідини, площі співдотичних шарів і їх відносної швидкості переміщення. У відповідності до цього сили внутрішнього тертя в рідині, яка рухається прямолінійно, визначаються за формулою:

$$P = \zeta \cdot S \cdot \frac{v}{l}, \quad (46)$$

де ζ - коефіцієнт внутрішнього тертя, або динамічний коефіцієнт в'язкості, який залежить від властивостей досліджуваної рідини,

S - площа поверхні дотику шарів,

$\frac{v}{l}$ -

— градієнт швидкості або швидкості зсуву, яка показує зміну

швидкості шарів рідини в напрямку, що перпендикулярний до напрямку самої швидкості.

Таким чином, закони внутрішнього тертя в рідині відрізняється від закону тертя твердих тіл і сила внутрішнього тертя, яка виникає між двома шарами в рухомій рідині, не залежить від тиску в рідині, а пропорційна поверхні співдотику тертьових шарів, відносній швидкості їх переміщення і залежить від роду рідини.

Дотичні наааруження чи напруження внутрішнього тертя, які виникають в рідині, можуть бути визначені із залежності:

$$\tau = \zeta \cdot \frac{v}{l} \quad (47)$$

Існують рідини, для яких залежність (2) не справедлива. На відміну від звичайних ньютонівських такі рідини називають неньютонівськими або **аномальними** (смола, нафта та інші). В загальному курсі гідравліки, як правило, вивчають лише ньютонівські рідини, неньютонівськими рідинами займається Реологія - спеціальна наука, яка виділилася як самостійний розділ Механіки. Для таких рідин дотичні напруження визначають за Формулою:

(47')

де τ - дотичне напруження в рідині, що знаходиться в стані спокою,, після подолання якого розпочинає рухатися.

Н.Г.І.Петров експериментально підтвердив справедливості гіпотези Ньютона про залежність сили тертя від швидкості в першому ступені лише при ламінарному русі рідини. В інших випадках сила тертя залежить від швидкості, але ця залежність підсилюється. При турбулентному режимі руху окрім дотичних напружень, обумовлених турбулентним перемішуванням частинок, виникають також сили в'язкості, які зумовлені зчепленням частинок між собою, а також між потоком і стінками русла. Тоді повне дотичне напруження визначають за формулою:

$$\tau = \tau_0 + \mu \frac{dv}{dy}, \quad (48)$$

де μ - μ_t турбулентна в'язкість.

Турбулентна в'язкість на відміну від динамічної враховує не молекулярну структуру рідини, а особливості турбулентного режиму руху рідини і тому залежить від величини числа Рейнольдса. При високому рівні турбулентності μ_t в багато раз перевищує динамічну в'язкість. μ_t і μ співрозмірні при невисокому ступені турбулентності і в цьому випадку дотичні напруження пропорційні квадрату швидкості потоку рідини.

Динамічна в'язкість μ характеризує собою силу внутрішнього тертя, що виникає на квадратному метрі поверхні двох шарів рідин, які переміщуються один по відношенню до іншого при градієнті

$$\frac{dv}{dy} = 1 \quad (\text{і } y - \text{товщина шару}).$$

Одиниця вимірювання μ - Па с (Паскаль на секунду, її називають пуазейлем).

На практиці μ вимірюються в пуазах (П) і $1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 10 \text{ П}$. Кінематичну в'язкість визначають із співвідношення:

де ρ - густина рідини.

Одиницею вимірювання кінематичної в'язкості в СІ є м²/с
 Її інші одиниці - см²/с, мм²/с, а у фізичній системі
 СГС використовуються стоксами (Ст).

1 м²/с = 10⁴ Ст.
 Величину обернену до динамічної в'язкості
 С=η⁻¹ називають

текучістю. В таблиці 12 наведені значення кінематичної в'язкості

для деяких рідин.

Кінематична в'язкість деяких рідин.

Таблиця 12

Рідини́на	Т, °С	ν, см ² /с	Рідини́на	Т, °С	ν, см ² /с
Вода	20	0,0101	Газ	18	0,0250
	18	0,0065	Гліцерин	20	8,7000
Спирт	18	0,0133	Нафта	20	0,0857

Кінематична в'язкість для капельних рідин із зростанням їх температури зменшується. Ці залежності дуже важливі для змащувачих мастил. Наприклад, значне пониження в'язкості автомобільних мастил при підвищенні температури може зробити їх досить текучими. Внаслідок цього погіршуються їх робочі характеристики, що викличе передчасний знос двигуна. В зв'язку з цим використовують спеціальні добавки, стабілізують в'язкість мастил при зміні температури.

В гідравліці вводять поняття абстрактної, не існуючої в природі рідини, яку називають ідеальною. Для неї характерні такі допущення:

- абсолютна нестисненість, тобто незмінність об'єму при дії зовнішніх сил і температурних змін;

- повна відсутність внутрішнього тертя, тобто рідина є надтекучою.

Введення такої абстракції полегшує описувати гідродинамічні процеси з можливим застосуванням сучасного математичного апарату. Перехід від ідеальної рідини до реальної здійснюють введенням поправочних коефіцієнтів, які знаходять дослідним шляхом. Для визначення в'язкості при різних температурах часто користуються емпіричними формулами і графіками. Так, відповідно до співвідношення Пуазейля, кінематична в'язкість води при різних температурах знаходиться за формулою:

$$\nu \sim \frac{177,5 - t}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2} \quad (50)$$

Де t - температура в °С.

В таблиці 13 зведені результати таких розрахунків, які підтвердилися в експерименті.

Таблиця 13

$t, ^\circ\text{C}$	$V, \text{cm}^3/\text{s}$	$t, ^\circ\text{C}$	$V, \text{cm}^3/\text{s}$	$t, ^\circ\text{C}$	$V, \text{cm}^3/\text{s}$
10	0.0179	18	0.0106	45	0.0060
20	0.0167	20	0.0101	50	0.0056
22	0.0157	22	0.0099	55	0.0051
24	0.0147	24	0.0092	60	0.0048
26	0.0139	26	0.0088	70	0.0041
28	0.0131	28	0.0084	80	0.0037
30	0.0124	30	0.0080	90	0.0033
35	0.0118	35	0.0073	100	0.0028
40	0.0112	40	0.0065		

Вплив тиску на в'язкість рідини значно менший і в більшості випадках ним нехтують.

Для визначення в'язкості рідини користуються спеціальним приладом, який називається **вискозиметром**. Найбільш поширене застосування набули при визначенні в'язкості різних рідин такі конструкції вискозиметрів.

1. Вискозиметр витікання або вискозиметр Енглера (рис.22).

Він має два концентрично розміщені латунні резервуари 1 і 2. У центрі сферичного дна внутрішнього резервуару є калібрований отвір 3 з трубою, через яку виливається досліджувана рідина.

Отвір 3 закривається голчастим клапаном 4, а температура рідини контролюється термометром 5. У внутрішню посудину наливають досліджувану рідину, відкривають голчастий клапан і визначають час витікання t цієї кількості рідини при температурі T . В'язкість, у градусах умовної в'язкості, визначають відношенням:

$$\eta = \frac{t}{t_0} \quad (51)$$

де t_0 - час витікання такої ж кількості дистильованої води при 20°C .

Користуючись емпіричною формулою здійснюють перехід від умовної в'язкості в градусах Енглера до кінематичної в'язкості:

$$\nu = 0,731 t^{\wedge} - 1,1 \Gamma \quad (52)$$

На таких вискозиметрах можна досліджувати рідини, які мають середній рівень в'язкості.

2. Для визначення кінематичної в'язкості рідини з більш високою силою внутрішнього тертя користуються **торсіонними** вискозиметрами **Воляровича** (рис.23). В нижній циліндр, який обертається із заданою стабільною частотою обертання.

Мал. 22. Вискозиметр Енглера.
 1 - водяна ванна, 2 - латунний циліндричний резервуар,
 3 - калібрований отвір. 4 - запірний стержень. 5 - термометр.

'//////////V'

'

П

-*5-

'V

О
 І

Мал. 23. Вискозиметр Воляровича (торсіонний).
 А - внутрішній циліндр, який підвішений на торсіоні В (сталеві нитка) С -
 зовнішній циліндр, який обертається навколо осі.

розміщується підвішений на нитці циліндр, поверхня якого знаходиться в об'ємі нижнього циліндра. Вільний простір між циліндрами заповнюється досліджуваною рідиною. В результаті внутрішнього тертя верхній циліндр буде повертатися на певний кут навколо своєї осі і по куту закручування нитки можна судити про в'язкість рідини. Одним із варіантів такого типу вискозиметрів може бути і така конструкція, коли робочим елементом служить пластина, то здійснює коливний рух. Здатність чинити опір коливному рухові робочого елемента, зануреного у випробовану рідину, дозволяє визначити її в'язкість.

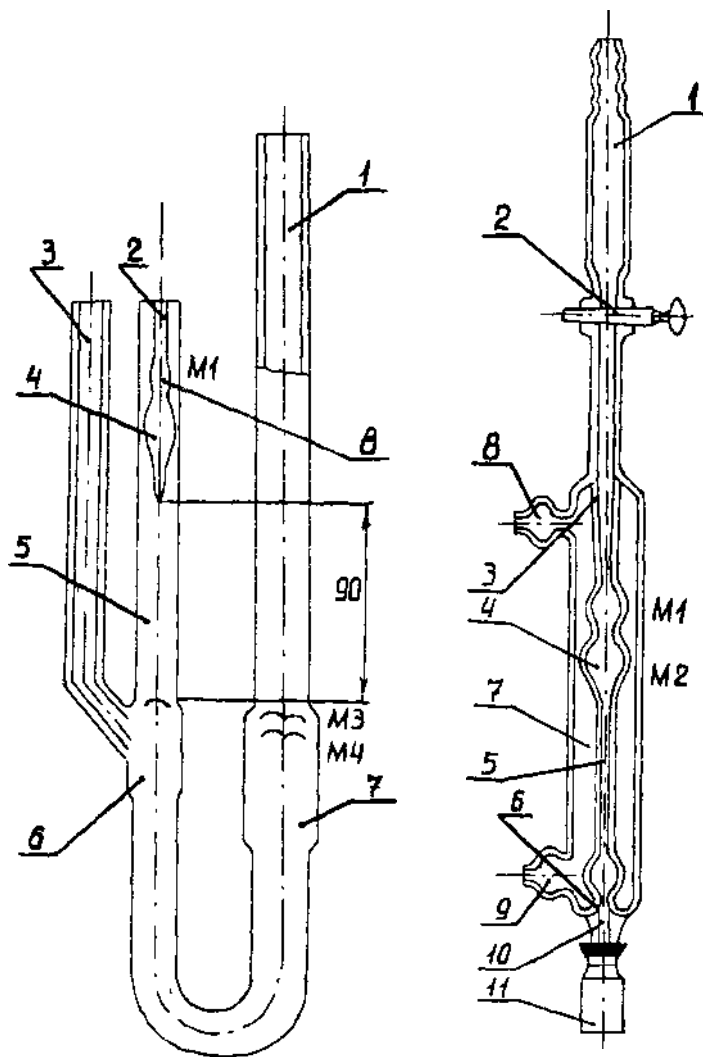
3. **Вискозиметр Гепплера** використовують для визначення в'язкості рідини з дуже великими силами внутрішнього тертя. В цьому випадку рідину наливають у спеціальну посудину, а в'язкість визначають шляхом знаходження часу досягання дна падаючої в рідині кульки каліброваних розмірів.

4. **Капілярний вискозиметр Освальда-Пінкевича** застосовують при визначенні в'язкості високотекучих рідин (вода, спирт, бензин, газ). В основу вимірювання в'язкості рідин за допомогою таких вискозиметрів покладено визначення часу витікання її із фіксованого об'єму через капіляри. На мал. 24 зображені дві конструкції вискозиметрів, які будуть використовуватися як дослідні прилади при виконанні лабораторних робіт.

3. Експериментальна установка

Вискозиметр капілярний скляний типу ВПЖ-І з висячим рівнем (мал. 24а) має вимірювальний резервуар 4, обмежений двома кільцевими відмітками M_1 і M_2 . Резервуар переходить в капіляр 5, а потім в резервуар 6, який з'єднаний із відігнутою трубкою 3 і трубкою 1. Трубка 1 має резервуар 7 із двома відмітками M_3 і M_4 , які показує межі наповнення вискозиметра досліджуваною рідиною. Рідина із резервуара 4 по капіляру 5 витікає в резервуар 6 по його стінках, утворюючи біля нижнього кінця капіляра "Висячий рівень". Вимірювання в'язкості за допомогою такого вискозиметра оснований на визначенні часу витікання через капіляр певного об'єму рідини із вимірювального резервуару. При підготовці до роботи цей вискозиметр слід ретельно промити і просушити. Спочатку його необхідно промити декілька разів бензином, потім петролейним ефіром, після чого промити водою і залити не менше чим на 5-6 годин хромовою сумішшю. Остаточно вискозиметр промивають дистильованою водою і просушують.

Вискозиметр ВПЖ-3 має капілярну трубку впаяну всередині корпусу 7, який має два виводи 8 і 9. До приладу додається насадка



Мал. 24. Капілярні вискозиметри ВПЖ-1 (а) та ВПЖ-2 (б). 1 - підвідна трубка, 2 - вимірювальна трубка, 3 - трубка регулювання, 4 - фіксований резервуар, 5 - капіляр, 6 - резервуар стоку. 7 - корпус, 8 - верхня відмітка, 9 - нижня відмітка.

"і" - насадка, 2 - кран. 3, 6 - з'єднувальні шліфи, 4 - фіксований резервуар. 5 - капіляр, 7 - корпус. 8, 9 - відводи, 10 - проміжна скляна трубка, 11 - посудина з досліджуваною рідиною.

1 і проміжна скляна трубка 10. Насадка має кран 2. Насадка і проміжна трубка з'єднані шліфами 3 і 6 із корпусом. Визначення витікання рідини із об'єму між фіксованими лініями М1 та М2 дає змогу вимірювати в'язкість рідини. Підготовку цього вискозиметра до роботи здійснюють аналогічно, як і у випадку із вискозиметром ВПЖ-1.

4. Послідовність виконання роботи

1. Розмістити вискозиметр ВПЖ-1 та ВПЖ-3 у вертикальному положенні. Користуючись термометром, виміряти температуру води, в'язкість якої буде визначатися.

2. У вискозиметрі ВПЖ-1 за допомогою гумової груші подають при закритій трубі 3 воду вище відмітки М, приблизно до половини резервуару 8.

3. Відкрити трубку 2 і зажим трубки 3, виміряти час пониження рівня від відмітки М, до відмітки М₂. При цьому слідкувати, щоб в капілярах не утворювалися пустоти з повітрям в зоні розширення 6 утворювався висячий рівень.

4. Визначити кінематичну в'язкість води:

$$\eta = \frac{g \cdot t \cdot K}{9,807} \quad \left(\frac{\text{с}^2}{\text{с}} \right)$$

де g - прискорення вільного падіння в місці вимірювання в м/с²; t - час

витікання рідини в секундах;

K - стала вискозиметра і $1,119 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2/\text{с}^2$;

V - кінематична в'язкість в см²/с.

5. У вискозиметрі ВПЖ-3, користуючись гумовою грушею, через насадку 1 при відкритому скляному крані 2 подають воду до того рівня, поки насадка не заповниться до половини рідиною. Потім кран перекривають.

6. Після витримки приладу при заданій температурі від'єднати насадку від вискозиметра, а також банку з проміжною трубкою і виміряти час витікання води між відмітками М₁ і М₂.

7. Визначити кінематичну в'язкість води:

$$V = t \cdot K, \quad (54)$$

де t - час витікання рідини в секундах K - стала вискозиметра $3,115 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2/\text{с}^2$. u - кінематична в'язкість в см²/с.

8 Аналогічні досліди провести тричі на кожному вискозиметрі.

5. Методичні рекомендації для самостійної роботи

1 Ознайомитися з основними довідниковими даними про нематичну в'язкість води та її залежність від температури.

2. Проаналізувати, які доцільно використовувати вискозиметри визначенні в'язкості таких рідин як бензин, електроліт, лак, фарба. При ньому ознайомитися із довідниковими даними про їх в'язкість.

3. Як вплине в'язкість лаків, фарб на якість нанесених покриттів при оздобленні столярних виробів. Запропонувати можливі варіанти визначення їх в'язкості під час роботи в шкільних майстернях.

4. Користуючись літературою, ознайомитися із такою властивістю рідини, як капілярність, як вона впливає на вимірювання в'язкості у вискозиметрах Освальда-Пінкевича?

5. На основі вивчених теоретичних відомостей здійснити прогноз, як повинна змінюватися кінематична в'язкість води із збільшенням тиску та при зростанні температури. Який характер мають такі закономірності?

6. Поради до оформлення звіту по роботі

1. Коротко написати теоретичні відомості і послідовність виконання роботи.

2. Всі результати досліджень звести в таблицю і4.

Таблиця 14

№	Рідина	Температура Т, X	Час витікання г, сек	Коефіцієнт, $\eta^{\text{н}}_{\text{н}} \text{ см}^2/\text{с}$ в'язкості, V. $\eta^{\text{н}}_{\text{н}} \text{ см}^2/\text{с}$ ВгіЖ-1 ВПЖ-3 Г Середнє значення
і	Вода			і
і				—Т!—*
і-і-і. ... 1 і і				і і :

3. Знайти середнє значення кінематичної в'язкості і співставити його з довідниковими даними та зробити конкретні висновки.

7. Контрольні запитання

1. Що розуміють під в'язкістю рідини і від яких факторів вона залежить?

2. В чому полягає гіпотеза Ньютона? Які рідини називають аномальними?
3. Одиниці вимірювання кінематичної та динамічної в'язкості, їх фізичний зміст.
4. Що таке турбулентна в'язкість і від яких факторів вона залежить?
5. Якими приладами визначають в'язкість рідини і яких різновидностей вони бувають?
6. Як можна здійснювати визначення в'язкості лаків, фарб в умовах шкільних майстерень? Чи вплине їх в'язкість при фарбуванні на якість покриття деревини, металу?
7. Які рідини називають ідеальними? Язиче надтекучості.

8. Техніка безпеки

1. Після роботи вискозиметри обов'язково промити і просушити у відповідності до інструкції. При цьому обережно поводитися із бензином, ефіром та хромовою сумішшю.
2. Злив рідини після досліду здійснювати тільки у спеціально призначену для цього посудину.
3. Пам'ятати, що корпуси вискозиметрів виготовлені із тонкого скла.

§ 7. Дослідження витікання рідини через отвори і насадки

Мета: Навчитися, як теоретично, так і експериментально визначати час витікання рідини із резервуара через отвори і різні насадки. Оволодіти методикою визначення коефіцієнтів витікання.

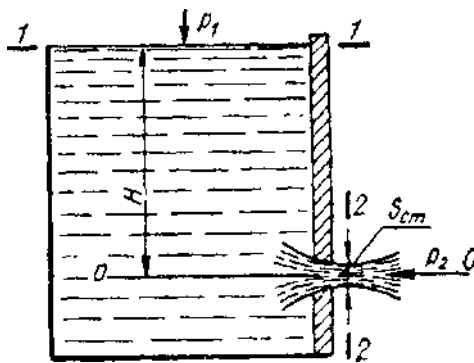
1. Прилади і обладнання

1. Напірний бак для досліджуваної рідини з пристроєм для регулювання напору.
2. Набір насадок (циліндрична зовнішня, внутрішня та конічна із звуженням і розширенням).
3. Бак для зливу води.
4. Секундомір.
5. Витратомір.
6. Мензурка.
7. ПЕОМ.

2. Основні теоретичні відомості

Задача про витікання рідини зводиться до визначення швидкості і витрат при витіканні рідини. Найпростіше вона

зв'язується для випадку, коли напір однаковий по всьому P перетному перерізу отвору, що реалізується при розміщенні 11 „„пї на дні посудини. В деякому наближенні згадана умова буде виконуватися і для малих отворів в боковій тонкій стінці. За величиною отвори поділяються на великі та малі. Малим вважають такий отвір, розмір живого перерізу якого по вертикалі не перевищує $0,1$ м (напору рідини). Для круглих отворів діаметром 1 тонкою стінкою буде вважатися така, яка має товщину $\delta < 0,2$ (1. В цьому випадку товщина стінки не впливає на форму і умови витікання струмин. При витіканні рідини через такі отвори буде здійснюватися стиснення живого перерізу рідини і на відстані $0,5$ (1 від зовнішньої поверхні стінки він прийме найменше значення (мал.25). Стиснення струмини значно впливає на пропускну здатність отвору. Встановлюючи в отвір різні насадки, можна регулювати витрати рідини, яка витікає з посудини.



Мал. 25. Витікання рідини через малий отвір в тонкій стінці.

Під насадками розуміють трубки такого ж діаметру, як і отвір, які мають довжину в межах $2,5 + 3,0$ від її діаметру.

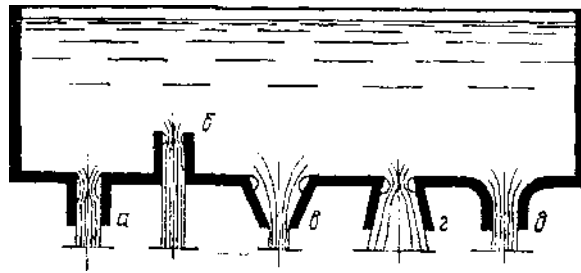
Існують три типи насадок:

1. Циліндричні зовнішні (мал.26а) і внутрішні (мал.26б). При витіканні через зовнішню циліндричну насадку витрати рідини приблизно в $4/3$ рази більші, ніж при витіканні із отвору в тонкій стінці, а швидкість струмини при цьому зменшується на $15,5$ %. Тому їх доцільно використовувати для прискорення випуску рідини

13 різних посудин. Режим витікання через внутрішній насадок визначається напором і відношенням довжини насадок l до діаметра отвору (і. В циліндричних внутрішніх насадках збільшуються втрати напору на вихроутворення. Використовують їх для випуску рідини, 1110 Має осадки, подача яких у магістраль є небажаною.

2. Конічні, що звужуються (мал.26в) і що розширюються (мал.26г). Найбільші витрати рідини в конічних насадках, що звужуються, будуть при куті конусності $\alpha=13^{\circ}24'$. В порівнянні із циліндричними насадками вони при більших вихідних швидкостях характеризуються меншими витратами рідини. Оскільки тут струмина має високе значення швидкості, тому їх застосовують у соплах гідротурбін, у пожежних брандспойтах, гідромоніторах. Конічні насадки, що розширюються, використовують тоді, коли треба збільшити витрату рідини при відносно малій вихідній швидкості.

3. Коноїдальні насадки (мал.26д) мають форму, яка близька до форми струмени рідини, що витікає через отвір в тонкій стінці. Такий профіль забезпечує безвідрильність течії всередині і паралельність у вихідному перерізі. Незважаючи на те, що цей вид насадок дає найбільші вихідні швидкості і витрати і забезпечує стабільний режим течії, він не знайшов широкого використання із-за складності у виготовленні.



Мал. 26. Типи насадок.

Швидкість витікання реальної через малий отвір у тонкій стінці, визначається за формулою, яка виводиться із рівняння Бернуллі:

$$v = \sqrt{2gH} \quad (55)$$

де коефіцієнт α для води можна прийняти рівним 1, ξ , - коефіцієнт місцевого опору,
 H - висота напору рідини

Величину ϵ називають коефіцієнтом швидкості, який

визначають експериментальним шляхом. Він завжди менший одиниці і характеризує зменшення швидкості рідини в порівнянні із швидкістю невязкої рідини за рахунок втрат енергії при протіканні через отвір.

Об'ємні витрати визначають за формулою:

$$Q = \epsilon \cdot F \cdot \sqrt{2gH}, \quad (56)$$

де ϵ - коефіцієнт стиску струмینی,

$\epsilon = \epsilon_0$ - коефіцієнт витрат, який характеризує зменшення витрат рідини за рахунок втрат енергії потоку при витіканні і стиску струмینی.

Для закритих посудин, коли створюється надлишковий тиск $p_{\text{ст}}$ над вільною поверхнею рідини, тобто, коли

(56) приймає вигляд:

$$\epsilon = \epsilon_0 \sqrt{1 - \frac{p_{\text{ст}}}{\rho g H}}, \quad (56')$$

Приведені дані відносяться до повного досконалого стиску, коли відстань від будь-якої сторони контура отвору до вільної поверхні рідини чи краю стінки, в якій розміщений отвір, буде не меншою поперечного перерізу отвору. Якщо ця умова не виконується, то стиск буде не досконалим і тоді коефіцієнт витрат зростає і визначається за формулою:

$$\epsilon = \epsilon_0 \left(1 + \frac{0.64}{\Gamma} \sqrt{\frac{V}{V_0}} \right), \quad (57)$$

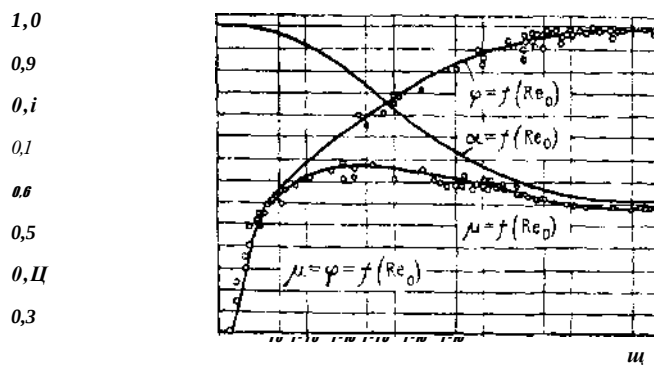
Де S_0 - площа отвору, S - площа стінки, в якій розміщений отвір. Якщо при підході до отвору потік з однієї або декількох сторін не піддається стиску, то такий стиск називають **неповним**, а коефіцієнт витрат при цьому визначають за формулою:

$$\epsilon_n = \epsilon_0 \sqrt{1 - \frac{S_0}{S}},$$

де κ - коефіцієнт, який становить 0,13 для круглих отворів і 0,15 для прямокутних отворів, P_2 - периметр всього отвору, P_1 - довжина тієї частини периметру, на якій не відбувається стиску.

Формулу (56) можна використовувати як для випадку визначення витрат рідини через отвір і насадки в дні посудини, так і через отвір і насадки в боковій стінці, оскільки поправка на результат здійснюється уточненням коефіцієнту витрат.

В таблиці 15 подані середні значення коефіцієнтів витікання води. Приведені значення коефіцієнтів швидкості, стиску струмнини і витрат справедливі для чисел Рейнольдса $Re > 10^5$, коли їх значення практично не впливає на величину згаданих коефіцієнтів. При менших значеннях числа Re коефіцієнт κ , ϵ , $\delta = \epsilon (Re)$. Ці залежності для круглого отвору за даними А.Д.Альтшуля, подані на мал. 27.



Мал. 27. Залежності коефіцієнтів витікання κ , ϵ , δ від величини числа Рейнольдса.

Таблиця 15

"•"Тіш отвору і насадка	: --чБ: -			
Отвір в тонкій стінці	0,64	0,97	0,62	0,06 ■
Цаїіндрцчна насадка зовнішня	1,00	0,82	0,82	0,49
Циліндрична насадка внутрішня	0,53	0,97	0,51	0,06
Конічна насадка, яка звужується ($\theta=13^\circ$)	0,98	0,96	0,99	0,06 ,
Конічна насадка, яка розширюється ($0-8^{11}$)	1,00	0,45	0,45	3,94
Коноїдальна насадка	1,00	0,97	0,97	0,06

У випадку витікання рідини із отворів і насадок при змінному напорі час витікання її із резервуара визначають таким чином:

$$2 \text{ л}^7$$

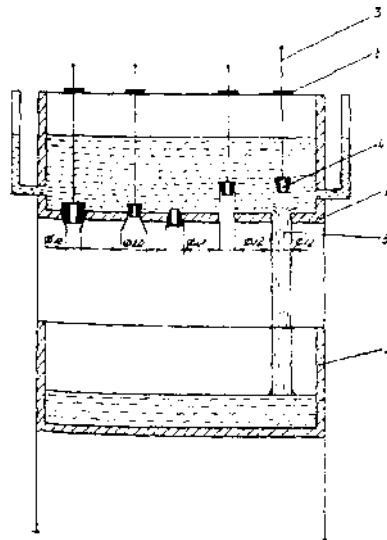
(59)

1e W - початковий об'єм рідини в резервуарі.
O - витрати на початку витікання.

Із (59) видно, що час повного опорожнення резервуару в 2 рази більший часу витікання такого ж об'єму рідини при постійному напорі-

3. Експериментальна установка

Установка має верхній і нижній резервуар загальною ємністю по 30 літрів кожний (мал.28). Рівень у верхньому резервуарі визначають за допомогою пієзометрів. В дні цього резервуару вмонтовані насадки (конічна із звуженням, конічна із розширенням, циліндрична внутрішня та зовнішня) і є отвір. Вихідні розміри всіх отворів, де вмонтовані насадки, однакові - вони мають діаметр 12 мм. Виключення із цього складає лише конічна насадка із звуженням. Довжина всіх насадок однакова і становить 45 мм. Вимірювати витрати потоків можна об'ємним способом, а також, користуючись електромеханічним витратоміром лопастного типу. Всі отвори в неробочому гіоложенні закриваються за допомогою гумових пробок, які закріплені на штоках. Штоки фіксуються в заданому положенні на верхніх поперечних планках.



Мал 28. Дослідна установка.
1 - верхній бак. 2 - нижній бак,
3 - шток, 4 - чашірна пробка,
5 - насадка. 6 - фіксатор.

4. Послідовність виконання роботи

1. Наповнити верхній резервуар водою, відкрити отвір і при дальшому витіканні рідини через отвір постійно підтримувати постійний напір H , реіуюючи подачу води у верхній резервуар.

2. Визначити об'ємні втрати води, фіксуючи об'єм її в мірній посудині і час витікання. Дослід провести для двох напорів H і H_3 .

3. Аналогічний дослід провести для таких насадок: циліндричної зовнішньої і внутрішньої та конічної із звуженням і розширенням.

4. За формулою 2 визначаємо коефіцієнт витрат ϵ для кожного із дослідів. Знаходимо експериментальну і теоретичну швидкість витікання води, а також коефіцієнти швидкості, місцевого опору для отвору і насадок, користуючись формулами:

$$K = \frac{Q_{\text{теор.}}}{Q_{\text{теп.}}} = \frac{v_{\text{теор.}}}{v_{\text{теп.}}}, \quad \epsilon = \frac{1}{\phi^2} - 1, \quad \epsilon = \frac{\mu}{\phi}$$

5. За формулою $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$ визначаємо число Рейнольдса. прийнявши до уваги, що для води при кімнатній температурі (20°C) $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

6. Наповнивши резервуар 1 до рівня H , після чого через отвір, а також послідовно через кожну із насадок здійснити його водозлив, без підтримання постійності напору.

7. На початку водовиливу об'ємним методом визначити витрати води, а також зафіксувати час повного опорожнення посудини. Розрахувати за формулою 57, в свою чергу, час водовиливу.

5. Методичні рекомендації для самостійної роботи

1. Розрахувати теоретичне значення швидкості витікання, взявши $H=0,3 \text{ м}$.

2. Проаналізувати графік залежності коефіцієнтів витрат, швидкості, стиску від значення числа Рейнольдса.

3. Розрахувати значення числа Рейнольдса, прийнявши розраховану теоретичну швидкість за основу: $d=1,2 \text{ см}$.

4. Користуючись графіком, який подано на мал.27, здійснити прогноз про значення коефіцієнтів ϵ , ϕ , що будемо одержувати під час експерименту.

6. Поради до оформлення звіту по роботі

1. Записати основні теоретичні відомості і послідовність виконання роботи. Замалювати схему установки.
2. Результати дослідів і розрахунків звести в таблицю.

Таблиця 16 для експерименту із сталим напором

№	Витрат	Діаметр отвору, мм	Число Рейнольдса	Коефіцієнти витікання
1	Отвір в тонкій стінці	11	11	
2	Циліндрична насадка внутрішня	11	11	
3	Циліндрична насадка зовнішня	11	11	
4	Конічна насадка (з звуженням)	2	2	
5	Конічна насадка (з розширенням)			

Таблиця 17 для експерименту із змінним напором

№	Отвір або насадка	Об'єм витікання, л/с	Витрати, л/с	Час витікання, сек	
				розрахунок	експериментальний
1.	Отвір в тонкій стінці				
2.	Зовнішня циліндрична насадка				
3.	Внутрішня циліндрична насадка	1			
4.	Зовнішня насадка із звуженням				
5.	Конічна насадка із розширенням				

3. Для кожного із дослідів розрахувати коефіцієнти витікання ϵ , Φ , ψ , а також коефіцієнти місцевого опору ξ .

4. Визначити для кожного із дослідів число Рейнольдса Re і за графіком (мал.27) знайти ϵ , Φ , ψ і порівняти їх із одержаними результатами. Встановити причини неспівпадання значень коефіцієнтів витікання і зробити конкретні висновки.

5. Розрахувати час водовиливу $t_{роз?зх}$ і порівняти його з експериментальним часом витікання $t_{КС11}$. Зробити висновки, порівнявши час витікання води для кожного із експериментів, про можливість регулювання часу опорожнення посудини при користуванні насадками.

7. Контрольні запитання

1. Що розуміють під малим отвором і тонкою стінкою?
2. Що називають насадками і які їх різновидності бувають?
3. Яке призначення і де застосовують кожен із видів насадок?
4. Чим обумовлено при витіканні із малого отвору стискання рідини і що розуміють під коефіцієнтом стиску ϵ° ?
5. Як теоретично і експериментально можна визначити швидкість витікання та витрати реальної рідини через малий отвір?
6. Що характеризують коефіцієнти витікання α, β , і як вони змінюються для різних видів насадок в порівнянні із малим отвором?
7. Чи залежить величина коефіцієнтів витікання від висоти напору H та величини числа Рейнольдса Re ?
8. Як теоретично і експериментально визначають час водовиливу при змінному напорі і як на це впливає заміна отвору насадками?

8. Техніка безпеки

1. Не допускати розлив води за межі резервуарів.
2. Надійно закривати отвір гумовою пробкою при водонаповненні резервуару.

§ 8. Вивчення конструктивних особливостей, будови та принципу роботи гідравлічних насосів

Мета: Ознайомитися, користуючись моделями з розрізами діючих стендів, з конструкцією та принципом роботи основних гідравлічних насосів. Навчитися здійснювати підбір типу та потужності насосів в залежності від конкретних умов його роботи.

1. Прилади і обладнання

1. Моделі з розрізами гідравлічних насосів різних типів.
2. Лінійка, штангенциркуль.
3. ПЕОМ.

2. Основні теоретичні відомості

Насосами називаються гідравлічні машини, які призначені для створення направленої потоку середовища. Насос, одержуючи механічну енергію від двигуна, перетворює її на енергію перемішуваниого ^ середовища. За принципом дії насоси об'ємні та динамічні. В об'ємному насосі рідке середовище перемішується за рахунок періодичної зміни об'єму камери, яку воно займає, поперемінно сполучаючись із входом і виходом насоса. До цієї групи **відносяться** такі насоси: діафрагменні, поршневі, плунжерні, роторні, шестеренчаті, гвинтові тощо. У динамічному насосі рідке середовище перемішується під силовою дією на нього в камері, яка постійно з'єднана із входом і виходом насоса. До них відносять такі насоси: лопатеві, відцентрові, осьові, вихрові, інжекційні та інші.

Слід виділити такі основні параметри гідравлічних насосів.

]. Статистичний чи геометричний напір насосної установки с різницею відміток у верхньому і нижньому басейнах, тобто висота, на яку піднімається рідина:

(60)

Якщо рідина подається в резервуар, в якому підтримується надлишковий тиск P , то статичний напір становить:

$$H_{ст} = Z_в + Z_н - \frac{P}{\rho} \quad (61)$$

де ρ - густина рідини в кг/м^3 .

g - прискорення вільного падіння в м/с^2 ,

- напір в м.

2. Висота всмоктування $H_в$ визначається як висота насоса над рівнем в нижньому басейні. Вакууметричну висоту всмоктування насосу визначається за формулою:

$$H_в = H_s + \frac{V_1^2}{2g} + h_{ж}, \quad (62)$$

Де H_s - висота положення насоса, де визначається розрідження над нижнім рівнем рідини,

V_1 - середня швидкість потоку в цьому перерізі,

$h_{ж}$ - висота всмоктування.

3. Тиск в напірному патрубкові P_2 визначають за формулою:

$$P_2 = H_{ст} - H_s - \frac{V_2^2}{2g} + h_{ж} \quad (63)$$

5. Розрахувати час водовиливу $t_{p03рах.}$ і порівняти його з експериментальним часом витікання $t_{СКЦ11}$. Зробити висновки, порівнявши час витікання води для кожного із експериментів, про можливість регулювання часу опорожнення посудини при користуванні насадками.

7. Контрольні запитання

1. П.п розуміють під малим отвором і тонкою стінкою?
2. Що називають насадками і які їх різновидності бувають?
3. Яке призначення і де застосовують кожен із видів насадок?
4. Чим обумовлено при витіканні із малого отвору стискання рідини і що розуміють під коефіцієнтом стиску ϵ ?
5. Як теоретично і експериментально можна визначити швидкість витікання та витрати реальної рідини через малий отвір?
6. Що характеризують коефіцієнти витікання ϵ_r і як вони змінюються для різних видів насадок в порівнянні із малим отвором?
7. Чи залежить величина коефіцієнтів витікання від висоти напору H та величини числа Рейнольдса Re ?
8. Як теоретично і експериментально визначають час водовиливу. При змінному напорі і як на це впливає заміна отвору насадками?

8. Техніка безпеки

1. Не допускати розлив води за межі резервуарів.
2. Надійно закривати отвір гумовою пробкою при водонаповненні резервуару.

§ 8. Вивчення конструктивних особливостей, будови та принципу роботи гідравлічних насосів

Мета: Ознайомитися, користуючись моделями з розрізами діючих стендів, з конструкцією та принципом роботи основних гідравлічних насосів. Навчитися здійснювати підбір типу та потужності насосів в залежності від конкретних умов його роботи.

1. Прилади і обладнання

- 1: Моделі з розрізами гідравлічних насосів різних типів.
2. Лінійка, штангенциркуль.
3. ПЕОМ.

2. Основні теоретичні відомості

Насосами називаються гідравлічні машини, які призначені для створення направленої потоку середовища. Насос, одержуючи механічну енергію від двигуна, перетворює її на енергію переміщуваних середовища. За принципом дії насоси об'ємні та динамічні. В об'ємному насосі рідке середовище переміщується за рахунок періодичної зміни об'єму камери, яку воно займає, поперемінно сполучаючись із входом і виходом насоса. До цієї групи відносяться такі насоси: діафрагмні, поршневі, плунжерні, роторні, шестеренчаті, гвинтові тощо. У динамічному насосі рідке середовище переміщується під силовою дією на нього в камері, яка постійно з'єднана із входом і виходом насоса. До них відносять такі насоси: лопатеві, відцентрові, осьові, вихрові, інжекційні та інші.

Слід виділити такі основні параметри гідравлічних насосів.

1. Статистичний чи геометричний напір насосної установки є різницею відміток у верхньому і нижньому басейнах, тобто висота, на яку піднімається рідина:

$$H_{\text{г}} = z_2 - z_1, \quad (60)$$

Якщо рідина подається в резервуар, в якому підтримується надлишковий тиск P , то статичний напір становить:

$$H_{\text{ст}} = z_2 + \frac{P}{\rho g}, \quad (61)$$

де ρ - густина рідини в кг/м^3 ,

g - прискорення вільного падіння в м/с^2 ,

$H_{\text{г}}$ - напір в м.

2. Висота всмоктування $H_{\text{в}}$ визначається як висота насоса над рівнем в нижньому басейні. Вакууметричну висоту всмоктування насоса визначається за формулою:

$$H_{\text{в}} = \frac{V_{\text{с}}}{V_{\text{к}}} + H_{\text{к}}, \quad (62)$$

де $H_{\text{к}}$ - висота положення насоса, де визначається розрідження над нижнім рівнем рідини,

$V_{\text{с}}$ - середня швидкість потоку в цьому перерізі, $H_{\text{к}}$ - висота всмоктування.

3. Тиск в напірному патрубку P_2 визначають за формулою:

де U_2 - середня швидкість потоку на виході насоса,
 $\sum h_{гв}$ - гідравлічні втрати в напірному трубопроводі.

4. Напір насоса дорівнює різниці питомих енергій рідини на вихідному e_2 і вхідному e_1 патрубках:

$$H = e_2 - e_1 = H^{\text{ст}} + h_{гв}, \quad (64)$$

де $H^{\text{ст}} = H_1 + h_{л}$ - сумарні гідравлічні втрати по довжині і на місцевих опорах.

Таким чином, напір насоса дорівнює сумі статичного напору і гідравлічних втрат в мережі чи трубопроводах. Напір насоса вимірюється манометром, який приєднаний до вихідного патрубка і вакууметра, що встановлюється на вхідному патрубці.

5. Тиск, створений насосом, становить:

$$P = P_2 - P_1 + \rho \cdot \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \quad (65)$$

де P_1, P_2 - тиск на вхідному і вихідному патрубках. V_1, V_2 - середні швидкості потоку у відповідних перерізах.

При відомому тиску напір насоса можна визначити через залежність:

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g}$$

6. Важливим параметром, що характеризує роботу насоса, є подача (витрати) Q , тобто об'єм рідини, який подається насосом в напірний патрубок за одиницю часу.

7. Загальна корисна потужність, що надається насосом рідині:

$$N_k = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q, \text{ Вт} \quad (66)$$

де ρ - густина рідини в кг/м^3 ,

Q - подача насоса в $\text{м}^3/\text{с}$,

H - напір в м.

8. Витрати енергії, які існують в насосі, враховуються через коефіцієнт корисної дії.

$$\eta = \frac{N_k}{N}, \quad N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (67)$$

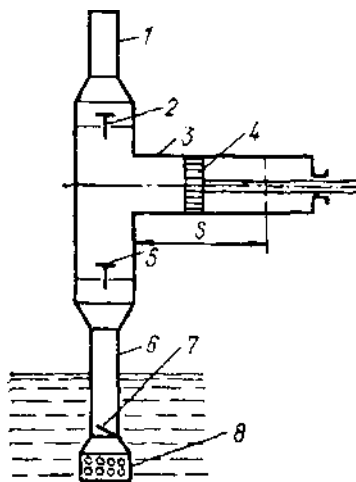
де N - потужність насоса.

9. Питома корисна робота - це робота на валу машини віднесена до одиниці маси рідини. Вона менше від питомої роботи на величину втрат.

Загальний коефіцієнт корисної дії насоса показує ефективність використання енергії насосом і є відношенням корисної потужності насоса до його потужності.

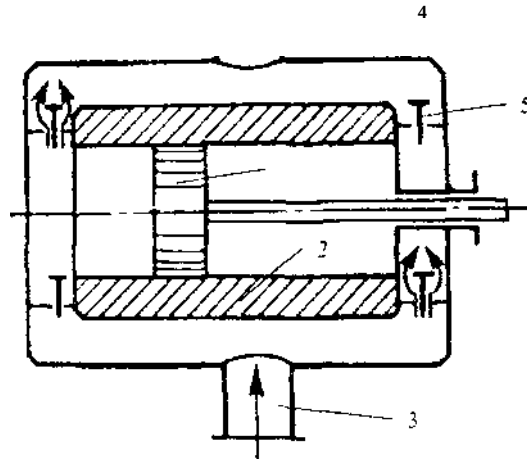
Об'ємні насоси.

Поршневі насоси. Основними робочими органами поршневих насосів є поршень 4 і циліндр 3 (мал.29). Поршень робить у циліндрі зворотньо-поступальний рух завдяки кривошипно-шатунному механізмі. В циліндрі є дві групи клапанів: нагнітальні і всмоктуючі. З метою зменшення нерівномірності руху рідини в трубопроводах застосовують насоси подвійної дії (мал.30). Цей поршневий насос працює таким чином. При русі поршня вправо відкриваються лівий всмоктуючий клапан і правий нагнітальний. Рідина із магістралі 3 заповнює лівий об'єм циліндра, а правий витісняється в напірний трубопровод. При зворотньому русі поршня - навпаки із лівого об'єму циліндра рідини витісняється, а в правий - всмоктується. В плунжерних насосах замість поршня використовують довгі циліндричні штоки - плунжери. У таких насосах можна створювати високі тиски (паливний насос дизельного д.в.з.), а також є можливість перекачувати ними в'язкі рідини.



Мал.29. Схема поршневого насоса.

1 - нагнітальний патрубок, 2, 5 - нагнітальний та всмоктувальний клапани, 3 - циліндр, 4 - поршень, 6 - всмоктувальний патрубок.
7 - зворотній клапан, 8 - фільтр



Мал.30. Схема поршневого насоса подвійної дії.
1 - поршень, 2 - циліндр, 3,4 - відповідно всмоктувальний та нагнітальний трубопроводи, 5 - клапан.

Подача насоса одинарної дії становить:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot B \cdot n \cdot \eta_{\text{пл}} \quad (68)$$

де n - кількість подвійних ходів поршня,

D - діаметр поршня,

B - хід поршня,

$\eta_{\text{пл}}$ - об'ємний к.к.д (0,70...0,97).

Подача насоса подвійної дії визначається таким чином:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot B \cdot n \cdot \eta_{\text{пл}} \quad (69)$$

де D - діаметр штока.

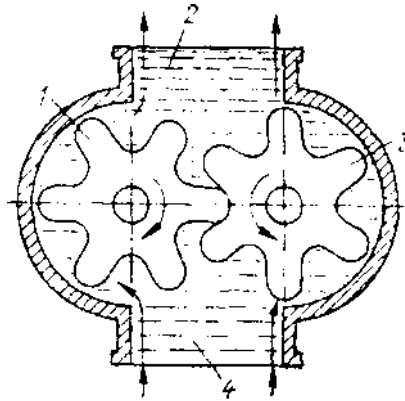
Внутрішня або індикаторна потужність поршневого насоса:

$$P_i = p_i \cdot B \cdot n \quad (70)$$

де B - площа поршня, P_i - індикаторний тиск.

Шестеренчаті насоси. Робочим органом є дві шестерні 1 і 3 (мал .31), які розміщені в корпусі, то має всмоктуючий 4 і нагнітальний 2 патрубки. При обертанні коліс, як це показано на малюнку, рідина надходить із патрубка 4 у западини між зубцями і подається в напірний патрубок. Такі насоси широко застосовуються в

системах змащування (як приклад, масляний насос в системі змащення д.в.з.). Вони також можуть працювати і в режимі гідравлічного двигуна.



Мал.31. Схема шестеренчатого насоса.
1,3 - відповідно ведуче і ведене зубчасті колеса (шестерні),
2,4 - відповідно напірна та всмоктувальна порожнина.

Подача шестеренчатого насоса при умові однакових параметрів двох зубчатих коліс становить:

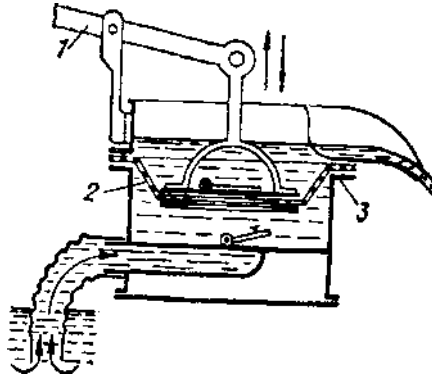
$$Q = 2 \cdot \frac{B \cdot I \cdot \omega}{60} \quad (71)$$

де B - кількість зубів на одній шестерні,

I - довжина зуба,

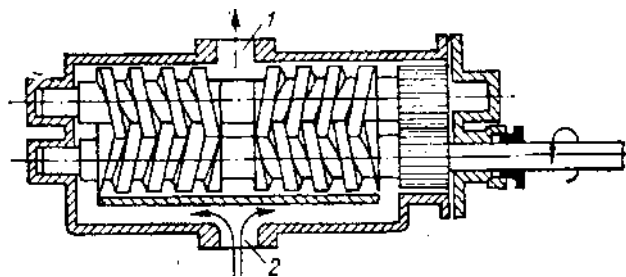
ω - площа западини зуба, n - кількість обертів шестерні за одиницю часу.

Діафрагмений насос (мат.32) відрізняється тим, що має гнучку діафрагму 2 (гума або прогумована тканина), яка за рахунок зворотно-поступального руху штока 1 деформується на хід B і змінює об'єм камери, яка має два клапани: впускний і напірний. Коли мембрана прогинається вгору, то за рахунок розрідження в нижній камері відкривається всмоктувальний клапан і рідина заповнює простір під діафрагмою. Коли вона прогинається вниз, то рідина витісняється через напірний клапан у верхню частину робочого об'єму насоса. Використовують такі насоси при невеликих подачах рідини з невисоким тиском. Найпоширеніше їх використовують як бензонасоси карбюраторних д.в.з.

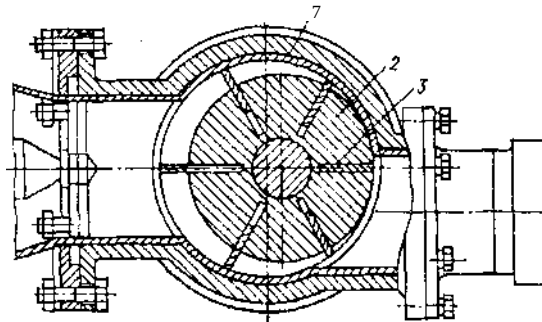


Мал. 32. Схема діафрагменого насоса, 1 - важіль, 2 - діафрагма, яка закріплена у фланцях 3.

Гвинтовий насос. Його робочими органами є два гвинти: ведучий 3 і ведений 4 (мал.33). Гвинти мають спеціальну форму різьби, в результаті чого між корпусом і впадинами утворюється простір, в якому переміщується рідина. Рідина із всмоктувальної порожнини 2 переміщується вліво і вправо вздовж осі обертання гвинтів і подається в нагнітальний патрубок 1. Такі насоси можуть розвивати високі тиски, здійснюють рівномірну подачу, але, в основному, використовуються для перекачки змащувачів. На мал.34 зображено схему ротаційного (циферного) насоса, які застосовуються в системах гідроприводу. У корпусі 1 обертається ексцентрично розташований ротор 2, в радіальних пазах якого вільно ходять пластини (шибери) 3. Пластини захвачують у лівій частині рідину. При цьому об'єм камери по мірі обертання ротора зменшується, а тиск зростає. Після чого рідина нагнітається у праву частину. Ці насоси характеризуються оборотністю, тобто можуть працювати в режимі гідравлічного двигуна.



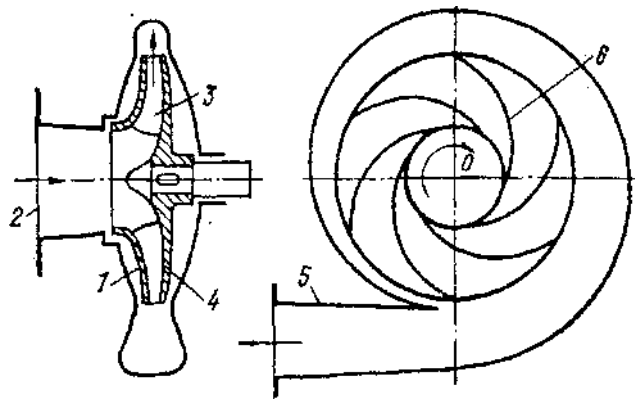
Мал. 33. Схема гвинтового насоса.
1,2 - відповідно нагнітальна та всмоктувальна порожнини.



Мал. 34. Схема ротаційного (шиберного) насоса. 1 - корпус, 2 - ротор, 3 - шибери.

Динамічні насоси.

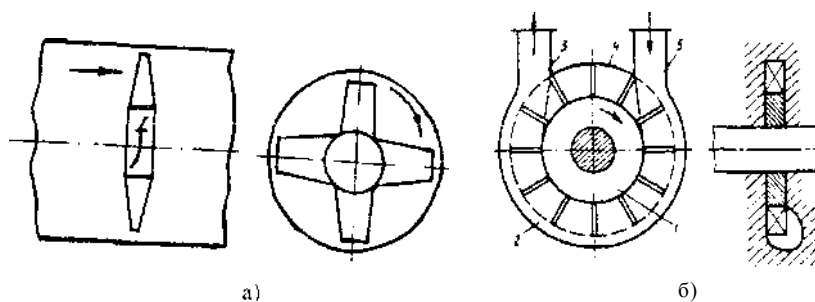
Відцентровий насос складається із робочого колеса з криволінійними лопастями 6, яке насаджене на вал, і камери, де розміщене робоче колесо (мал.35). Рідина поступає в насос через всмоктувальний патрубок 2 до центральної частини робочого колеса і за рахунок дії відцентрової сили викидається із нього в спіральну камеру 5. Динамічна дія лопаток на потік приводить до того, що тиск в напірному патрубні буде значно більшим, ніж у всмоктувальному. Такі насоси мають широке застосування в системі водозабезпечення, в системі охолодження д.в.з. тощо. Детально з роботою та основними параметрами, характеристики відцентрових насосів можна ознайомитися при виконанні наступних лабораторних робіт.



Мал. 35. Схема відцентрового насоса.
1,4 - фасонні лиски, 2 - всмоктувальний патрубок, 3 - порожнина робочого колеса, 5 - нагнітальний патрубок, 6 - профільовані лопатки.

В осьових насосах робоче колесо має форму пропелера, який насаджений на валу. При обертанні вала створюється спрямований потік рідини вздовж осі обертання. Розрізняють вертикальні і горизонтальні варіанти (мал.36) таких насосів. Застосовують їх при великих подачах (до 30 м³/с) і при напорах 10-15 м. Осьові насоси доцільно встановлювати на насосних станціях каналів, систем зрошення, нафтопроводів.

Вихровий насос (рис.36б) складається із робочого колеса 1 і корпуса 2 з кільцевим каналом, який має перемичку. Короткі прямолінійні лопатки робочого колеса частково перекривають циліндричний канал і при обертанні рідина захоплюється лопатками і одночасно під дією відцентрових сил закручується. Таким чином, по кільцевій камері діє спарений вихровий валець, який створює “зчеплення” рідини з робочим колесом і змушує її рухатися до напірного каналу 5. Поряд з цим до динамічних відносяться струминні насоси.



Мал. 36. а) Схема пропелерного (осьового) насоса; б) Схема вихрового насоса:

1 - робоче колесо, 2 - корпус. 3,5 - робочий канал,
4 - утворені вихри в робочому каналі.

3. Послідовність виконання роботи

1. Користуючись літературою та стендами з розрізами насосів ознайомитися з будовою, принципом роботи об'ємних (поршневих, плужерних, діафрагменних, шестеренчатих, гвинтових, ротаційних) та динамічних (відцентрових, осьових, вихрових, струминних) насосів.

2. Користуючись лінійкою та штангенциркулем, визначити на розрізах насосів основні геометричні розміри робочих елементів відцентрового, шестеренчатого та шибєрного насосів.

3. Розрахувати подачу цих насосів при заданій кількості обертів вала (згідно паспорта насоса).

4. Методичні рекомендації для самостійної роботи

1. Ознайомитися з основними параметрами, умовами роботи та призначенням відцентрових насосів в системі охолодження д.в.з та шестеренчатих насосів в системі змащування д.в.з.
2. Визначити, від яких факторів буде залежати подача і створюваний напір гвинтового, ротаційного, вихрового і струминного насосів.
3. Ознайомитися з конструктивними різновидностями діафрагмених насосів, які використовуються як паливні насоси в карбюраторах д.в.з.
4. Проаналізувати, як раціональніше ознайомлювати учнів школи з гідравлічними насосами при вивченні будови і принципу роботи систем автомобіля, трактора.

5. Поради до оформлення звіту по роботі

1. Коротко записати основні теоретичні відомості і зарисувати схему шестеренчатого і шибєрного насосів.
2. Записати послідовність виконання роботи.
3. Результати вимірів і розрахунків звести в таблицю.

Таблиця 18

N	Тип насосів	п. об'єкт Геометричні параметри I К.К.Д ■ Подача	
		! • Площа і і мілспоржїтїйного ї . щчїотуру 8. мм*	Довжина : : ■ 1, мм ; ■ і
1	Шестїєїкчатїй		
2	Шїбєрний		I
3	Вїдцентровїй	i	!

4. Зробити конкретні висновки щодо можливого застосування досліджуваних насосів.

6. Контрольні запитання

1. Які гїдравлїчні машини вїдносятьсї до гїдравлїчних насосів?
2. За якою ознакою класїфікуютьсї гїдравлїчні насоси?
3. Які бувають рїзновїдностї гїдравлїчних насосів? Будова, принцип роботи поршневого. пдужєрного. дїафрагменного, шеєтерєнчатого. гвинтового, осьового, вихрового, струмїнного, вїдцентрового насосів.
4. Якими параметрами характеризуютьсї гїдравлїчні насоси і вїд яких факторів вони залежать?
5. В яких випадках використовують динамічні, а в яких об'ємні гїдравлїчні насоси і чим це обумовлено?

6. Як ви плануєте використати вивчений матеріал в майбутній роботі вчителя трудового навчання?

7. Техніка безпеки

1. Стикувати, щоб моделі насосів були надійно закріплені на стендах.
2. Приводити в рух робочі тіла насосів лише за допомогою привідного валу.

§9. Зняття робочих характеристик відцентровою насоса

Мета: Детально ознайомитися із будовою, принципом роботи та різновидностями відцентрових насосів, звернувши при цьому увагу на можливе їх застосування в умовах школи, в навчально-виробничих комбінатах та в профтехучилищах. Освоїти методику зняття робочих і побудови універсальних характеристик відцентрових насосів та навчитися вибирати оптимальний режим насосів.

1. Прилади і обладнання:

[.Експериментальний стенд для зняття робочих характеристик відцентрового насоса, який використовується для подачі ■ охолоджувальної емульсії в металорізальних верстатах.

2. Тахометр.
3. Секундометр.
4. ПЕОМ.

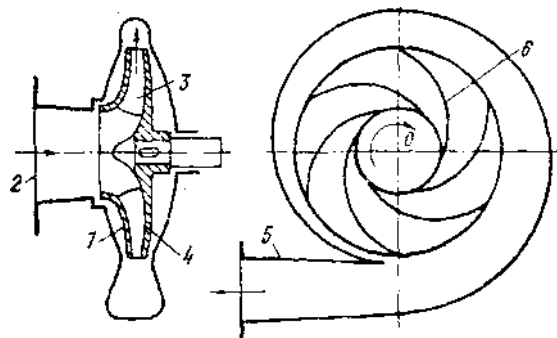
2. Основні теоретичні відомості

Лопастні насоси відносяться до класу динамічних машин. В залежності від напрямку потоку рідини вони поділяються на відцентрові та осьові. Відцентрові насоси класифікуються за такими ознаками:

1. За числом ступеней: одноступінчаті, двохступінчаті і багатоступінчаті (високонапірні).
2. За числом потоків (паралельно розмішених коліс): однопоточні, двохпоточні і багатопоточні.
3. За умовами підводу рідини до робочого колеса: з одностороннім і двохстороннім входом.
4. За умовами відводу рідини від робочого колеса: із спіральним відводом, із кільцевим відводом, із направляючим апаратом.

5. За конструкцією робочого колеса: із закритим робочим колесом (з двома дисками), із напіввідкритим робочим колесом (з одним диском), з відкритим колесом (без дисків).
6. За способом розміщення валу: горизонтальні і вертикальні.
7. За способом з'єднання з двигуном: приводні зі шківом чи редуктором, з'єднані з двигуном муфтою, мають спільний вал з електродвигуном (насоси-моноблоки).
8. За величиною створюваного напору: низьконапорні (до 0,2 МПа), середньонапорні (від 0.2 до 0.6 МПа), високонапорні (понад 6 МПа).
9. За ступенем швидкохідності робочого колеса: тихохідні, нормальні і швидкохідні.
10. За родом рідини, яку перекачують: водопровідні, каналізаційні, кислотні і лужні, нафтові, землесосні тощо.

Найпростіша конструкція одноколісного відцентрового насоса з одностороннім входом зображена на мал.35. В корпусі, який виготовлений у формі ракушки, на валу обертається робоче колесо з криволінійними лопатками. Корпус насоса має робочу камеру і два патрубки: всмоктувальний і нагнітальний. Всмоктувальний патрубок підходить до центру корпуса насоса, а нагнітальний розміщений на периферії і немов би служить продовженням ракушки.



Мал. 35. Конструкція консольного відцентрового насоса.

- 1 - робоче колесо. 2 - вхідний патрубок. 3 - направляюча лопать,
4 - зовнішній диск робочого колеса. 5 - вихідний патрубок,
6 - профіль лопатей.

Всмоктувальний патрубок насоса з'єднаний з підводним трубопроводом, на кінці якого, як правило, встановлюють фільтр, що не допускає попаданню в насос сторонніх предметів і бруду, а також зворотній клапан, який запобігає зворотньому руху рідини.

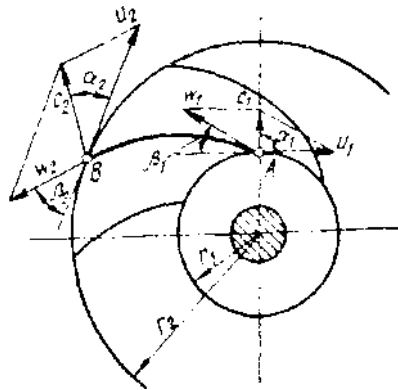
Нагнітальний патрубок приєднаний до напірного трубопроводу, до якого поступає рідина до споживача.

Робоче колесо є основним елементом насоса, тому що в ньому здійснюються перетворення енергії, яка одержується від двигуна, в енергію перекачуваної рідини. Форма робочого колеса насоса залежить від коефіцієнта його швидкості і виготовляються в більшості випадків цільнолитими (бронзове, чавунне, сталеве). При обертанні робочого колеса рідина заповнює міжлопатний простір і під дією відцентрових сил переміщується від центра насоса до периферії. В результаті такого переміщення в центрі насоса створюється розрідження і за рахунок атмосферного тиску, який діє на вільну поверхню рідини, відкривається зворотній клапан і рідина по всмоктувальному патрубку поступає в насос.

Для збільшення тиску рідини, що подається насосом, на одному валу можна розмістити декілька (до 10-12) робочих коліс. Випускаються багатоступеневі насоси секційного типу для чистої води

з подачею від 6 до 1000 м³/год і напором від 40 до 2000 м. Відцентрові насоси доцільно застосовувати там, де необхідно мати велику подачу при порівняно невеликих тисках.

Розглянемо рух рідини в робочому колесі, вважаючи, що кількість лопастей нескінченно велика, а лопасті розташовані еквідистантно. На мал.36 зображена схема швидкості рідини при її русі в міжлопатному просторі.



Мал. 36. Схема розкладу швидкостей руху рідини між лопатями.

C_1 , C_2 - швидкості потоку щодо нерухомого корпусу насоса на вході і виході робочого колеса, ш_р, ш_к - відносна швидкість потоку відповідно на вході і виході по відношенню до рухомого робочого колеса. Зміна моменту кількості руху маси рідини, яка проходить через

колесо за одиницю часу, дорівнює моментів всіх зовнішніх сил, які діють на масу рідини за той же час. Виходячи з них міркувань, можна одержати основне рівняння відцентрового насосу:

$$\frac{H}{C} = \frac{C_{\text{соби}}}{C} \cdot C_{\text{СБО}} \quad (73)$$

У сучасних конструкціях насосів прагнуть, щоб $\alpha = 90^\circ$. В цьому випадку рівняння (73) буде мати вигляд:

$$H = \frac{C_{\text{соби}}}{C} \cdot C_{\text{СБО}} \cdot \frac{C}{y} \quad (73i)$$

Для одержання максимальних значень напору кут α , повинен бути не значним і оптимальне значення його на практиці становить 8-15¹¹. Напір буде зростати при збільшенні частоти обертання та зовнішнього діаметра робочого колеса. Враховуючи втрати напору на гідравлічне тертя, та із-за нерівномірності розподілу швидкостей в поперечному перерізі кожного каналу, формула (73) приймає вигляд:

$$H = \frac{C_{\text{соби}} \cdot C_{\text{СБО}} \cdot C}{y} \cdot \eta_g \quad (74)$$

- де η_g - гідравлічний коефіцієнт корисної дії, який знаходиться в межах
- 0.80 - 0.96;
 - K - коефіцієнт, який враховує форму і кількість лопаток (0.75 - 1.0);
 - 0.85..

Аналізуючи рівняння (74), можна зробити такі висновки:

1. Напір насоса не залежить від роду рідини і кількості лопаток робочого колеса.
2. Напір насоса буде тим більший, чим більше колова швидкість на зовнішньому крузі робочого колеса, тобто пропорційний його діаметру і частоті обертання.
3. Напір насоса буде зростати по мірі збільшення кута між векторами колової швидкості колеса і абсолютної швидкості потоку рідини на виході насоса.

До основних робочих характеристик відцентрового насоса відносять такі як:

1. Напір

$$H = H_g - H_{\text{тр}} - H_{\text{в}} \quad (75)$$

де H_g - відстань між манометром і вакууметром,

$H_{\text{в}} < H_{\text{ва}} < H_{\text{ва}} < H_{\text{ва}}$ - напір вакууметричний.

$H_{\text{тр}}$ - напір манометричний.

2. Подача

$$Q = \lambda Q_{\text{б.к.}} \cdot \frac{X}{\pi} \quad (76)$$

де λ - коефіцієнт стиску потоку лопатками на виході із колеса (наприклад, при кількості лопаток 6-12, λ - 0,90-0,95); q_0 - об'ємний ККД (0.85-0.95);

B_2 - ширина канапа робочого колеса на виході. Експериментальну подачу можна визначити за допомогою витратомірів.

3. Корисна потужність відцентрового насосу визначається аналогічно, як і для інших гідравлічних насосів:

$$N_n = p Q H \quad (77)$$

4. Потужність двигуна приводу повинна бути дещо більшою

$$M$$

де η - загальний коефіцієнт корисної дії, який враховує всі втрати потужності при роботі насоса і складається із ККД: об'ємного η_v , гідравлічного η_h , і механічного η_m :

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (79)$$

На величину ККД робочого колеса істотно впливає вибір кількості лопаток. Мала кількість лопаток сприятиме створенню зони відриву потоку в міжлопатевих канапах, а надмірна кількість лопаток збільшує втрати на тертя. Для визначення оптимальної кількості лопаток користуються формулою:

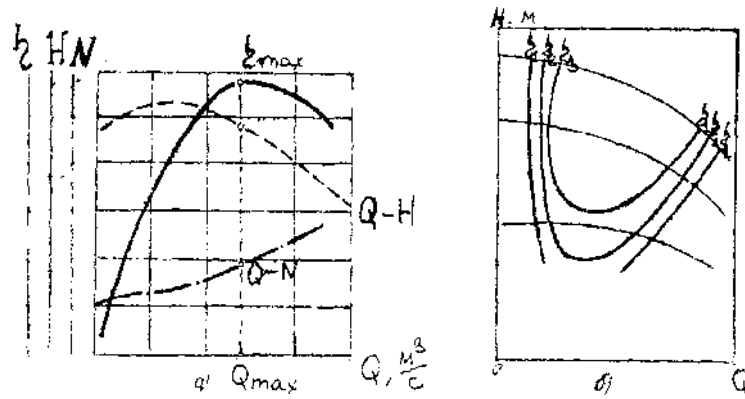
$$Z = 6 \sqrt{\frac{Q}{\pi D^2}} \cdot \frac{1}{\sin \beta} \quad (80)$$

де β - кут нахилу робочих лопаток, значення яких, як правило, знаходиться в межах.

$$\beta = 14 + 25^\circ, \quad p_2 = 20 + 35^\circ$$

Для правильної експлуатації насосів та підбору їх для конкретних умов роботи необхідно знати, як змінюються основні параметри насосів при різних режимах роботи. На мал.37а зображено робочі характеристики одного із відцентрових насосів, де характеристика $H-Q$ називається головною. Ці характеристики одержують експериментальним шляхом. Для вибору оптимального режиму роботи насоса знімають характеристики при різних швидкостях обертання

робочого колеса. Такі характеристики називають універсальними, зображення однієї з яких показано на мал.37б.



Мал. 37 Робочі (а) та універсальна (б) характеристики відцентрового насосу.

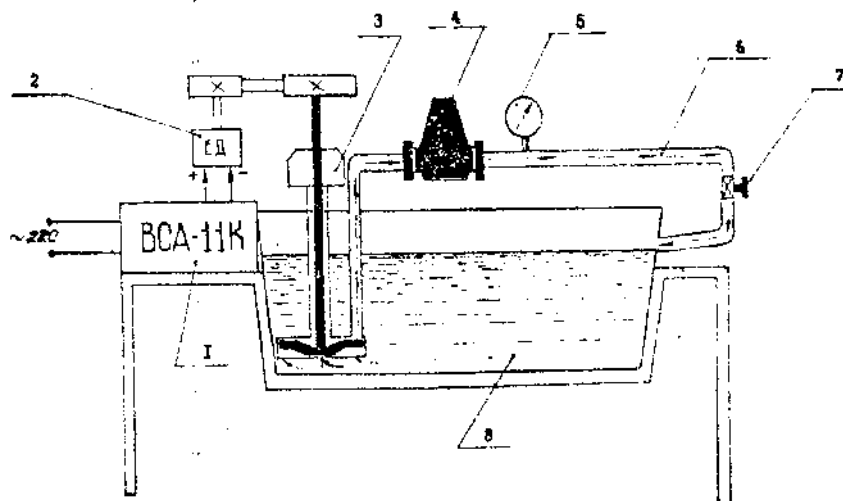
3. Експериментальна установка

Для дослідження взято відцентровий насос, який використовується в помпах для подачі охолоджувальної суспензії в металорізальних верстатах. Насос 3 вмонтований в бак 8, з якого вода поступає в трубопровід 6, де розміщені манометр 5 і водомір 4. Після цього вода знову подається в бак

1. І Приводом насосу служить двигун постійного струму 2, передача обертового руху від якого забезпечується пасовою передачею. Живлення двигуна здійснюється від випрямляча ВСЛ-11К, який вмикається в електромережу -220В. Змінюючи на виході випрямляча струм, можна змінювати кількість обертів двигуна і відповідно робочого колеса насоса. Діапазон робочих режимів електродвигуна такий: $U=20\text{В}$, $I=1\ldots 12\text{А}$. Для контролю за напругою та струмом, який споживає двигун, у випрямлячі вмонтовані амперметр і вольтметр. Монтажна схема експериментальної установки зображена на мал.38 Вимірювання кількості обертів робочого насосу здійснюється механічним тахометром.

4. Послідовність виконання роботи

1. Залити воду в резервуар 8 таким чином, щоб насос повністю був занурений у воді.
2. Вмикнути ВСА-11К в електромережу та запустити двигун. При мінімальних обертах двигуна зняти покази струму I і напруги U в мережі та зафіксувати величину тиску і витрат. Витрати визначають за певний проміжок часу, поділивши об'єм поданої води на час прокачування.



Мал.38. Схематичне зображення дослідної установки. 1-випрямляч струму ВСА-11К; 2-електродвигун; 3-відцентровий насос; 4-віратормір; 5-манометр; 6-трубопровід; 7-кран для регулювання поток>; 8-5ак

3. Змінюючи кількість обертів аналогічно провести ще 3 експериментальних дослідження. При середній кількості обертів робочого колеса насоса, регулюючи потік рідини вентилем 7, зняти аналогічні покази для 3 випадків при різних витратах води і сталій кількості обертів колеса.

4. За формулою (75) визначити величину напору, де
 $D_2 = 0,3 \text{ м}$ Нзлк“ 10м

5. Розрахувати для кожного із випадків споживану потужність насосом:

$$N = I \cdot U \cdot \eta \cdot \gamma \cdot g$$

Д° - Льл-ККД електродвигуна прийняти 0,98.

6. За формулою (77) визначити для всіх випадків потужність, яка надається насосом потоку рідини. За формулою (78) знаходимо ККД насоса.

7. Побудувати залежності $N = f(Q, \gamma) = \gamma_2(P)$, $\eta = f(Q, \gamma)$ та універсальну характеристику.

5. Методичні рекомендації дія самостійної роботи

1. Попередньо проаналізувати, як буде шінуюватися робота відцентрового насоса при зміні кутів нахилу лопаток у вказаних діапазонах.
2. За довідниками знайти значення параметрів та робочих характеристик для такого типу відцентрових насосів, який взятий в основу для експериментального дослідження. Це буде необхідно для порівняння результатів експерименту із даними параметрів промислових зразків насосів.
3. Ознайомитися з іншими марками промислових зразків відцентрових насосів, їх характеристиками, галузями застосування.

6. Поради до оформлення звіту по роботі

1. Записати основні теоретичні відомості, зарисувати схему експериментальної установки.
2. Вказати на хід виконання роботи.
3. Розрахувати для кожного із дослідів створюваний насосом напір H , потужність N_0 , N , коефіцієнт корисної дії η та визначити при цьому подачу Q насоса. Для визначення потужності N прийняти коефіцієнт корисної дії електродвигуна 0,98.
4. Всі результати дослідів та розрахунків звести в таблицю 19.

Таблиця 19

№	Подача Q , л/с	Напір H , м	Кількість обертів робочого колеса, об/хв, P	Потужність N , Вт	Коефіцієнт корисної дії, η
1-й					
2-й					
3-й					
4-й					
5-й					
6-й					

5. Побудувати графіки залежності $\eta = f(H)$, $N = f(H)$, $Q = f(H)$ а також універсальну характеристику відцентрового насоса. Універсальні характеристики будуються на основі серії робочих характеристик, знятих при різних частотах обертання. Криві сталих ККД є

параболами подібних режимів, на яких $\eta = f(H)$ будують таким

чином: на вхідній зовнішній характеристиці (знятій

експериментально) проводять горизонталі сталого ККД до перетину з кривою η точках перетину визначають витрату і напір, які відповідають ним значенням ККД. За відомими витратою і напором визначають константу $c_1 - g \cdot \eta$ і за нею, задаючись 0-

визначають відповідний напір II. Потім відкладаючи добуті точки і з'єднаючи їх, креслять криві постійного ККД.

6. Проаналізувати одержані залежності і зробити конкретні висновки щодо оптимального режиму досліджу вального насоса. Порівняти одержані характеристики із параметрами промислових зразків подібного типу насосів.

7. Контрольні запитання

1. Які основні конструктивні елементи відцентрових насосів? Приклади застосування відцентрових насосів в техніці, та в шкільних майстернях.
2. Класифікація та принципи дії відцентрових насосів. Як включити насос в роботу?
3. Що таке абсолютна і відносна швидкість рідини в насосі? Поясніть схему розкладу складових швидкості потоку.
4. Які основні параметри характеризують роботу відцентрового насоса?
5. Як визначають повний напір насоса і які існують шляхи його регулювання?
6. Чому дорівнює подача відцентрового насоса? Як її визначають експериментально?
7. Як визначають корисну і споживану потужність та коефіцієнт корисної дії відцентрового насоса⁰
8. Що називають робочою та універсальною характеристикою насоса та яке їх призначення?

8. Техніка безпеки

1. Установка повинна бути заземленою.
2. Роботу виконувати обов'язково двом студентам одночасно.
3. Не перевантажувати випрямляч. Слідувати при цьому за показами амперметра і вольтметра.
4. Пасова передача від двигуна до насоса повинна мати захисний кожух.
5. Не допускати роботи насоса при дуже високих обертах робочого колеса.

§ 10. Дослідження роботи відцентрового насосу

Мета: Розрахунково і експериментально дослідити залежність створюваного відцентровим насосом напору від геометрії лопаток робочого колеса. Навчитися вибирати оптимальний варіант геометрії лопаток робочого колеса відцентрового насоса.

1. Прилади і обладнання.

1. Лабораторний стенд з вмонтованим витратоміром і манометром.
2. Набір змінних робочих коліс насоса з кутами нахилу лопаток $\alpha_2 = -\kappa$
3. $\alpha_2 = 10^\circ, 12^\circ, 15^\circ, 18^\circ$.

2. Основні теоретичні відомості.

Напором насоса називається різниця повних питомих енергій на виході і вході робочого колеса. Він визначається по приросту енергії, яку одержує кожний кілограм рідини, пройшовши через робоче колесо за рахунок літ. головним чином, відцентрових сил.

$$H = \left(\frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} \right) + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \sum \frac{h_{\text{втр}}}{g} \quad (\text{ви})$$

де P_1 і P_2 - питома потенціальна енергія тиску на вході і виході.

$\frac{v^2}{2g}$ і $\frac{v_0^2}{2g}$ - питома кінетична енергія на вході і виході.

Z_1 і Z_2 - відповідна питома потенціальна енергія положення на вході і виході,

Після робочого колеса рідина потрапляє в ракушкоподібний нерухомий кожух, мета якого плавно відвести рідину від робочого колеса і подати її через напірний патрубок в мережу. Напірний патрубок має форму дифузора. В ньому відбувається перерозподіл енергій - кінетична енергія частково перетворюється в потенціальну без зміни повної її величини і втрат її в дифузори.

Напір H показує числове значення енергії в джоулях, яке отримує протікаюча рідина, що відповідає силі ваги в 1 Н, яка проходить через насос і подається у вихідний патрубок (в напірний трубопровід).

Визначимо повний напір:

$$H = H_{\text{ст}} + H_{\text{гв}}, \quad (\text{ii})$$

де $H_{\text{ст}}$ і $H_{\text{гв}}$ - сумарні гідравлічні втрати по довжині і місцеві опори в напірному трубопроводі. Таким чином, повний напір насоса дорівнює сумі статистичного напору і гідравлічних втрат в мережі або трубопроводі:

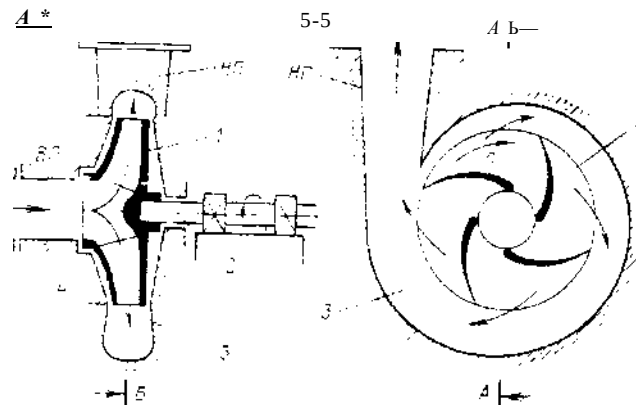
$$h_{in} = KcQ^2, \quad (83)$$

де Kc - коефіцієнт опору трубопроводу (мережі), який залежить лише від геометрії трубопроводу (діаметру, довжини) і вилів встановлених додаткових опорів (засувки і крани).

В результаті отримується інший вираз напору, який необхідний для забезпечення подачі вдану мережу (тому він позначений H).

$$H_m = H_{ct} + KcO^2 \quad (84)$$

Рух у робочому колесі близький до площинного. Всі розміри, які визначають проточну частину робочого колеса, відомі, причому величини, віднесені до вхідної кромки лопастів, мають індекс 1, а до вихідної - індекс 2 (мал.39).



Мал.39. Геометрія робочого колеса

Напрямок лопаток робочого колеса визначається кутом θ між дотичною до поверхні лопатки, проведеної в сторону течії рідини, і нормаллю до радіусу. Ширина лопаток робочого колеса визначається значеннями b_x і b^A .

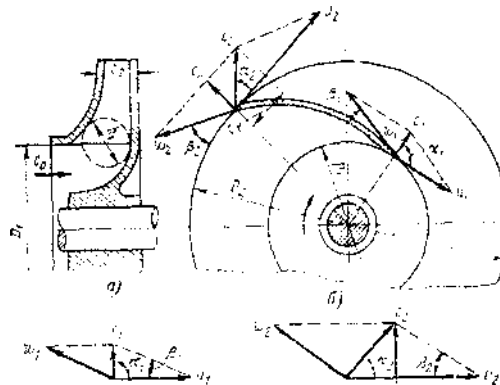
Умови роботи насоса залежать двома параметрами: подачею Q і частотою обертання робочого колеса n (—) ■

Колова швидкість на вхідній кромці u залежить від r і n :

$$u = r \cdot \omega \quad (85)$$

Маючи два вектори V і можна побудувати паралелограм швидкостей на вході і визначити H'_1 . З метою наочності часто будують трикутник швидкостей, який зображений на мал.40. Переносна швидкість U_2 у вихідному перерізі робочого колеса знаходиться за формулою:

$$U_2 = \frac{nD_2n}{6(\Gamma)} \quad (86)$$



Мал.40. Паралелограми і трикутники швидкостей на вхідній та вихідній кромках робочого колеса.

Відносну швидкість (O_2) можна підрахувати якщо знати її напрямок і як маємо :

$$\text{ю,} = \frac{nD_2 \sin \beta_2}{6} \quad (87)$$

В першому наближенні приймають тобто напрямок (O_2) співпадає з напрямком вихідної кромки лопасті (в дійсності с деякі відхилення кута β_2 , які враховується при проектуванні). Маючи два вектори u_2 і $(X>_2$, можна побудувати паралелограм або трикутник вихідних швидкостей і знайти вектор u_2 та кут α_2 .

Напрямок швидкості при вході на робоче колесо залежить від умов підводу. В насосах при осьовому підводі перед входом на робоче

колесо можна прийняти, що абсолютна швидкість V , направлена по радіусу, тобто $\alpha_x = 90^\circ$. В них умовах середнє значення її становить:

$$^{VI} nDibicpi- \quad \langle^{88}\rangle$$

де коефіцієнт ($p_x < 1$ враховує ушімлення, яке спричинюється лопатками.

Як видно з малюнків, робоче колесо насоса закручує потік, який проходить через нього. Показником закрученості потоку є циркуляція Γ , яка в даному випадку може бути представлена виразом:

$$\Gamma = nDv \cdot \cos \alpha \quad (89)$$

По мірі руху' рідини через робоче колесо її циркуляція зростає. Для знаходження силової взаємодії між лопастями робочого колеса і протікаючою рідиною використовуємо рівняння моменту кількості руху в формі:

$$pQ(o_2l'2 \sim "i) = , \quad (90)$$

де

$$= 0,5 D_x u \cos \alpha ;$$

$$o_2'2 = 0,5 D_2^2 \cos \alpha_2$$

Моменти зовнішніх сил відносно осі 0-0 діючих на виділений об'єм рідини, складаються із моменту, передаючого лопастями насоса L , і моменту сили тертя, який не враховуємо.

Сили тиску', нормальні до обмежених поверхонь, не створюють моменту відносно осі 0-0, тому що направлені до центру, або лежать у меридіальній площині (поверхні ободів).

Таким чином, сума моментів зовнішніх сил, діючих на виділений об'єм рідини, приводить до обертового моменту M , який передається рідині лопастями робочого колеса:

$$M = pQ(o, sD_2 u_2 \cos \alpha_2 - 0,5')^{\wedge} \cos \alpha) \quad (91)$$

Використавши поняття циркуляції рідини, маємо на вході в робоче колесо

$$\cos \alpha_x \text{ і на ВИХОДІ } = 7tD_2\theta_1 \cos \alpha_r$$

Тоді формулу (91) можна виразити так:

$$M = -g(pQ) \quad (92)$$

Одержаний результат показує, що момент, який розвиває робоче колесо, пропорційний масовим витратам і зміні циркуляції рідини, або її моменту швидкості.

Знаючи момент, який розвивається робочим колесом M ,
 $T T$ Знаючи момент, який розвивається робочим колесом M ,
 $H \propto M$, 1 КУТОВУ швидкість $\frac{1}{c} \cdot \frac{1}{60}$ «. Я7Г
 $\frac{1}{c}$ (0 - {0 = 2- -), одержуємо секундну
енергію, тобто потужність, яку розвиває робоче колесо, діючи на
рідину, що визначається за формулою $[Ma] = \frac{1}{c} \cdot \frac{1}{60} = \frac{Bm}{c}$

Якщо прийняти, що енергія, яка передається робочим колесом, дорівнює силі ваги в 1 H . протікаючої через нього рідини, то потужність одержувана рідиною складає $pgQH_T$, Bm . Порівнюючи дві потужності і використовуючи (91). отримаємо:

$$M = -M_p Q(0, SD^2 U^2 \cos a - 0,5 D j U j \cos \alpha) - pgQH_T. \quad (93)$$

Звідси, враховуючи, що $0,5 Deo = u$ - колова, тобто переносна швидкість, приходимо до формули для теоретичного напору насоса H_T :

$$H_T = \frac{1}{g} (u^2 \cos a - 2 u v_1 \cos a) \quad (94)$$

або за формулою (92)

$$H_T = \frac{1}{g} (u^2 \cos a - 2 u v_1 \cos a) \quad (95)$$

Одержані формули є основним рівнянням насосів або рівнянням Ейлера, яке застосовується до лопатевих насосів будь-якого виду. Вони мають поширене практичне значення, так як дають зв'язок між теоретичним напором і кінематичними показниками потоку рідини, яка протікає через робоче колесо.

Раніше відзначалось, що a_y близьке до 90° , $\Gamma_j = 0$. Із рівняння Ейлера випливає, що теоретичний напір насоса визначається, в основному, виразами $(\partial \Gamma_2$. або $\langle_2 L >_2 \cos a$. Чим більші ці значення тим більший теоретичний напір.

Дійсний напір H , що розвивається насосом, буде менший за теоретичний за рахунок гідравлічних втрат в самому робочому колесі, а також в елементах приводу і відводу. Якщо гідравлічні втрати складають h_l , то $H = H_m - h_l$. Вводячи поняття гідравлічного коефіцієнта корисної дії (ККД).

$$H = H_m - h_l \quad (96)$$

одержуємо:

$$H = H_m - h_l \quad (97)$$

Формула (97) разом з рівнянням Ейлера (94), дозволяє знайти вираз для дійсного напору насоса.

$$H = \frac{1}{\gamma} (\rho g H_m - \rho g h_l) \quad (98')$$

або:

$$H = H_m - h_l \quad (98'')$$

Гідравлічний ККД насосів складає $\eta_h = 0,75-0,93$ (менше значення для малих насосів).

3. Еспериментальна установка.

Лабораторний стенд має такі основні блоки:

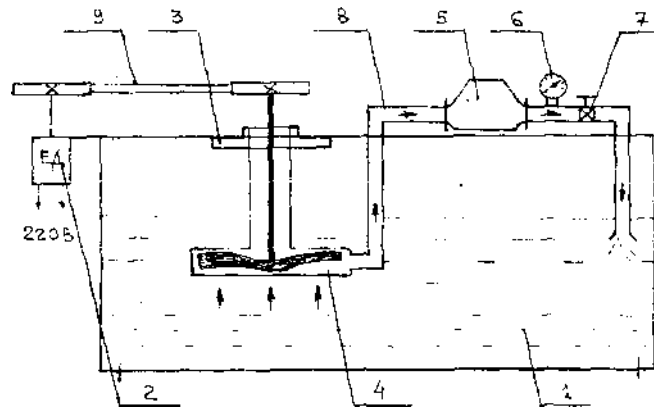
1. Ємність для води.
2. Електродвигун.
3. Флянець кріплення відцентрового насоса до кришки.
4. Відцентровий насос.
5. Витратомір.
6. Манометр.
7. Кран.
8. Трубопровід.
9. Клинопасова передача.

Базовою деталлю установки є металевий зварний корпус, до якого кріпиться шарнірна кришка, де розміщені всі блоки: електродвигун, відцентровий насос, трубопровід, витратомір, манометр, кран.

Металевий зварний корпус - призначений для ємності, в яку заливається вода. Вона виготовлена із сталі 45, товщина стінок 3 мм, довжина 345 мм, ширина 345 мм, висота 200 мм. Підбір цих

параметрів зумовлений тим, щоб установка мала жорстку основу і не виникало вібрацій під час роботи.

Кришка - призначена для кріплення до неї всіх блоків установки. Виготовлення із пластмаси товщиною 8 мм, довжиною 347 мм, шириною 347 мм. Підбір параметрів зумовлений тим, щоб кришка була жорстка, щільно прилягала до металевого зварного корпусу, кріплення її на завісах дає можливість легко замінювати робочі колеса під час її піднімання. Пластмаса не дає великих вібрацій і частково поглинає шуми, які виникають.



Мал.4і. Загальний вигляд лабораторного стенду Як привод використаний електродвигун - асинхронний, трифазний потужність 180 Вт із кількістю обертів на хвилину

$$n = 1400 \text{ об/хв}$$

Хв

Відцентровий насос - має такі параметри: висота 110 мм, діаметр 80 мм, діаметр крильчатків 78 мм. Корпус насоса і крильчаток виготовлений із чавуну Ст 0,5.

Витратомір - для вимірювання кількості перекачуваної рідини

$$60 \text{ КМ 32/Д } Q_{\max} = 8,5 \text{ л/хв}$$

Трубопровід - призначений для відводу від насоса рідини і підводі її до всіх елементів установки. Труби виготовлені із сталі 45 діаметром 25 мм і гумові труби діаметром 25 мм і довжиною 340 мм. При запуску в роботу установки слід залити воду в резервуар таким чином, щоб насос повністю був зануреним.

Оскільки ідея роботи полягає, в дослідженні основних робочих характеристик відцентрового насоса при зміні робочих коліс, то

4. Послідовність виконання роботи.

1. Відчинити кришку і залити воду в ємність (1) по рівень, який показаний на стійці смкості.
2. Встановити на вал насоса робоче колесо з кутом нахилу лопаток а 10°
3. Заміряти кут нахилу лопаток для всіх чотирьох змінних робочих коліс, та їх геометричні розміри: зовнішній діаметр Б, внутрішній діаметр (1 і ширину робочого колеса Б.
4. Закрити кришку та ввімкнути електродвигун в мережу ~ 220 В, здійснивши запуск його в роботу.
5. Зафіксувати витрати рідини та тиск рідини, який створюється насосом. Кількість обертів є стабільною і становить п = 1400 об/хв.
6. Здійснити заміну робочого колеса ще з трьома іншими значеннями кута нахилу лопаток і провести аналогічні заміри згідно пунктів 1...5.
7. За формулою розрахувати напір:

$$H = 0 \pm C \cdot \omega^2 \quad (98)$$

48Б

де С} - витрати рідини в м³/с; п - частота обертання, об/с; α_2 - кут нахилу лопатки в градусах; g - прискорення вільного падіння (9,81 м/с²); Б - ширина робочого колеса в метрах.

8. Визначити величину напору, яка створюється насосом при кожній із закріплених крильчаток:

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot Q} \quad (99)$$

Рё Рё

де $\rho = 10^3$ кг/м³ для води, $g = 9,81$ м/с².

5. Методичні рекомендації для самостійної роботи.

1. Проаналізувати, яким чином впливають на створюваний насосом напір та подачу зовнішній діаметр та ширина робочого колеса.
2. Встановити, якою може бути висота всмоктування для відцентрових насосів. Чи впливає на цей параметр зміна геометрії робочого колеса насоса?
3. Ознайомитися з тим, як будуть змінюватись параметри відцентрових насосів при їх паралельному і послідовному з'єднанні.

6. Поради до оформлення звіту по роботі.

1. Коротко записати послідовність виконання роботи і в разі потреби основну інформацію з теоретичних відомостей.
2. Зарисувати схему установки і для кожного із дослідів провести розрахунки напору H аналітично та за результатами дослідів.
3. Всі результати дослідів та експерименту звести в таблицю.

Таблиця 20

№ п/п	Кут нахилу лопатки рооочого колеса. СХ1	Зовніш- ній діаметр рооочого колеса. П. м	Внутріш- ній діаметр робочого келеса. (і. м \ са, Ь, м	Ширин а робочо -го коле-	Подача Надлиш- : ; 0, м³/с коііііі	Напір. Н, м
					тиск Р. х\н ко вші римен -тадь- ний	Розра- Експе
1.	10°				1 Па	Г
2.	12°					
3.	15°					
4.	18°					

4. Побудувати графік залежності $H=\Gamma$ (сх₂). на основі чого зробити висновки щодо оптимального значення кута сх₂.

7. Контрольні запитання.

1. Записати та проаналізувати основне рівняння роботи відцентрового насосу.
2. Від яких факторів залежить напір насосу?
3. Чим відрізняється дійсний напір від теоретичного?
4. Як геометрія робочого колеса відцентрового насоса може вплинути на такі параметри як подача (^, тиск у вихідному патрубні Р?
5. Як визначити всмоктуючу здатність відцентрових насосів?

8. Техніка безпеки.

1. Рухомі частини насосу повинні бути закритими.
2. Не вмикати установки без води в резервуарі і при відкритій його кришпі.
3. Перед пуском переконатися в правильності закріплення робочого колеса і схеми підключення.
4. Дотримуватися під час роботи всіх вимог електробезпеки.

§ 11. Вивчення будови та принципу роботи діафрагменних насосів, зняття робочих характеристик насоса Б-9

Мета: Детально ознайомитися з будовою та принципом роботи діафрагменних насосів. Експериментально навчитися знімати робочі характеристики діафрагменного насоса Б-9, який використовується як паливний насос в двигунах 24 Д автомобіля ГАЗ-53.

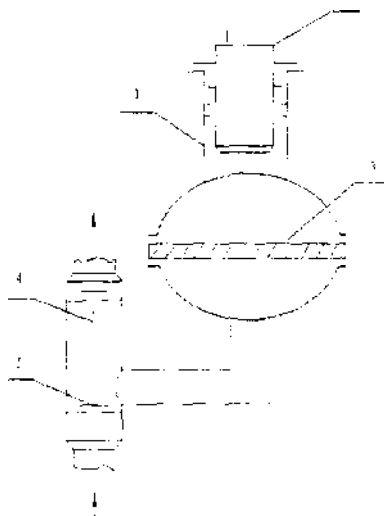
1. Прилади і обладнання

1. Стенд для випробування діафрагменного насоса Б-9.
2. Два резервуари із рідиною, яка буде перекачуватися насосом.
3. Секундомір.
4. Тахометр.
5. Випрямляч постійного струму ВСА-ІІ-К.
6. Всмоктуючий та нагнітальний трубопроводи.
7. ПЕОМ.

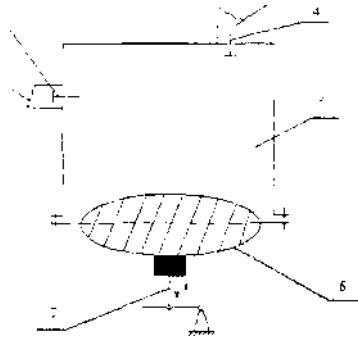
2. Основні теоретичні відомості

В діафрагменних насосах на відміну від поршневих поршень замінений гнучкою, найчастіше гумовою або сталюю пластинною- діафрагмою, яка дістає переміщення від важільного механізму або іншого спеціального пристрою. Одна із можливих конструкцій такого типу насосу розглянута в § 8. На мал.42 зображено дещо іншу різновидність діафрагменного насосу. Тут клапанна коробка із всмоктуючим 5 та нагнітальним 4 клапанами розмішена окремо, а прогин діафрагми 3 здійснюється завдяки зворотньо-поступальному руху плунжера 2 в циліндрі насоса 1, заповненого спеціальною рідиною. Насоси подібного типу часто використовуються для перекачування рідин із різними домішками (пісок, абразивні матеріали тощо), а також хімічно активних рідин і будівельних розчинів. Діафрагму можна приводити в рух не тільки за допомогою плунжера, а і звичайним важільним механізмом. На мал.43 показана схема діафрагменного насоса із важільним механізмом. Тут мембрана відділяє робочу камеру від простору, в який рідина повинна проникнути. Робоча камера 5 має два патрубки: всмоктуючий 3 і напірний 1, які з'єднуються з камерою через всмоктуючий 4 і напірний 2 клапани. Діафрагма 6 з'єднана зі штоком 7, що здійснює зворотньо-поступальні рухи. Діафрагменні насоси подібних конструкцій використовуються як бензонасоси в карбюраторних

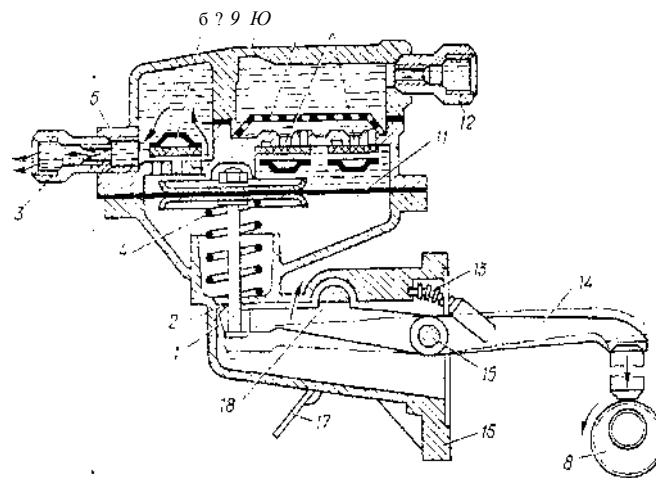
двигунах внутрішнього згорання. Їх насосів є два важеля: один для ручної підкачки бензину і другий - для неперервної його подачі під час роботи двигуна. Він приводиться в рух спеціальним кулачком вад газорозподільного механізму. В карбюраторних двигунах паливо може подаватися із бака до карбюратора самотьоком (під дією сил ваги), чи вимушено (насосом). В автомобільних карбюраторних двигунах застосовується вимушена подача палива до карбюратора за допомогою діафрагменного насоса. В цьому випадку паливний бак може бути розмішений на автомобілі нижче карбюратора, в найбільш зручному місці. На мал.44 зображено схематичний переріз діафрагменного насоса типа Б-9, який встановлений на двигунах 24Д ГАЗ-53 і ЗИЛ-130. Насос складається із корпусу 3, головки 10 і кришки 14, відлитих із цинкового сплаву. Між корпусом і головкою гвинтами затиснута діафрагма 11, яка виготовлена із чотирьох листків лакотканини. В центрі діафрагми закріплений штовхач 7, на потовщену частину якого діє вильчатий кінець коромисла 2. Кришка 14 кріпиться до головки гвинтами. В головці насоса в гніздах встановлено 4 клапани із паливомаслостійкої гуми: два впускних 22 і два нагнітальних 19. До головки клапани притискаються пружинами 18. Впускний клапан захищений сітчатим фільтром 16.



Мал.42. Схема діафрагменого насоса 1-циліндр, 2-поршень. 3-діафрагма, 4.5-шпіввідно всмоктуючий і нагнітальний клапани



Мал.43. Діафрагменний насос із важільним приводом діафрагми 1.3-напірний і впускний патрубки. 2.4-відповідно нагнітальний і всмоктуючий клапани, 5- робоча камера, 6-діафрагма, 7-шток



Мал.44.Схема експериментальної установки 1-шток. 2-коромис.ю. 3-нагнітальний патрубок. 4-пружина. 5- нагнітальна частина. 6- нагнітальний клапан, 7-верхня кришка, 8-ексаентрик. 9-сітчастий фільтр. 10-вп'яскні клапани, 11-діафрагма, 12-впускний патрубок, 13-притиска пружина, 14-коромисло, 15-вісь, 16- корпус.17-ручний привод, 18-упор

При обертанні розподільного вала виступ ексцентрика 8 піднімає коромисло 14 переміщує штовхач і та діафрагму 11 вниз. Над діафрагмою створюється розрідження, тому впускні клапани 10 викриваються і паливо із баку поступає через отвір 12 в простір над діафрагмою.

Після того як виступ ексцентрика 8 вийде з під штанги 14, штовхач 1 буде повернений пружиною 4 в початкове положення. Діафрагма 11 прогинається вгору і паливо через відкритий клапан 6 витісниться в простір над клапаном, звідки через отвір 5 по паливопроводу поступає в карбюратор. Впускні клапани 10 при цьому закриті внаслідок підвищеного тиску в камері під діафрагмою.

Пружність пружини 4 підібрана з таким розрахунком, щоб при заповненні рівня поплавкової камери карбюратора напір палива, яке подається, не зміг відкрити запірної голки карбюратора. В цьому випадку паливо в поплавкову камеру не потрапляє і діафрагма із штовхачем знаходиться в нижньому положенні, а коромисло 14 качається вхолосту до тих пір, поки не відкривається запірна голка карбюратора.

Для наповнення поплавкової камери карбюратора при непрацюючому двигуні насос має механізм ручної підкачки, в який входять важіль 17 і валик із вирізом 1, що має коромисло 14. Коли важіль повертається, валик кінцями вирізані частини тисне на коромисло 14, переміщуючи діафрагму вниз. При поверненні важеля у вихідне положення коромисло 14 під дією пружини займає початкове положення.

Для контролю стану діафрагми в насосі передбачена пробка, вгвинчена в корпус 16. Поява палива при її відгвинчуванні вказує на розрив діафрагми.

Інколи на двигунах ЗИЛ-ІЗО встановлюють насоси Б-1-. Б-10 Б, продуктивність яких більше, чим Б-9. Вони мають шість клапанів (три впускних і три випускних), діафрагма виготовлена із прогумованої тканини. На двигунах ГАЗ-52 і ЗМЗ-451 застосовують діафрагменні насоси, принцип дії яких такий же, як і насосу Б-9.

До основних характеристик таких насосів слід віднести подачу (продуктивність), створюваний напір. Подача буде залежати від конструктивних особливостей насосу, зокрема, від величини зміни об'єму робочої камери та частоти коливань діафрагми. На конкретному двигуні подача регулюється лише зміною частоти коливань діафрагми. Це реалізується за рахунок підвищення частоти обертання розподільного вала.

Створюваний напір в бензонасосах незначний і практично під час роботи залишається незмінним. Основні дані паливних насосів карбюраторних двигунів подані в таблицях.

Модель	На якому автомобілі встановлюється	Максимальний тиск, який розвивається при відсутності додачі палива, кг/см ²	Таблиця 21 Продуктивність я/год. (чисельник! при частоті об'єртання розподіл вада, об/хв, (анщешшк)
Л-2, Л-4	»Москвич-408» - 21 V; щ їх модифікації. ГАЗ-21 і його модифікації, ГАЗ- 69,-69А. УАЗ-450Д, - 451ДМ,-452Д.- 469, - 469Б.РАФ-977ДМ, ГАЗ- 51Д і його модифікації	0,20-0,30	50/1800
2101, 2101-01	ВАЗ - (всі моделі), - 0,22-0,30	3А3-966.-968,-968А	60/2000
2101-20	«Москвич-408»	0,27-0,34	60/1800
Б-7	«Москвич-412». -2140, ИЖ-2125 та їх модифікації	0,30-0,36	80/1800
Б-9В ГАЗ-24 та її модифікації, РАФ-2203		0,20-0,30	140/1800
Б-9Г	ГАЗ-52-ОЗ,-52-04, ПАЗ- 672	0,20-0,30	125/1300
Б-9Д Б-9ДВ	ГАЗ-53А.-53Б.-66. КАвЗ-685, ПАЗ-652Б	0,20-0,30	125/1300
Б-9Б Б-10Б	ЗИЛ-164Ф. -164АН, ЗИЛ-ММЗ-585, ЗИЛ- 157К, КАЗ-606, ЗИЛ-158В, ЛАЗ-695	0,23-0,30	140/1800
Б-10	ЗИЛ-130,-131В,-133Г,-131 .ЗИЛ-ММЗ-555, КАЗ-608,Урал-375С,- 377. КАвЗ-3100, ЛАЗ- 695Е, -695М,-697Е,-699А. ЛиАЗ-677	0,23-0,30	140/1800

3. Експериментальна установка

На мал.45 зображена схема експериментальної установки для дослідження роботи та зняття робочої характеристики діафрагменного насоса Б-9. Приводом насоса 4 служить двигун постійного струму 2, рух від якого через редуктор 3 і кулачковий механізм передається діафрагмі насоса 4. Для живлення двигуна служить випрямляч постійного струму ВСА-11К, струм якого можна плавно змінювати від 0 до 10А. Це забезпечує зміну обертів двигуна,

а тим самим частоту коливань діафрагми. Кількість обертів кулачка фіксується за допомогою механічного тахометра.

Таблиця 22

ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕНЗИНОВИХ НАСОСІВ

Показники при 1000-1300 об/хв., розподільного вала	Марка бензинового насоса (двигуна)				
	Б9 (ЗИЛ-130, Б-9Б)	Б-9 Г	Б-9 Д	Б-10	Б-10
	ЗИЛ-375, ГАЗ-13, ЗИЛ-111}	А)	164 ¹	1	1
Продуктивність ¹ л/год. (не менше)	140	140	140 ¹	140 180	180
Максимальний тиск при нульовій подачі, мм.рт.ст.	До 225	До 225	До 225 ¹	До 225 ¹ , До 225	До 225
Число клапанів	2/1	2/1	2/1	2/1 3/3	1

¹ - для 1800 об/хв

В чисельнику — число всмоктуючих, в знаменнику - число нагнітальних клапанів.

Кількість обертів необхідно підбирати таким чином, щоб вони відповідали частоті обертання розподільного вала в двигуні ГАЗ-53 при різних режимах роботи. Для дослідження взято рідину-дистильовану воду при 20°C.

4. Послідовність виконання роботи

- Змонтувати установку згідно схеми, яка подана на мал.45. Встановити випрямляч на нульову позицію і ввімкнути його в мережу ~ 220 В.
- Піднявши трубопровід на виході з насоса на висоту 2 м, запустити насос на мінімальних обертах і визначити створюваний їм напір Н.
- Перекрити вихід і переконатися в можливості роботи насоса вхолосту.
- Подаючи рідину в резервуар 6, користуючись секундоміром і мензуркою, визначити подачу насоса О. Зафіксувати тахометром частоту обертання кулачка. Знаючи струм та напругу, визначити потужність, яка втрачена на привід насоса.
- Збільшуючи струм, добитися зміни обертів двигуна та частоти обертання кулачка і проробити ще досліді за аналогічною методикою. При цьому частота обертання кулачка повинна

6. Розрахувати корисну потужність насоса:

$$N = \rho \cdot Q \cdot H, \quad (100)$$

де ρ — 10^3 кг/м^3 , $Q = 9,81 \text{ м}^3/\text{с}$; Q в $\text{м}^3/\text{с}$; H в м за даними дослідів.

7. Визначити коефіцієнт корисної дії насоса при кожному із режимів роботи:

$$\eta = \frac{N}{P}$$

V

2203

P



Мал.45. Схема експериментальної установки: 1-випрямляч ВСА-1 Ж. 2-лвигун постійного струму. 3-рідуктор. 4-насос Б-9, 5,6-відповідно посудина, з якої та в яку перекачується рідина. 7-трубопровол. 8-тахометр

5. Методичні рекомендації для самостійної роботи.

1. Ознайомитися із системою живлення карбюраторних двигунів внутрішнього згорання.

3.Звернути увагу на методику визначення параметрів та характеристик об'ємних насосів.

4. Ознайомитися поряд із вказаними і іншими галузями застосування діафрагмених насосів.

6. Поради до оформлення звіту по роботі

1. Записати основні теоретичні відомості та зарисувати схему установки.
2. Чітко вказати на послідовність виконання роботи.
3. Всі дані дослідів та розрахунку звести в таблицю.

Таблиця 23

№ \ і	Частота	Подача, аосліау	Напір. І'Струм]	Напрут'і	Корисна Н.м	К.К.Д. !
і обертання . 0. см;^e .'A' ■■■	П.А іі: . В і	"Потужність				
етлачка,; 1 "!.■.и- бб\$св.. ■ :A	: A і					■ і
1 A A: -						
1.						і
2-І l , і і ;						1
3. ⁴ ! ¹ <						і
4, l . : і l ;						

4. Побудувати графік залежності ($3=\wedge n$) та $Л=Ч>(<2)$ ■
5. Проаналізувати одержані залежності і зробити конкретні висновки щодо оптимального режиму роботи бензонасосу Б-9.

7. Контрольні запитання

1. Де застосовуються діафрагмені насоси і яких різновидностей вони бувають?
2. Будова і принцип роботи бензонасосу Б-9.
3. Якими параметрами характеризується робота діафрагмених насосів і як їх можна визначити?
4. Як залежить подача і к.к.д. насоса Б-9 від зміни частоти коливань діафрагми?
5. Які можете запропонувати варіанта щодо застосування діафрагмених насосів в умовах шкільних майстерень¹

8. Техніка безпеки

1. Роботу необхідно виконувати обов'язково двом студентам одночасно. Пам'ятати, що блок живлення електричної схеми установки ввімкнений в електромережу '220В.
2. Не допускати перевантаження двигуна при режимах понад 10А та 30В.
3. Установка повинна бути заземленою.
4. Не розпочинати виконання робіт без дозволу викладача чи лаборанта.

§12. Розрахунок простого трубопроводу

Мета: Освоїти методику розрахунку простого трубопроводу.

Дослідити залежність втрат напору в трубопроводі від певних факторів та порівняти їх між собою.

1. Необхідні засоби

1. ПЕОМ;
2. Довідникові таблиці.

2. Основні теоретичні відомості

Конструювання різних машин, пристроїв в шкільних умовах разом з учнями в рамках гурткової роботи в деяких випадках передбачає ведення розрахунку простих водопроводів, бензопроводів, маслопроводів тощо. Тому вчителю трудового навчання доцільно знати основи розрахунку трубопроводів незалежно від виду рідини, що транспортується по них.

Всі трубопроводи поділяються на дві категорії: прості та складні.

Простий трубопровід не має розгалужень на своєму шляху, тобто від точки забору рідини до місця споживання. В більшості випадків такі трубопроводи виготовляють з труб однакового діаметру, але можуть бути і з паралельно з'єднаних труб різного діаметру, які мають повороти.

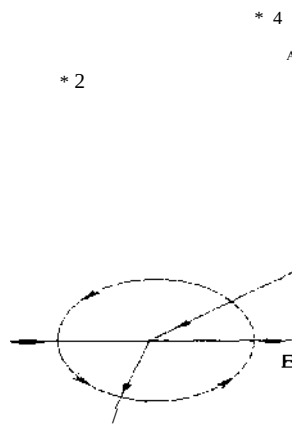
Складний трубопровід має хоч одне розгалуження або місце присєднання труб. Як правило, такий трубопровід складається з однієї труби (магістральна) та декількох відгалужених труб (ділянок). Окремі ділянки труб, з метою раціонального розподілу рідини між споживачами, можуть об'єднуватись в групи. Тому складні трубопроводи в залежності від схеми об'єднання поділяються на такі основні види:

1. Розгалужені, в яких рідина від основної магістралі подається в бокові розгалуження, після чого в магістраль не поступає (мал.46а).
2. Паралельні, в яких до основної магістралі підключається паралельна їй одна або декілька труб (мал.46б).
3. Кільцеві, що являють собою замкнене коло, яке живиться від однієї або декількох магістралей (мал.46в).

Прикладом трубопроводу першого виду є тупикове або розімкнуте коло. До недоліків даної системи слід віднести те, що вона має нерівномірні витрати, тому що в початкових ділянках, де витрати більше, необхідно мати більший діаметр, чим на кінцевих ділянках. До того ж при виході з ладу хоч би однієї ділянки

відключаються від живлення всі інші. Ці недоліки усунуті в трубопроводах другого та особливо третього типу. Тому всі водопроводи у містах мають кільцеву схему. Переміщення рідини здійснюється за рахунок штучного напору, що створюють насоси чи водонапірні башні, а також за рахунок різниці невілірних висот (рівнів) місцевості.

В залежності від величин втрат напору всі трубопроводи поділяються на гідравлічно короткі та гідравлічно довгі. До коротких відносяться трубопроводи невеликої довжини, які мають більшу кількість місцевих опорів і втрати на місцевих опорах складають більше 5 - 10% втрат по довжині. Для орієнтовочних розрахунків при довжині $l < 50\text{м}$ трубопровід можна розрахувати як короткий, а при $l > 100\text{м}$ - як довгий.



Ма.і.46. Схеми складних трубопроводів А - розгалужений. В - паралельний. В - кільцевий

Розрахунок простого трубопроводу полягає в визначенні однієї із трьох величин при заданих інших:

- напору H при відомих витратах рідини Q , діаметрі ϕ та довжині трубопроводу l ;
- витрат Q рідини при відомих діаметрі ϕ , довжині трубопроводу l та напору H ;
- діаметру трубопроводу ϕ при відомих витратах Q , напору H та довжині l .

При розрахунку можуть бути використані два способи, один з яких передбачає враховувати всі опори трубопровода. Другий спосіб скорочений з використанням витратних характеристик та поправних коефіцієнтів на місцевих опорах. Для гідравлічного розрахунку і трубопроводів використовують рівняння Бернуллі, рівняння постійності витрат, рівняння Дарсі-Вейсбаха. Середню швидкість потоку рідини визначають за формулою Шезі:

В такому випадку рівняння витрат рідини приймає вигляд: **【101】**

$$Q = V \cdot B = C \cdot \sqrt{8 \cdot J \cdot i} = K \cdot \sqrt{H} = K \cdot \sqrt{H_0 - h_f} \quad (102)$$

де K - витратна характеристика трубопровода.

$$K = C \cdot S \cdot \sqrt{R} = \sqrt{\frac{g \cdot \pi^2 \cdot d^5}{8 \cdot \lambda}}$$

Значення витратних характеристик труб, які випускає промисловість є в спеціальних таблицях Шевелева.

Втрати напору можна визначити за наближеним рівнянням:

$$H = 0,0827 \cdot \frac{Q^2}{d^5} \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right), \quad (103)$$

де λ - гідравлічний коефіцієнт тертя, ξ - коефіцієнт місцевих опорів. Їх вибирають в таблицях в залежності від виду труб, величини шорсткості, режиму руху та виду транспортованої рідини.

Якщо необхідно визначити необхідну висоту напору шляхом повного розрахунку, то використовують таке рівняння:

$$H = \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d^5} \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \quad (104)$$

При скороченому розрахунку користуються формулою:

$$H = 1,1 \cdot \frac{Q^2}{K^2} \cdot \ell \quad (105)$$

Витратну характеристику K визначають з таблиць в залежності від діаметра труб. Висота напору насоса або башні повинна становити:

$$H' = H - z_t + z_2 \quad (106)$$

Коли слід встановити витрати потоку при інших відомих параметрах, то для повного розрахунку використовують таку формулу:

$$Q = C \sqrt{H} \quad (107)$$

В цьому випадку роблять таке допущення, нібито коефіцієнти гідравлічного тертя та місцевого опору не залежать від числа Рейнольдса Re .

При скороченому розрахунку формула витрат має такий вигляд:

$$Q = C \sqrt{H} \quad (108)$$

Якщо при відомих напорі, висоті башні, витрат та довжині трубопроводу необхідно знайти його діаметр, то задачу розв'язують наближено, користуючись такою формулою:

$$D = \sqrt[5]{\frac{4 Q^5}{\pi^5 C^5 H}} \quad (109)$$

де $X = \phi(1)$.

н»
м

Задаючись при сталому напорі H рядом значень діаметра $d_1, d_2, \dots, d_n$ і т.п., можна побудувати графік залежності $Q = \phi(d)$, а за графіком нескладно знайти діаметр трубопроводу, який відповідає заданому значенню витрат Q_x (мал.47).

Більш спрощено можна визначити діаметр труби за розрахунком витратної

характеристики:

Мал.47. Залежність витрати від діаметра трубопроводу

к - о - 11,1 - € (ПО)

де $Y' = Y - (2, -2_2)$

Використовуючи знайдене значення K , за таблицями Шевелева знаходять діаметр. Є можливість цю процедуру зробити за формулою:

$$K = \sqrt{\frac{g \cdot \pi^2 \cdot d^5}{8 \cdot \lambda}} \quad (\text{ПО})$$

Слід відзначити, що із зменшенням діаметру труб зменшуються капітальні витрати на будівництво трубопроводу, але при цьому зростають втрати напору, що потребує більш високої потужності насосів, тобто більших витрат енергії, а відповідно, збільшується собівартість обладнання та його експлуатації. В.С.Яблонський запропонував формулу, за якою можна розрахувати економічно доцільний діаметр трубопроводу. Було встановлено, що економічно вигідно транспортувати рідину приблизно при швидкості 1 м/с. тоді оптимальний діаметр знаходять за формулою:

$$d = 1,13 \cdot \sqrt[3]{Q} \quad (112)$$

де (1 в м, 0 в м³/с.

При розрахунку простого трубопроводу змінного діаметру його розбивають на ділянки з постійним діаметром, а потім на кожній ділянці знаходять втрати напору і зрештою додають, в результаті чого мають:

$$H = \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left[\sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \frac{\ell_i}{d_i} + \sum \xi \right] \text{ або } H = Q^2 \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\ell_i}{K_i} \quad (113)$$

3. Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичними відомостями про методи розрахунку простого трубопроводу, проаналізувати їх та обрати метод, який підходить до умови поставленої перед вами задачі. Значення X та E , знаходять з таблиці, беручи до уваги те, що труби сталі не нові, круглого перерізу.
2. Підібрати необхідний напір, який повинен створювати насос, коли відомі витрати рідини Q , діаметр трубопроводу (d), довжина L , точка забору X_i і точка зливу B_i . Дані представлені в таблиці 24. трубопровід має постійний діаметр і різкий поворот, відсутні розгалуження.

3. Розрахувати скороченим способом необхідний напір при відомих витратах (Q , довжині (L), діаметру труби (d).

1	2	3	4	5	6	7
	i		1			
10	15	20	25	30	35	40
50	65	65	60	50	65	50
	30	45	60	75	90	ПО
		3	4	5	6	7
		4	7	3	6	2
		1	13	5	14	6,5

4. Порівняйте одержані результати при використання двох методик розрахунку, вказати на причину похибок та запропонуйте варіанти їх усунення.
5. Визначити витрати рідини при відомих довжині трубопроводу ℓ , діаметру d , висоті водонапірної башні або напорі, що створює насос H , висот геодезичних відміток в точках забору g , та зливу рідини. Необхідно встановити, які будуть витрати рідини. При цьому слід взяти дані всіх необхідних параметрів з таблиці 25 в залежності від варіанту. Трубопровод прямолінійний, постійного діаметру, втрати на місцеві опори не враховувати.
6. За даними таблиці провести розрахунок витрат наближеним способом, K знаходять за довідниковими таблицями в залежності від діаметру трубопроводу або можна взяти з таблиці.
7. Порівняти одержані результати між собою та зробити висновки стосовно причин, які викликали відхилення між різними методиками розрахунку.
8. підібрати необхідний діаметр прямолінійного трубопроводу при заданих напорі H , витратах (3, довжині трубопроводу ℓ , відміток геодезичних висот g , T_z . Всі необхідні дані подані в таблиці 26 окремо для кожного варіанту.

Таблиця 25

N9 варіанту	1	2	3	4	5	6	7
параметр							
Напір Н, м	10	12	13	20	23	25	27
Точка забору м	1	3	7	5	2	1	4
Точка злит м	5	7	3	2	1	3	9
Витрати рідини О-Ю м³/с							
Витрати рідини, визначені наближеним способом. 0- 10 м³/с							

Таблиця 26

Кз ва!5Іант>^_^^~_"" —	1	2	3	4	5	6	7	1
Напір. Н, м	10	20	13	13	14	10	16	
Довжина. L, м	100	250	340	320	420	600	540	
Витрати, О-Ю м³/с	1	4	3	2	1	1	3	
Діаметр, визначений за повним розрахунком. (1, мм								
Діаметр, визначений за наближеним способом. (1, мм								

9. Методом послідовних наближень, побудувати графік залежності $q_i = \Gamma(0)$. При цьому вважають напір постійним, задаються рядом значень діаметра (i), (1_2 і розраховують ряд відповідних значень витрат За графіком визначити діаметр трубопроводу, який відповідає заданому значенню витрати рідини.
10. Задаючись рядом значень діаметра, знайти витратні характеристики та побудувати графік (1 " $\phi(K)$). Розрахувати значення K для заданого конкретного випадку, за яким з одержаного графіку знайти діаметр. При ньому слід прийняти до уваги, що $H^1 = H - 2$, $+2_2$. а $Z_1 = 2$ м, $2_2 = 3$ м прийняти для всіх варіантів.
11. Порівняти одержані результати, проаналізувати їх та зробити висновки стосовно точності визначених діаметрів трубопроводу. Дати рекомендації по вдосконаленню та спрощенню розрахунків.

4. Методичні рекомендації для самостійної роботи

1. Ознайомитися з принципом роботи сифонних трубопроводів.
2. Користуючись літературою, ознайомитися з методикою розрахунку складних трубопроводів з паралельним з'єднанням ділянок.
3. Проаналізувати, як впливає матеріал та сортамент труб на втрати напору вздовж потоку.

5. Рекомендації до оформлення звіту по роботі

1. Провести необхідні розрахунки, а одержані результати звести в таблиці, зразок яких подано в попередньому розділі. Побудувати всі необхідні графіки, на яких графічно показати, послідовність знаходження невідомих параметрів.
2. Висновки по кожному розрахунку робити короткими, але конкретними. При цьому прагнути самостійно підібрати найбільш оптимальний варіант розрахунку трубопроводу.
3. Дати відповіді на контрольні запитання. В першу чергу продумати, де існує можливість використання цих знань в практиці майбутньої роботи вчителя загальнотехнічних дисциплін.

6. Контрольні запитання

1. Які існують різновидності трубопроводів?
2. Де використовуються прості, складні та сифонні трубопроводи?
3. Розповісти про існуючі методи розрахунку простого трубопроводу.
1. Що таке гідравлічна характеристика трубопроводу?
5. Як розраховують простий трубопровод змінного діаметру?
6. Наведіть приклади використання трубопроводів в умовах шкільних майстерень.

Додаток 1

Гідравлічні коефіцієнти тертя λ для незовних сталевих труб при $v > 1,2$ м/с, розрахованих за формулою Шведелева

Діаметр сі, мм	32	40	50	60	70	80
λ	0,061	0,058 ; 0,055	0,051	0,047	0,047	0,045

Додаток 2

Коефіцієнти місцевих опорів для різкого повороту в залежності від кута

Кут повороту α , град.	0	30	45	60	75	90	110	130	150	180
Коефіцієнт ξ опору	0,318	0,555	0,806	1,19	1,87	2,6	3,2	3,6		

50000

0,02)2

0,02 Г

0.Ц358

Додаток 4

Гідравлічний коефіцієнт тертя λ , підрахований за формулою
 Н.Н.Пашівського (область гідравлічно шорстких труб: $\lambda > 500$)

а

В, мм	Коефіцієнт λ						
	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,0165	0,0175
400	0,017	0,022	0,026	0,033	0,039	0,050	0,058
500	0,016	0,020	0,025	0,030	0,036	0,046	0,53
600	0,016	0,019	0,024	0,028	0,034	0,043	0,050
700	0,015	0,019	0,023	0,027	0,032	0,040	0,047
800	0,015	0,018	0,022	0,026	0,031	0,038	0,044
900	0,014	0,017	0,021	0,025	0,029	0,037	0,042
1000	0,013	0,017	0,020	0,023	0,028	0,035	0,041
1200	0,013	0,016	0,019	0,022	0,025	0,033	0,038
1500	0,012	0,015	0,018	0,021	0,025	0,030	0,035
2000	0,011	0,014	0,016	0,019	0,022	0,027	0,031
2500	0,011	0,013	0,015	0,018	0,020	0,025	0,028
3000	0,010	0,012	0,014	0,017	0,019	0,024	0,027
3500	0,0098	0,012	0,014	0,016	0,018	0,022	0,025
4000	0,0095	0,011	0,013	0,015	0,018	0,021	0,024
5000	0,0090	0,011	0,012	0,014	0,016	0,020	0,022
6000	0,0085	0,010	0,012	0,014	0,016	0,019	0,021

Додаток 5

Витратні характеристики K для неових сталених і чавунних труб, що працюють в квадратичній області опору ($u > 1.2$ м/с), та для азбестоцементних і пластмасових труб при середній швидкості протікання рідини в трубі $u = 1$ м/с.

Умовний прохід, мм	Клас, мм/с	ЛЛІ	кв	труб	Г	К, МГС	Для ф/б	
V	Сталених і електро-зварних	Чавунних		азбестоцементних			пластмасових	
		класу ЛА	класу А	типу 1; 6	ВТ тип-1; 9	ВТ тип-1; 12	типу 2; 15	ВТ ПВП; П ВПГ
50	0,061	-	-	-	-	-	0,0176	0,0129
65	0,0269	0,0183	0,0173	-	-	-	-	-
70	-	-	-	-	-	-	0,028	0,0205

ПО

1	2 i	3	4 i	5 1	6	7 ,	8	9	i no
50	0,061	-	- ,			!	-	0,0176	i 0,0129
* 65	0,0269	0,018 3	0,017 3 ;	— — 1 1		- 1	-	-	i... "
								0,028	. 0,0205
80	0,0328	-	- ;	1	-	-	-	-	! ■
	0,0395	0,032 4	0,031				-	0,0499	. 0,0328
100	0,076	0,056 6	0,054 3	0,0808 1	0,0729	0,0657	-	0,076	0,0555
115	0,0992 i	-	-	-	-	-	-	0,106	0,0774
125	0,114	0,102	0,098 3 i	i	-	-	-	0,143	0,104
150	0,180	0,164	0,159	0,195 ,	0,178	0,159 j	-	0,202	0,148
κ- 170	-	i	-	1	-	-	-	0,275	: 0,201
175	0,219	-	-	-	-	i	-	-	-
190	0,306	-	i	i	-	i	i	0,363	0,264
200	0,379	0,351	0,34 j	0,418	0,356	0,34	0,336	0,493	0,36
22.5	0,505	-	-	-	-	-	-	0,65	0,474
250	0,676	0,629	0,616 i	0,739 ,	0,67	0,619	0,605	0,874	0,638
300	1,085	1,026	1,007 !	1,147	1,048	0,962	0,933	1,188	-
350	i,637 ;	1,539	1,513	1,667	1,525	1.4 ;	1,336 T	1-624	-
375	1,925	-	' j	- j	'	1	-	-	-
400	2,319 !	2,174	2,137	2,351 -	2,147	1969	1,914	2,219	-
450	3,174	-	- j	V. _L	-	-	3,029	i	-
500	4,177 !	3,898	3,84	4,117	3,753	3,43 !	3,333	3,978	-
550	-	-	- !	-	-	j	-	5,345	-
600	6,253	6,294	6,202 ;	-	-	"	-	7,273	-
700	9,189 I	9,436	9,326 :	-	-	1	-	-	-
800	13,26	13,45	13,29 1	-	-	-	-	-	-
900	17,71 !	18,36	18,11	-	-	-	-	-	-
1000	23,51 ;	24,2	23,9 !	-	-	-	-	-	-

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1100	30,29	-	1	-	-	-	-	-	; -
1200	38,34	-	-	-	-	-	-	-	; -
1300	47,4 ;	-	" "1	-	-	-	-	-	i.... - .

III. ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІКИ ТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ.

§ 13. Вимірювання температур. Виготовлення і градування термопар, терморезисторів.

Мета: Детально ознайомитись із способами та приладами для вимірювання температури. Засвоїти методику виготовлення та градування термопар і термоопорів.

1. Прилади та обладнання.

1. Електрична піч нагрівання МП-8.
2. Еталонна термопара “Хромель-алюмель”.
3. Мілівольтметр В7-21 - 2 шт.
4. Самопишучий потенціометр КСП-4.
5. Термопари: “Хромель-копель” (ТХК). “Хромель-алюмель” (ТХА).
6. Прилад Щ1101.
7. Терморезистор (місткова схема в комплекті з ним).
8. Термометри.
9. Оптичний пірометр.

2. Основні теоретичні відомості.

З точки зору молекулярно-кінетичних уявлень температура є мірою середньої кінетичної енергії молекул, тобто мірою інтенсивності теплового руху молекул. Тому із зростанням інтенсивності руху збільшуватиметься температура тіла, яка характеризує міру нагрітості тіла. Поняття температури не може бути застосоване до однієї або кількох молекул. Числове значення температури чисельно пов'язано з величиною середньої кінетичної енергії молекул:

$$\frac{m\bar{C}^2}{2} = \frac{3}{2} kT,$$

де $\bar{C}$ - середня швидкість молекул, м/с;

k - стала Больцмана; $k = 1,38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К.

Кінетичну енергію молекул безпосередньо виміряти не можна. Тому для вимірювання температури використовують залежність від неї певних властивостей речовини (теплового розширення, електричного опору, тощо).

Таким чином, температура тіла характеризує енергію, з якою рухаються молекули. В твердих тілах відбуваються коливання молекул

відносно нерухомих положень рівноваги. Рух молекул у всіх трьох напрямках в просторі відповідає потенціальній і кінетичній енергії. Молекули рідни також здійснюють коливання, які супроводжуються багаточисленними співударами. Молекули рухаються з великими швидкостями (порядку 10^3 -). Багато фізичних властивостей

C

залежать від температури:

- об'єм тіла (а, відповідно, і його розміри), як правило, збільшується з підвищенням температури;
- при підвищенні температури речовина переходить у рідкий, а потім у газоподібний агрегатний стан;
- у металах питомий електричний опір зростає з підвищенням температури, а в напівпровідниках зменшується;
- електрична напруга термоелемента збільшується з підвищенням температури.

Більшість фізичних величин, які залежать від температури, використовують для вимірювання температури.

Температура характеризує стан тіла незалежно від його маси і хімічного складу. Тому температуру називають параметром стану.

Таблиця 27

Співвідношення між одиницями вимірювання температур.

Температура в градусах Цельсія	Температура в градусах Фаренгейта	Температура в градусах Реомюра	Температура в градусах Кельвіна	Співвідношення між одиницями вимірювання температур
0 °C	32 °F	0 °R	273,15 K	1 K = 1 °C = 1,8 °F = 1 °R
100 °C	212 °F	80 °R	373,15 K	1 °C = 1,8 °F = 1 °R
Температура кипіння води при нормальній атмосферній тиску	212 °F	80 °R	373,15 K	1 °C = 1,8 °F = 1 °R
Температура плавлення льоду при нормальній атмосферній тиску	32 °F	0 °R	273,15 K	1 °C = 1,8 °F = 1 °R
Температура замерзання води при нормальній атмосферній тиску	32 °F	0 °R	273,15 K	1 °C = 1,8 °F = 1 °R
Температура кипіння азоту при нормальній атмосферній тиску	-320,4 °F	-224,3 °R	77,3 K	1 °C = 1,8 °F = 1 °R
Температура кипіння водню при нормальній атмосферній тиску	-459,67 °F	-321,8 °R	4,2 K	1 °C = 1,8 °F = 1 °R
Температура кипіння гелію при нормальній атмосферній тиску	-452,2 °F	-317,6 °R	4,2 K	1 °C = 1,8 °F = 1 °R

У СІ для вимірювання температури прийнята шкала Кельвіна, де одиницею вимірювання температури є Кельвін (1 К). Міжнародна

температурна шкала була прийнята в 1927 р. і заснована на 6 постійних і відтворюваних реперних точках. Після цього вона була переглянута із внесенням деяких коректив (1948 р. та в 1968 р.). В нашій країні (1976 р.) встановлені практичні температурні шкали, які забезпечують єдність вимірювання температур різними методами в діапазоні від 0.01 до 10^5 К. Виміряні за цими шкалами температури близькі до термодинамічних. З 1990 р. введена нова міжнародна шкала температур (МТШ-90), в якій основною реперною точкою залишилося значення температури потрібної точки води. При цьому $^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{K}$ на $3 \cdot 10^{-4}$.

У нашій і в більшості європейських країнах поширена шкала Цельсія, а в деяких англосаксонських країнах (Великобританія, США, Канада, Австралія та ін.) користуються шкалами Фаренгейта та Ренкіна. Шкала Реомюра нині майже не застосовується.

Оскільки певний фізичний зміст становить лише різниця між значенням кінетичної енергії, то вибір нульової точки температури є питанням зручності. Це й пояснює існування кількох температурних шкал (табл. 27).

Температура - це єдина фізична величина, яка має два позначення (T і t) в залежності від застосовуваних одиниць. T - температура в Кельвінах (К) або абсолютна температура, t - температура в градусах Цельсія ($^{\circ}\text{C}$), якщо вони зустрічаються в одному і тому ж рівнянні, то їх не скорочують. Скорочення можна робити для різниці температур ΔT і Δt .

Залежно від температурного інтервалу й необхідної точності температуру вимірюють за допомогою термометрів, термопар, термоопорів та пірометрів (табл.28).

1. Термометри розширення.

Рідинні скляні термометри.

Залежно від області застосування у цих термометрах робочим тілом може бути ртуть, толуол, етиловий спирт тощо. Принцип роботи їх базується на зміні об'єму робочої рідини під впливом зміни температури за постійного тиску. Скляні рідинні термометри, які застосовуються у техніці, поділяються на:

- термометри широкого застосування без уведення поправок до їх показів: ртутні ($-35 \dots 600^{\circ}\text{C}$), рідинні ($-185 \dots 300^{\circ}\text{C}$);

- термометри підвищеної точності, до показів яких уводять поправки згідно з паспортом: ртутні ($-35 \dots 600^{\circ}\text{C}$), ртутні для точкових вимірів ($0 \dots 500^{\circ}\text{C}$), рідинні ($-80 \dots 100^{\circ}\text{C}$).

Конструктивно термометри бувають **палочні** та **із вкладеною шкалою**. Останні більш інерційні, але зручніші для спостереження. Вимірювання температур понад 500°C потребує зміни звичайного скла корпусу термометра на кварцове.

Таблиця 28

Засоби та методи вимірювання температури.

Засіб або метод	Інтервал температур, К
КОНТАКТНІ ТЕРМОМЕТРИ.	
<i>1. Термометри розширення.</i>	
Скляні:	
а) із незмочуваною (металевою) термометричною рідиною	215...900
б) із змочуваною (органічною) рідиною	70...580
Пружинні рідніші:	
а) із незмочуваною рідиною	240...770
б) із змочуваною рідиною	240...620
Манометричні	70...620
Ділатометричні	270...1270
Біметалеві	220...670
<i>2. Термоелектричні термометри.</i>	
Термопари. Інформація подана в табл.29. і	
<i>.1 Термометри опору.</i>	
Платиновий	20...1120
Нікелевий	210...420
Терморезистор	170...450
ПІРОМЕТРИ ВИПРОМІНЮВАННЯ.	
<i>1. Енергетичні пірометри</i>	
Яскравісний	920...3770
Часткового випромінювання	770...2270
Повного випромінювання	210...2270
Термографія і пірометри в інфрачервоній області	230...2270
<i>2. Пірометри спектрального розподілу.</i>	
Кольоровий порівняння	1420...2070
Спектрального відношення	970...2470
<i>3. Спеціальні способи.</i>	
Спектроскопічний	4300...1.10*
Термометри кагори:	
а) термочутливі фарби	310...1620
б) піроскопи	315...1870

Манометричні термометри.

Тут робочим тілом служить газ або рідина. Принцип роботи їх полягає в розширенні газів та рідин при постійному тиску з підвищенням температури. Газові термометри точніші ніж рідинні й дозволяють вимірювати температуру в ширших діапазонах (-125...550°C). Існують термометри з пропаном для діапазону температур від -40 до +40°C, з етиловим ефіром від 40 до 195°C, з етиловим

спиртом від 85 до 245°C, з діоксидом сірки від 0 до 160°C. Недоліком їх є складність будови, а також неможливість використати їх для вимірювання дуже низьких та високих температур.

Ділатометричні та біметалеві термометри.

Такі термометри застосовуються для сигналізації про граничні температури. Принцип дії їх заснований на зміні лінійних розмірів твердих тіл із зміною температури. Біметали складаються із двох міцно з'єднаних між собою однакових за товщиною шарів металів чи сплавів з різними коефіцієнтами теплового розширення. При зміні температури біметал згинається в бік шару металу з меншим тепловим розширенням. Цей згин передається на показник і служить для визначення температури. За допомогою спеціальних сплавів (залізонікелеві та залізохромонікелеві) можна вимірювати температури в межах -Ю0...-600°C.

Приклад матеріалу складових термобіметала: активна ХбОІСіМп 147; пасивна N4 36.

2. Термометри опору.

Термометри опору широко використовуються в практиці вимірювання температур в діапазоні ви -260 до 750°C. а в окремих випадках і до 1000°C. Точність вимірювання температури при цьому становить 0,02°C. Принцип дії їх заснований на ефекті зміни електричного опору матеріалу від зміни температури. Найзручнішим матеріалом для виготовлення термометрів опору є чисті метали (й, Си, N1 та ін.) і напівпровідники. Напівпровідникові термометри опору називають **терморезисторами**, їх у більшості випадків виготовляють із твердих полікристалічних напівпровідникових матеріалів: сумішей TiO₂ з M§O, оксидів Мп, Си, L'i і Ре₂O₃ з M§Al₂O₄, MfCr₂O₄, а також з монокристалів ве, легованих Аз.

У термоопорах на базі металів із зростанням температури опір збільшується, а в терморезисторах - навпаки, зменшується. Причому в металах у деяких діапазонах температур ця залежність має лінійний характер, а в напівпровідниках - завжди експоненціальний. Температурний коефіцієнт електричного опору у напівпровідниках на порядок вищий, ніж у чистих металах. Тому останнім часом напівпровідникові термометри опору використовують для вимірювання низьких температур (1,3...400 К).

Платиновий термоопір - найчастіший прилад для вимірювання температур в інтервалі від 14 до 903 К.

Для інтервалу температур виї 273 до 903 К залежність опору термометра від температури має такий вигляд:

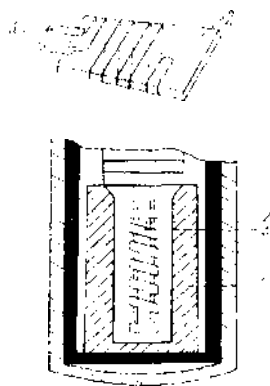
$$= \Pi_0(1 + A_i + B_i^2), \quad (115)$$

де Y_0 - опір при 0°C ; А, В - сталі (для платини ПЛ-2 $A = 3,968 \cdot 10^{-3}$ град¹.
 $B = 5,847 \cdot 10^{-7}$ град²).

Конструкція одного з таких термометрів показана на мал. 48.

Платиновий провідник 3 діаметром 0.05...0,1 мм. звитий у спіраль, укладений в кварцовому каркасі 2 гелікоїдної форми. До кінців спіралі припаяні виводи 4 із платинових провідників (два до кожного кінця). Все це розміщується в захисній кварцовій трубці 1 діаметром 5..6 мм довжиною 50... 100 мм, заповнений галієм або іншим інертним газом при тиску 0,02 МПа. Зверху в трубці закріплюється головка термометра з чотирма контактними гвинтами. Цю збірку розміщують у металевому захисному кожусі (частіше в статевому). Бувають і інші за конструкцією платинові термометри.

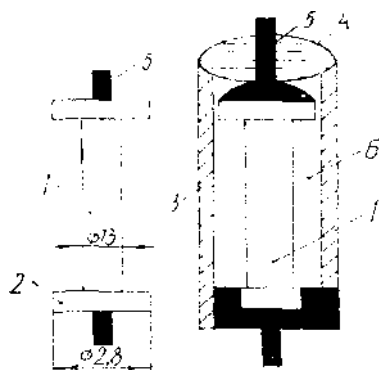
Мідний термометр опору і термометри опору із неблагородних металів виготовляють для вимірювання температур з точністю не вище 0, 1 К для інтервалу температур 14...273 К і з точністю 0,3...2,0 К для інтервалу температур 273...453 К. В мідних термометрах опору мідний ізолюваний провідник діаметром 0,1 мм намотаний на пластмасову колодку і вкритий лаком. Чутливий елемент у тонкій металевій гільзі розміщують у захисному кожусі. Виводи містяться в головці термометра, де є зажими.



Мал. 48. Платиновий термометр опору: 1 - захисна кварцова труба; 2 - кварцовий каркас; 3 - платиновий провідник; 4 - платинові виводи.

Напівпровідникові термометри опору в більшості випадків виготовляють спіканням порошкових матеріалів. Активні елементи мають розміри від 10 мм до кількох сантиметрів і форми циліндричних стержнів, трубок, прямокутних штабиків, шайб. Електроди наносять впаюванням або іншими методами, після чого все монтується в корпусі, який може мати різне конструктивне оформлення (мал. 49).

Компактність цих термометрів опору дозволяє використовувати їх як датчики температури в різних системах управління технологічними процесами.

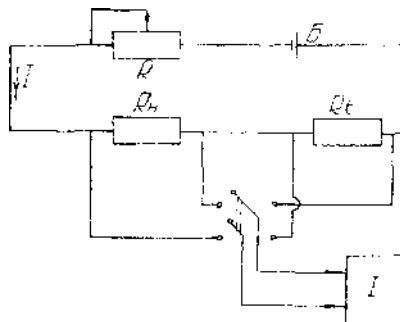


Мал.49. Напівпровідниковий термометр опору: а-негерметизований; б- герметизований: 1-активний елемент; 2-контактні ковпачки; 3-захисний корпус; 4- скляна ізоляція; 5-мідні з'єднувальні провідники; 6-простір,який заповнений емалевою фарбою.

Терморезистори є засобами вимірювання температури в інтервалі від 1,5 до 573 К і мають межу допустимої похибки 0,1...2,0 К.

Опір термометрів опору вимірюють завжди потенціометричним способом (мал.50). Коло термометра має джерело струму Б, регульований К та зразковий R_t опори і термометр . В колі

термометра встановлюють струм не більше 1 мА. Для вимірювання опору по черзі потенціометром І фіксують спадання напруги на термометрі R_t і на зразковому опорі R_x .



Мал. 50. Принципова схема вимірювання опору.

Тоді опір терморезистора можна розраховувати так:

$$= A_{Pi} \cdot (116)^\circ \text{ ли,}$$

3. Термопары.

Термопары застосовують для вимірювання температур в діапазоні від -200 до 2500°C з дуже високою точністю. Їх робота базується на термоелектричному ефекті Зеебека. Суть його полягає в тому, що, якщо при складанні кола із двох розімкнених провідників сплавити їх кінці між собою і температури в місцях з'єднання зробити різними, то в результаті виникне різниця потенціалів, яка називається **термоелектрорушійною силою** (термоЕРС). Подібні системи називають **термопарами**. Контактна різниця потенціалів, яка виникає в спаї змінюється відповідно до зміни температури, що й дозволяє, фіксуючи ЕРС, визначити температуру спаю. Місце з'єднання двох термоелектродів називають робочим кінцем чи гарячим спаєм термопары, а місце з'єднання вільних кінців термопары з мідними провідниками - холодним спаєм. Якщо підтримувати температуру холодних кінців термопары постійною, то ЕРС термопары буде функцією лише температури робочого кінця: $\epsilon = f(T)$.

ЕРС з високою точністю можна реєструвати за допомогою цифрових мілівольтметрів та потенціометрів, будова яких заснована на компенсаційному методі визначення ЕРС.

У промислових й у наукових дослідженнях найчастіше використовують такі термопары (табл.29).

Таблица 29

Термопара	інтервал робочих температур	Примітка
Мідь-константан	$0 \dots 700^\circ\text{C}$	Використовують у діапазоні нижче 700°C
Залізо-константан	$(-200) \dots 700^\circ\text{C}$ (900°C)	Вище 700°C Fe окислюється, тому необхідна захисна атмосфера
Хромель-алюмель ¹ (Pt-Cr-Al)	$(-200) \dots 1000^\circ\text{C}$ (1200°C)	Температуростійкі, нечутливі до нейтронного опромінення
Хромель-копель ¹ (Pt-Cr-56Si-44Ni)	$(-50) \dots 600^\circ\text{C}$ 1	Мають високу термоЕРС, використовують як приймачі в пірометрах (800°C)
Платинородій-платина (-0)...	1300°C	Для точного вимірювання високих температур (PtRh-Pt) (1600°C)
Вольфрамореніюва (0...2200°C)	$(^{\circ}\text{e}5-\text{УКe}20)$ 1	Для вимірювання дуже високих температур (2500°C)

Примітка: в дужках - значення межі температури, яку можна вимірювати лише короткочасно.

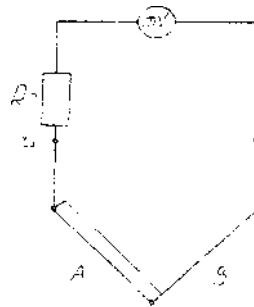
Для виготовлення термопар найчастіше використовують термоелектролний дріт діаметром $\sim 0,5$ мм, оскільки дріт меншого діаметра має більшу неоднорідність матеріалу. Робочий кінець термопари (гарячий спай) виготовляють зварюванням, спайкою чи скручуванням. Але найкраще виконувати зварювання, оскільки досягається надійний контакт. Перед зварюванням кінці електродів скручують. Зварювання проводять дуговим графітним електродом при напругах 15...20 В. Холодний спай термопари виготовляють паянням оловом (з каніфоїлю). Перед градуванням термопару відпалюють повністю при температурі дещо більшій за робочу⁷. Для ізоляції термоелектродів застосовують одно- чи двоканальні фарфорові або керамічні трубки (соломку). При градуванні термопар, як правило, температуру холодного спаю підтримують при 0°C. Такого типу термопара носить назву **диференціальної**. Але при вимірюваннях температури холодний спай не завжди може бути при 0°C, а при якійсь постійній температурі t_d . Тому в цьому випадку слід вводити поправки, а дійсне значення термоЕРС $E(1, t_0)$ становить:

$$E(1, t_0) = E(M') \pm E(1', t_0), \quad (117)$$

де знак відповідає випадку $I_0 \neq 0$, а знак $\pm$ при $1 \in \{1_0, 1_0 = 0^\circ\text{C}\}$.

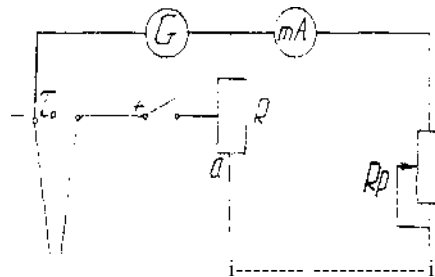
Вимірювання термоЕРС термопар здійснюють мілівольтметрами, потенціометрами. Простіше реалізуються вимірювання у першому випадку¹ (мал.51). Але напруга на затискачах мілівольтметра завжди менша термоЕРС на величину значення падіння напруги в зовнішньому колі, яке буде тим менше, чим більший внутрішній опір мілівольтметра. Тому для збільшення точності вимірювання термоЕРС необхідно брати високоомні мілівольтметри. Внутрішній опір В7-21 становить 10^{10} Ом.

Компенсаційний метод вимірювання термоЕРС за допомогою потенціометра заснований на зрівноваженні вимірюваної термоЕРС вітомою напругою, яка створюється стабільним джерелом постійного струму¹ (нормальним елементом). У цьому випадку відсутні спотворення вимірювальної термоЕРС. Схема компенсаційного метода визначення ЕРС показана на мал.52.



Мал.51. Схема підключення термопари до

Існують два способи вимірювання ЕРС цим методом. У першому випадку' регулюють опір Я, а в другому' - змінюють силу струму І і в компенсаційному колі, підтримуючи сталим опір Я.



Мал.52. Схема компенсаційного методу визначення ЕРС.

Силу струму змінюють за допомогою змінного резистора R_p . Якщо термоЕРС термопари за значенням відрізняється від падіння напруги на ділянці ав. то в колі термопари виникає струм, який буде фіксуватися гальванометром. Після цього одним із вказаних способів досягають рівності:

$$AU_{aB} = E(t, t_0)$$

(стрілка гальванометра буде встановлена та нуль) і визначають значення термоЕРС:

$$E(t, t_0) = IR_{a, \dots} \quad \text{dis})$$

Таблиця 30

Діапазони вимірювання температур і перелік приладів для вимірювання температури.

Діапазони температур	Тип приладу	Метод вимірювання
1...4 К	А. Гелієвий газовий термометр. Б. Конденсаційний термометр. В. Терморезистори	Контактний метод. Залежність тиску насичених парів рідких газів від температури.
До 1 К	Термометр з активним елементом у вигляді котушки індуктивності.	Метод магнітної термометрії. Залежність об'ємної магнітної сприйнятливості парамагнітних матеріалів від температури.
0...1000 К	А. Металеві й напівпровідникові терморезистори. Б. Термобатареї. В. Термопар. Г. Рідинні та газові термометри.	Контактний метод. Залежність відповідно опору (А), термоЕРС (Б, В), теплового розширення (Г) від температури.
800...1900 К 1900...2780 К	Термопарі із високотемпературних жаростійких матеріалів.	Контактний метод. Залежність термоЕРС від температури
300...2800 К	Оптичні пірометри (можна до 4000 К)	Оптичний метод. Температурна залежність від інтенсивності випромінювання нагрітого тіла
Понад 2800 К	Інтерференційний рефрактор	Залежність інтенсивності

І спектаральних ліній від ■ і
температури. ■

3. Експериментальна установка.

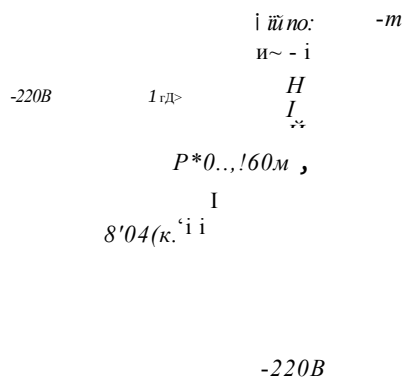
Схема установки показана на мал.53.

Еталонна термопара 1 фіксує температуру в печі. Вона з'єднана із самопишучим потенціометром КСП-4, де безпосередньо записується значення температури в печі (термопара ТХА).

Термопара 2, то градується, з'єднана з мілівольтметром В7-21. Холодні кінці знаходяться при кімнатній температурі.

Термоопір ММТ-4 4, який слід проградувати, підключається в схему вимірювання опору на базі приладу Щ1101.

Нагрівання печі МП-8 регулюється за допомогою перемикача зміни опору елемента нагрівання. Споживана потужність печі становить 2.4+0,24 кВт при напрузі 220 В з усіма проміжними ступенями, а максимальна температура всередині муфеля печі - 900°C. Час розігрівання до максимальної температури — становить не більше 2 год. Основним елементом печі є керамічний муфель з намотаною на його зовнішній поверхні нагрівальним елементом (ніхромова проволочка), поверх якого нанесений шар керамічної замазки. Орієнтовне значення температури всередині печі залежно від положення перемикача наведено в табл.31.



Мал.53. Принципова схема установки.

Таблица 31.

Залежність температури печі від положення перемикача.

Положення перемикача	1	2	3	4 ! 5 i	6	7
Температура, С	550...600	600...650	650...700	700...750	800...850	850...900

4. Послідовність виконання роботи.

1. Вивчити будову, принцип роботи термометрів, термоопорів, термопар та оптичних пірометрів. При ньому користуватися стендом “Прилади для вимірювання температури”.

2. Користуючись плоскогубцями, зробити скрючування кінців двох термопарних проводів (хромель і капель). Завести проводи у керамічну "соломку", а вільні кінці завести у кембрик відповідних розмірів. Електричним або термічним шляхом зробити спай і очистити його від шлаку.

3. Зібрати установку відповідно до зображеної монтажною схемою. Еталонною термопарою може бути лише така, яка проградуєвана й має сертифікат ВТК заводу-виготівника.

4. Протягом 5 хв. прогріти мілівольтметри В7-21, прилад Щ1101 і потенціометр КСП-4, після чого розпочати нагрівання печі, не підвищуючи при цьому температуру нагрівання більше 300°C. На передній панелі печі передбачена ручка, що регулює швидкість нагрівання. Оптимальна швидкість нагрівання - при положенні ручки на позиції "8". В активній зоні печі одночасно розмішені й нагріваються 2 термопари, 1 терморезистор.

5. Через кожні 10°C фіксувати значення термоЕРС термопари й електричний опір терморезистора. Значення температури в печі безпосередньо фіксується на КСП-4.

6. Вимкнувши піч, виконати аналогічне градування в режимі охолодження й порівняти його з попередніми результатами.

7. Всі записи занести в таблицю й побудувати графік залежності термоЕРС від температури (для термопар) і опору від температури (для терморезисторів), користуючись даними таблиць по градуванню термопар.

Примітка: пункт 2 не є обов'язковим і може виконуватися при наявності відповідного технічного забезпечення.

5. Методичні рекомендації для самостійної роботи.

1. Перед виконанням роботи слід повторити основні закони випромінювання абсолютно чорного тіла. Це дасть можливість зрозуміти фізику роботи оптичних пірометрів.

2. Користуючись літературою, необхідно ознайомитися із конструктивними особливостями термометрів та термоопорів.

3. Повторіть розділ "Молекулярно-кінетична теорія" з курсу "Загальної фізики", звернувши увагу на поняття "Температура".

4. Ознайомтеся із довідників із існуючими марками термопар.

6. Рекомендації до оформлення звіту по роботі.

1. Записати тему, мету роботи й перелік необхідних для її виконання приладів і обладнання.

2. Зарисувати схему установки. Чітко вказати хід роботи.

3. Звести в таблицю 32 результати експерименту, одержані як в режимі охолодження, так і в режимі нагрівання. Врахувати при цьому',

що температура холодних кінців термопарі відмінна від 0°C і знаходилася при кімнатній температурі.

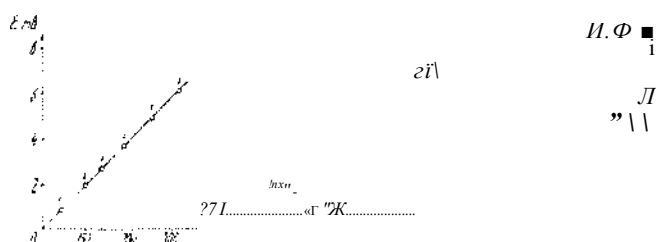
4. Побудувати графіки залежностей $\varepsilon = f(t)$, $E_{\text{Т}} = f(t)$.

5. Зробити конкретні висновки по виконаній роботі.

Зразки графіків показані на мал. 54.

Таблиця 32

Температура t , °C	Опір терморезисторів R , Ом		ТермоЕРС термопар, що градуються, E , мВ	
	Режим нагрівання	Режим охолодження	Режим нагрівання	Режим охолодження



Мал.54. Зразки графіків нагрівання (х) і охолодження (о).

7. Контрольні запитання.

1. Що розуміють під температурою і які шкали температур бувають?
2. Які існують приклади для вимірювання температури? Межі й точність їх вимірювання.
3. На якому принципі заснована робота термопар як пристрою для вимірювання температури? Як виникає та змінюється з температурою контактна різниця потенціалів у місцях спаїв різнородних металів?
4. Які існують види термопар і чим вони відрізняються між собою?
5. Який принцип роботи термометрів, пірометрів та терморезисторів? Яке їх призначення?

6. Які поправки потрібно враховувати за відсутності диференціальної термопари як еталонної?'

7. На яких заняттях з трудового та виробничого навчання в школі можна використати матеріал, вивчений у цій лабораторній роботі?

8. Техніка безпеки.

1. Муфельна піч повинна бути заземленою.
2. Під час роботи не торкатися корпусів вимкнених приладів.
3. Оберігатися від опіків при високому нагріванні печі.
4. Вести монтаж і демонтаж установки лише після повного вимкнення всіх приладів і обладнання.
5. Не залишати без нагляду установку в робочому стані.

§ 14. Дослідження параметрів водяної пари за допомогою діаграм і таблиць.

Мета: Ознайомитись із І-І-діаграмою водяної пари та навчитись користуватись тепловими діаграмами і таблицями розв'язуванні конкретних технічних задач.

1. Прилади та обладнання.

1. І-І-діаграма водяної пари.
2. Таблиці сухої насиченої водяної пари.
3. Лінійка.
4. Мікрокалькулятори.

2. Основні теоретичні відомості.

Пароутворення - це процес переходу речовини із рідкої фази в газоподібну. Будемо розглядати лише воду, оскільки водяна пара є найпоширенішим у теплотехніці робочим тілом. Випарування характеризується процесом пароутворення лише на межі розподілу рідина-газ і відбувається при температурах води, нижчих від температури її кипіння. **Кипіння** води супроводжується бурхливим пароутворенням по всьому об'єму рідини.

Насиченою називається пара, що перебуває в термодинамічній рівновазі з водою, з якої вона утворюється. Тиск насиченої пари - монотонно зростаюча від температури функція. Двофазна суміш, в яку входять пара із краплинками рідини, називається **вологою** насиченою парою. Масова частка сухості насиченої пари у вологій називається **ступенем сухості** й позначається x . Для киплячої води $x=0$. А для сухої насиченої пари $x=1$. Стан вологої пари характеризується двома параметрами: тиском (або температурою насичення) і ступенем сухості.

Насичена пара, в якій відсутні частинки вологи, називається **сухою** насиченою. При наданні сухій парі теплоти при тому самому тиску, її температура буде зростати, пара буде перегріватися.

Перегрітою називається така пара, температура якої перевищує температуру насичення пари для того самого тиску. Чим вище температура перегріву (при даному тиску), тим ближче пара за своїми властивостями до ідеального газу.

При постійному підвищенні тиску досягають такого стану, при якому питомі об'єми води й пари стають рівними. Така точка називається **критичною** (однакові властивості води й пари). Ця точка К для води має такі параметри:

$$r = 221.29 \text{ кДж/кг} \cdot \text{Па}; r_{\text{кр}} = 5 / 4.12^\circ\text{C}; \gg = 0.00520 \text{ кг} \cdot \text{кр.} -$$

При температурах, більших від критичної, можливе існування лише перегрітої пари.

Найменший тиск, при якому ще можливі рівновага води й насиченої пари, є тиском, який відповідає потрібній точці. В цій точці реалізується такий стан, у якому одночасно перебувають у рівновазі пара, вода та лід. Параметри потрібної точки для води:

$$P = 611 \text{ Па}; i = 0,01^\circ\text{C}; u = 0,001 \text{ — } \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Ентальпія (від грецького ешііаіро - зігріваю) є функцією стану термодинамічної системи й чисельно дорівнює сумі внутрішньої енергії системи u і добутку тиску P на об'єм системи V :

$$H = u + PV \text{ (Дж)} \quad (119)$$

Питома ентальпія h ($\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$) - це ентальпія, віднесена до 1 кг газу

чи водяної пари. Ентаїпія належить до адитивних чи екстенсивних параметрів, оскільки її значення пропорційне масі. Зміна ентальпії повністю визначається початковим і кінцевим станом робочого тіла й не залежить від проміжних станів. Ентальпія ідеального газу, як і внутрішня енергія, є функцією температури й не залежить від інших параметрів. За постійного тиску ($dp = 0$) зміна ентальпії дорівнює кількості теплоти, наданій системі зовні. У зв'язку з цим ентальпію також називають тепловою функцією або тепловмістом. Ентальпія тіла є повного його енергією.

Ентропія - функція стану, яка характеризує напрямок протікання довільних процесів у замкнутій термодинамічній системі (від грецького ентро - поворот, перетворення). Різниця ентропій системи в довільних станах А і В:

$$S_B - S_A$$

$$\frac{Q}{T}$$

де Q - кількість теплоти, яка надається системі при нескінченно малій квазістатичній зміні її стану;

T - абсолютна температура, за якої теплота поглинається системою.

При $S_B > S_A$ теплота до термодинамічної системи підводиться, при

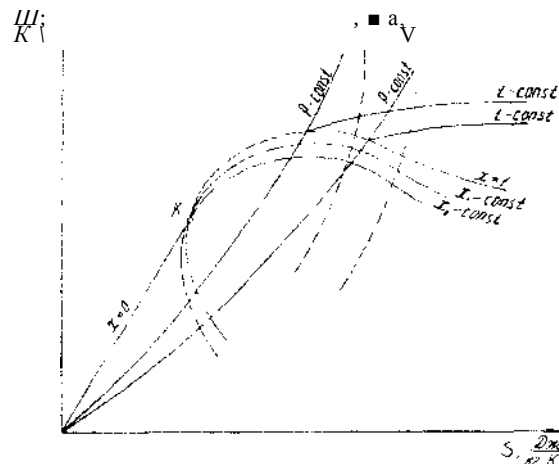
< 0 - відводиться. В адіабатично ізольованих системах при оборотних процесах ентропія залишається постійною. Статична фізика пов'язує ентропію із статичною вагою або кратністю виродження даного макроскопічного стану:

$$B = \kappa \, l_{\text{Pl}} \, \mathbb{Y} + g_0, \quad (121)$$

де k - стала Больцмана;
 θ - початкове значення ентропії;
 O

XV - термодинамічна ймовірність, яка показує, скільки разів мікростан реалізується в макростані. З позиції кінетичної теорії газів ентропію можна визначити, як міру неупорядкованості системи.

Для практичних розрахунків процесів, пов'язаних із визначенням параметрів водяної пари, користуються діаграмами і таблицями теплофізичних властивостей води й водяної пари. За допомогою її - 8 - діаграми (мал. 55) можна визначити значення ентальпії, ентропії, ступеня сухості пари, термічний ККД процесу в паросилових установках, швидкість витікання пари із сопел, корисно виконану механічну роботу в конкретному процесі.



Мал.55. Ї-Ї-діаграма водяної пари.

Термодинамічні параметри киплячої води й сухої пари знаходять за таблицями властивостей води та водяної пари. В таблицях термодинамічні величини із штрихом виносять до води, що нагріта до

температри кішіння. а величини із двома штрихами - до сухої насиченої пари. Величина $r = h'' - h'$ (де h - ентальпія) називається **теплотою пароутворення** і визначає кількість теплоти, яка необхідна для перетворення 1 кг води в суху насичену пару з такою самою температурою. Приріст ентропії в процесі пароутворення визначається за формулою:

$$S'' - S' = \frac{r}{T} \quad (122)$$

За нульовий стан, від якого відраховують величини S', S'', h, h'' . прийнято стан води в потрійній точці. Питомий об'єм U , ентропію S і ентальпію h вологої насиченої пари визначають за правилом адитивності. Оскільки в 1 кг вологої пари є X юлограмів сухої і $(1-X)$ кілограмів киплячої води, то

$$S = (1-X)S' + XS''; S_x = S' + X(S'' - S') \quad (123)$$

$$h = h' + Xr.$$

Із таблиць параметри вологої пари взнати не можна, тому їх визначають за цими формулами, виходячи із заданого тиску (чи температури) і ступеня сухості. h - S - діаграми мають сітку ізобар, які виходять із точки 0 ($S = 0$; $h = 0$). Тангенс кута нахилу ізобари чисельно відповідає абсолютній температурі даного стану. В області насиченої вологої пари ізотерми збігаються з ізобарами, тангенс кута сталий, а ізобара є прямою. Чим вищий тиск насичення, тим вища температура, тим більший тангенс кута нахилу, тому в області насичення прямі p - **const** розходяться.

На h - S - діаграмі зображають також ізотерми, тільки в області перегрітої пари, тобто вище лінії $X = 1$, вони майже горизонтальні криві із випуклістю доверху. На діаграмі можуть бути також нанесені лінії p - **const**, які йдуть дещо крутіше за ізобари. На практиці всю діаграму не представляють, а зображують лише її верхню частину, яка найчастіше використовується в практиці розрахунків.

При **ізохорному** процесі (p - **const**) (мал. 56 а) вологу пару можна преревести в суху насичену і перегріту й навпаки. Але сконденсувати її до кінця не можна, бо ізохора ніколи не перетинає на h - S - діаграмі нижню граничну криву. Зміна внутрішньої енергії AU при p - **const** становить:

$$A U = U_2 - U_1 = \{ \kappa_2 - p_1 u_2 \} - \{ \kappa_1 - p_1 u_1 \} \quad (124)$$

Оскільки при цьому зовнішня робота $i = 0$, підведена теплота витрачається тільки на зміну внутрішньої енергії пари:

$$q = U_2 - U_1 = A U \quad (125)$$

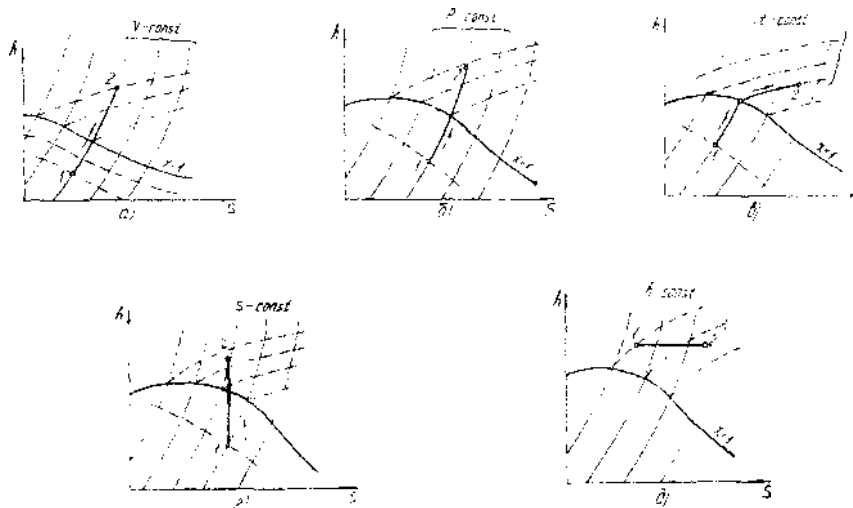
У випадку **ізобарного** процесу (мал. 56 б) при підведенні теплоти до вологої насиченої пари її ступінь сухості збільшується і вона (при $T = \text{const}$) переходить у суху, а далі — в перегріту (T^*). При відведенні теплоти волога пара конденсується при $T_s = \text{const}$. Теплота, що бере участь у процесі, й робота розраховуються за формулами:

$$q = h_2 - h_1 \quad (126)$$

$$l = p(v_2 - v_1)$$

При ізотермічному (мал. 56 в) процесі ($T = \text{const}$) внутрішня енергія водяної пари не залишається сталою, оскільки змінюється потенціальна стала. Тому:

$$l = q - A U \quad (127)$$



Мал. 56. Зображення процесів на h - s -діаграмі: а-ізохорного; б-ізобарного; в-ізотермічного; г-адіабатичного; д-драсельного.

При адіабатичному розширенні ($S = \text{const}$) (мал. 56 г) тиск і температура пари зменшуються й перегріта пара стає спочатку сухою, а потім вологою. Робота при ньому визначається за формулою:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) \quad (i_2 \sim P_2 u_2).$$

Якщо здійснюється дроселювання пари, то ентальпія в кінцевому стані дорівнює ентальпії в початковому стані, а ентропія та об'єм збільшуються, тиск - зменшується (мал. 56 д).

Б—5 - діаграм побудована для 1 кг водяної пари, тому тут на координатних осях задані питомі ентропія та ентальпія.

У таблиці 33 зведені всі необхідні формули для визначення основних характеристик описаних процесів.

Таблиця 33

Процес	І Зміни внутрішньої енергії	Робота	Кількість теплоти
Ізохорний	$\Delta U = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1)$	$\Delta U = 0$	$q = \Delta U$
Ізобарний	$\Delta U = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1)$	$\Delta U = q - \Delta U$	$q = \Delta U$
Ізотермічний	$\Delta U = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1)$	$\Delta U = q - \Delta U$	$q = \Delta U$
Адіабатичний	$\Delta U = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1)$	$\Delta U = q - \Delta U$	$q = \Delta U$

Приклад 1. Водяна пара масою 50 кг при початкових параметрах $p_1 = 3,0$ МПа і $t_1 = 350^\circ\text{C}$ охолоджується за сталого об'єму до тиску $p_2 = 2,0$ МПа. Знайти кінцеву температуру, а також кількість теплоти, яку необхідно відвести від пари.

Розв'язання. Знаходимо на h - S - діаграмі точку 1 на перетині ізобари $p_1 = 3,6$ МПа й ізотерми $t_1 = 350^\circ\text{C}$. Вона відповідає початковому стану водяної пари. Знаходимо на діаграмі параметри точки 1:

$$h_1 = 0,09 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad A_1 = 3110 \text{ Дж/кг};$$

$$h_2 = h_1 - p_1 v_1 + p_2 v_2 = 3110 - 3 \cdot 10^6 \cdot 0,09 = 2840 \text{ Дж/кг}$$

1 опускаємося по ізохорі $v = 0,09$ - до перетину 11 з ізобарою $p = 2,0$ МПа (точка 2) і визначаємо кінцеві параметри пари:

$$h_2 = 2630 \text{ Дж/кг}; \quad v_2 = 0,92;$$

$$u_1 = i_1 - p_1 v_1 = 2,63 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^5 \cdot 0,09 = 2,45 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}.$$

У кінцевому стані пара буде вологою.

Кількість відведеної теплоти в процесі становить: $Q_{12} = \Pi(u_2 - u_1) = 50 (2,45 - 2,84) \cdot 10^6 = -19,5 \text{ МДж}$

Знак "−" свідчить про те, що теплота відводиться.

Приклад 2. Водяна пара масою 20 кг розширюється за постійного

тиску 3,6 МПа від початкового питомого об'єму $v_1 = 0,06 \text{ м}^3/\text{кг}$ до

кінцевого $v_2 = 0,09 \text{ м}^3/\text{кг}$. Знайти початкові і кінцеві параметри

водяної пари, кількість теплоти і роботу зміни об'єму.

Розв'язання. Знаходимо на $p-v$ діаграмі точку 1 перетину

ізобари $p = 3,6 \text{ МПа}$ та ізохори $v = 0,06 \text{ м}^3/\text{кг}$ — водяної пари.

Параметри цієї точки (початковий стан пари):

$x_1 = 0,9$ (волога насичена пара);

$t_1 = 262,5^\circ\text{C}$; $p_1 = 3,6 \text{ МПа}$.

Знаходимо кінцеву точку 2 водяної пари, для чого фіксуємо точку ізобари

$p = 3,6 \text{ МПа}$ та ізохори:

$v_2 = 0,09 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Ця точка має такі параметри:

$t_2 = 350^\circ\text{C}$ (перегріта пара), $p_2 = 3,6 \text{ МПа}$

$x_2 = 0,75$ (волога насичена пара)

Розраховуємо кількість підведеної теплоти:

$$Q_{12} = m(h_2 - h_1) = 20 \cdot (3120 - 2625) \cdot 10^3 = 9,9 \text{ МДж}.$$

Початкова питома внутрішня енергія становить:

$$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = (2625 - 3,6 \cdot 10^5 \cdot 0,06) \cdot 10^3 = 2,445 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}.$$

Кінцева питома внутрішня енергія:

$$u_2 = h_2 - p_2 v_2 = (3120 - 3,6 \cdot 10^5 \cdot 0,09) \cdot 10^3 = 2,85 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}.$$

Визначаємо роботу, яка здійснюється паром при розширенні:

Приклад 3. Визначити кількість теплоти, яка надається парі, зміну внутрішньої енергії й роботу розширення, якщо пара з

температурою $t_1 = 300^\circ\text{C}$ розширюється по ізотермі від тиску $p_x = 1,0$ МПа до $p_2 = 0,1$ МПа.

Розв'язання. Знаходимо на діаграмі точку 1, яка відповідає початковому стану пари. Вона знаходиться на перетині ізобари $p_x = 1,0$ МПа й ізотерми $t_1 = 300^\circ\text{C}$. Параметри цієї точки:

$$t_1 = 300^\circ\text{C}; \quad p_1 = 1,0 \text{ МПа}; \quad v_1 = 0,0216 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad h_1 = 2708,9 \text{ кДж/кг}; \quad s_1 = 7,02 \text{ кДж/кг}^\circ\text{C}$$

Переміщуємося по заданій ізотермі з точки 1 до перетину її з ізобарою $p_2 = 0,1$ МПа. В результаті одержимо на діаграмі точку 2, яка відповідає кінцевому стану пари. Вона характеризується такими параметрами:

$$t_2 = 120,06^\circ\text{C}; \quad p_2 = 0,1 \text{ МПа}; \quad v_2 = 1,673 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad h_2 = 2202,1 \text{ кДж/кг}; \quad s_2 = 7,26 \text{ кДж/кг}^\circ\text{C}$$

Кількість підведеної теплоти визначаємо за формулою:

$$q = T(s_2 - s_1) = 573 \cdot (7,26 - 7,02) = 137,4 \text{ кДж/кг}$$

Зміна внутрішньої енергії дорівнює:

$$u = (h_2 - h_1) - p_2(v_2 - v_1) = (2202,1 - 2708,9) - 0,1(1,673 - 0,0216) = -506,7 \text{ кДж/кг}$$

Робота розширення становить:

$$l = q - u = 137,4 - (-506,7) = 644,1 \text{ кДж/кг}$$

Приклад 4. Перегріта пара при $p_x = 3,0$ МПа і $t_1 = 350^\circ\text{C}$ адіабатично розширюється до $p_2 = 0,2$ МПа. Користуючись $h-s$ діаграмою, необхідно визначити всі параметри водяної пари, роботу та зміну внутрішньої енергії в цьому процесі.

Розв'язання. Знаходимо на діаграмі точку 1 початкового стану водяної пари. Вона буде на перетині ізобари $p_x = 3,0$ МПа та ізотерми

$t_1 = 350^\circ\text{C}$. Адіабатичний процес буде зображатися вертикальною лінією ($s = \text{const}$) з точки 1 до перетину з ізобарою $p_2 = 0,2$ МПа.

Одержимо точку 2, яка характеризує кінцевий стан пари, вона має такі параметри:

$$t_2 = 120,06^\circ\text{C}; \quad p_2 = 0,2 \text{ МПа}; \quad v_2 = 0,885 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad h_2 = 2202,1 \text{ кДж/кг}; \quad s_2 = 7,26 \text{ кДж/кг}^\circ\text{C}$$

Температура пари в точці 2 визначається ізотермою, яка проходить через точку перетину ізобари 0,2 МПа з граничною кривою $x = 1$ ($t_2 = 120^\circ\text{C}$). Питомі об'єми визначаємо через значення ізохор, які проходять через точки 1 і 2, тобто:

Зміну внутрішньої енергії обчислюється за формулою:
 $A = (2552 - 0,83) - (3110 -$

Робота розширення становить:

Приклад 5. Визначити зміну стану перегрітої водяної пари, тиск якої після дроселювання знижується до 0,3 МПа, якщо початкові параметри пари: $p = 2$ МПа, $t_v = 250^\circ\text{C}$.

ізотермі $t_j = 250^\circ\text{C}$ знаходимо початкову точку 1. Через неї проведемо горизонтально лінію вправо до перетину з ізобарою $P_2 \sim 0,3$ МПа, в результаті чого одержимо кінцеву точку 2, яка лежить на ізотермі 220°C . Таким чином, $t_2 = 220^\circ\text{C}$. З'ясуємо, як дроселювання вплинуло на зміну ступеня перегріву. Для тиску 2 МПа температура кипіння становить 212°C . Їх знаходимо так: у точці перетину ізобари $p = 2$

МПа і лінії із ступенем сухості $X = 1$ виходить ізотерма $= 212^{\circ}\text{C}$, яка й відповідає температурі насичення пари для даного тиску. Аналогічно і для тиску $p_c = 0,3$ МПа знаходимо температуру насичення, яка становить 133°C . Ці температури можна знайти також за таблицями сухої насиченої пари (див.таблицю 38).

Ступінь перегріву в початковій точці:

$$Af, =*!-*,\$ = (250-212)^{\circ}\text{C} = 38^{\circ}\text{C}.$$

Ступінь перегріву після дроселювання:

$$D^*2 = {}^t_2 \sim {}^t_2 s = (220-133)^\circ\text{C} = 87^\circ\text{C}.$$

Таким чином, ступінь перегріву збільшився на

$$At_1 = At_l = (87 - 38)^\circ\text{C} = 49^\circ\text{C}.$$

3. Послідовність виконання роботи.

1. Озпайомишсь із Б —Я - діаграмою і таблицями водяної пари.
2. Водяна пара має такі параметри: $p = 1$ МПа, $x = 0,96$. Користуючись діаграмою і таблицями, визначити: ентальпію, ентропію, температуру, питомий об'єм і величину внутрішньої енергії.
3. Стан водяної пари має такі характеристики: $p = 2,0$ МПа, $T, \sim 350^\circ\text{C}$. Користуючись діаграмою і таблицями водяної пари, визначити ентальпію, ентропію, ступінь перегріву пари і внутрішню енергію.
4. Визначити вагу, внутрішню енергію, ентальпію, ентропію 3 м^3 насиченої пари при тиску 12 ат, сухості 0,98.
5. 2 кг вологої пари (ступінь сухості A') нагрівається за постійного тиску 1 МПа до 300°C . Знайти для кінцевого стану ступінь перегріву пари. Визначити роботу розширення і зміну внутрішньої енергії, а також витрачену на нагрівання теплоту. Значення A залежно від варіанта наведені в таблиці 34.

Таблиця 34

Номер варіанта і ... і "1 2 ~3 ; 4 5" ~ 6 і 7 ! 8 : 9 10

Ступінь і 0.85 0.90 0.95 0.86 0.87 0.88 0.89 0.91 ! 0.92 0.93 сухості A' і і і

6. Після ізотермічного розширення 6 кг водяної пари при тиску p і сухості 96% вона перетворюється в суху насичену пару. Визначити кількість теплоти, то надається парі, виконану нею роботу та зміну внутрішньої енергії. Значення тиску для кожного варіанта пропонуються в таблиці 35.

Таблиця 35

Номер ! 1 ; 2 і 3 ; 4 ! 5 6 | 7 | 8 : 9 , 10

варіанта

: Тиск. р. МПа 1 1.5 2 2.5 1.2 0.9 0.8 0.7 0.6 0.5

іЗ _____ , _____ [_____

7. Водяна пара надходить на паросилову установку при тиску p_1 і температурі T_1 . Для випадку, коли пара виконує механічну роботу при адіабатичному розширенні до тиску p_2 визначити: значення ентальпії для початкового та кінцевого станів пари, ступінь перегріву пари; ступінь сухості пари; виконану роботу.

Значення $P_u p^{\wedge}$ пропонується для кожного з варіантів у таблиці 36.

8. Водяна пара з початковим тиском p і температурі T дроселюється до тиску p . Визначити температуру пари після

дроселювання і зміну ступеню перегріву. Значення p для кожного з варіантів наведені у таблиці 37.

Таблиця 3(

Термодинамічні	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Початковий тиск	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
МПа										
Кінцевий тиск	0,2	0,2	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,2
МПа										
Початкова температура	450	400	460	410	340	300	350	450		350
/, °C										

Таблиця 3'

Термодинамічні параметри	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Початковий тиск МПа	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кінцевий тиск МПа	6	3	4	5	6	5	3	4	5	0,3
Початкова температура	400	450	450	410	300	400	400	420	350	300

4. Методичні рекомендації для самостійної роботи.

1. Детально ознайомитись з прикладами 1-5, які наведені в розділі "Основні теоретичні відомості".
2. Інколи на Б-8 - діаграмах подають енергетичні характеристики в калоріях. Слід ознайомитись із співвідношеннями одиниць у СІ з іншими системами вимірювання:
1 кал.термох. = 4,19 Дж, 1ДЖ = 0,239 кал.
3. Звернути увагу на зображення ізопроесів у координатах Б —5 - діаграми.
4. Ознайомитися з pV - та T -5 - діаграмами водяної пари.

5. Рекомендації до оформлення звіту по роботі.

1. Коротко записати теоретичні відомості.
2. Розв'язати всі запропоновані задачі й записати результати розв'язків у звіті.
3. На кальці скопіювати фрагменти процесів для задач 5...8.

4. По кожній задачі зробити конкретні висновки й дати відповіді на контрольні запитання.

6. Контрольні запитання.

1. Волога, суха, насичена й перегріта пара. Що розуміють під ступенем сухості пари? Як визначають ступінь перегріву водяної пари?
2. Що характеризують такі функції стану термодинамічної системи, як ентропія і ентальпія?
3. Які термодинамічні ізопроцеси Ви знаєте?
4. Як зображують основні термодинамічні процеси на p — v - діаграмі?
5. Що таке дроселювання водяної пари і для чого його здійснюють?
6. Яке практичне застосування мають p — v - діаграми і таблиці теплофізичних параметрів водяної пари?
7. За якими формулами визначають внутрішню енергію, підведену теплоту і зовнішню роботу для ізохоричного, ізотермічного, ізобаричного та адіабатичного процесів⁰
8. Де можна використати вивчений матеріал у майбутній роботі вчителя трудового та професійного навчання?

Таблица 38

Суша насичена пара і вола по кривій насичення (за температурами)

Темпе- ратура: t , °C	$P_{\text{нас}}$, МПа	ρ , кг/м³	ρ_g , кг/м³	ρ_l , кг/м³	$\rho_{\text{ж}}$, кг/м³	$\rho_{\text{ж}}$, кг/м³	$\rho_{\text{ж}}$, кг/м³	$\rho_{\text{ж}}$, кг/м³	$\rho_{\text{ж}}$, кг/м³
0	0,006106	0,0010002	206,2	0,04847	0,000	2500,8	12500,8	0	9,1644
5	0,008718	0,0010001	147,2	0,06793	21,06	2510,0	2489,0	0,0762	9,0242
10	0,012271	0,0010004	106,42	0,09398	42,04	2519,02	2477,3	0,1511	8,8995
11	0,01705	0,0010010	77,97	0,01282	62,97	2528,4	2465,4	*~0,2244	8,7806
20	0,02337	0,0010018	57,84	0,01729	83,90	2537,2	2453,4	0,2964	8,6663
25	0,03167	0,0010030	43,40	0,02304	104,80	2546,4	2441,7	0,3672	8,5570
30	0,4241	0,0010044	32,93	0,03036	125,69	2555,1	2430,0	0,4367	8,4523
35	0,05622	0,0010060	25,25	0,03960	146,58	2564,8	2418,3	0,5049	8,3518
40	0,07375	0,0010079	19,55	0,05115	167,52	2673,6	2406,1	0,5723	8,2560
45	0,09582	0,0010099	15,28	0,06545	188,41	2582,4	2394,01	0,6385	8,1638
50	0,12335	0,0010121	12,05	0,08202	209,30	2591,6	2382,3	0,7038	8,0751
55	0,15741	0,0010145	9,578	0,1040	230,9	2600,4	2370,11	0,7679	7,9901
60	0,1992	0,0010171	7,678	0,1302	251,12	2609,2	2358,0	0,8311	7,9084
66	0,2601	0,0010199	6,201	0,1613	272,06	2617,6	2345,4	0,8935	7,8297
70	0,3116	0,0010228	5,045	0,1962	272,99	2626,4	2333,3	0,9550	7,7544
80	0,4736	0,0010290	3,409	0,2933	334,94	2643,94	2308,2	1,0752	7,6116
90	0,7011	0,0010359	2,361	0,4235	276,98; 2659,5	2282,5	1,1924	7,4785	
100	1,0132	0,0010435	1,673	0,5977	419,10	2675,8	2256,7	1,3071	7,3545
110	1,4327	0,0010515	1,210	0,8263	416,34	2991,2	2330,0	1,4185	7,2386
120	1,9854	0,0010603	0,8917	1,122	503,7	2706,3	2202,7	1,5278	7,1289
130	2,7011	0,0010697	0,6683	1,496	546,4	2720,6	2174,2	1,6345	7,0271
140	3,614	0,0010798	0,5087	1,966	589,1	2734,0	2144,9	1,7392	6,9304
150	4,760	0,0010906	0,3926	2,547	632,2	2746,5	2114,3	1,8418	6,8383
160	6,180	0,0011021	0,3068	3,259	675,3	2757,8	2082,5	1,9427	6,7508
170	7,920	0,0011144	0,2426	4,122	719,3	2768,7	2049,4	2,0419	6,6666
180	10,027	0,0011275	0,1939	5,157	763,3	2778,4	2015,1	2,1395	6,5858
190	12,553	0,0011415	0,1564	6,395	807,6	2786,3	1978,7	2,2358	6,5075
200	15,550	0,0011565	0,1272	7,863	852,4	2793,0	1940,6	2,3308	6,4381

210	19,080	0,0011726	0,1044	9,578	896,7	2798,0 1900,4; 2,4246 i 5,3977			
220	23,202	0,0011900	0,08606	11,62	643,7	2801,4	1857,7	2,5179	6,2848
230	27,979	0,0012087	0,07147	13,99	990,2	2803,1	1812,7	2,6101	6,2132
240	33,480	0,0012291	0,05967	16,76	1037,5	2803,1	1766,6	2,7022	6,1425
250	39,78	0,0012512	0,05005	19,98	1086,1	2801,0	1714,9	2,7934	6,0789
260	46,94	0,0012755	0,04215	23,72	1135,0	2796,4	1661,3	2,8851	6,0014
270	55,05	0,0013023	0,03560	28,09	1185,3	2789,7	1604,4	2,9764	5,9296
280	64,19	0,0013321	0,03013	22,19	1236,8	2779,6	1542,8	3,0685	5,8573
290	74,45	0,0013665	0,02553	39,17	1290,0	2766,2	1476,3	3,1610	5,7824
300	85,92	0,0014036	0,02164	46,21	1344,8	2749,1	1404,3	3,2548	5,7049
310	98,69	0,001447	0,01831	54,61	1402,2	2727,3	1325,3	3,3507	5,6233
320	112,80	0,001499	0,01545	64,74	1462,0	2699,6	1237,6	3,4495	5,5354
330	128,64	0,001562	0,01297	77,09	1526,7	2665,7	1139,6	3,5521	5,4412
340	146,06	0,001639	0,01078	92,77	1594,8	2621,8	1027,0	3,6605	5,3361
350	166,37	0,001741	0,008805	113,6	1671,4	2564,4	893,0	3,7786	5,2117
360	186,74	0,001894	0,006943	144,1	1761,4	2482,1	719,7	3,9163	6,0530
370	210,53	0,00222	0,00483	102,4	1892,4	2330,8	438,4	4,1135	4,7961
374	220,87	0,00280	0,00347	288,0	2331,9	2147,0	114,7	4,2158	4,5029

ПАРАМЕТРИ КРИТИЧНОЇ ТОЧКИ.

Температура $i_{кр} = 374,12 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Тиск $P_{кр} = 221.15 \text{ бар}$

Питомий об'єм $\mu_{кр} = 0,003147 - \text{кг}$

Ентропія $s_{кр} = 4,424 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$

§ 15. Визначення коефіцієнта теплопровідності ізоляційних матеріалів.

МЕТА: Ознайомити студентів з методами та засобами визначення коефіцієнта теплопровідності і термічного опору сипучих ізоляційних матеріалів та навчитися практично визначати коефіцієнт теплопровідності методом «труби».

1. Прилади та обладнання.

1. Випробувальна труба.
2. Амперметр.
3. Вольтметр.
4. Автотрансформатор.
5. Хромель-алюмелеві термопари (5 штук).
6. Самопишучий 6-точечний потенціометр КСП-4.
7. Мілівольтметр В7-21.

2. Основні теоретичні відомості.

Теплообмін - це процес переносу енергії (в формі теплоти) в просторі з неоднорідними температурним полем. Розрізняють три способи передавання теплоти: теплопровідність, конвекція і випромінювання. При невисоких температурах роль випромінювання невелика і для ізоляційних матеріалів найбільш суттєві втрати енергії (теплоти) будуть ті, які проходять при безпосередньому дотику структурних мікрочастинок.

Теплопередача в широкому розумінні — це перенос теплоти, а більш конкретно - це процес передачі теплоти від одного середовища до іншого через розділяючу стінку.

Теплоносії - це рідкі або газоподібні речовини, які застосовуються для передачі теплоти від тіл з більшою температурою до тіл з меншою температурою. Вони завжди циркулюють у замкнутих системах і використовуються з метою нагрівання і охолодження в теплових і атомних енергетичних установках, системах теплозабезпечення, обладнанні технологічного призначення тощо. Як теплоносії найчастіше використовують гази, водяну пару, воду, а дещо менше - органічні і кремнієвоорганічні сполуки, розплавлені метали, солі, мінеральні масла.

Теплопровідність - це молекулярний перенос теплоти в суцільному середовищі, зумовлений наявністю градієнта температури. При теплопровідності перенос теплоти здійснюється за рахунок співударів та дифузії частинок тіла, а також квантів пружних коливань їх кристалічної ґратки - фононів - при

макроскопічній нерухомості всієї маси речовини, тобто вона має атомно-молекулярний характер не пов'язаний з макроскопічним переміщенням в тілі. В чистому вигляді теплопровідність можна спостерігати лише в твердих тілах і в тонких нерухомих шарах рідини та газу. В металах і напівпровідниках теплообмін здійснюється за рахунок співудару і дифузії вільних електронів, а також пружних коливань кристалічної ґратки. тобто в теплопровідність вносять вклад дві складові: електронна і фононова. В металах остання складова низька, в напівпровідниках вона більша, а в діелектриках - є основною. В твердих теплоізоляційних матеріалах, які є діелектриками, механізм теплопровідності зумовлений переносом теплоти фононами - квантами пружних коливань кристалічної ґратки.

Відомо, що при нагріванні тіла кінетична енергія його структурних частинок (вільних електронів, молекул) зростає. Частинки більш нагрітого об'єму тіла співдотикаються при хаотичному русі з сусідніми частинками тіла, віддаючи йому частину своєї кінетичної енергії. Такий процес поширюється по всьому тілу, в результаті чого температура більш нагрітого кінця тіла буде зменшуватися, а в інших ділянках зростатиме до певної величини. При нагріванні тіла температура його в різних точках буде змінюватися з часом і теплота буде поширюватися від зон з вищою температурою до місць з нижчою температурою. У загальному випадку процес передачі теплоти теплопровідністю в твердому тілі супроводжується зміною температури як в просторі, так і в часі:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (126)$$

де x, y, z - координати точки; τ - час.

Ця функція визначає **температурне поле** в розглядуваному тілі.

Якщо температура у будь-якій точці тіла змінюється з часом, то температурне поле називається **нестационарним**, а коли температура з часом не змінюється, то поле в даному випадку називають **стационарним**. Поверхня, у всіх точках якої температура однакова, називається **ізотермічною**. Вектор направлений по нормалі до ізотермічної поверхні в сторону збільшення температури і чисельно дорівнює похідній від температури по цьому напрямку, називають **градієнтом температури**. За позитивний напрямок градієнта приймається напрямок зростання температури:

$$\text{grad } t = \nabla t \quad (127)$$

Частинна похідна використана тут тому, що в загальному випадку температура може змінюватися не лише у просторі, а і у часі (при нестационарному режимі).

Тепловий потік - це кількість теплоти, яка передається через довільну поверхню за одиницю часу.

$$\Phi = \int_S \vec{q} \cdot d\vec{S} \quad (128)$$

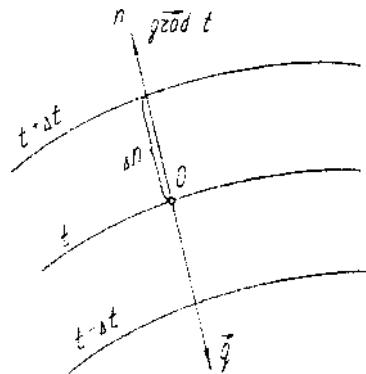
де Φ - кількість теплоти в Дж.

Тепловий потік утворюється в результаті різниці температури поверхонь, які співдотикаються.

Питомий тепловий потік або густина теплового потоку - це кількість теплоти, яка передається за одиницю часу через одиницю площинки, яка перпендикулярна напрямку потоку в даній точці або тепловий потік, віднесений до одиниці поверхні тіла:

$$\vec{q} = -\nabla T \quad (129)$$

Величина $\vec{q}$ є вектором, напрям якого протилежний до напрямку градієнта температури, тому що тепла енергія самостійно поширюється лише в сторону зменшення температури (мал.57).



Мал.57. До пояснення температурного градієнта і теплового потоку.

Стационарний режим теплопровідності описується законом Фур'є, який на основі дослідних даних встановлює взаємозв'язок між густиною теплового потоку і градієнтом температури:

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T, \quad (130)$$

де X - коефіцієнт теплопровідності матеріалу у $\frac{\text{м} \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$.

Знак "мінус" свідчить про те, що в напрямку теплового потоку температура зменшується, а величина градієнта температури є від'ємною. Рівняння (130) носить назву **основного рівняння теплопровідності**.

Коефіцієнт теплопровідності λ не залежить від градієнта температури, а є фізичним параметром тіла, який характеризує його здатність проводити теплоту. Числове значення X визначає кількість теплоти, яка проходить через одиницю ізотермічної поверхні за одиницю часу при умові, що градієнт температури дорівнює одиниці. Коефіцієнт теплопровідності залежить від властивостей матеріалу (густини молекулярної будови, структури, вологості), температури і в незначній мірі від тиску. Але в технічних розрахунках в більшості випадків його визначення для досліджуваного матеріалу приймають сталим, яке дорівнює середньоарифметичному в даних межах зміни температури. Для більшості матеріалів залежність коефіцієнта теплопровідності від температури наближено можна вважати лінійною:

$$X = A_0[1 + p(1 - t_0)], \quad (131)$$

де A_0 - значення коефіцієнта теплопровідності при температурі

$t_0 = 0^\circ\text{C}$;

p - стала, яка визначається дослідним шляхом;

t - температура, при якій визначається X .

Найнижчий коефіцієнт теплопровідності мають гази, причому, він збільшується із зростанням температури і становить $\lambda_{\text{г}}$ 0,06...0,6 $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$. Для краплинних неметалевих рідин $A_0 = 0,07...0,7$

$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ і для більшості з них зменшується при зростанні температури.

Вода є одним з кращих рідких провідників теплоти. Коефіцієнт теплопровідності води із збільшенням температури зростає до $\lambda_{\text{в}}$

максимального значення 0,7 $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ а потім зменшується гірше

подальшому збільшенні температури.

Матеріали з $X < 0,25 \frac{\text{м} \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ — називають **теплоізоляційними**.

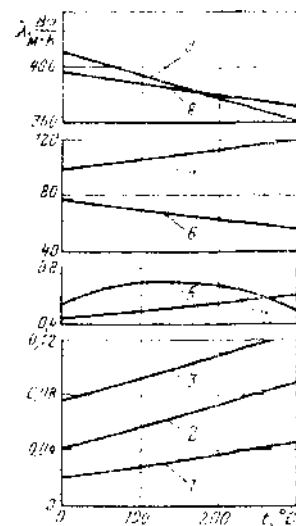
Коефіцієнт теплопровідності теплоізоляційних і будівельних матеріалів, які мають пористу структуру, при підвищенні температури, зростає за лінійним законом і змінюється в межах від

0, 02 до 3.0 $\frac{\text{м К}}{\text{м К}}$. Збільшення λ пористих матеріалів при зростанні температури пояснюється значним зростанням променевого теплообміну між поверхнями твердого «скелета» пор. Роль конвекції в збільшенні λ зростає при збільшенні розмірів пор і відповідно повітряних включень. Тому ефективний коефіцієнт теплопровідності пористих тіл має складну природу і є умовною величиною. Крупнопористий матеріал буде менш ефективним теплоізолятором, чим дрібнопористий матеріал з такою ж густиною. Із зростанням вологості матеріала коефіцієнт теплопровідності значно зростає. Так, для мокрої цегли $\lambda = 1 \frac{\text{м К}}{\text{м К}}$, що перевищує

значення коефіцієнта теплопровідності як для води, так і для сухої цегли. Підвищення тиску водяної пари при сталій температурі викликає збільшення λ . Найкращими провідниками теплоти є метали, для яких λ має значення від 20 до 450 $\frac{\text{м К}}{\text{м К}}$. Коефіцієнт

теплопровідності чистих металів, за виключенням алюмінію, з ростом температури зменшується. В металах теплопровідність обумовлено тепловим рухом вільних електронів («електронного газу»), які в три тисячі разів легші за молекули газів. Тому теплопровідність металів набагато більше, ніж газів. Найбільший коефіцієнт теплопровідності мають чисті срібло і мідь.

Для анізотропних матеріалів, які мають не однакову структуру в різних напрямках (деревина, кристали, прокат, пресовані матеріали), теплопровідність залежить від напрямку потоку. Так, в сосні теплопровідність вздовж волокон майже у 2 рази буде більша, чим у поперек.



Мат.58. Залежність коефіцієнта теплопровідності від температури: 1-повітря; 2-3-мінеральна вата густиною 150 і 400 $\frac{\text{м К}}{\text{м К}}$; 4-червона цегла; 5-вода; 6-залізо; 7-латунь (67% Cu , 33% Zn); 8-мідь; 9-срібло.

Значення κ деяких матеріалів подані в таблиці 38. характер температурної залежності показаний для деяких матеріалів на мал.58.

Величина I_T називається термічним опором стінки. Тоді л формула (132) приймає вигляд:

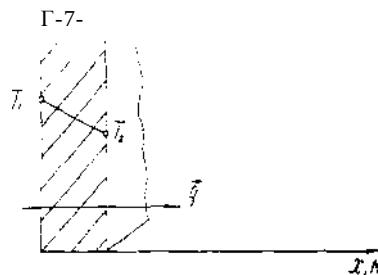
$$T_1 - T_2$$

Для випадку плоскої стінки (мал.59) формула Фур'є (130) приймає вигляд:

$$q = \frac{\kappa (T_1 - T_2)}{\delta}, \quad (132)$$

де δ - товщина стінки в м;

T_1, T_2 - температури на поверхнях стінок в К.



Мал.59. Розподіл температури в плоскій стінці.

Якщо в чисельнику маємо температурний напір, який в електриці еквівалентний різниці потенціалів, а в знаменнику термічний опір, який еквівалентний опору електричному, то ця формула має аналогію із законом Ома, де замість струму є густина теплового потоку.

Для всіх металів між теплопровідністю і електропровідністю існує кореляція, що зумовлено домінуючим вкладом в передачу як теплоти, так і електроенергії вільних електронів.

Згідно закону Відемана-Франца для всіх металів відношення коефіцієнта теплопровідності до питомої електропровідності прямо пропорційне температурі або:

(133)

е

де κ - стала Больїмана;

e - заряд електрона;

σ - питома електропровідність.

Для циліндричної стінки (мал.60) температура змінюється в напрямку потоку за експоненціальним законом ;

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{2\pi\lambda\ell} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (134)$$

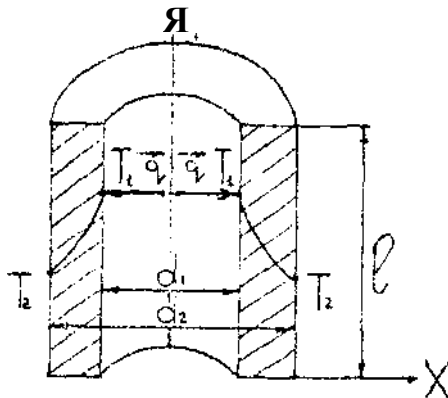
де ℓ - довжина циліндра в м;

(d_1 , d_2 - відповідно величина внутрішнього і зовнішнього діаметрів

в м.

Термічний опір цієї стінки розраховують за формулою:

$$\gamma_T = \frac{1}{2\pi\lambda\ell} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad (135)$$



Мат.60. Циліндрична стінка.

Величину λ експериментально можна визначити методом труби, кулі тощо. В нашому випадку X визначається шляхом використання двох телескопічних труб, в просторі між якими засипають випробовуваний матеріал (сипучий) або обгортають ним внутрішню трубу. Всередині труби розмішують електричний нагрівач циліндричної форми, що і породило назву «Метод труби для визначення X ».

Таблиця 38

Назва матеріалу	Густина ρ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Температура t , $^{\circ}\text{C}$	Коефіцієнт і теплопровідності λ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^{\circ}\text{C}}$
Азбест листовий	770	20	0.1163
Бетон і	2300	20	0.279
Дуб (поперек волокон)	800	20	0.207
Земля волога	1700	17	0.657
Цегла червона	1800	0	0.768
Пегла вогнетривка	1900	0	0.314
Лід	320	0	2.25
Накип котельна	1000+2500	100	1,314-3.14
Пісок сухий	1500	20	0,326
Слюда	290	20	0,582
Сніг	560	-	0,465
Скло	2500	20	0,764
Штукатурка	1600	0	0,698
Алюміній	2670	0	204
Латунь	8600	0	8
Мідь	8800	0	384
Нікель	9000	20	58
Олово	7230	0	35
Ртуть	13600	0	7,9
Свинець і	11400	0	35
Срібло	10500	0	458
Сталь вуглецева	1900	20	45
Чавун	7220	20	63
Сажа лампова	165	40	0,166
Вола	999,9	0	0,5513
Повітря	1,293	0	0,0244

При стаціонарному режимі теплового потоку, який проходить через стінки труб за секунду, він чисельно дорівнює теплоті, що виділяється електричним нагрівачем за секунду, тобто дорівнює

пружності нагрівана. Розрахункове рівняння теплопровідності при стаціонарному тепловому режимі для циліндричної однородної одношарової стінки має вигляд:

$$Q = \frac{\pi(T_1 - T_2)}{\frac{1}{2\lambda} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda}} \quad (136)$$

Тоді із рівняння теплового балансу для труби маємо:

$$N = \frac{2\pi i' (T_1 - T_2)}{\ln \frac{d_2}{d_1}}$$

Звідки знаходимо :

$$N \ln \frac{d_2}{d_1} = 2\pi i' (T_1 - T_2) \quad (137)$$

де I , U - відповідно струм в А і напруга електричного кола нагрівача в В;

d_1 - внутрішній і зовнішній діаметр циліндра, утвореного

ізоляційним матеріалом, в м;

l - довжина циліндра в м;

T_1 , T_2 - температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь ізоляційного циліндра, в К.

3. Схема установки.

Монтажна схема установки показана на мал.61. Вона має такі основні умовні позначення:

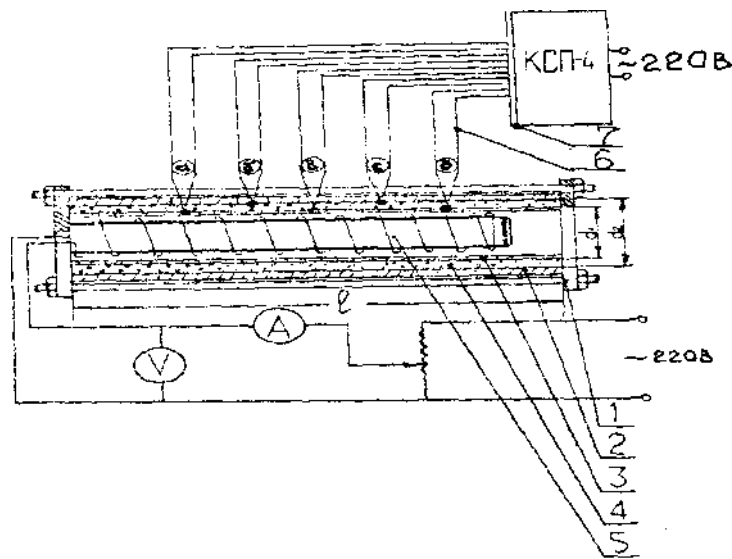
1. Кріпильні фланці.
2. Алундова труба.
3. Кварцева труба.
4. Теплоізоляційний матеріал-пісок.
5. Нагрівальний елемент.
6. Термопари: а, б, в, с, д.
7. Самопишучий потенціометр.

Основні геометричні характеристики установки:

$\pi_2 = 0,0265 \text{ м};$

$(1, = 0,0317 \text{ м};$

$(= 0,5 \text{ м}.$



Мал.61. Експериментальна

4. Послідовність виконання роботи.

1. Вивчити монтажну та електричну схему установки і зібрати її.
2. Розмістити в трубі термопари і з'єднати їх із багатоточковим потенціометром КСП-4. Спаї термопари розміщуються таким чином, як це показано на малюнку, тобто термопари а, в і д розміщуються в контакті з кварцевою трубою, а термопари б і с - на поверхні досліджуваного ізоляційного шару.
3. Ввімкнути електронагрівач і потенціометр КСП-4 в мережу $\sim 220 \text{ В}$. При цьому автотрансформатор повинен бути установленим на нульовій позиції.
4. Встановити напругу не більше 60 В таким чином, щоб струм не перевищував $2,5 \text{ А}$. В такому режимі витримати 5 хвилин . При цьому слідкувати за записами на діаграмі потенціометра КСП-4.

5. Після встановлення стаціонарного режиму, тобто коли покази на КСП-4 стабілізуються, зафіксувати температуру кожної із термопар. Стабільність температури контролюють ще 3-4 записами. Записати при всіх режимах нагріву покази амперметра і вольтметра. Визначення температур можна здійснювати, користуючись мілівольтметром В7-21 і таблицею градування термопар "хромель-алюмель".

6. Визначити для кожного із дослідів середні значення температур T_7 :

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6 + T_7$$

7. Розрахувати коефіцієнт теплопровідності досліджуваного матеріалу:

$$\lambda = \frac{Q \cdot l}{F \cdot \Delta T} \quad (138)$$

Для даної експериментальної установки $s = 0,0571 \text{ м}^2$.

8. Розрахувати для кожного із дослідів відносну та абсолютну похибку у визначення λ :

$$\Delta \lambda_{\text{відн}} = \frac{\Delta \lambda}{\lambda} \quad \Delta \lambda_{\text{абс}} = \Delta \lambda \quad (139)$$

де $\Delta \lambda_{\text{відн}}$, $\Delta \lambda_{\text{абс}}$, ΔT - абсолютні (допустимі похибки) у вимірах сили струму, напруги, лінійних розмірів і температур, які залежать від класу точності вимірювальних приладів.

9. Знайти середнє значення λ і $\Delta \lambda$, а одержаний коефіцієнт теплопровідності представити у вигляді $\lambda = \bar{\lambda} \pm \Delta \lambda$.

5. Методичні поради для самостійної роботи.

1. Проаналізувати, які втрати теплового потоку має дослідна установка. Як ці втрати впливають на точність визначення коефіцієнта теплопровідності піску?

2. З'ясувати, як необхідно враховувати при визначенні температур за допомогою термопар температуру оточуючого

3. Користуючись літературою, слід ознайомитися з іншими існуючими методиками визначення коефіцієнта теплопровідності. Порівняти методики між собою з метою виявлення їх конкурси годатності.

1. Записати тему, мету роботи та послідовність її виконання.
2. Накреслити схему установки.
3. Всі дані експерименту і розрахунків звести в таблицю.

Таблиця 39

№	Нагрівач	Температура, Т, К		Розміри і Коефі- ; Абсо-		літня похибка
		Номер термометра	Середнє значення	(і, м, м)	театр	
	Напру- ; Сила га І", В І струму, І, А	а б	с (І Т, ! Т; Д- ност і X.	...	ПрОВІ	М,

15

7. Контрольні запитання.

1. Які види передачі теплоти Ви знаєте?
2. Що розуміють під теплопровідністю і за яким законом вона описується?
3. Який механізм передачі теплоти в твердих тілах? Суть процесу переносу теплоти за рахунок теплопровідності в газах і рідинах.
4. Які матеріали відносяться до теплоізоляційних? Які значення χ мають газ, метали, рідини і від яких факторів залежить їх коефіцієнт теплопровідності?

5. Які матеріали мають найбільший коефіцієнт теплопровідності і чим це обумовлено?

6. Який зв'язок між теплопровідністю і електропровідністю для металів?

7. Які існують методи експериментального визначення коефіцієнта теплопровідності?

8. Техніка безпеки.

1. Вмикати зібрану схему установки в електромережу можна лише після дозволу викладача або лаборанта.

2. При ввімкненому електронагрівачі не торкатись до труби.

3. Під час роботи не торкатися до струмопровідних елементів схеми. Пам'ятати, що електрична схема установки ввімкнена в коло автотрансформатора.

§ 16. Теплопровідність багат шарової стінки.

Мета: Поглибити знання із теорії теплопровідності, практично назчитись визначати коефіцієнти теплопровідності, термічні опори матеріалів, які входять до багат шарової стінки.

1. Прилади та обладнання.

1. Випробувальний стенд.
2. Прилад ВС 4-12.
3. Мілівольтметр В7-21.
4. 5 хромель-алюмелевих термопар.

2. Основні теоретичні відомості.

Теплопровідність - це процес передачі тепла між тілами, що мають різну температуру при безпосередньому дотикі їх між собою.

Визначення основних параметрів термодинамічної системи проводиться при встановленому стаціонарному режимі, коли температура в кожній точці тіла з часом залишається сталою, тобто:

$$\frac{dT_A}{dt} = 0 \quad (140)$$

Зв'язок між кількістю теплоти **dQ**, яка проходить через елементарну площадку **dS**, що розміщена на ізотермічній поверхні, за проміжок часу **dt** із градієнтом температури **gradT** встановлюється за формулою:

$$dQ = -\kappa gradT dS dt, \quad (141)$$

де κ - коефіцієнт теплопровідності, що має розмірність $\frac{J}{m \cdot K \cdot s}$. Мінус

в правій частині показує, що в напрямку теплового потоку температура зменшується, а **gradT** є величиною від'ємною.

Кількість теплоти в Дж, що проходить за час **t** через довільну поверхню кінцевих розмірів, визначають за формулою:

$$Q = - \int_S \kappa gradT dS dt \quad (142)$$

В теплових апаратах часто зустрічаються стінки, які мають декілька плоских шарів із різних матеріалів. Розрахункову формулу теплопровідності складової стінки при стаціонарному стані можна вивести із рівняння для окремих шарів, вважаючи, що тепловий

потік, який проходить через будь-яку ізотермічну поверхню неоднорідної стінки, один і той же.

Для розв'язку цієї задачі розглянемо трьохшарову стінку (мал.62). Тепловий потік для кожного шару становить:

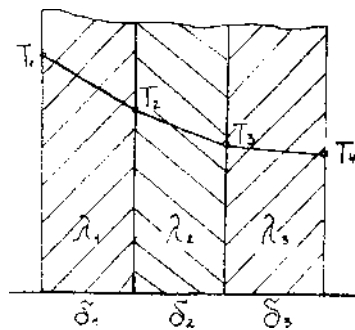
$$\Phi = -\lambda \frac{dT}{dx} = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2).$$

$$\Phi = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (T_1 - T_2) = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (T_2 - T_3), \quad (143)$$

$$\Phi = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (T_3 - T_4).$$

Розв'язуючи рівняння (143) одержимо:

$$\Phi = \frac{\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3}{\lambda_1 \delta_2 + \lambda_2 \delta_1 + \lambda_1 \delta_3 + \lambda_2 \delta_3} (T_1 - T_4)$$



Мал.62. Розподіл температури в багатшаровій стінці

Відношення називають **термічним опором** шару.

Щоб визначити коефіцієнт k для кожного із матеріалів, які входять до багатшарової стінки, наприклад, стінки із 4 шарів товщиною $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$, необхідно знати тепловий потік Φ і

температурний градієнт в кожній із пластин. Тепловий потік при

стаціонарному режимі для стінки з n пластин можна визначити за формулою:

$$\Phi = \lambda_{\text{ср}}^{(1)} \cdot \pi \cdot n \quad (145)$$

$$\lambda_{\text{ср}}^{(1)} =$$

Густина теплового потоку в багат шаровій стінці при цьому становить:

$$q = \frac{T_1 - T_n}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} \quad (146)$$

де $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ - термічні опори окремих шарів багат шарової стінки.

Густина теплового потоку для циліндричної багат шарової стінки аналітично розраховується таким чином:

$$q = \frac{T_1 - T_n}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} \quad (147)$$

Теплові витрати установки в оточуєче **середовище** за рахунок конвекції **можна знайти** за формулою:

$$Q_{\text{к}} = a \cdot F \cdot (T_{\text{ст}} - T_{\text{ср}}) \quad (148)$$

де F - площа поверхні корпусу установки;

τ - час роботи установки;

$T_{\text{ст}}$ - середня температура стінок установки в К;

$T_{\text{п}}$ - температура повітря в приміщенні лабораторії;

a - коефіцієнт тепловіддачі від стінок установки до оточуючого

повітря $a = 8 - 1 - 0.05 \cdot T_{\text{ст}} \quad (^\circ\text{C})^{-1}$.

λ -

В деяких випадках багат шарову стінку розраховують як однорідну, вводячи еквівалентний коефіцієнт теплопровідності:

Якщо температурне поле змінюється з часом, то теплові процеси, які проходять в таких умовах, називають **нестационарними**. Кількість переданої теплоти при даному режимі також не постійна. Такі процеси ісплопровідності зустрічаються при охолодженні металевих заготовок і прогріву твердих тел, обпалюванню цегли тощо. Температура тіла в цьому випадку залежить від великої кількості змінних і сталих параметрів для знаходження її розв'язують диференціальне рівняння теплопровідності Фур'є.

Так, кількість теплоти, яка виділяється при охолодженні необхідної пластини, становить:

$$Q_T = 2\sigma r b ((\theta_0 - \theta_c) \cdot \delta,$$

де $(3 -$ кількість передньої теплоти в оточуюче середовище за час T в Дж:

C - теплоємність тіла в $\frac{ккал}{кг \cdot K}$;

ρ - його густина в $\frac{кг}{м^3}$;

δ

δ - товщина стінки в м;

S - її площа в $м^2$;

θ - середня температура стінки з плином часу t в $^{\circ}C$.

Режим охолодження, при якому температура в будь-якій точці тіла змінюється з часом за експонентою, називається **регулярним**.

Аналогічні розв'язки задач теплопровідності існують для тіл, які мають форму нескінченно довгого циліндра і кулі.

3. Експериментальна установка.

Експериментальна установка має не типову будову і тому більш детально ознайомимося з її конструктивними особливостями.

Всередині корпусу установки розміщена муфельна піч тепловий потік від якої спрямований на багат шарову стінку із матеріалів, що будуть досліджуватися. Спрямований тепловий потік від нагрівана досягається за рахунок теплоізоляції із азбесту. 4 пластинки дотикаються площинами одна одній і мають внизу і зверху встановлені в прорізі хромель-алюмелеві термопари. Контроль за термопарою здійснюють за допомогою термопар, термоЕРС яких фіксується мілівольтметром В7-21. Пластини розміщені в такій послідовності від нагрівана.

1. Сталь товщиною $\delta_1 = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$
2. Мідь товщиною $\delta_2 = 1,6 \cdot 10^{-2} \text{ м}$
3. Алюміній товщиною $\delta_3 = 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ м}$
4. Азбоцемент товщиною $\delta = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}$

Площа поверхні всіх площин становить $4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

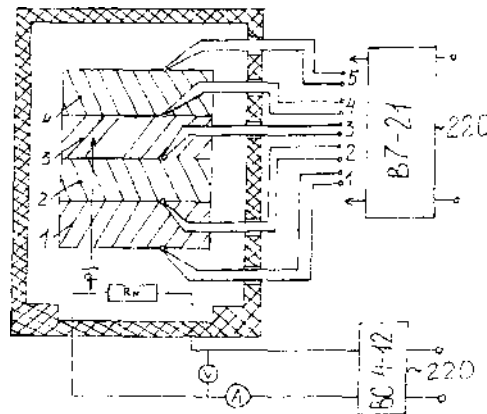
Живлення приладу здійснюється від мережі напругою 220 В, а регулювання температури нагріву печі проводиться приладом ВС-12.

4. Послідовність виконання роботи.

1. Зібрати електричну схему установки і ввімкнути її в електромережу $\sim 220 \text{ В}$. Встановити перемикач ВС 4-12 в такому положенні, коли в колі живлення електронагрівача буде $U = 13 \text{ В}$, а $I = 2,0 \dots 2,5 \text{ А}$.

2. Слідкувати за зміною температури на поверхнях пластин, користуючись мілівольтметром В7-21 або самопишучим потенціометром КСП-4. Про встановлення стаціонарного теплового потоку буде свідчити стабільність показів термоЕРС від кожної із 5 термопар.

3. За допомогою мілівольтметра В7-21 визначаємо величини термоЕРС на кожній із термопар. Користуючись таблицями градуювання хромель-алюмелевої термопари, визначаємо температури на вході і виході теплового потоку кожної із пластин.



Мал.63.Схема експериментальної установи!.

4. Фіксуємо покази вольтметра, амперметра в колі живлення нагрівача і заносимо всі дані в таблицю.

5. Враховуючи те, що тепловий потік можна вважати однаковим при проходженні всіх пластин, розрахуємо значення X для кожного із матеріалів багатшарової стінки:

$$X = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{Q}{F \cdot \Delta T} \quad \text{ад, } m^2 \cdot K / W$$

де U , I - відповідно напруга та струм у В і А;

$T_{вх}$, $T_{вих}$ - температури на вході і виході досліджуваного шару стінки, який має товщину δ і площу F :

Q - тепловий потік, який враховує втрати теплоти від установки.

Він для установки із зазначеними характеристиками за оціночними даними при стаціонарному тепловому режимі становить 1..2 Вт.

6. Користуючись формулою $X = \frac{\delta}{\lambda}$ = розрахувати термічний опір для кожної із стінок.

7. Графічно в масштабі зобразити графік розподілу температур по ходу теплового потоку в багатшаровій стінці.

8. Порівняти одержані значення коефіцієнта X для матеріалів багатшарової стінки з величинами X із довідникових даних.

X сталь	$\approx$	$\frac{W}{m \cdot K}$
X мідь	$= 400$	$\frac{W}{m \cdot K}$
X алюміній	$= 200$	$\frac{W}{m \cdot K}$
X азбест	$= 0.16$	$\frac{W}{m \cdot K}$

9. Визначити шляхом порівняння одержаних результатів з довідниковими даними похибку вимірів величини для кожного із матеріалів.

5. Методичні поради дія самостійної роботи.

1. Самостійно опрацювати матеріал стосовно теплопровідності багат шарової сферичної стінки.
2. Проаналізувати, які оточуючі фактори можуть вплинути на достовірність одержаних результатів при проведенні експерименту на такій установці.
3. Попередньо перед виконанням експерименту заготувати у масштабі схематичне зображення поперечного переізу експериментальної багат шарової стінки, на якій буде зображено зміну температури.
4. З'ясувати, яку практичну інформативність про матеріал несе в собі термічний опір.

6. Рекомендації до оформлення звіту по роботі.

1. Написати мету та послідовність виконання роботи і зарисувати схему установки.
2. Всі дані експерименту і розрахунків звести в таблицю.

Таблиця 40

Назва матеріалу	Товщина пластины, мм	Площадь пластины, м ²	Сила тока, А	Напряжение, В	Термічний опір, К/Вт	Температура на поверхні пластины, К	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К	Похилка, %
Сталь	1,2	4						
Мідь	1,2	4						
Алюміній	1,4	4						
Азбест	1,0							

3. Провести аналіз по точності вимірів, порівнявши одержані результати Л. з довідниковими даними.

4. В масштабі графічно зобразити зміну температури при проходженні теплового потоку через кожну із стінок.
5. Аналізуючи одержані результати, зробити конкретні висновки.

7. Контрольні запитання.

1. Теплопровідність. Фізичний зміст коефіцієнта теплопровідності. Значення λ для досліджуваних матеріалів.
2. Як здійснюють тепловий розрахунок плоскої багатшарової стінки?
 3. Що розуміють під термічним опором стінки та її тепловою провідністю?
 4. Як розраховують тепловий потік для циліндричної багатшарової стінки?
5. Як визначити втрати теплоти установкою в оточуюче середовище і наскільки вони впливають на точність визначення коефіцієнта λ ?
6. що розуміють під еквівалентним коефіцієнтом теплопровідності?
7. Яка послідовність обробки результатів експерименту?

8. Техніка безпеки.

1. Зібрану електричну схему установити перед вмиканням показати викладачу або лаборанту.
2. Не торкатися до струмопровідних елементів та ділянок, які підлягають нагріву, в робочому режимі установки.
3. Не залишати установку без нагляду. По завершенню роботи вимкнути установку.

§ 17. Дослідження тепловіддачі горизонтальної труби при вільному русі повітря.

Мета: Експериментально навчитись визначати коефіцієнт тепловіддачі горизонтальної труби при вільном русі повітря. Усвоїти поняття конвективного теплообміну та з'ясувати фактори, які впливають на нього.

1. Прилади та обладнання.

1. Випробувальна труба із нагрівачем.
2. Амперметр.
3. Вольтметр.
4. Лабораторний автотрансформатор ЛАТР-1 М.
5. Хромель-копелеві термомари.
6. Мілівольтметр В7-2І або самопишучий потенціометр КСП-4.
7. Анемометр.
8. Термометр.

2. Основні теоретичні відомості.

Інший вид теплообміну, конвекція, відбування лише в газах і рідинах і полягає в тому, що перенос теплоти здійснюється за рахунок переміщення в об'ємі простору середовища.

Перенос теплоти разом з макроскопічними об'ємами речовини називають **конвективним теплопереносом**, або просто **конвекцією**. Розрізняють природний і вимушений рух (конвекцію) газу або рідини. Вільний рух здійснюється під дією неоднорідного поля масових сил, які приюіадені до частинок рідини. Масові сили можуть бути обумовлені різними зовнішніми полями: гравітаційним, магнітним, електричним. В наших умовах маємо справу з гравітаційним вільним рухом, який виникає під дією тяжіння в умовах неоднорідного розподілу густини рідини із-за наявності різниці температур між тілом і оточуючим його середовищем.

Рідкі та газоподібні теплоносії нагріваються або охолоджуються при співдотику з поверхнями твердих тіл. Процес теплообміну між поверхнею твердого тіла і рідиною називається **тепловіддачею**, а поверхня тіла, через яку переноситься теплота, - **поверхнею теплообміну** чи **тепловіддачою поверхнею**.

Природня конвекція виникає за рахунок розширення нагрітої біля тепловіддаючої поверхні рідини (мал.64). інтенсивність теплового розширення характеризується температурним коефіцієнтом об'ємного розширення:

$$\beta = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta T} \quad (151)$$

де V - початковий об'єм, а ΔV - величина збільшення об'єму при зростанні температури на ΔT .

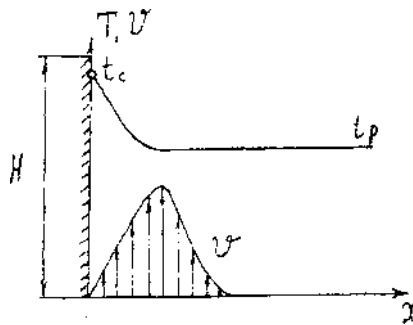
Як рідкий і газоподібний теплоносій в техніці застосовують різні речовини: повітря, воду, гази, масло, нафту, скирт, ртуть і розплавлені метали, а також інші матеріали. В залежності від фізичних властивостей цих речовин процеси тепловіддачі проходять по-різному.

Для ідеального газу можна наближено вважати, що $\beta = \Gamma^{-1}$. Наявність різниці густини холодних і гарячих об'єктів зумовить підйомну силу, яка буде діяти на об'єм прогрітої рідини і дорівнюватиме алгебраїчній сумі виштовхувальної архімедової сили $A = \rho' V$ і сили тяжіння ($G = \rho V$):

$$F = A - G = g(\rho' - \rho)V, \quad (152)$$

де ρ' і ρ - відповідно густина рідини і твердого тіла.

Підйомна сила переміщує самовільно прогріту рідину доверху. Руху теплоносія біля поверхні завжди протидіє сила внутрішнього тертя, яка виникає в результаті в'язкості рідини та газів. Тому біля поверхні потік гальмується і, не зважаючи на найбільший прогрів, швидкість частинок рідини біля поверхні буде дорівнювати нулю. По мірі відхилення від поверхні швидкість буде зростати і максимального значення досягне на певній відстані.



Мал.64. Розподіл швидкостей і температур теплоносія біля вертикальної тепловіддаючої поверхні.

У випадку нагрітої труби, яка знаходиться в оточенні повітря, від дотику з трубою повітря нагрівається і зменшується його питома вага. Тоді, внаслідок різниці густин нагрітих і холодних об'єктів повітря

виникає підйомна сила, під дією якої нагріті об'єми піднімаються доверху, а їх місце займають холодні. Оскільки відсутній процес взаємодії цих потоків повітря, то виникає вільна конвекція по всьому об'єму.

Вимушений рух теплоносія створюється зовнішнім джерелом (насосом, вентилятором і т.і.). Інтенсивність тепловіддачі при цьому буде залежить від швидкості і режиму руху теплоносія. Крім цього на неї здійснюють вплив: фізичні властивості середовища, форма і положення тіла в просторі, температурний напір між нагрітою стінкою і оточуючим середовищем. Так, при низькому температурному напорі переважає ламінарний, а при великому — турбулентний режим руху. Із збільшенням швидкості потоку товщина динамічного граничного шару зменшується внаслідок здування його потоками. Великий вплив на теплообмін здійснюють наступні фактори:

- коефіцієнт теплопровідності A ;
- питома теплопровідність C ;
- густина ρ ;
- коефіцієнт теплопровідності
- коефіцієнт динамічної в'язкості, η .

За законом Ньютона-Ріхмана тепловий потік в процесі тепловіддачі пропорційний площі поверхні теплообміну S і різниці температур поверхні T_1 і рідини T_2 :

$$\Phi = a \cdot S (T_1 - T_2), \quad (153)$$

де a — коефіцієнт тепловіддачі в

Вт/м²·К

Процес переносу тепла від нагрітого твердого тіла до оточуючого середовища здійснюється шляхом складного теплообміну і теплового випромінювання. Але в розрахунках за основний механізм теплопередачі приймається конвекція. Інтенсивність конвекції оцінюють коефіцієнтом тепловіддачі a , який аналітично можна знайти із рівняння Ньютона-Ріхмана:

$$a = \frac{\Phi_{\text{к}}}{S (T_1 - T_2)} \quad \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$$

Тепловий потік $\Phi_{\text{к}}$ визначають через різницю сумарного теплового потоку Φ і потоку, обумовленого тепловим випромінюванням $\Phi_{\text{в}}$:

$$\Phi_{\text{к}} = \Phi - \Phi_{\text{в}}, \quad (155)$$

де $\Phi = P$ у Вт — відповідає потужності нагрівача.

$$\Phi = c \left[\left(\frac{\lambda}{100} \right)^4 - \left(\frac{\lambda}{400} \right)^4 \right] - S W \quad (156)$$

де C – приведений коефіцієнт випромінювання;

Для мідної слабо полірованої труби приймають $C=1.2$.

S – шюша поверхні досліджуваної труби.

Таким чином, щоб знайти α для даного конкретного теплообмінного тіла достатньо знати Φ_k , T_1 , T_2 , S . Величина коефіцієнта тепловіддачі залежить як від факторів, які впливають на теплопровідність граничного шару, так і від факторів, які впливають на перенос тепла рухомими масами теплоносія.

Як правило, розрахунок коефіцієнта тепловіддачі виконують, використовуючи теорію подібності. В рамках цієї теорії конвективний теплообмін визначають безрозмірною величиною Nu – критерієм Нуссельта, який характеризує співвідношення між інтенсивністю тепловіддачі і теплопровідністю граничного шару теплоносія –

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (157)$$

де L – характерний геометричний розмір тіла, яке омивається теплоносієм. Для круглих труб він відповідає діаметру труби ($L = d$).

λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія (рідини, газу).

При вільній конвекції одночасно спостерігаються як тепловий, так і гідроаеродинамічні потоки. Кількісно співвідношення між цими процесами задається критерієм Прандтля:

$$Pr = \frac{\mu}{\rho \cdot a} \quad (158)$$

де μ – кінематична в'язкість середовища; a –

коефіцієнт температуропровідності:

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$$

де λ , c_p – відповідно коефіцієнт теплопровідності, питома теплопровідність, густина.

Співвідношення між підйомною силою, яка виникає внаслідок теплового розширення, і силою внутрішнього тертя (в'язкістю) характеризує критерій Грасгофа:

$$Gr = \frac{\rho \cdot g \cdot \Delta T \cdot L^3}{\mu^2} \quad (159)$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення теплоносія;

g – прискорення вільного падіння — $9,81 \frac{m}{c^2}$.

Для краплинних рідин і газів на основі експериментального матеріалу – для вільної конвекції М.Михеев запропонував рівняння подібності:

$$Nu = c(Gr Pr)^n, \quad (160)$$

Значення коефіцієнтів пропорційності C і показника ступеню n залежить від режиму руху середовища.

Таблиця 41

№ ; Режим руху	GrPr		
Плівковий	1-10 ⁶	10 ⁻⁵	0,5
1. Пелікний	10 ⁶ -10 ⁷	10 ⁻⁵	0,125
3. Ламінарний	10 ⁷ -10 ⁸	10 ⁻⁵	0,25
4. Турбулентний	10 ⁸ -10 ⁹	10 ⁻⁵	0,33

В процесі обробки дослідних даних необхідно буде одержати свої значення величини C і n і порівняти їх з приведеними вище в таблиці 42.

При визначенні за довідниками фізичних параметрів середовища (A , α , β) значення температури прий мають як середнє пограничного шару:

$$T = T_f + \frac{T_w - T_f}{2}$$

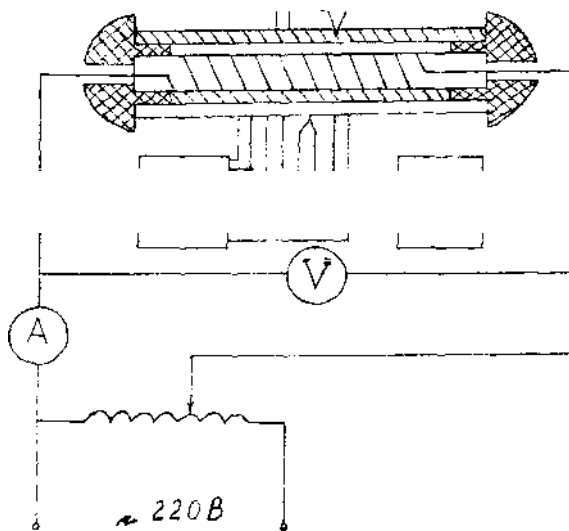
В таблиці 42 подані основні фізичні параметри для сухого повітря при тиску 0,1 МПа.

Таблиця 42

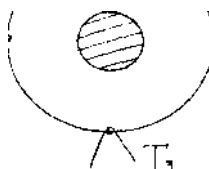
t, К	$\rho \cdot 10^{-3}$	$\lambda \cdot 10^{-3}$	$\alpha \cdot 10^{-4}$	$\beta \cdot 10^{-5}$	Pr
293	1,205	1,005	2,593	17,71	0,703
303	1,165	1,005	2,675	18,23	0,701
313	1,128	1,005	2,756	18,75	0,699
323	1,093	1,005	2,826	19,26	0,698
333	1,060	1,005	2,896	19,79	0,696
343	1,029	1,009	2,966	20,28	0,694
353	1,000	1,009	3,047	20,87	0,692
363	0,972	1,009	3,128	21,48	0,690
373	0,946	1,009	3,210	22,11	0,688
393	0,898	1,009	3,338	23,26	0,686
413	0,854	1,013	3,489	24,52	0,684
433	0,815	1,017	3,640	25,80	0,682
453	0,779	1,021	3,780	27,10	0,681
473	0,746	1,026	3,931	28,49	0,680

3. Схема установки.

Основним елементом установки є горизонтальна латунна труба діаметром $\varnothing = 40$ мм і довжиною $l = 500$ мм (мал.65). В середині труби є симетрично розміщений електричний нагрівач, потужність якого можна регулювати за допомогою автотрансформатора ЛАТР-1 М. Кількість виділеного і переданого в оточуюче середовище тепла визначають за величиною витраченої електроенергії. Тепловиділення нагрівача по довжині труби рівномірне. Для вимірювання температури в середній частині труби по периметру поставлені в контакт чотири хромель-копелеві термопари (мал.66), термоерс яких фіксують за допомогою самопишучого потенціометра КСП-4 або мілівольтметра В7-21. В місцях контакту термопар з трубою в ній зроблені лунки, в які вставляється спай термопар, забезпечуючи при ньому більш точне вимірювання температури поверхні теплообміну. Для зменшення втрат теплоти тори і труби захищені теплоізолятором. Температура повітря вимірюється на відстані від дослідної установки за допомогою ртутного термометра.



Мал.65. Схема експериментальної установки.



Мал.66. Схема розміщення термопар на експериментальній трубі.

4. Послідовність виконання роботи.

1. Зібрати установки за вказаною схемою. Ввімкнути в електромережу установку і самописний потенціометр КСП-4 і після чого прогріти їх 5 хвилин.

2. За допомогою автотрансформатора встановити таку напругу в колі нагрівача (порядка 80 В), щоб струм в мережі відповідав 2,5 А. Після цього чекати встановлення стаціонарного теплового режиму, слідкувати за показами багатоточкового самописного потенціометру КСП-4. Стаціонарний тепловий режим буде в тому випадку, коли покази температури на КСП-4 з часом будуть залишатися незмінними.

3. На основі показів потенціометра КСП-4 зафіксувати температури всіх термопар і температуру оточуючого середовища. В разі необхідності для більш високої точності визначення температури її можна проконтролювати, користуючись мілівольтметром В7-21 і таблицею градування термопари «хромель-копель». При цьому спостерігати за стабільністю потужності нагрівача, записуючи покази вольтметра і амперметра.

4. Провести аналогічно ще чотири досліди при різних температурах стінки. Для цього рекомендовано зменшувати напругу в мережі електронагрівача (найкраще з кроком 10 В), користуючись автотрансформатором. Встановлення теплової рівноваги слід контролювати таким чином, як і у попередньому випадку⁷.

5. Для кожного із дослідів знайти середнє арифметичне значення температури від показів T_1 , T_2 , T_3 , T_4 .

6. Для всіх випадків за формулами (154, 155, 156) розрахувати коефіцієнт тепловіддачі α . Температуру оточуючого повітря фіксувати за допомогою термометра. Площу поверхні тепловіддачі знаходять за формулою $S = \pi d l$, де d , l – відповідно діаметр і довжина труби.

7. Результати дослідів подати у вигляді залежності $\alpha = f(TT')$, де TW, T_r – відповідно температури нагрітої стінки та оточуючого середовища.

8. Для кожного випадку розрахувати похибку у визначенні коефіцієнта віддачі:

$$\alpha_{\text{факт}} = \frac{AT_1 + AT_2}{T_1 - T_2} \cdot \frac{A_{\text{теор}}}{A_{\text{факт}}} \quad (161)$$

де через A позначені абсолютні похибки вимірювання окремих величин. Співставити значення розрахункової похибки із дійсною, яке визначається з дослідів по відхиленню дослідних точок на графіку

$$\alpha = f(\Delta T).$$

9. Для поширення одержаних результатів на інші подібні процеси дослідні дані необхідно подати у вигляді рівняння подібності

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n \quad (162)$$

Для того, щоб знайти постійні C і n дослідні точки необхідно нанести на графік в логарифмічних координатах $\lg Nu - \lg(Gr \cdot Pr)$ і через точки провести пряму.

Стала n визначається тангенсом кута нахилу прямої до осі абсцис. Стала C знаходиться із співвідношення

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n \quad (163)$$

10. Співставити одержані коефіцієнти C і n з тими значеннями, які подані в таблиці 42. Одержане в роботі рівняння подібності для розрахунку тепловіддачі справедливо для подібних явищ в інтервалі вимірних значень добутку $Gr \cdot Pr$.

5. Методичні поради для самостійної роботи.

1. Ознайомитися із основами теорії подібності.
2. Проаналізувати, як усунути вплив оточуючого середовища на достовірність значень коефіцієнта тепловіддачі, який буде визначатися експериментально.
3. Користуючись літературою, вияснити, які реалізуються режими руху рідини (газу) при вільній конвекції у великому об'ємі.

6. Рекомендації до оформлення звіту по роботі.

1. Записати гему, мету роботи та послідовність її виконання.
2. Накреслити принципову схему установки.
3. Всі результати експерименту і розрахунків звести в таблицю.

Таблиця 43

№8* Струм I На-	По- Температури, К	$\Phi_{пр}$ і Φ_x і a і A і M и	Сі-
і I , A : пр	туж- ;	Bt і Bt і W a ;	Рг
і і га	ність ;	і і W і	
і : В	Вт	і і W і	
	і T , і T , $[T, : T_d$ T , і T , ~		

Ц...
2
іТГ

4-

іІА.

4. Побудувати графіки $a = T(T)$ та $\eta_{II} = \eta / [T(Cr \cdot Pr)]$.
5. Порівняти одержані значення C і II і даними в таблиці і зробити конкретні висновки.

7. Контрольні запитання.

1. Що розуміють під природньою і вимушеною конвекцією і чим вони обумовлені?
2. Які фактори впливають на конвекцію?
3. Фізичний зміст коефіцієнта тепловіддачі, одиниці вимірювання.
4. Як експериментально можна визначити коефіцієнт тепловіддачі?
5. В чому перевага узагальнених рівнянь подібності в порівнянні з конкретними залежностями, тобто рівнянь типу $Nu = f(Gr, Pr)$ і конкретної залежності $a = f(T)$?
6. Пояснити механізм передачі теплоти в приміщенні та в системі водяного опалення житлових приміщень.

8. Техніка безпеки.

1. Не торкатися стінки нагрітої труби і струмопровідної арматури. Пам'ятати, що нагрівач ввімкнений в коло автотрансформатора.
2. Монтаж і демонтаж установки здійснювати лише при повному вимкненні із електричного кола приладів і установки.
3. Забороняється проводити роботу одному студенту. Не залишати без нагляду установку в робочому стані.
4. Установка повинна бути заземленою.

§ 18. Дослідження процесу теплообміну в горизонтальній трубі при вимушеному русі повітря.

Мета: Ознайомитися з методикою експериментального визначення коефіцієнта тепловіддачі при вимушеному русі повітря в кожухоподібній горизонтальній трубі. Дослідити вплив на конвективний теплообмін режимів руху повітря в трубі.

1. Прилади та обладнання.

1. Кожухоподібна горизонтальна труба.
2. Циліндричний нагрівний елемент.
3. Блок живлення ВСА-6К.
4. Термопари «Хромель-алюмель».
5. Вольтметр.
6. Амперметр.
7. Мілівольтметр В7-21.
8. Вентилятор.
9. Анеометр.
10. Потенціометр самопишучий КСП-4.

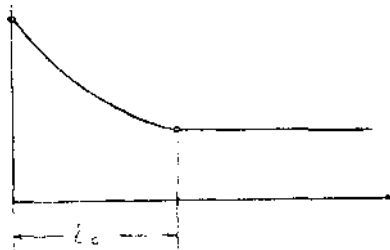
2. Основні теоретичні відомості.

Конвективний теплообмін – це складний процес, при якому теплота передається за рахунок переміщення об'ємів рідини (газу) і одночасно за рахунок теплопровідності середовища в граничному шарі. Інтенсивність конвекції суттєво залежить від того, чи це вільний процес, чи вимушений. Вільна конвекція виникає під дією різниці густин нерівномірно нагрітих мас рідини (газу). Вимушена конвекція виникає під дією зовнішніх сил (створених насосами, компресорами, вентиляторами), які спричиняють потік теплоносія, що омиває поверхню теплообміну твердого тіла.

Вимушена конвекція завжди супроводжується вільною конвекцією, але відносна її роль тим менше, чим більше швидкість потоку теплоносія.

Інтенсивність теплообміну може змінюватися в широких межах і в значній мірі залежить від швидкості потоку. При цьому зміна температури рідини або газу відбувається як по перерізу, так і по довжині труби. Характер руху рідини в трубах може бути ламінарним і турбулентним.

При вході в трубу коефіцієнт тепловіддачі α має максимальне значення, а потім суттєво зменшується і при стабілізованій течії на відстані ℓ_{CT} має постійне значення.



Мат.67. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від початку труби.

При ламінарному режимі руху зустрічаються два випадки неізотермічного руху: в'язкісний і в'язкісно-гравітаційний. Пертий режим відповідає течії в'язких рідин при відсутності природньої конвекції. При цьому теплота до стінок каналу (і навпаки) передається лише теплопровідністю. В'язкісно-гравітаційний режим спостерігається при вимушеному русі рідини, коли він супроводжується природньою конвекцією. Тут теплота передається не лише теплопровідністю, а і конвекцією.

При в'язкісному режимі розподіл швидкостей по поперечному перерізу не буде чисто параболічним, тому що із зміною температури по поперечному перерізу змінюється і в'язкість. Характерним є те, що розподіл швидкостей залежить від напрямку теплового потоку. При нагріванні рідини її температура біля стінок вище температури основного потоку, а в'язкість менше, при охолодженні процеси протікають у зворотньому напрямку. Значить, при нагріванні рідини швидкість біля стінки буде більшою, чим при охолодженні, і відповідно тепловіддача буде вищою.

При в'язкісно-гравітаційному режимі велике значення має напрямок вільної конвекції і вимушеного руху. При їх співпадінні швидкість рідини біля стінок зростає і тепловіддача збільшується. При протилежних напрямках руху вимушеної і природньої конвекції швидкості біля стінок зменшуються і тепловіддача знижується, але інколи зустрічаються випадки, коли біля стінок утворюється вихровий рух, що може викликати зростання тепловіддачі.

При взаємноперпендикулярному русі природньої і вимушеної конвекції внаслідок кращого перемішування рідини тепловіддача збільшується. При турбулентному русі теплоносія майже весь переріз труби заповнюється турбулентним потоком і лише біля самої стінки утворюється ламінарний підшар, який і є основним термічним опором. В цьому випадку рідина досить інтенсивно переміщується і природня конвекція практично не впливає на тепловіддачу.

Температура рідини по поперечному перерізу ядра практично стала і при нагріванні рідини інтенсивність тепловіддачі вище, чим при охолодженні.

Кількість теплоти, яка віддається тепловіддачею поверхнею оточуючому повітрю при конвективному теплообміні, визначається за формулою Ньютона-Ріхмана:

$$Q = a \cdot S \cdot \Delta T, \quad (164)$$

де a – коефіцієнт тепловіддачі. —;

$\text{м}^2 \text{ К}$

S – поверхня тепловіддачі, м^2 ;

ΔT – температурний напір $^{\circ}\text{C}$; T – час. с.

Інтенсивність тепловіддачі при вільному русі повітря у великому об'ємі залежить від швидкості руху частинок (вона буде тим більша, чим більший температурний напір між стінкою і оточуючим середовищем), від фізичних властивостей середовища, від форми і положення тіла в просторі і ряду інших факторів. При малому температурному напорі переважатиме ламінарний, а при великому — турбулентний режим руху. В залежності від режиму руху змінюється і тепловіддача. Тепловіддача при вимушеному русі залежить від стану теплоносія в граничному шарі. При малих швидкостях він ламінарний, а при збільшенні швидкості стає перехідним і зрештою — турбулентним. Але і при турбулентному режимі біля поверхні твердого тіла зберігається тонкий ламінарний шар, через який теплота передається теплопровідністю.

Для того, щоб дослідити вплив на процес конвективного теплообміну будь-якого із факторів, необхідно всі інші залишити незмінними, що складно реалізувати із-за великої кількості змінних. Ці труднощі розв'язує теорія подібності, за допомогою якої розмірні фізичні величини об'єднуються в безрозмірні комплекси. При цьому число комплексів менше за число величин, із яких вони складені.

Тому для дослідження процесу теплообміну користуються тими критеріями подібності, про які детально інформується в теоретичних відомостях § 17. Це критерії Нуссельта, Грасгофа і Прандтля.

Величина критерію Прандтля досить слабо змінюється з температурою і для повітря кімнатної температури можна прийняти $\text{Pr} = 0,7$. $Nu = f(\text{Gr} \text{ і } \text{Pr})$, а оскільки $\text{Pr} = \text{const}$, то $Nu = f(\text{Gr})$

Критерій Рейнольдса або критерій режиму руху рідини виражає відношення сил інерції (швидкісного напору) до сил в'язкості тертя:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (165)$$

де W – швидкість руху рідини (газу) в м/с;

L – характерний геометричний розмір, а для круглої труби беруть її діаметр в м;

ν – в'язкість теплоносія в м²/с.

Як і при природньому русі, і при вимушеному характерною теплообміну служить коефіцієнт тепловіддачі, який можна знайти за формулою Ньютона-Ріхмана або із використанням критеріального рівняння.

Для того, щоб результати експерименту могли бути поширеними для розрахунку тепловіддачі об'єктів, які аналогічні до експериментальної моделі, проведення експерименту і обробка дослідних даних проводиться на основі теорії подібності. В рамках цієї теорії конвективний теплообмін визначається безрозмірною величиною – критерієм Нуссельта. З нього можна знайти для теплообміну в круглій трубі коефіцієнт тепловіддачі:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{A}, \quad (166)$$

де A – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, який залежить від його температури; d – діаметр труби в м.

При вимушеному русі горячого повітря всередині горизонтальної труби із врахуванням того, що приймається $Pr = const$, критеріальне рівняння згідно даних Михеева М.А. матиме вигляд:

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} \quad (167)$$

Це рівняння справедливе для турбулентного руху ($Re > 10^4$) при $Pr > 0,5$.

Коли $Pr < 0,5$, то знайдений із рівняння (167) Nu треба домножити на d поправочний коефіцієнт C_e .

За визначальну температуру беруть діаметр круглої труби або еквівалентний діаметр труби будь-якої форми. Формула (166) застосовується в межах:

$$Re = 1 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^6 \text{ і } Pr = 0,6 \dots 2500$$

Розрахунок тепловіддачі в змійовику ведуть аналогічно як і для прямої труби, але одержані значення коефіцієнта тепловіддачі

необхідно домножити на поправочний коефіцієнт $C = 1 + 3,6$ де

ЗМ

Г»

d - діаметр труби в м;

d_s - діаметр спіралі в м.

Таблиця 44

Значення при турбулентному режимі

Г и	(	!	C					■ "ТЯ : "1
			e					
			Re = 1*10 ⁴	Re = 2*10 ⁴ ;	re = 5*10 ⁴	He = 1*10 ⁵ i Kl	=1*10 ⁶	
	1	1.65		1,51	1,34	1,28	1,14	
1	2	1.50		1,40	1,27	1,22	1.11	
	5	1.34		1,27	1.18	1,15	1,08	
1	10	1,23		1,18	1.13	1,10	1,05	
	15	1,13	у' ...	1,13	1.10	1,08	1,04	
1	20	1.13		1,10	1.08	1,06	1,03	
	30	1.07		1,05	1.04	1,03	1,02	
	40	1.03		1,02	1.02	1,02	1,01	
1	50	1.00		1.00	1.00	1.00	1.00	

Таблиця 45

Фізичні параметри сухого повітря при 0,1 МПа

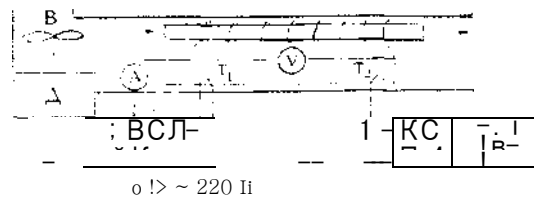
t	Т, К	$\rho \cdot 10^{-3}$	
		М А і С	
1	293	2,593	15,06
	303	2,675	16,00
1	313	2,756	16,96
	323	2,826	17,95
Г	333	2,896	18,97
	343	2,966	20,02
1	353	3,047	21,09
	363	3,128	22,10
	373	3,210	23,13
	393	3,388	25,45
	413	3,489	27,80

3. Схема дослідної установки.

Експериментальна установка складається із пустотілої сталеві труби із внутрішнім діаметром 0,08 м і довжиною 0,6 м. $\epsilon = 1,44$. В середині труби встановлений електричний ніхромовий нагрівач, де тепло рівномірно випромінюється вздовж його довжини. Кількість теплоти, яка витрачається на нагрівання повітря труби, за одиницю часу визначається через електричну потужність, що споживає нагрівач. Інтенсивність нагріву регулюється через блок живлення. Для

вимірювання температури повітря в трубі використовують дві термопари "хромель-алюмель".

Для створення вимушеного потоку повітря до труби підключений відцентровий вентилятор, який приводиться в дію двигуном постійного струму, напругою 12 В, що забезпечує випрамляч ВСА-6К. Поворотом заслонки змінюється швидкість потоку повітря в трубі, яка визначається за допомогою анемометра.



Мал.68.Схема установки.
Т1, Т2 – термопари, З – заслонка, В – вентилятор, Д – двигун.

4. Послідовність виконання роботи.

1. Ввімкнути в електромережу випрамляч ВСА-6К, потенціометр КСП-4, мілівольтметр В7-21 і прогріти їх 5 хвилин. Встановити напругу в блоці живлення не більше 50 В.

2. Спостерігати за тепловим режимом труби (слідкувати за показами КСП-4, фіксувати температуру від кожної із термопар) до встановлення стаціонарного теплового режиму. Про це свідчитимуть стабільність показів на КСП-4.

3. Ввімкнути вентилятор і за допомогою заслонки встановити мінімальні швидкість потоку повітря в трубі. При цьому за допомогою анемометра і, користуючись тарировочним графіком визначити швидкість потоку. Вітроприймачем анемометра служить крильчатка, яка насаджена на трубчасту вісь з черв'яком, що передає оберти редуктору лічильного механізму. Анемометр тримають на повітряному потоці на протязі однієї-двох хвилин і після чого механізм та секундомір вимикають. Число поділок на лічильнику ділять на

кількість секунд і за графіком знаходять швидкість потоку $v \frac{M}{c}$. Тут використовують два графіки, один з яких при низьких значеннях швидкості (від 0,2 до 1,0 а інший при більших (від 1 до 5 —).

4. Зафіксувати температуру повітря на вході і на виході труби, T_2 , а також напругу і струм в електричному колі нагрівача.

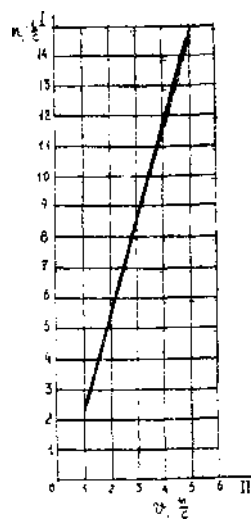
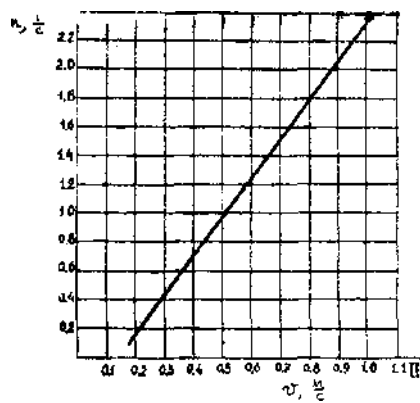
5. Змінюючи за допомогою заслонки швидкість потоку, аналогічні досліди провести ще при трьох режимах.

6. Обчислити критерій Нуссельта за формулою, яка застосовується для круглої труби, попередньо визначити за формулою (165) число Рей нольдса.

$$Nu = 0,018 \cdot 11e^{ad}$$

7. Визначити коефіцієнт тепловіддачі:

$$a = \frac{III - U}{II}$$



Мал.69. Залежність кількості поділок на анемометрі від швидкості потоку $v \frac{M}{c}$.

8. Користуючись таблицею 42 внести корективи в одержані значення коефіцієнта тепловіддачі і побудувати графік залежності $a = f(Re)$.

9. Дослідити залежність коефіцієнта тепловіддачі від температури повітря при сталій швидкості потоку і побудувати графік залежності $a = Q/(T_w)$. Для цього слід змінювати потужність нагрівача.

6. Методичні поради для самостійної роботи.

1. Опрацювати матеріал стосовно критеріальних рівнянь для різних випадків конвективного теплообміну при вимушеному русі теплоносія.
2. Проаналізувати на скільки суттєво вплинуть на достовірність результатів точність вимірювання температури повітря та швидкість потоку.
3. Ознайомитися, які значення a можуть мати аналогічні системи (турбулентний рух повітря у круглій трубі).

5. Рекомендації до оформлення звіту по роботі.

1. Записати тему, мету роботи і основні теоретичні відомості. Чітко вказати на послідовність виконання роботи.
2. Зарисувати схему установки, вказавши на прилади і обладнання, з яких вона складається.
3. Всі дані експерименту і розрахунків звести в таблицю.
4. Проаналізувати результати дослідження і зробити конкретні висновки.

Таблиця 46

Режим нагріву	№	Електричні параметри нагрівача	Температура повітря в трубі	Фізичні параметри повітря	Швидкість потоку	Коефіцієнт тепловіддачі
		T_1, T_2, T_3, T_4	$T_{\text{ср}}$	$\rho, \mu, \alpha, \beta, \gamma, \delta, \epsilon, \zeta, \eta, \theta, \iota, \kappa, \lambda, \mu, \nu, \xi, \omicron, \pi, \tau, \upsilon, \phi, \chi, \psi, \omega$	W	a

Г, | и, | Р, ! Т, . т тТТ'і
А В ВТ;

і
ВГ
МК

С

С
т
а

4.

Стала і 1.
і швид- і 2. і
і кість і 3. і
і 4.

4. Побудувати графіки $a = \alpha / T$ та $a = HT_{\infty}$.
5. Зробити конкретні висновки.

7. Контрольні запитання.

1. Яка природа конвективного теплообміну при вимушеному русі теплоносія?
2. Які фактори впливають на вимушену конвекцію?
3. Які критерії подібності визначають вимушену конвекцію?
4. Як розраховують коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній конвекції?
5. Наведіть приклади використання теорії вимушеної конвекції на уроках трудового та виробничого навчання.

8. Техніка безпеки.

1. Без дозволу викладача або лаборанта не вмикати установку в електромережу. Пам'ятати, що нагрівач ввімкнений в коло автотрансформатора.
2. Не торкатися до поверхні труби, оскільки вона може мати високу температуру, не торкатися до струмопровідних елементів схеми.
3. Не подавати напругу постійного струму до електродвигуна вентилятора більшу, ніж 15 В.
4. Не допускати тривалої роботи установки (більше години) без перерви. Не залишати установку в робочому стані без нагляду.

§ 19. Визначення ступеню чорноти тіл і коефіцієнта тепловіддачі в умовах складного теплообміну.

Мета: Ознайомитись з методикою експериментального дослідження складного теплообміну (конвективний і променевий). Методом порівняння з еталоном навчитись визначати ступінь чорноти тіл, а також розраховувати коефіцієнт тепловіддачі в умовах складного теплообміну.

1. Прилади та обладнання.

1. Три диски (алюмінієвий, мідний і чавунний).
2. Три електроплитки.
3. Вольтметр і три амперметри.
4. Три хромель-алюмелеві термопари.
5. Мілівольтметр В7-21.
6. Радіометр.
7. Термометр для вимірювання кімнатної температури.

2. Основні теоретичні відомості.

Теплове випромінювання є результатом перетворення внутрішньої енергії тіл в енергію електромагнітних коливань. При попаданні теплових променів на інше тіло їх енергія частково поглинається ним, перетворюючись у внутрішню енергію. До теплових електричних хвиль відноситься випромінювання, яке має довжини хвиль (λ) від 0,8 до 80 мкм.

Випромінювання характерне всім тілам і кожне з них випромінює і поглинає енергію неперервно, якщо температура його більше 0 К. При однакових або різних температурах між тілами, які розміщені довільно в просторі, існує неперервний теплообмін випромінюванням. Спектр випромінювання більшості твердих і рідких тіл неперервний, а спектр випромінювання газів має лінійний характер, тобто гази випромінюють промені на всіх довжинах хвиль. Таке випромінювання називають селективним (вибірковим). Випромінювання газів носить об'ємний характер. У випромінюванні твердих тіл беруть участь не лише поверхневі частинки, а і тонкий шар певної товщини. Сумарне випромінювання з поверхні тіла у всіх напрямках напівсферичного простору і на всіх в довжинах хвиль спектра називається інтегральним випромінюванням.

Кожне тіло здатне не лише випромінювати, але і відбивати, поглинати і пропускати через себе падаючі промені, які випромінюються від інших тіл. Якщо позначити загальну кількість енергії випромінювання, яка падає на тіло, через Q , то частина енергії,

яка дорівнює Q_A , поглинається тілом, частина, яка дорівнює Q_R , відбивається, а частина Q_D пропускається через тіло. Звідси рівняння теплового балансу при променевому теплообміні можна подати у вигляді:

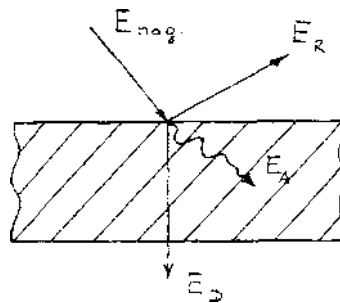
$$Q = B \cdot F \cdot \alpha \quad \text{«б»}$$

$$A + R + D = 1,$$

де A — поглинальна здатність.

$$R = \frac{Q_R}{Q} \text{ — відбивальна здатність,}$$

$$D = \frac{Q_D}{Q} \text{ — пропусальна здатність тіла.}$$



Мал.70. Розподіл енергії випромінювання, яка падає на тіло.

Для більшості твердих тіл, які практично не пропускають через себе енергії випромінювання, рівняння (168) приймає вигляд:

$$A + R = 1 \quad (169)$$

Якщо $A = 1, R = 0$, то поверхня тіла поглинає всі падаючі на неї промені і тіло називають абсолютно чорним. Абсолютно чорних тіл в природі не існує, але введення такої абстракції досить зручне для спрощення в описанні основних закономірностей променевого теплообміну.

Якщо поверхня відбиває всі промені, які падають на неї, то таке тіло називають абсолютно білим ($R = 1; A = D = 0$). Якщо тіло

абсолютно прозоре для теплових променів, то $\alpha = 1$; $\rho = 1$ $\epsilon = 0$. Слід визначити, що абсолютно білих і прозорих тіл не існує, але деякі наближення до них зустрічаються у природі. Здатність тіла поглинати чи відбивати теплові промені залежить, в основному, від стану поверхні, а не від її кольору. Для прикладу, біла поверхня (тканина, фарба) добре відбиває видимі промені, а теплові промені таким же чином поглинає, як і темна поверхня. Віконне скло прозоре для світлових променів, а для теплових і ультрафіолетових майже не прозоре.

Якщо поверхня правильно відбиває промені (тобто відбивання відповідає законам геометричної оптики), то таку поверхню називають дзеркальною. Якщо падаюче проміння при відбиванні розщеплюється на багато променів, які поширюються у різні напрямки, то таке відбивання називається дифузійним.

Всі реальні тіла називають сірими, а їх наближення до абсолютно чорних тіл характеризує ступінь чорноти ϵ .

Теплопровідність, конвекція і теплове випромінювання відокремлено в чистому вигляді зустрічаються досить рідко. В більшості випадків один вид теплообміну доповнює інший. Так, будь-яке нагріте тіло, яке омивається повітрям, буде зумовлювати теплообмін, який є результатом сукупної дії конвекції, теплопровідності і променевого теплообміну.

Тепло від нагрітого тіла до омиваючого його повітря передається за рахунок їх безпосереднього контакту (теплопровідність і конвекція, а переважає остання). Тепловий потік зумовлений конвективним теплообміном буде становити:

$$\Phi_k = a_k(T_1 - T_2)F, \text{ Вт} \quad (170)$$

де a – коефіцієнт тепловіддачі за рахунок конвекції і теплопровідності; T_1 , T_2 – відповідно температури нагрітого тіла і оточуючого середовища (газу чи рідини); F – площа тепловіддаючої поверхні.

Тепловий потік, викликаний променевим теплообміном, визначають за формулою:

$$\Phi_{\text{п}} = \epsilon \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{100} F > \text{Вт} \quad (171)$$

де ϵ – ступінь чорноти, який враховує поглинальну здатність нагрітої поверхні і оточуючого середовища.

$C_L = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$ — коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного

тіла.

В результаті сумарний тепловий потік буде становити:

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 = \alpha_1 (\Gamma_1 - \Gamma_2) + \alpha_2 C_L (T_1^4 - T_2^4) \quad (172)$$

Коефіцієнт тепловіддачі визначають за такими формулами:

а) для конвективного теплообміну

$$\alpha_{\text{конв}} = \frac{h(T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}})}{T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}}} \quad (173)$$

б) для променевого теплообміну

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{C_L (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2} \quad (174)$$

При нагріванні тієї частини теплової енергії обов'язково перетвориться в променеву. Кількість енергії, яка випромінюється в одиниці поверхні в одиницю часу, називають випромінювальною

здатністю тіла (E , Вт/м²), величина якої залежить від природи тіла, температури тіла, температури і довжини хвилі випромінювання. Інколи цю характеристику E називають поверхневою густиною потоку інтегрального випромінювання. Поверхнева густина монохроматичного випромінювання становить:

$$E_{\lambda}(\lambda, T)$$

$$E_{\lambda} = \frac{dE_{\lambda}}{d\lambda}$$

Вона зв'язана з густиною інтегрального випромінювання залежністю:

$$E_{\lambda} = \frac{dE}{d\lambda} \quad (175)$$

Згідно закону Стефана-Больцмана поверхнева густина потоку енергії, яка випромінюється будь-якими тілами, становить:

$$E = \sigma C_L T^4 \quad (176)$$

де C_0 — випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла.

Відносну випромінювальну здатність або ступінь чорноти визначають таким чином:

•C'O

де C – коефіцієнт випромінювання сірого тіла.

В тому випадку, коли тіло поглинає всі падаючі на нього проміння, тобто $\epsilon \sim 1$, то будемо мати абсолютно чорне тіло. В природі всі тіла сірі, які частково поглинають, відбивають і інколи пропускають надаючі на них проміння.

Для променевою теплообміну існує закон Планка, який встановлює розподіл інтенсивності випромінювання на різних ділянках спектру довжин хвиль X . Закон Віна встановлює зв'язок між температурою нагрітого тіла T і довжиною хвилі, яка відповідає

максимуму випромінювання $X_{\text{max}} = \frac{b}{T}$

$$T \cdot X_{\text{max}} = 2,898 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К} \quad (178)$$

Закон Кірхгофа встановлює кількісну залежність між енергією випромінювання і поглинання для сірих і абсолютно чорних тіл. суть якої полягає в тому, що коефіцієнт теплового випромінювання будь-якого тіла в стані термодинамічної рівноваги дорівнює його коефіцієнту поглинання при тій же температурі ($\epsilon = A$). Згідно закону Ламберта максимальне випромінювання E_n буде в напрямку нормалі до поверхні:

$$E = E_n \cos \varphi \quad (179)$$

Для реальних сірих тіл значення ϵ знаходиться в таких межах:

$$0 < \epsilon < 1$$

Визначення ступеню чорноти і відповідно коефіцієнта випромінювання в більшості випадків здійснюється двома шляхами: радіаційним і калориметричним методами. В даній роботі буде використаний лише радіаційний метод.

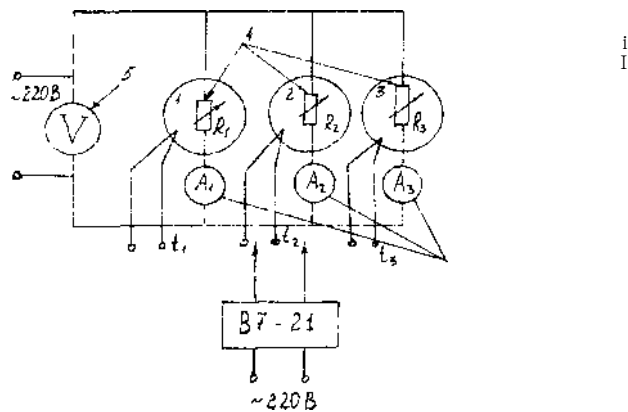
Визначення C і ϵ радіаційним методом полягає в порівнянні вимірів променевої енергії, що випромінює досліджуване і еталонне абсолютно чорне тіло, коефіцієнт випромінювання C і ступінь чорноти ϵ якого вже відомі. Як прийом випромінювання використовується ірмoeлектрнчний радіометр з компенсуючим термостовбиком.

3. Схема дослідної установки.

Три диски: алюмінієвий (1), чавунний (2), мідний (3), діаметри яких становлять 200 мм, нагріваються електроплитками. Нагрів

електроплиток регулюється за ДОПОМОГОЮ ЗМІНИ (4), що здійснюється шляхом підключення певної довжини нагрівального елемента. Для цього кожна з плиток має чотири фіксовані позиції вимикача. Потужність нагрівачів вимірюється за допомогою вольтметра (5) та амперметрів (6). Температура дисків вимірюється хромель-копелевим термопарами ($\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3$), гарячі спаї яких розміщені в центрі

кожного із дисків. Термоерс термопар фіксується мілівольтметром В7-21, випромінювальна дискон енергія сприймається термостовбиками радіометра 7, який з'єднаний із дзеркальним гальванометром 8.



Мал.71. Дослідна установка.

4. Послідовність виконання роботи.

1. Зібрати електричну схему установки.
2. Ввімкнути установку в електричну мережу і встановити такий режим, щоб струм в колі не перевищував 1 А.
3. Слідкуючи за показами КСП-4, чекати встановлення стабілізації теплового потоку і рівності температур дисків.
4. Наводячи послідовно термоелектричний радіометр на кожен із дисків, записати покази приладу радіометра. Оптимальна відстань від радіометра до диска 10-15 см.
5. Повторити дослід ще при двох режимах нагріву.

6. Методом порівняння визначити ступінь чорноти кожного із дисків, вважаючи, що для алюмінієвого диску $\epsilon = 0.05$

$$\epsilon = \epsilon^M - \text{мідь.} \quad \epsilon = \epsilon - \text{чавун.}$$

$$M_a \quad Y_a \quad I_a \quad K_a$$

де I_a, N_a – відповідно покази дзеркального гальванометра

для мідного, алюмінієвого та чавунного дисків.

7. Користуючись формулами (173) і (174), визначити $a \dots a$

к пр

коефіцієнти тепловіддачі за рахунок променевого та конвективного теплообміну. При цьому $\epsilon = 0.85$ IV . Вт, де $IV = P \dots I$ – потужність електроплиток.

8. Користуючись формулою (176), визначити коефіцієнт випромінювання C для кожного диска.

5. Методичні поради для самостійної роботи.

1. Ознайомитися з довідниковими даними про значення ступеню чорноти для досліджувальних матеріалів. Ці відомості наведені в таблиці 48 будуть необхідні для порівняння з ними одержаних в експерименті результатів.

2. Проаналізувати, який механізм тепловіддачі в даному експерименті буде домінувати і який вклад при цьому буде за променевим теплообміном.

3. Вивчити закон випромінювання для абсолютно чорного тіла.

4. Провести прогнозування, як вплине на коректність результатів при вимірюванні інтенсивності випромінювання, маючи порушення паралельності між активною зоною радіометра і площиною дисків.

6. Рекомендації до оформлення звіту по роботі.

1. Записати тему, мету роботи і основні теоретичні відомості. Чітко вказати на послідовність виконання роботи.

2. Зарисувати схему установки, вказавши на прилади і обладнання, з яких вона складається.

3. Всі дані експерименту і розрахунків звести в таблицю.

4. Проаналізувати результати дослідження і зробити конкретні висновки.

Таблиця 47

№	Матеріал диску	Ступінь чорноти	Параметри нагрівача			Температура дисків, °С			Температура оточуючого повітря, °С	Коефіцієнт тепловіддачі
			Струм, А	Напруга, В	Потужність, Вт	1	2	3		
Значення коефіцієнта тепловіддачі ϵ для різних матеріалів										
Матеріал										
Алюміній										
Мідь										
Чавун										

Таблиця 48

Ступінь чорноти повного нормального випромінювання для різних

Назва матеріалу	Температура, °С	
Алюміній шорсткий	26	0,055
Алюміній полірований	50-500	0,04-0,06
Мідь полірована	80-115	0,018-0,023
Мідь окислена	200-600	0,6-0,8
Чавун	50	0,81
Бронза	50	0,1
Латунь матова	20-350	0,22
Сталь окислена	200-600	0,8
Фарби масляні і різних кольорів	20-100	0,82-0,92

7. Контрольні запитання.

1. Який механізм передачі теплоти від нагрітого тіла в оточуюче його повітря?
2. Чим зумовлене теплове випромінювання?
3. Закон Стефана-Больцмана, його застосування?
4. Що називають ступінню чорноти і коефіцієнтом випромінювання?
5. Як визначається коефіцієнт тепловіддачі теплового випромінювання?
6. Як розраховують повний тепловий потік від нагрівача?

8. Техніка безпеки.

1. Без дозволу лаборанта або викладача вмикати установку заборонено.
2. Не залишати без нагляду установку в робочому стані.
3. Не торкатися під час і після виконання роботи нагрівних елементів, оскільки вони можуть мати високу температуру.

IV. Теплові двигуни.

§ 20. Дослідження процесу теплопередачі в рекуперативних теплообмінних апаратах.

Мета: Експериментального дослідити процес теплопередачі в найпростішому рекуперативному теплообміннику при русі теплоносіїв в прямому і протилежному напрямках. Ознайомитися з основами простого розрахунку теплообмінних апаратів.

1. Прилади та обладнання.

1. Модель рекуперативного теплообмінника.
2. Електронагрівач води.
3. Випрамляч ВСА-4К.
4. Мілівольтметр В7-21.
5. П'ять хромель-копелевих термопар.

2. Основні теоретичні відомості.

Під теплообмінним апаратом розуміють будь-який апарат, в якому одне тіло (газоподібне чи рідке) передає свою теплоту іншому тілу (рідкому або газоподібному). Розрізняють рекуперативні, регенеративні, змішувальні теплообмінні апарати та апарати із внутрішнім тепловиділенням. В більшості випадків робочі тіла бувають розлічені один від одного перегородкою (поверхнею нагріву), наприклад стінкою труби, причому одне тіло рухається всередині труби, а інше омиває її. Існують і пластинчаті теплообмінні апарати, в яких обидва тіла, не змішуючись, рухаються між пластинами. Такий тип теплообмінників називають рекуперативними. Найчастіше застосовують теплообмінні апарати трубчастого типу. Залежно від напрямку⁷ руху обох теплоносіїв вони бувають прототечіє, протитечіє, перехресні та інші.

Регенеративні теплообмінники і теплообмінники з проміжним теплоносієм працюють фактично за одним і тим же принципом, який полягає в тому, що теплота від одного теплоносія до іншого переноситься за допомогою якого-небудь третього — допоміжного елемента. Цей елемент (проміжний теплоносіє) нагрівається в потоці горячого теплоносія, а потім віддає акумуляоване тепло холодному теплоносію. Для цього необхідно або перенести сам проміжний теплоносіє від одного потоку в інший, або періодично перемикаючи потоки теплоносіїв в теплообміннику періодичної дії. В регенеративних теплообмінниках як проміжний теплоносіє використовується твердий масивний матеріал — лист металу, цегла, різноманітні засипки. Регенеративні теплообмінники донітьово використовувати хіть

високотемпературного ($t > 1000^\circ\text{C}$) підігріву газів, оскільки жаростойкість металів обмежена, а насадка з вогнетривкої цегли може працювати при досить високих температурах. Інколи регенеративні теплообмінники використовують і для охолодження запиленних газів, які здатні швидко зношувати або забивати трубки рекуператорів.

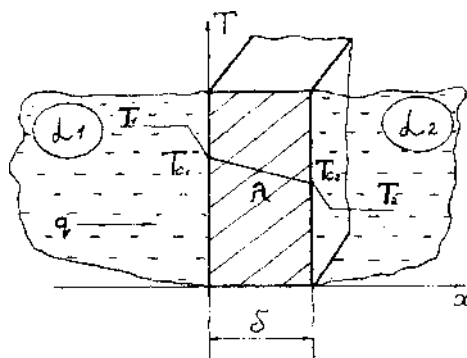
Серед всіх теплообмінних апаратів найпростішими і компактними є змішувальні теплообмінники, в яких змішуються теплоносії і не потребують подальшого розділу, наприклад, при підігріві води паром чи гарячою водою. Інколи використовують змішувальні теплообмінники і для легко роздільних теплоносіїв: газ – рідина, газ – дисперсний твердий матеріал, вода – масло і т.п.

До теплообмінників з внутрішнім тепловиділенням відносяться такі апарати, в яких проходять певні процеси із виділенням теплоти, що поглинається омиваючим теплоносієм. Це — атомні реактори, електрокип'ятильники тощо.

Часто доводиться розраховувати стаціонарний процес переносу теплоти від одного теплоносія до іншого через розділяючу їх стінку. Такий процес називають теплопередачею. Він об'єднує ряд елементарних процесів. Спочатку теплота передається від гарячого теплоносія T_x до однієї із поверхонь стінки шляхом конвективного теплообміну, при якому інтенсивність процесу тепловіддачі характеризується коефіцієнтом α (мал.72). Потім теплота теплопровідністю передається від однієї поверхні стінки до іншої. В залежності від виду стінки вона буде створювати різний термічний опір, який розраховують за формулою:

$$R = \frac{\delta}{\lambda A} \quad (180)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності стінки;
 δ – її товщина.



Мал.72. Схема теплопередачі в рекуперативному теплообміннику).

Після цього теплота знову шляхом конвективного теплообміну, який характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α_2 , передається від поверхні стінки до холодного теплоносія T_2

Густину теплового потоку при такій теплопередачі можна визначити за формулою:

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (T_1 - T_2) \quad (181)$$

де $k = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2 + \frac{\delta}{\lambda}}$ – коефіцієнт теплопередачі α_1 й α_2

k – характеризує інтенсивність процесу теплопередачі від одного теплоносія до іншого через розділяючу їх плоску стінку.

Якщо поверхня теплообмінника S , а коефіцієнт теплопередачі, який ми прийmemo однаковим по всій поверхні теплообміннику, K , то кількість теплоти, якою обмінюються за одиницю часу обидва теплоносії, становить:

$$Q = K S \Delta T_{cp} \quad (182)$$

де ΔT_{cp} – середня різниця температур робочих тіл.

Встановлено, що при $\Delta T_{max} / \Delta T_{min} < 2$ користуються

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2} \quad (183)$$

де $\Delta T_1, \Delta T_2$ – відповідно максимальний і мінімальний температурний напір; ΔT_1 – береться для одного кінця апарату, а ΔT_2 – для іншого.

Якщо ж $\Delta T_{max} / \Delta T_{min} > 2$, то треба обов'язково брати ΔT_{cp} середньологарифмічний напір:

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (184)$$

В деяких випадках по всій поверхні апарату рідини мають одну і ту ж різницю температур, тоді ця однакова по всій поверхні різниця температур і буде ΔT_{cp} .

Тоді, знаючи ΔT_{cp} , тепловий потік Φ і, розрахувавши за емпіричною формулою K , можна визначити необхідну поверхню теплообміну:

$$F = \frac{\Phi}{K \Delta T_{cp}} \quad (185)$$

3. Схема дослідної установки.

Теплообмінник має 2 сталевих циліндра, в одному із яких в середині розміщений нагрівальний елемент. Довжина першого циліндра 0,6 м, а зовнішній діаметр становить 0,13 м. Другий сталевий циліндр довжиною 0,75 м і діаметром 0,13 м має в середині п'ять латунних труб однакових розмірів: $d = 18$ мм, $l = 530$ мм.

На вході і виході теплоносіїв в другому циліндрі встановлено термопари для контролю за температурою. Подача холодної води до теплообмінника проходить від центрального водозабезпечення, а підігріта вода подається до споживача.

В першому циліндрі вода нагрівається від електричного нагрівача і поступає в циліндр 2, в якому омиває латунні трубки. За рахунок цього здійснюється передача теплоти до холодної води, яка циркулює по латунних трубах. Установка може працювати при русі теплоносіїв в прямотоці і протитоці.

Електрична схема установки.

$\sim$
 $\sim T^2$
 $0,5$

ВРИК Φ

Мал.73.Електрична схема установки по дослідженню теплообміну в рекуперативному теплообмінному апараті.

4. Послідовність виконання роботи.

1. Зібрати електричну схему установки, після чого заповнити систему теплообмінника водою. Ввімкнути установку в електромережу.

2. Встановити за допомогою випрамляча в електричному колі нагрівача напругу – постійного струму до 100 В. За допомогою кранів встановити певний режим і напрямок руху теплоносіїв. Термо-е.р.с. термопар контролювати за допомогою мілівольтметра В7-21. Слідкуючи за показами В7-21. досягти стаціонарного процесу теплопередачі.

3. Зафіксувати температури на вході і виході кожного із теплоносіїв. Для точного визначення температур необхідно користуватись мілівольтметром В7-21 і таблицею градування термопар "хромель-копель", а також врахувати температуру оточуючого середовища.

4. Зняти покази амперметра, вольтметра і визначити потужність нагрівача, яку в деякому наближенні можна прийняти за тепловий потік від нагрівача.

5. Визначити температуру зовнішнього T_x і внутрішнього середовища T' латунних трубок.

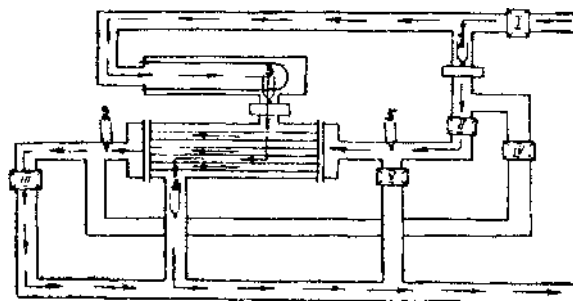
6. Користуючись формулами (182, 183), визначити тепловий потік від гарячого до холодного теплоносія. При розрахунку коефіцієнта теплопередачі K взяти:

$$a = 145 \sim ; a, = 80 \quad \text{м} \blacksquare \text{А} \quad \text{Я} = 50 \quad \text{м} \cdot \text{К}$$

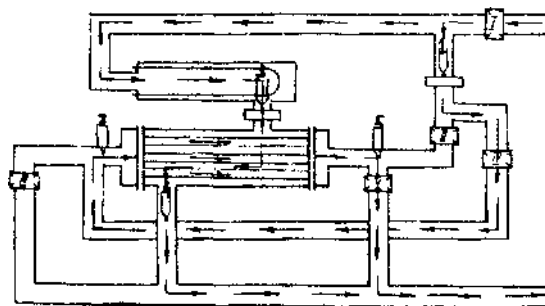
$$3=2_{\text{мм}}, 5 = \text{Бпй} i$$

7. Порівняти значення розрахункового теплового потоку і потужність нагрівача і визначити непродуктивні втрати теплового потоку, а також коефіцієнт корисної дії теплообмінника:

8. Дослід провести тричі як при русі теплоносіїв в прямотоці, так і в противотоці.



а) прямоточний рух теплоносіїв



б) рух теплоносіїв в протитоці

Мал.74. Схема руху теплоносіїв.

I, II, III, IV, V – номери кранів, якими регулюють інтенсивність та напрямок потоку теплоносіїв,

1, 2, 3, 4, 5 – номери термодатчиків, якими фіксують температуру теплоносіїв в різних місцях теплообмінника.

5. Методичні поради для самостійної роботи.

1. Користуючись літературою, самостійно ознайомитися з принципом роботи та галузями застосування регенеративних і змішувальних теплообмінних апаратів.
2. Вивчити існуючі схеми руху теплоносіїв в регенеративних теплообмінниках.
3. Розглянути послідовність проведення перевірного розрахунку' регенеративних теплообмінних апаратів.

6. Рекомендації до оформлення звіту по роботі.

1. Коротко написати основні теоретичні відомості і послідовність виконання роботи. Зарисувати схему установки.
2. Провести необхідні розрахунки. Результати експерименту і розрахунків звести в таблицю.
3. Зробити за результатами експерименту і розрахунку конкретні висновки.

Напрямок руху теплоносія і нагрівача	Електричне коло	Температури, К	Тепловий потік Φ , Вт
I	I	T_1, T_2	Φ
Прямоточний	P_{TA} Вт	T_1, T_2	Φ

Противоточний

7. Контрольні запитання.

1. Які існують різновидності теплообмінних апаратів?
2. Як розраховують коефіцієнт теплопередачі?
3. Яким чином ведуть розрахунок поверхні теплообміну рекуперативних теплообмінних апаратів?
4. В якому випадку більш ефективно здійснюється теплопередача в рекуперативних теплообмінниках при прямотопі чи противотоці теплоносіїв?

8. Техніка безпеки.

1. Не вмикати установку в електромережу без дозволу викладача та лаборанта. Одному студенту на установці працювати заборонено.
2. Пам'ятати, що нагрівач ввімкнений в електромережу через випрамляч.
3. Не торкатися руками труб теплообмінника, оскільки він може мати високу температуру.
4. Не залишати установку в робочому стані без нагляду.
5. При зміні напрямку руху теплоносіїв, тобто коли користуються кранами, електричне коло нагрівача необхідно обезструмлювати.

§ 21. Дослідження теплопередачі в кожухоподібному теплообміннику.

Мета: Експериментально дослідити процес теплопередачі в підігрівані повітря, виготовленого із тонких металевих труб, де теплоносії рухаються в перехресному напрямі. При цьому навчитися визначати коефіцієнт теплопередачі.

1. Прилади та обладнання.

1. Випробувальний стенд з паровим котлом та вентилятором для нагнітання потоку повітря.
2. Два манометри.
3. Дві хромель-алюмелеві термопари.
4. Трубопровід із заслонкою.

2. Основні теоретичні відомості.

Теплообмінним апаратом називають апарат, який призначений для нагрівання чи охолодження теплоносія. Теплоносієм може служити рідина або газ і він може бути гріючим або нагрівним. Так, наприклад, гарячий газ у топці котла є гріючим теплоносієм, а вода в котлі — нагрівним; вода в опалювальному радіаторі – гріючим теплоносієм, а повітря, що розносить теплоту⁷ по примкненню – нагрівним. Загальну класифікацію теплообмінних апаратів зроблено в § 20. У рекуперативних теплообмінних апаратах теплота від гріючого теплоносія до нагріваючого передається через радіальну стінку. До них належать:

- парогенератори;
- пароперегрівачі;
- водопідігрівачі;
- повітряпідігрівачі;
- різноманітні випарні апарати.

Рекуперативні теплообмінні апарати поділяються на прямоточні, протитечійні, перехресної течії та іншої течії. На мал. 73 зображені існуючі схеми течії теплоносіїв в теплообмінниках.

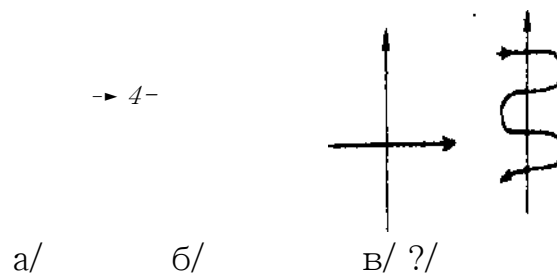
Рекуперативні теплообмінні апарати набули найбільш широкого поширення, оскільки вони прості за будовою, компактні і забезпечують стабільність температур теплоносіїв з часом. В основному, у такі апарати виготовляють з металу. Так, для теплоносія, який має температуру 400...450°C, труба виготовляється з вуглецевої сталі, а для теплоносія, який має температуру 500...700°C, з чавуну.

Енергетично протитечійні апарати більш вигідні, ніж прямоточні і з перехресним потоком теплоносіїв. Критерієм для оцінки їх ефективності є середній температурний напір $\Delta T'$, тобто середня

різниця температур гріючої і нагріваючої рідин. У протитечійній схемі

має завжди температурний напір ΔT більший, ніж у прямоточній.

Тому й поверхня нагрівання теплообмінника з протитечією менша, ніж з прямотечією, а отже, за інших рівних умов теплообмінник з протитечією схемою руху рідини більш компактний і на його виготовлення витрачають менше матеріалу.



Мал.73. Схема течії теплоносіїв в теплообмінниках: а) прямоток; б) протитечія; в) перехресний потік; г) багатократний перехресний потік.

В даній лабораторній роботі будуть проводитися експериментальні дослідження рекуперативного теплообмінника – повітрянідгрівача, де гарячим теплоносієм є водяна пара, а холодним, який нагрівається – повітря. Процес теплопередачі в теплообмінних апаратах описується рівнянням (180), яке виражає залежність між кількістю теплоти Q , яка передається в теплообміннику від гарячого теплоносія до холодного, коефіцієнтом теплопередачі K , поверхнею теплообміну S і середньою різницею температур гарячого і холодного теплоносіїв ΔT_m .

Температурний напір для даної системи слід визначити за формулою (182).

З іншої сторони, кількість теплоти, яка витрачається на нагрівання холодного теплоносія, можна розрахувати таким чином:

$$Q = G C_p (T_2 - T'_2), \quad (184)$$

де T'_2 та T_2 – температура холодного теплоносія (повітря) відповідно на вході і виході;

C_p – питома теплоємність холодного теплоносія (повітря);

G – масова витрата повітря,

$$G = V \cdot \rho. \quad (185)$$

де V – об'ємна витрата повітря; ρ – густина повітря.

Для визначення об'ємних витрат повітря використовують витратомірну діафрагму:

$$Y = C \sqrt{\Delta P} \quad (186)$$

де C – стала діафрагми;

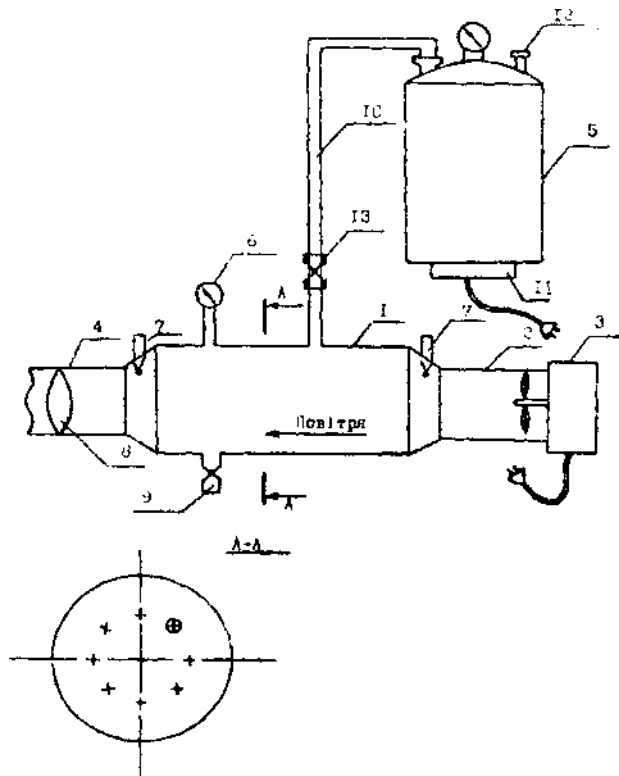
ΔP – перепад рівнів на диференціальному манометрі.

Об'ємні витрати можна також знайти, користуючись манометром. При цьому визначається середня швидкість потоку повітря, а після цього, знаючи живий переріз потоку повітря S (відповідає площі поперечного перерізу труби теплообмінника), розраховують об'ємні витрати:

$$Y = v \cdot S \quad (187)$$

3. Схема дослідної установки.

Установка для проведення досліджень має таку конструкцію. За допомогою вентилятора 3 по трубопроводу 2 в кожухоподібний теплообмінник 1 подається повітря. Воно нагрівається водяною парою і виходить по трубопроводу 4. Теплоносії рухаються перехресно. Регулювання витрат повітря і відповідно інтенсивності роботи теплообмінника здійснюється за допомогою поворотної заслонки 8 і за допомогою анемометра вимірюється швидкість потоку. Температура повітря на вході і виході вимірюється термопарами T'_r і T_y . В кожухоподібному теплообміннику встановлені 8 статевих труб 1" довжиною 0.5 м. сумарна поверхнева площа яких відповідає поверхні теплообміну. В процесі теплообміну пара поступає з парового котла 5 в міжтрубний простір і нагріває повітря, омиваючи труби. Тиск водяної пари p_t регулюється краном 13 і вимірюється манометром 6. Котел нагрівається за допомогою електричного нагрівача потужністю 10 кВт. Теплообмінник покритий шаром ізоляції і має вентиль 9 для зливу конденсату.



Мал.74.Схема установки з кожухоподібним теплообмінником.

1-теплообмінник; 2-трубогівід; 3-двигун з крильчаткою; 4-трубопровід з заслонкою; 5-котел; 6-манометр; 7-термопари; 8-заслонка потоку повітря; 9- кран; 10-паропровід; 11-термонагрівач; 12-запобіжний клапан; 13-вентиль.

4. Послідовність виконання роботи.

1. Залити водою паровий котел, рівень якої контролювати за допомогою скляної трубки. Закрити пробку' для заливки води і перекрити кран 13.
2. Включити електронагрівач в електромережу і довести тиск водяної пари в котлі до 0,3 Мпа (~ 3 ат.).
3. Повільно відкрити кран 13 і встановити тиск в міжтрубному просторі 40 кПа (~ 0,4 ат.).
4. Ввімкнути вентилятор і встановити заслонку в одне із трьох положень і дати попрацювати установці до 2 хвилин для встановлення стаціонарного режиму. При цьому заміряти температуру повітря на вході T'_2 і виході T_2 теплообмінника.

5. Користуючись анемометром і тарировочним графіком визначити швидкість потоку повітря і масові витрати повітря:

$$G = \rho u S. \quad (188)$$

де ρ – густина повітря в значення якої знаходиться в таблиці 49
в залежності від середньої температури повітря;

S – живий переріз потоку повітря і м²;
 d – діаметр труби становить 0,06 м;
– швидкість потоку в – визначається анемометром і тарировочним графіком (мат.69).

6. За формулою (184) визначити кількість теплоти, яка за одиницю часу витрачається на нагрівання повітря. Значення C необхідно знайти із таблиці 49 в залежності від середньої температури повітря.

7. Знайти середньологарифмічний температурний напір:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad \text{...}$$

де $T_5 = T_f - T_r$,

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

T'_x, T'_r – температура водяної пари на вході і виході.

8. Визначити коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{Q}{F \Delta t_m} \quad (189)$$

де F – площа теплопередачі поверхні в м².

$$F = 0,5 \text{ м}; d = 0,025 \text{ м}; H = 9.$$

9. Аналогічні досліді провести при чотирьох інших масових витратах повітря і побудувати залежність $Q = f(u)$

Основні фізичні властивості сухого повітря при $p = 1013$ гПа

Температура, в °C	[	Густина ρ , г	Питома теплоємність c_p , кДж
		ρ , г	c_p , кДж

10 1 1.247 1.005
20 i 1.205 1.005
30 _____ | _____ 1.165 _____ 1.005
^ 40 ' _____ 1.128 _____ 1.005
50 ~ "T_ ' 1 ~ 093 _____ 1.005
60 " " 1.060 _____ 1.005
70 _____ 1.020 _____ [2009_]
' 80 _____ 1.000 _____ 1.009
90 _____ 0.972 ~ ^ _____ | _____ B009_
100 _____ 0.946 _____ ' 1,009

1. Ознайомитися з будовою та конструктивними особливостями існуючих повітряпідігрівачів.
2. Проаналізувати вплив на ефективність роботи повітряпідігрівача параметрів водяної пари.
3. Запропонувати шляхи підвищення інтенсифікації роботи повітряпідігрівача при незмінних енергетичних витратах.

1. Записати тему, мету роботи та основну інформацію з теоретичних відомостей .
2. Зарисувати схему установки і записати послідовність виконання роботи.
3. Всі дані експерименту та розрахунків занести в таблицю.

Таблиця 50
 №Номер ' Темлера і Темпера- Т Швид- | Масові ; Тепло Темпера Коефіцієнт ■ | досліду : -тура
 тура і кість } витрати • -вий I ; теплосре- •
 : ; по-вітря, ' водяної і потоку повітря ' потік нагр лачі. К,
 ' К і пари, К. ' повітря ■ ^ : 0, Вт і дТ. К і *«•
 | ! М •• 3 ! М ~ К'
 ■'
 і | ; і с!+;
 1 _____ j _____ ; _____
 , l. f

200

7. Контрольні запитання.

1. Які існують різновидності повітряпідігрівачів?
2. Як визначають масові витрати повітря⁹
3. Як розраховують коефіцієнт теплопередачі і які фактори можуть вплинути на його значення?
4. Які існують схеми теплообмінників?
5. Які фактори можуть суттєво вплинути на ефективність роботи повітряпідігрівача.'

8. Техніка безпеки.

/

1. Без дозволу викладача або лаборанта установку вмикати заборонено.
2. Не торкатися руками до котла під час роботи.
3. Постійно слідкувати за рівнем води у котлі і стежити, щоб цей рівень знаходився в межах допустимих норм.
4. Дотримуватися всіх вимог електробезпеки.
5. Після завершення роботи злити конденсат і контролювати за установкою до повного охолодження комплектуючих установки.
6. Не допускати перевищення тиску водяної пари у котлі за 5 ат.

§ 22. Вивчення принципу роботи і конструктивних особливостей парових котлів та турбін.

Мета: Ознайомитися із будовою і принципом роботи парового котла (діюча модель) та парової турбіни, дослідити залежність частоти обертання вала турбіни від тиску пари, що подається на лопаті та визначити коефіцієнт корисної дії паротурбінної установки.

1. Прилади та обладнання.

1. Паровий котел (діюча модель).
2. Діюча модель парової турбіни.
3. Тахометр.
4. Амперметр.
5. Вольтметр.
6. Електрогенератор постійного струму.
7. Лампочка розжарювання 3.5 В.

2. Основні теоретичні відомості.

Котельним генератором називають комплекс обладнання призначений для виробництва пари, яка живить паровий двигун або спрямовується на технологічні чи побутові потреби, а також для нагрівання рідин, які використовуються як теплоносії.

Котельний агрегат складається із одного або декількох теплообмінників і допоміжного обладнання. До складу таких теплообмінників у сучасних котельних агрегатах входять: водопідігрівач (економайзер), паропідігрівач, повітряпідігрівач, випаровувач. До обладнання котла входять каркас, обмуровка, арматура і гарнітура. До арматури належать всі прилади і пристрої, які необхідні для керування роботою установки. Гарнітура – це деталі і вузли, які потрібні для обслуговування топки і газоходів.

Котельні установки за призначенням поділяються на три основні типи:

- енергетичні, які забезпечують парою турбіни теплових електростанцій;
- виробничі, що виробляють теплову енергію для технологічних потреб виробництва (як правило, це парові установки);
- опалювальні, які використовуються для теплозабезпечення будинків і виробничих приміщень (найчастіше вони є водогрійними).

На практиці інколи застосовують поєднання виробничих і опалювальних котлів, які одночасно виробляють пару для виробничо-технологічних потреб і гарячу воду для опалювально-побутових споживачів.

Конструкції парових котлів розрізняються за продуктивністю, параметрами водяної пари і видом використовуваного палива.

Продуктивність котла вимірюється в тоннах пари, яка виробляється за годину ($\frac{T}{\text{год}}$). Котли малої потужності мають

паропродуктивність до $25 \frac{T}{\text{год}}$, середньої – $160 \dots 220 \frac{T}{\text{год}}$, а великої – понад $220 \frac{T}{\text{год}}$.

Основними параметрами пари є тиск і температура. В залежності від величини тиску пари парові котли бувають:

- котли низького тиску – з тиском пари до 2,2 МПа;
- котли середнього тиску – 2,2...6,0 МПа;
- котли високого тиску – понад 6,0 МПа.

Сучасні парові котли виробляють перегріту пару, тиск якої досягає до 24 МПа при 570°C.

За конструкцією поверхні нагріву котли поділяють на:

- пористі циліндричні і батарейні жаротруби;
- димогарні;

– водотруби, які бувають горизонтальні, вертикальні і з нахилом трубок під кутом 45° і вище.

При роботі котельної установки до неї неперервно поступає вода, паливо і повітря, яке підтримує горіння палива, а з неї постійно відводиться пара (в парових котлах) чи гаряча вода (у водогрійних). В результаті встановлюється і безперервно здійснюється процес теплообміну: теплота, яка виділяється при спалюванні палива передається радіаційним і конвективним поверхням нагріву. Під впливом теплообміну здійснюється процес неперервної циркуляції води і пароводяної суміші в циркуляційному контурі (в котлах з вимушеною циркуляцією цей процес проходить за рахунок дії циркуляційних насосів).

Живильна вода перед подачею у котел проходить підготовку, яка полягає в її очистці від забруднень, домішок, солей з метою запобігання в елементах котла накопичення, уносу солей парою в турбіну, виключення корозії металів і т.п.

Розподіл теплоти, яка виділяється при згоранні палива в корисну і на витрати називають тепловим балансом котельного агрегату:

$$Q_{\text{в}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (19)$$

де Q_1 – нижча теплота згорання палива;

Q_2 – теплота, яка корисно використовується у котлі;

Q_3 – втрати теплоти з димовими газами;

Q_4 – втрати теплоти від хімічної неповноти згорання;

Q_5 – втрати теплоти від механічної неповноти згорання;

(η – втрати теплоти в оточуюче середовище;

(η_6 – втрати із фізичним теплом шлаків.

З промислових і опалювальних котельних установок широке застосування мають котли ДКВР – двохбарабанні, вертикальноводотрубні з природньою циркуляцією і

паропроодуктивністю від 2 до 35 $\frac{T}{год}$.

В паровій турбіні потенціальна енергія пари спочатку перетворюється в кінетичну, а потім в механічну. В найпростішій турбіні пара поступає в сопло (або групу сопел), розганяється в ньому до високих швидкостей, після чого направляється на робочі лопатки. Зусилля, які обумовлені поворотом струмینی в каналах робочих лопаток, обертають диск і з'єднаний з ним вал.

В залежності від конструктивних особливостей, характеру теплового процесу, параметрів свіжої і відпрацьованої пари парові турбіни поділяють за такими ознаками.

1. За числом ступенів тиску:
 - одноступінчаті, з однією або кількома ступенями швидкості;
 - багатоступінчаті активного і реактивного типів.
2. За напрямком потоку пари:
 - осьові;
 - радіальні.
3. За принципом дії пари:
 - активні;
 - осьові реактивні;
 - радіальні реактивні.
4. За принципом регулювання:
 - з дросельним регулюванням;
 - з сопловим регулюванням;
 - з обвідним регулюванням.
5. За характером теплових процесів:
 - конденсаційні;
 - конденсаційні з регульованим по тиску відбором пари;
 - із протитиском.

Втрати в турбінах можна розділити на дві групи: внутрішні і зовнішні. Внутрішні втрати безпосередньо впливають на зміну стану робочого тіла при його розширенні в турбіні і знижують теплоперепад. До них відносяться:

– втрати кінетичної енергії в соплах і на лопатках турбіни, які викликані тертям потоку об стінки, завихреннями. Ця енергія перетворюється в теплоту і підвищує ентальпію робочого тіла в кінці протікання:

– втрати кінетичної енергії з вихідною швидкістю відпрацьованого робочого тіла;

- втрати із-за перетоку робочого тіла через внутрішні зазори між робочими лопатками і корпусом турбіни, між діафрагмою і валом;
- втрати внаслідок вологості пари, оскільки частинки вологи, ударяючись об стінки лопаток, гальмують обертання ротора і знижують корисну роботу.

До зовнішніх втрат відносять:

- втрати від витікання робочого тіла через кінцеві зазори між корпусом турбіни і валом;
- механічні втрати, які включають витрати енергії на подолання тертя в підшипниках турбіни і на привід допоміжних механізмів.

Робота турбіни як теплового двигуна, характеризується внутрішньою (індикаторною) потужністю, яка розвивається лопатками і ефективною (на валу) потужністю. Ефективна потужність Ne менше внутрішньої потужності N_i на величину механічних втрат.

Внутрішній виносний к.к.д. враховує внутрішні втрати турбіни і визначається співвідношенням:

$$\eta_i = \frac{N_e}{N_o}, \quad (191)$$

де N_o – потужність потоку пари, яка поступає в сопла турбіни. Механічні втрати оцінюються механічним к.к.д.:

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni}$$

Для більшості сучасних турбін $\eta^* = 0,70 \dots 0,88$, $\eta_m =$

0,990...0,995. Маркірування парових турбін включають три групи індексів. Перша буква (чи дві букви) характеризують тип турбіни: К – конденсаційна, Т – конденсаційна з опалювальним (теплофікаційним) відбором пари, П – з виробничим відбором пари, ПТ – з двома регульованими відборами пари, Р – з протитиском, ПР – з виробничим відбором пари і протитиском. Наступна за буквами цифра означає номінальну потужність турбіни в МВт. Потім цифрою позначається тиск пари перед турбіною в атмосферах.

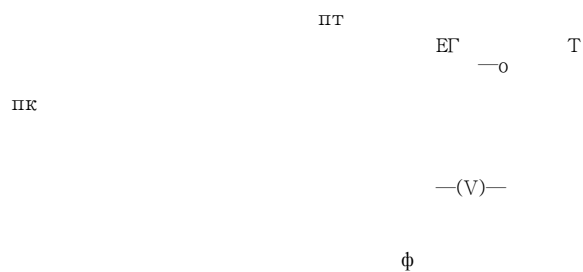
Наприклад, турбіна з номінальною потужністю 60 МВт та початковим тиском 130 ат. з двома регульованими відборами пари – виробничим – 13 ат. і теплофікаційним позначається ПТ-60-130/13.

Лабораторна турбіна відноситься до активної одноступінчатої. В енергетиці використовують комбіновані турбіни, а саме: активні з певною ступінню реактивності.

Мал.75.Графіки зміни швидкостей і тиску пари в активній (а) і реактивній (б) парових турбінах.

P-тиск, C-швидкість пари, и-ліній на швидкість обертання лопаток.

3. Схема дослідної установки.



Мал.76.Схема установки з демонстрацій ним паровим котлом: ПК-паровий котел; М-манометр; ПТ-парова турбіна; ЕГ-електрогенератор; Т-тахометр; К-конденсатор; У-вольтметр; А-амперметр.

В паровий котел заливають воду через заливний отвір до максимального рівня, який вказано на водомірному склу. З метою зменшення накипу на трубах використовують дистильовану воду. Після заливу води надійно загвинчують залізну пробку, перевіряють герметичність з'єднувального шлангу котла із паровою турбіною. При перекритому виході із парового котла здійснюють його нагрів, слідкуючи при цьому за тиском і рівнем води в об'ємі котла.

Після закінчення роботи з котлом відгвинчують пробку отвору для зливу води, після чого вливають воду, що залишилася. Коли вода буде злита, рекомендується просушити котел і турбіну.

4. Послідовність виконання роботи.

1. Ознайомитися з будовою і принципом роботи парового котла і турбіни.
2. Згідно інструкцій та схеми з'єднати паровий котел і турбіну для проведення експериментального дослідження.
3. Залити в котел воду об'ємом 2/3 робочого простору котла.
4. Нагріти воду до утворення пари (біля 20 хвилин). Контроль за тиском води здійснювати за показами манометра. Не допускати перевищення тиску понад 3.5

см

5. Подаючи пару із котла на лопатки турбіни, привести її в дію.
6. Користуючись тахометром виміряти частоту обертання вала турбіни і зафіксувати струм / та напругу I в колі споживача електроенергії.
7. Змінити тиск пари, що поступає на лопатки турбіни, і провести аналогічні спостереження при 3; 2,5; 2,0; 1,5; 1,0 $\frac{кг}{см^2}$ --.

см

8. Встановити залежність кількості обертів вала турбіни від тиску водяної пари, яка поступає на лопатки турбіни:

$$n = f(p)$$

9. Розрахувати для кожного експериментального випадку к.к.д. установки:

$$\eta = \frac{N}{N_0}$$

$$N$$

де $N = N_0 \eta$, N_0 – потужність нагрівача котла, $\eta = 0,8$.

10. Ознайомитися із конструктивними особливостями лопаток від різних парових турбін і зробити ескізи їх профілів поперечного перерізу.

5. Методичні поради для самостійної роботи.

1. Ознайомитися із існуючими типами промислових та побутових парових зразків котлів. Звернути особливу увагу на їх переваги та недоліки.
2. Розглянути, як впливає ступінь реактивності парової турбіни на її к.к.д. та на стійкість конструкції.
3. Ознайомитися із способами безпечної роботи при експлуатації котельних установок.
4. Вивчити інструкцію експлуатації моделі парового котла.
5. Ознайомитися з існуючою маркіровкою котельних установок.

6. Рекомендації до оформлення звіту по роботі.

1. Коротко описати будову і принцип роботи парового котла та одноступінчастої активної турбіни. Нарисувати схему установки.
2. Вказати на послідовність виконання роботи.
3. Результати експерименту занести в таблицю і побудувати графік залежності $\eta = \eta(P)$. $\sim (p(P))$.

Таблиця 51

№2 : Потужність | Температура ~ | Тиск | Струм і Напруга ! Кількість ' К.к.д. !

нагрівача ■ тура і пари Р, ; , І, А ; и, В : обертів вала і ті |

N. Вт ' пари. T, Л.'і І

; °C $\frac{2}{1}$. ! і І п — oo
i X_B

і 1.

4.'

—4—

4. Зробити ескізи робочих лопаток парових турбін.
5. За результати експерименту зробити конкретні висновки.

7. Контрольні запитання.

1. Які існують різновидності парових котлів і з яких основних частин вони складаються?
2. Які існують різновидності парових турбін. Їх конструктивні особливості?
3. За якими ознаками класифікують та маркують парові котли і турбіни?

4. Які фізичні процеси відбуваються в паровому котлі та на лопатках активної і реактивної турбін?
5. Як визначають к.к.д. парових турбін і які шляхи його підвищення?
6. Проаналізувати рівняння теплового балансу парового котла.
7. Принцип роботи і будова прямоточного парового котла Рамзіна.
8. Яке призначення деаератора і економайзера?

8. Техніка безпеки.

1. При нагріві котла і проведенні дослідів необхідно весь час слідкувати за показами манометра та за запобіжними клапанами, водомірним склом. Тиск пари в котлі не повинен перевищувати $3,5 \frac{\text{МПа}}{\text{с}}$.
2. Подачу пари в магістраль треба проводити повільним поворотом ручки крана випуску пари, користуючись плоскоскозубцями.
3. Знімати і встановлювати кришку корпусу турбіни при обертанні ротора забороняється.
4. Під час проведення експерименту не торкатися до корпусу турбіни і котла, бо їх поверхня може мати високу температуру.
5. Дотримуватися всіх вимог електробезпеки. На установці заборонено працювати одному студенту'..

§ 23. Вивчення будови та принципу дії двигунів зовнішнього згорання.

Мета: Ознайомитись з будовою та принципом дії двигунів зовнішнього згорання. Навчитися практично визначати коефіцієнт корисної дії двигунів Стирлінга.

1. Прилади і обладнання

1. Діюча модель двигуна Стирлінга
2. Міліамперметр до 1,5 А
3. Вольтметр до 3 В
4. Опори навантаження 3,6 та 9 кОм

2. Основні теоретичні відомості.

Теплові поршневі двигуни зовнішнього згорання були історично першими тепловими генераторами механічної енергії. На початку розвитку теплоенергетики намагались створити як газові, так і парові поршневі двигуни. Внаслідок того, що розвивались двигуни внутрішнього згорання і турбінні двигуни, поршневі парові двигуни були витіснені. Вони були менш економічні, їх К.К.Д. становив в межах 4...8 %. Тепер їх деяка кількість залишилась у вигляді локомотивів і локомотивів пересувних електростанцій.

Роторно – поршневі двигуни зовнішнього згорання в промисловому виробництві не випускають, тому що виникають високі температурні напруження деталей корпусу і особливо ротора, що робить двигун не надійним.

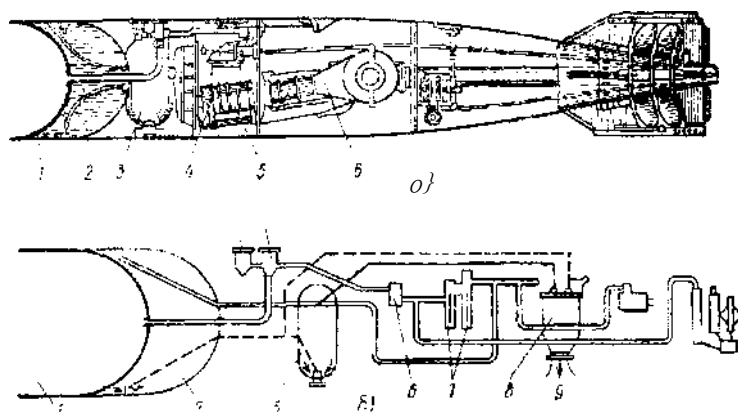
Розглянемо принцип дії парогазової установки двигуна зовнішнього згорання підводного апарата. В парогазовому котлі, який являє собою пшівний апарат, під тиском 25–30 бар згорає суміш гасу з повітрям або киснем. Через спеціальні трубки-форсунки подається вода в зону за фронтом полум'я. Парогаз, який утворюється, має температуру 600–800°C, надходить через золотникове розподілення у поршкову розширювальну машину подвійної дії.

Ця установка розміщується в апараті діаметром 500 мм, розвиває потужність більше за 370 кВт, а ккд становлює 10–15%, який може бути збільшений до 20–25%. Ця схема перспективна

Останнім часом відновлюється інтерес до машин Стирлінга, яка була запропонована у 1816 р. Пояснюється це тим, що підвищується загальний рівень технічної культури, тенденції до розвитку багатопаливних двигунів, підвищеною зацікавленістю холодильною і теплоносією технікою, розвитком ядерних

установок. За допомогою двигуна Стирлінга можна використовувати тепло від ядерного реактора для допоміжних потреб, особливо при зупинці реактора.

Двигун Стирлінга зовнішнього згорання – двигун із зовнішнім підводом і регенерацією теплової енергії, яка перетворюється у корисну механічну роботу. Цей двигун працює по замкнутому реінеративному циклу, з послідовним чергуванням двох ізотермічних і двох ізохоричних процесів. Робочим тілом є гелій або волець під тиском $10\text{--}20$ МПа, яке знаходиться у замкнутому просторі і на протязі роботи не замінюється, а лише змінює об'єм при нагріванні та охолодженні.



Мал.77 Парогазова установка двигуна зовнішнього згорання.

а) 1 – повітряний резервуар, 2 – вода, 3 – гас, 4 – камера згорання, 5 – циліндри поршневої машини, 6 – картер.

б) 1 – повітряний резервуар, 2 – вода, 3 – резервуар гасу, 4 – впускний клапан повітря, 5 – запираючий клапан повітря, 6 – клапан машини, 8 – камера згорання, 9 – до розширюючій машини.

Генератор немов би розділяється на гарячу і холодну порожнину. До гарячої підводиться тепло від нагрівача, а від холодної – відводиться охолоджувачем, в якому циркулює вода.

В двигуні використовується два поршні — робочий і виштовхувач. Перетворення зворотньо-поступального руху поршнів у обертальний рух виконується ромбічним механізмом або косою шайбою.

Робочий цикл двигуна здійснюється за 4 такти:

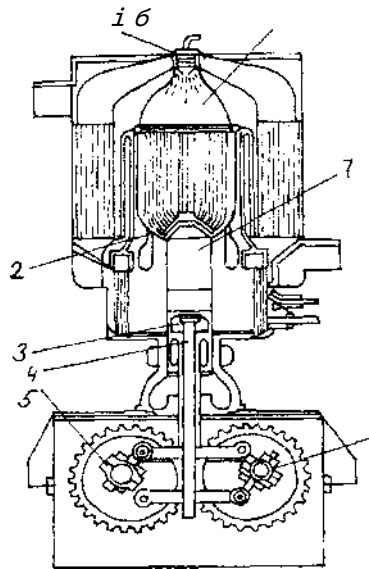
- стиснення;
- нагрівання;
- робочий хід;
- охолодження;

Теоретичний К.К.Д. двигуна Стерлінга внаслідок регенерації теплоти може бути рівним К.К.Д. двигуна внутрішнього згорання, який працює за циклом Карно. В дійсності він лише наближається до К.К.Д. Дизеля.

Останнім часом створені конструкції двигуна Стерлінга для роботи на автомобілях, човнах і в стаціонарних умовах.

Двигун складається з п'яти основних елементів:

- камери згорання (теплообмінника), в якій нагрівається робоче тіло;
- регенератора, який відділяє гарячу порожнину від холодної;
- холодильника, який відводить тепло через охолоджену воду в оточуюче середовище;
- виштовхуючого поршня, який забезпечує подачу робочого тіла з гарячої порожнини через генератор в холодну і навпаки;
- робочого поршня, який забезпечує стиск і розширення робочого тіла.

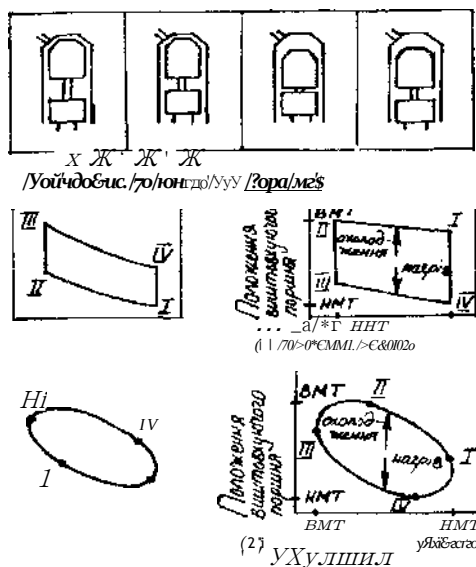


Мал. 78. Загальний вигляд двигуна зовнішнього згорання 1 — форсунка подачі палива, 2 - гаряча порожнина, 3 - холодна порожнина, 4 - робочий поршень, 5 - шатун робочого поршня, 6 - камера згорання, 7 - виштовхуючий поршень, 8 — шатун виштовхуючого поршня.

В дійсному циклі індикаторна діаграма замість ізотерм підвода відвода теплоти і ізохор регенерації відбуваються процеси, які

призводять до закруглення 'кутів' цикла і ці діаграма прий має форму еліпсу.

Робочі процеси регулюються завдяки відносного переміщення двох поршнів і в значній мірі визначаються схемою кривошипно-шатунного механізму.



Мал. 79. Послідовне положення поршнів та відповідні їм діаграмам

Об'єм, який наповнюється робочим тілом, складається із змінного об'єма теплообмінника, регенератора і холодильника, змінного об'єму між поршнями (холодна порожнина), температурного зазору над виштовхуючим поршнем та об'єму з'єднувальних трубопроводів.

Максимальна температура цикла 900-1000 К, тиск 100-200 ат, = 35 - 45%. Двигун Стерлінга, якщо його використовувати на суші, значно поступається дизелю. Він має більшу масу і габарити завдяки громіздкій системі охолодження, але на морі їм рівних немає.

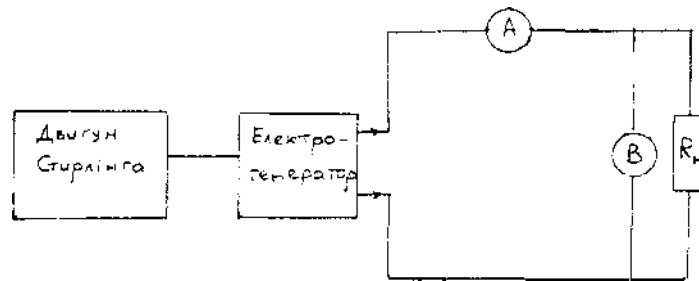
Одна з моделей Стерлінга фірми "Дженерал Моторе", яка працює на 16 см³ стиснутого до 100 бар водню дає потужність 30 кВт, при цьому вважається можливим довести циліндрову потужність 300- 400 Вт.

Потужність регулюється зміною кількості робочого тіла, при постійних параметрах циклу.

Основні переваги Стирлінгів — висока економічність, багатопаливність, малою ксичність відпрацьованих газів (що є наслідком високої повноти згорання у окремій камері).

Основним недоліком їх в складність конструкцій багатьох елементів двигуна. До того ж важко забезпечити надійне ущільнення зон розподілу робочого і картерного простору двигуна. Недоліком ще є те, що двигун має більшу масу і габарити, ніж двигун внутрішнього згорання.

3. Схема установки.



Мал. 80. Схематичне зображення установки

R_H — опори навантаження 3 кОм, 6 кОм, 9 кОм;

A — амперметр;

B — вольтметр.

4. Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з схемою установки та змонтувати комплектуючі в єдине ціле. Вивчити будову та принцип дії двигуна зовнішнього згорання.

2. Розрахувати кількість виділеної теплоти в процесі повного згорання палива за формулою:

$$Q = q_n B, \quad (192)$$

де Q — нижча теплота згорання палива, яка знаходиться за довідниками. Так для сухого спирту вона становить:

$$m_{O_2} = 36,2 \text{ мг}$$

B – маса палива. $B = 30 \cdot 10^{-3}$ кг для однієї таблетки сухого спирту

3. Запалити спиртівку, полум'я підвести до активної зони і запустити двигун в роботу. При цьому зафіксувати такі параметри:

- струм генератора;
- напругу;
- час споживання електричної енергії.

4. Визначити потужність, яка розвивається в системі двигун внутрішнього згорання – електрогенератор – опір навантаження, розрахувати η всього комплексу на протязі часу / :

$$P = I U \quad \eta = \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{д}}}$$

5. Двічі змінити опори навантаження, які є джерелом споживання електричної енергії в системі двигун зовнішнього згорання – генератор і провести відповідні заміри та зняття параметрів при нових потужностях.

6. Встановити залежність $W = AP$ і обрати оптимальний режим роботи даної установки за максимальним значенням К.К.Д.

7. Всі дані експериментів та розрахунків звести в таблицю.

8. На основі даних експерименту побудувати графік залежності $W = AP$

5. Рекомендації до оформлення звіту до роботи.

1. Записати тему, мету роботи та послідовність її виконання.
2. Зарисувати схему установки.
3. Всі дані експериментів та розрахунку звести в таблицю 52.
4. Побудувати графік залежності $W = AP$.

Таблиця 52

Струм, I Напруга, U Час, t Потужність, P Маса і Виділена і ККД
 I , А U , В t , сек P , Вт m , кг Q , Дж η , %

1			
2			
3			
4			
5			

6. Методичні поради для самостійної роботи

1. Ознайомитися з існуючими варіантами двигунів зовнішнього згорання.
2. З'ясувати суть фізичних основ роботи двигуна Стерлінга.
3. Проаналізувати, які переваги мають дані двигуни над двигунами внутрішнього згорання.

7. Контрольні запитання.

1. Який принцип роботи двигунів зовнішнього згорання?
2. Пояснити, які реалізуються такти в робочому циклі д.в.з.
3. Пояснити принципову схему установки.
4. Як практично визначають к.к.д. двигуна зовнішнього згорання?

§ 24. Паливо. Визначення його теплоти згорання.

Мета: Ознайомитися з видами та складом палива і його характеристиками. Навчитися проводити розрахунок теплоти згорання горючої суміші для всіх видів палива, яке використовується в двигунах внутрішнього згорання. Провести аналіз впливу виду палива на теплоту згорання робочої суміші і відповідно на потужності двигуна.

1. Прилади та обладнання.

1. Довідникові таблиці.
2. ПЕОМ.

2. Основні теоретичні відомості.

Паливо – це речовина, яка навмисно спалюється з метою отримання теплоти. Паливо повинно відповідати наступним вимогам:

- при згоранні виділяти якомога більшу кількість теплоти ($C > 50\%$);
- порівняно легко запалюватися і давати високу температуру при горінні;
- бути достатньо широко розповсюдженим у природі;
- бути доступним для розробки;
- бути дешевим при використанні;

– зберігати свої початкові властивості під час довгогори ватаго зберігання.

Дуже важливим фактором є те, щоб у процесі горіння не утворювалися шкідливі для навколишнього середовища речовини. Цим вимогам найбільш задовольняють речовини органічного походження: нафта, природні гази, вугілля, горючі сланці, торф.

Паливо складається із горючої та негорючої частини. Горюча частина представляє собою сукупність різного роду з'єднань, в котрі входить водень, кисень, вуглець, азот та сірка. Негорюча частина (батаст) складається із мінеральних домішок, які включають у себе попіл та вологу.

Вуглець C – основна горюча частина палива. При збільшенні його вмісту теплова цінність палива підвищується. В різних видах палива міститься від 50% до 97% вуглецю.

Водень H – друга за значенням після вуглецю горюча складова палива. У порівнянні з вуглецем вміст водню в паливі менший (до 25%), а теплоти при його згоранні виділяється у 4 рази більше.

Кисень O – складова частина палива, яка не горить і не виділяє теплоти, тому фактично є внутрішнім баластом. Його доля в залежності від виду палива становить 0,5–43%.

Азот N не горить і так само як і кисень є внутрішнім баластом палива. Вміст його у рідкому та твердому видах палива складає 0,5– 1,5%.

Сірка S при згоранні якої виділяється деяка кількість теплоти, є дуже небажаною складовою частиною палива тому, що продукти її згорання – SO_2 та SO_3 ангідриди – викликають спільну газову або рідинну корозію металічних поверхонь. Вміст сірки в твердому паливі коливається від долей процента до 8%, а в нафтовому пальному – від 0,1 до 4%.

Попіл A представляє собою негорючий твердий компонент, кількість якого визначається після повного згорання палива. Він є небажаною і навіть шкідливою домішкою, так як в її присутності посилюються абразивні зношення, ускладнюється експлуатація установок і таке інше. У паливі з високим вмістом попелу знижується теплота згорання і запалюваність.

Волога W_{W^T} є дуже небажаною домішкою палива, тому що частина теплоти відбирається на її випаровування, внаслідок чого знижується теплота та температура згорання палива. З наявністю вологи ускладнюється експлуатація установок (особливо в зимовий період), зростає корозія і таке інше.

Мінеральні домішки – попіл та вологу – поділяють на зовнішні та внутрішні. Перші потрапляють в паливо з оточуючого середовища при його добуванні, транспортуванні або зберіганні, другі входять в його хімічний склад.

В залежності від фізичного стану палива, при якому визначають його елементний склад, одержують різні дані про вміст тих чи інших речовин. Це ускладнює об'єктивний порівняльний склад палива та його роботу, аналітичну (лабораторну), суху, горючу та органічну маси.

Паливо, яке поступає до споживача у натуральному стані і містить, крім горючої частини, попіл та вологу, називається робочим паливом.

За агрегатним станом розрізняють тверде, рідке та газоподібне; за шляхами отримання – натуральне та штучне.

До натурального твердого палива відносяться: антрацити, кам'яні вугілля, торф, дрова, горючі сланці, відходи промисловості та сільського господарства – тирсу, щепу.

Штучні види твердого палива: брикети (торф'яні, буровугільні, кам'яновугільні), кокс (кам'яновугільний, торф'яний, нафтовий), дерев'яне вугілля, пил (вугільний, торф'яний, сланцевий).

Натуральне рідке паливо – нафта (сира нафта). Штучне рідке паливо – нафтові продукти – бензин, гас, мазут, спирт, колоїдальне паливо (суміш мазута з вугільним пилом).

Натуральне газоподібне паливо - природний газ. Штучне газу (доменний, коксовий, генераторний, крекінг-газ).

Склад твердого та рідкого палива прийнято виражати у вагових відсотках. Якщо позначити ваговий відсотковий вміст компонентів у

робочому паливі C^p, H^p і т.д., то очевидно, що

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100\% \quad (193)$$

Паливо, з якого в результаті сушки повністю знищена волога, називається абсолютно сухим паливом чи абсолютно сухою масою палива.

Абсолютно сухе паливо містить шість компонентів:

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^c + A^c = 100\%, \quad (194)$$

де C^c, H^c і т. ін. - ваговий відсоток вуглецю, кисня і т.д. в абсолютно сухому паливі.

Якщо допустити, що з абсолютно сухого палива вилучено негорючі домішки А, то залишиться п'ять компонентів, які складають так звану горючу масу палива. Її елементарний склад:

$$C + H + O + N + S = 100\% \quad (195)$$

Сірка в паливі знаходиться в різних з'єднаннях: а) сульфата

S^{Fe} входить до складу сульфатів $CaSO_4, FeSO_4, K_2SO_4$; б) колчедана

S^{Fe} - в з'єднанні з металами (як правило з залізом у вигляді FeS) та

в) органічна S^{org} - у складі органічних з'єднань. Сульфатна сірка не горить, а її наявність береться до уваги у негорючих домішках А. Органічна та колчеданна сірка беруть участь у горінні, а їх сума

складає летючу (чи горючу) сірку палива $= S^{org} + S^{Fe}$. Якщо виключити з горючої маси палива колчеданну сірку, залишиться паливо такого складу.

$$C + H + O + N + S = 100\% \quad (196)$$

Такий склад палива називається органічною масою. У більшості випадків вміст органічної сірки в паливі невеликий (біля десятої долі відсотка). Тому склад органічної маси палива іноді записують спрощено: $C + H + O + N = 100\%$.

Вили вологи та форми її зв'язку з органічними речовинами палива різноманітні і достатньо складні. У теплотехніці прийнята не дуже стара, але проста й зручна класифікація, згідно якої волога

робочого палива γ^1 ділиться на два види: повітряну $IV^\wedge$ знищувану при
комнатній температурі та гігроскопічну $IV^\pounds$. знищувану в
сушильній шафі при температурі 102-105 °C.

Маємо:

$$IUP = !\pounds? + \Gamma\Gamma' \quad (197)$$

Паливо, з якого знищена повітряна волога, називається повітряно-сухим паливом, або аналітичною пробой. Паливом цього складу користуються при виконанні технічного аналізу у лабораторіях. Склад гігроскопічної вологи, який виражається у вагових відсотках по відношенню до складу аналітичної проби, позначається IV^a , а по відношенню до складу робочого палива $IV^\pounds$. Так як робоче паливо відрізняється від аналітичної проби змістом $IV;$, то

$$\alpha/P = \Gamma\Gamma^a (100 - IV;)/100 \quad (198)$$

Горіння палива. Горінням називається неперервний процес інтенсивного з'єднання горючої речовини з окислювачем (киснем), який йде при високих (1000-2000°C) температурах і характеризується інтенсивним тепловиділенням.

Механізм горіння навіть простіших за своїм хімічним складом горючих речовин достатньо складний і для багатьох речовин мато вивчений. Тим більше складний він для таких комплексних з'єднань, як органічне тверде паливо.

Нижче приводяться стехіометричні співвідношення для основних горючих елементів твердого, рідкого і газоподібного палива в одиницях, а для газів - в об'ємних.

C - O ₂ = CO ₂	5 - O ₂ = 5O
12 кг 32 кг 44 кг	32,07 кг 32 кг 64,07 кг
2C + O ₂ = 2CO ₂	2H - O ₂ = 2H ₂ O
24 кг 32 кг 56 кг	4,032 кг 32 кг 36,032
~ 2CO - O ₂ = 2CO ₂	CH ₄ * 20 ₂ = CO ₂ + 2H ₂ O
2 м ³ 1 м ³ 2 м ³	1 м ³ 2 м ³ 1 м ³ 2 м ³

Відношення дійсної кількості повітря до розрахункової
° називається **коефіцієнтом** надлишку повітря у топці **α_m** :

Значення a_m залежать від виду спалюваного палива і конструкції топки та коливаються від 1,031 для газоподібного палива до 1,5 для твєодого палива.

Теплота згорання. Теплота згорання (теплотворність) палива $Q_{\text{н}}$ – це теплота реакції і горіння палива, тобто та кількість $Q_{\text{н}}$ теплоти, яка виділяється при повному згоранні 1 кг твердого та рідкого палива при охолодженні продуктів горіння до початкової температури процесу.

В паливі знаходяться три горючих компонента - вуглець, водень та сірка. В результаті горіння водню та випарювання вологи палива виникає водяна пара. При охолодженні продуктів горіння можливі два випадки:

1) H_2O залишиться у димових газах у вигляді водяної пари; 2) водяна і кінцева температура продуктів горіння. У першому випадку буде реалізована менша кількість тепла, у другому - більше, тому що пара сконденсується. Це залежить від того, який парціальний тиск пари виділиться теплота конденсації водяної пари.

Тому розрізняють нижчу та вищу теплоту горіння палива. Нижча та вища теплоти згорання робочого палива пов'язані наступним співвідношенням:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{н}} - 25(9 H_p + M_p) \quad (199)$$

Визначення чисельного значення теплоти згорання палива може бути виконано різними методами.

Приблизні значення теплоти згорання можна отримати з формул, пов'язуючих теплоту згорання палива з його елементарним складом. Найкращою формулою цього типу є формула Менделєєва:

$$Q_{\text{н}} = 340C + 1250Y + 108(O - B) - 25(1Y + 9H) \quad (200)$$

Якщо відома теплота згорання $Q_{\text{н}}$ будь-якого складу палива (наприклад, горючої маси), то значення $Q_{\text{н}}$ для іншого складу може бути отримано шляхом перерахунку'.

У дійсних циклах підвід теплоти здійснюється в результаті згорання палива безпосередньо в циліндрі двигуна. Як окислювач використовують кисень повітря, з яким паливо утворює паливоповітряні суміші.

У двигунах будівельних та дорожніх машин використовують рідкі палива, що отримують в результаті переробки нафти. До них відносяться дизельні палива, бензин та газові конденсати. Ці види палив є сумішшю різноманітних вуглеводородів: парафіни C_nH_{2n+2} ,

нафтени C_nH_{2n} , ароматичні C_nH_{2n-6} та ін. Число

атомів вуглецю, що входять до молекул в дизельному паливі доходить до 30. у бензині - до 5-12.

Для дизельного палива основною якістю є легкість запалювання при контакті з повітрям, що має високу температуру. Запалювання палива оцінюється петановим числом (Ц.Ч.). чим вище Ц.Ч., тим менш стійке до окислення молекул паливо і тим легше його запалення. Ц.Ч. даного палива характеризується процентним вмістом нетана ($C_{16}H_{34}$, Ц.Ч. = 100) в суміші з α -метилнафталіном ($C_{10}H_8$, Ц.Ч. = 0).

У карбюраторних двигунах на відміну від дизелів не повинно протікати, інтенсивного окислення молекул палива у процесі стиснення в об'ємі циліндра, не охоплених полум'ям, у протилежному випадку згорання буде мати вибуховий характер (детонаційне згорання), що негативно відбивається на

економічності та потужності двигуна. Детонаційна стійкість палива оцінюється октановим числом (О.Ч.). Октанове число чисельно дорівнює процентному змісту (по об'єму) ізооктана у суміші з н-гептаном. Збільшення О.Ч. відповідає більшій детонаційній стійкості палива. Найбільш міцні внутрішньомолекулярні зв'язки мають молекули із замкнутою кільцевою структурою вуглеводнів. Ненасичені молекули не є стійкими і можуть окислятися навіть при температурах навколишнього середовища.

Фізичні та хімічні властивості палива повинні задовольняти вимогам масової експлуатації двигунів у різноманітних кліматичних умовах. Паливо не повинно застигати при низьких температурах (до $t = -60^\circ$), утворювати парові пробки в паливопроводах при температурі до $t = +50^\circ$. Основні фізичні та хімічні властивості палива регламентуються відповідними ГОСТами. Деякі основні показники палив, їх Ц.Ч. і О.Ч. наведені у таблиці №53.

Таблиця № 53

Г	Параметри	Паливо	
		Дизельне	Бензин і
1			
	Густина 20°C , кг/м^3	820-870	720-780
	Молярна маса ит	180-200	110-120 ■
	Кінематична в'язкість при 20°C , $\text{м}^2/\text{с}$	1,5-8,0	0,5-0,7 :
	Середній коефіцієнт стиску при $p = 50 \text{ МПа}$ і $t = 20^\circ$, $10^9 \text{ м}^2/\text{Н}$	0,65	1,17
Характерні температури, $^\circ\text{C}$!			
	Початок кіпіння	180-200	³⁵ і
	і Кінець кіпіння	330-360	185-195 '
	Викіпання 50%	240-290	100-125 !
	Коефіцієнт поверхневого натягу при $t = 20^\circ$, 10^{-1} Н/м	28-30	21-22

Цетанове число	45-50	25-30
Октанове число	.	66-96

Елементарний середній склад дизельного палива та бензину наведені у таблиці 54.

Таблиця № 54

Параметри	Паливо	
	Дизельне	Бензин
Елементарний склад по масі		
C	0,870	0,855
H	0,126	0,145
O	0,04	0,01
Нижча теплота згорання палива Н кДж/кг	42500	44000
Теплота згорання паливоповітряної суміші Н см при , а = 1,0 кДж/кмоль	86000	83900
Теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг палива	14,45	14,96

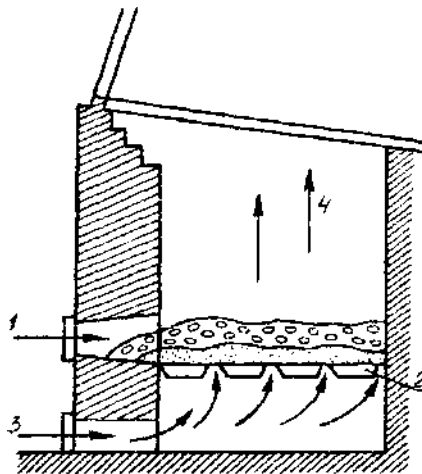
Пристрій, в якому відбувається процес горіння палива, називається **топкою**. Залежно від способу спалювання палива топки поділяються на шарові та камерні.

Основним елементом шарової топки є колосникова решітка. Вона складається з окремих балочних та плиткових колосників і є опорою для кускового палива під час його горіння. Крізь просвіти між колосниками подається повітря, яке необхідне для горіння палива, а тверді продукти згорання (шлак і зола) крізь ці просвіти попадають у зольник.

На мал. 81 зображено схему найпростішої шарової топки. Паливо через завантажувальні дверці 1 періодично подається на колосникову решітку 2. Повітря для горіння надходить до шару палива через піддувало 3 і колосникову решітку. 3 нагріванням паливо підсушується і з нього виділяються летючі речовини, які, змішуючись із повітрям, згоряють у топковому просторі 4.

Шарові топки залежно від методу обслуговування поділяються на топки з ручним обслуговуванням, напів механізовані та механізовані. Тепер топки з ручним обслуговуванням зустрічаються рідко. Їх використовують для котлів дуже низької продуктивності, у напівмеханізованих топках завантаження палива й часткове очищення колосникової решітки здійснюються за допомогою механічних чи пневматичних пристроїв. У механізованих шарових

топках механічні пристрої майже цілком витіснили ручну працю.

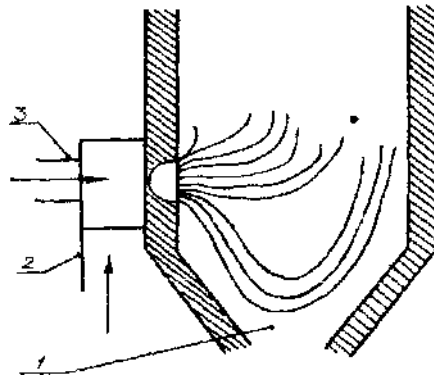


Мал.81. Схема найпростішої шарової топки

Топки з ручним обслуговуванням зустрічаються рідко, їх використовують для котлів дуже низької продуктивності. У напівмеханізованих топках завантаження палива й часткове очищення колосникової решітки здійснюються за допомогою механічних чи пневматичних пристроїв. У механізованих шарових топках механічні пристрої майже цілком витіснили ручну працю.

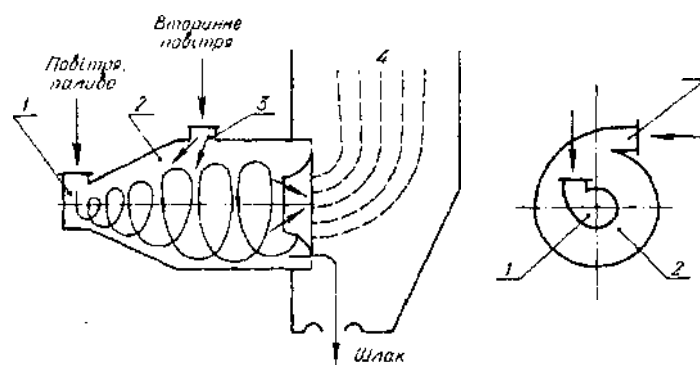
Камерні топки призначені для спалювання пилеподібного, дрібнобитого, рідкого і газоподібного палива факельним або вихровим способом. Камерна топка — це топковий простір (камера) без колосникової решітки і завантажувальних дверець (мал.82). Паливо і повітря подають до топкової камери спеціальними пристроями (форсунками чи пальниками залежно від роду палива). Там паливо згоряє в завислому стані. Повітря, яке надходить до камери разом з паливом, називають первинним. Решта повітря, потрібного для повного згоряння палива, подається до камери додатково. Його називають вторинним. Пилеподібне паливо з первинним повітрям по штуцеру 3 через пальник подається в камеру топки. Вторинне підігріте повітря підводиться до патяника через штуцер 2. У топковій камері створюється факел. Внутрішні стінки топки екрановані трубами котла, в які подається вода через колектори, а утворювана від нагрівання пароводяна суміш

відводиться. Частина золи і кусочків незгорілого палива виноситься з димовими газами, решта потрапляє у воронку 1.



Мал. 82. Камерна топка

Циклонні топки призначені для спалювання подрібненого вугілля. Схема такої топки зображена на мал.83. Подрібнені вугілля з первинним повітрям подається через штуцер 1 у циклонну камеру 2. До неї тангенціально подається вторинне повітря, яке надходить через штуцер 3 із швидкістю близько 100 м/с. У камері створюється потік продуктів горіння, що відкидає великі часточки палива на стінки, де вони під дією повітряних потоків частковій згорають.



Мал. 83. Схема циклонної топки.

З циклонної камери продукти горіння з недогорілими часточками потрапляють до камери допалювання 4. Шлак із циклонної камери через камеру допалювання потрапляє до шлакової ванни, де він гранулюється водою. Ці топки мають найвищу продуктивність і найбільшу повноту згорання палива в порівнянні з двома попередньо згаданими типами топок.

3. Послідовність виконання роботи.

1. Ознайомитися з основними технічними характеристиками палива і, зокрема, палива двигунів внутрішнього згорання.

2. Розрахувати питому теплоту згорання горючої суміші для карбюраторних двигунів внутрішнього згорання при різних значеннях a в межах 1.0...3,0 з кроком 0,5.

$$Q = -Q_{\text{с}}^* \quad (202)$$

$$Q_{\text{н}} = 44 \cdot 10^6 \text{ кДж}$$

$$L_g = \frac{1}{\rho} (*C - SH - 0) - \text{теоретично необхідно кількість повітря}$$

в кг для повного згорання 1 кг палива.

Значення C, H, O вибираємо із таблиці C = 0,855, H = 0,145, O = 0.

3. Розрахувати питому теплоту згорання горючої суміші для карбюраторних двигунів внутрішнього згорання у випадку недостачі повітря при різних значеннях a в межах 0,7... 1,0 з кроком 0,1

$$Q_{\text{с}} = \frac{(Q_{\text{н}} - \Delta Q_{\text{н}})}{(aB_0 + \frac{1}{M_{\text{т}}})}$$

$$ДЄ_{\text{я}} = 114 \cdot 10^3 (1 - a M_{\text{в}})$$

u залежить від a і знаходиться за графіком.

4. Провести аналогічні розрахунки за позиціями 2,3 по визначенню питомої теплоти горючої суміші для дизельних двигунів внутрішнього згорання.

5. Побудувати графіки залежностей $\eta = f(a)$ для горючих сумішей дизельних та карбюраторних двигунів внутрішнього згорання. На графіку відкласти точки довідникових даних для η_c

при $a \sim 1$.

6. Порівняти графіки залежностей для дизельних та карбюраторних двигунів внутрішнього згорання і зробити конкретні висновки.

5. Методичні рекомендації для самостійної роботи.

1. Самостійно ознайомитися про склад і основні характеристики різних видів палива.
2. Освоїти основи розрахунків процесу горіння палива.
3. Ознайомитися із термодинамічними циклами поршневих двигунів внутрішнього згорання.

6. Поради до оформлення звіту про виконання роботи.

1. Записати тему, мету роботи, записати послідовність виконання роботи.
2. Результати розрахунків звести в таблицю 53.

Таблиця 53

№	Нижча теплота згорання палива $Q_{н,г}$	Коефіцієнт надлишк	Хімічний коефіцієнт молекулярно	Питома теплота горючої
Карбюраторні двигуни				
1.				
2.				
3.				
4.				
5.				
6.				
7.				
8.				
Дизельні двигуни				
1.				
2.				
3.				
4.				
5.				
6.				
7.				
8.				

3. Побудувати графіки залежності $C_{2c} = f(\alpha)$ для дизельних та карбюраторних двигунів внутрішнього згорання.
4. Порівняти розрахункові дані з табличними і зробити конкретні висновки.
5. Порівняти одержані залежності для дизельних та карбюраторних двигунів і провести аналіз стосовно економічності використання палива в двигунах різних типів.

7. Контрольні запитання.

1. Що таке паливо?
2. Які існують різновидності точок?
3. Який склад палива?
4. Які основні характеристики палива двигунів внутрішнього згорання?
5. Написати реакцію процесу горіння палива.
6. Що таке коефіцієнт надлишку повітря і на які фактори він впливає?
7. Яким чином розраховують теплоту згорання паливної суміші двигунів внутрішнього згорання?

§ 25. Визначення холодильного коефіцієнту побутового холодильника.

Мета: Ознайомитися із будовою, принципом роботи існуючих різновидностей холодильних установок. Навчитися визначати ефективність роботи холодильника шляхом розрахунку холодильного коефіцієнта.

1. Прилади та обладнання.

1. Побутовий холодильник «Донбасс-9».
2. Два термометри.
3. Секундомір.
4. Схеми холодильних установок.

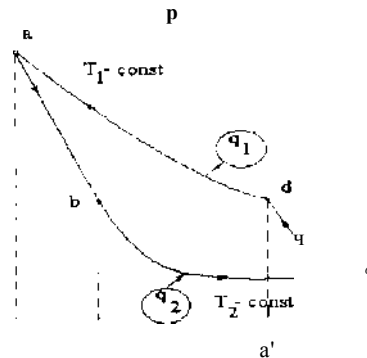
2. Основні теоретичні відомості.

Холодильні установки використовуються для виробництва штучного холоду і для відводу теплоти від охолоджувальних об'єктів. Найпростіший спосіб штучного охолодження оснований на застосуванні льоду і снігу, танення яких супроводжується поглинанням 335 кДж теплоти на кожний кілограм. При атмосферному⁷ тиску лід і сніг тоне при 0°C. Більш низькі температури танення снігу і льоду можна одержати шляхом застосування їх сумішей з деякими солями. З підвищенням концентрації солі температура танення льодосоляної суміші знижується до деякого мінімуму, який називається **кріогідратною температурою**. При концентрації кухонної солі у льоду 23,1 % така температура становить - 21,2°C. Низькі температури одержують також при розчині деяких солей в розчинах кислот, а також при використанні сухого льоду (тверда вуглекислота), сублімація якого проходить при - 78,9°C з поглинанням одним кілограмом 574 кДж теплоти. Але вказані способи одержання теплоти мають суттєві недоліки:

- необхідно мати запас цих матеріалів, транспортування і зберігання яких ускладнено;
- складності в запровадженні механізації та автоматизації в даних установках.

Більш досконалим способом одержання холоду є машинний, який оснований на використанні циклів холодильних машин. Ідеальним теоретичним циклом холодильної установки є зворотній цикл Карно (мал.84). Як прямий, так і зворотній цикл Карно складається з двох ізотерм і двох адіабат. Теплота, яка забирається з охолоджуваного тіла Q_2 підводиться до холодильного агента при

сталій температурі T_1 . Теплота відводиться в циклі при більш високій температурі T_2 .



Мал.84. Зворотній цикл Карно.

Цикл, який здійснюється з метою охолодження, називають **холодильним**. Його ефективність визначають шляхом розрахунку не коефіцієнта корисної дії, а — холодильного коефіцієнта.

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{A} \quad (204)$$

де q_2 — кількість теплоти, що відводиться від холодного джерела, а A — виконана при цьому робота.

В холодильних установках роль холодного джерела виконують повітря і всі ті об'єкти, які знаходяться в холодильній камері. Гарячим джерелом служить оточуюче середовище (наприклад, повітря кімнати, де розміщений холодильник). Згідно другого начала термодинаміки тепло, яке відводиться при охолодженні, не може саме переходити від тіла з більш низькою температурою в оточуюче середовище, яке має більш високу температуру. Щоб здійснити такий відвід необхідно витратити енергію від стороннього джерела. За рахунок витраченої енергії теплота відводиться від холодного джерела і передається гарячому. В парових і повітряних компресійних установках витрачається при цьому механічна робота, в ежекційних і абсорбційних — тепла, в електричних і магнітних — електроенергія. Тепло, яке відводиться від охолоджуючого тіла, в коловому процесі

холодильної машини акумулюється холодильним агентом, який має температуру нижче температури охолоджуючого тіла.

Холодильним агентом називають теплоіспродаючу речовину, яка поглинає теплоту в процесі кипіння при низькій температурі і віддає її в процесі конденсації парів при високій температурі.

Для холодильних агентів використовують такі речовини:

1. Галогенні сполуки (сполуки хлора, фтора, брома-фреона).
2. Анізотропні суміші, тобто суміші, які можна розділити на компоненти перегонкою (наприклад, суміш фреона - 12 і дефторетана в співвідношенні 73,6 і 25,2 %).
3. Вуглеводні - метан CH_4 , етан C_2H_6 , пропан C_3H_8 .
4. Неорганічні сполуки - аміак NH_3 , вода H_2O , повітря, вуглекислий газ CO_2 , сірнистий ангідрид SO_2 . Ці сполуки застосовуються дуже рідко.
5. Ненасичені органічні сполуки - етилен, пропилен.

Холодильні агенти повинні мати високу об'ємну холодопродуктивність. Тиск кипіння холодильного агента повинен бути вище атмосферного, а тиск в кінці стиску не повинен бути високим. Холодильний агент повинен мати високу теплоту пароутворення і низьку густину та в'язкість. При цьому повинен бути нейтральним до металів і прокладочних матеріалів, вибухобезпечним і негорючим. Холодильний агент повинен відповідати санітарно-гігієнічним нормам — не викликати отруєння, не подразнювати слизових оболонок очей і дихальних шляхів.

Найпоширенішими холодними агентами є **аміак** і **фреони**. Температура кипіння аміаку NH_3 при атмосферному тиску становить - 33,4°C, температура замерзання - 77,7°C, критична температура — 132,4°C. Об'ємна холодопродуктивність при $t_d = -15^\circ\text{C}$ і $t = -30^\circ\text{C}$

дорівнює 2166

Аміак добре розчиняється у воді і погано в

м

маслі, не вступає в реакцію з металами, має різкий запах. В суміші з повітрям при концентраціях від 16 до 25 % по об'єму є вибухонебезпечним. Як правило, використовують аміак в абсорбційних холодильних установках, де розчинником служить вода.

Фреони - це хлористі і фтористі насичені вуглеводні. Фреон-11 (CFC_{11}), фреон-12 (CFC_{12}), фреон-13 ($\text{C}_2\text{F}_2\text{Cl}_2$), фреон-14 ($\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$), фреон-22 (CHF_2Cl), фреон-142 ($\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_2\text{Cl}$). Чим більше число атомів фтору, тим фреон має меншу токсичність, реакційну активність до металів, підвищується хімічна стабільність. Фреони без атомів водню не горять. В цілому всі фреони не токсичні, хімічно інертні, вибухонебезпечні, але вони мають низьку в'язкість і взаємну розчинність в маслі.

Парокомпресійна холодильна установка працює таким чином (мат.85). насичена пара холодоагента стискається компресором 1 і

подається на конденсатор 2, де, віддаючи теплоту q_k в оточуюче середовище, частково конденсується. Утворенна парорідинна суміш направляється до дросельного вентиля 3, де її тиск і температура зменшується. Після дроселювання волога пара невисокого ступеня сухості з низькою температурою поступає у випробувач 4. Який розміщений в охолоджуючому просторі 5. За рахунок одержаної теплоти q_2 холодоагент випаровується. Найчастіше холодильним агентом в них служать фреони.

1 1

2 2

1 1
2 2

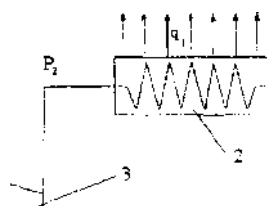
1 1 2 2
3 3 4 4
5 5 6 6

Мал.85. Паро компресійна холодильна установка.
1-компресор, 2-конденсатор, 3-дросельний вентиль, 4-випробувач, 5- охолоджуючий простір. 6- електродвигун.

Недоліком таких установок є громіздкість, шум під час роботи, відносно висока вартість як самого агрегату, так і його експлуатації. Але можливість використання електродвигуна як приводу компресора, надійність її в роботі дали таким холодильникам найпоширеніше застосування.

В повітряно-компресійних холодильниках установках робочий процес здійснюється таким чином (мал.86). Стиснуте компресором 1 повітря подається в охолоджувач 2, де охолоджується водою, віддаючи їй теплоту q_k . Після нього вона подається в детандер 3 (турбіну, де здійснюється розширення до початкового тиску, виконуючи одночасно роботу і охолоджуючись від -60 до -70°C). Потім холодне повітря направляється в теплообмінник, який розміщений в охолоджуючій камері, і віднімає теплоту q_2 . Такі

установки розпочати будувати і застосовувати раніше парокомпресійних, але із-за малої ефективності і громіздкості внаслідок використання поршневих компресорів і детандерів вони практично були витіснені паровими. На відміну від попередніх ці холодильні машини мають такі переваги: меншу масу і можливість охолодження до більш низьких температур (від -80 до -135°C).



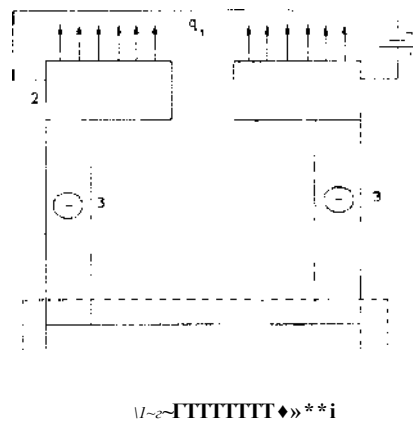
I

i
р,
■ ліім,
V V V V V -У

Мал.86.Схема повітряної компресійної холодильної установки.

В пароежекторних холодильних установках для стиску холодильного агента використовується кінетична енергія потоку водяної пари. Такі установки знайшли широке застосування в промисловості для охолодження води, зокрема, в градирнях, бризгальних басейнах.

В установці (мат.87) замість компресора для стиску холодоагента використовується ежектор - компактний пристрій, який не має рухомих частин і не потребує механічного приводу. Ефект стиску тут досягається за допомогою кінетичної енергії пари, яка подається з котла. Стисла в дифузорі ежектора 1" суміш з пари холодоагента, яка потрапляє до ежектора з випарника 4, і з пари, введенної з котла Г, направлена до конденсатора 2, де, охолоджуючись повністю, конденсується. При виході з конденсатора рідина розгалужується на два потоки. Один дроселюється в вентилі 3 до стану вологої пари з отупінню сухості до 10% ($x=0,1$) і подається потім в випарник 4, де відбирає тепло в охолоджуваному об'ємі. Другий потік конденсата спрямовується живильним насосом в котел



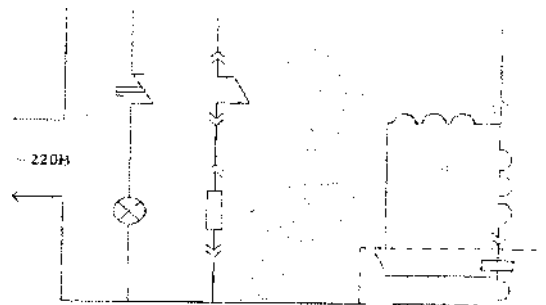
И ИМ : : , ;

Мал.89. Схема термоелектричного холодильника.

3. Схема дослідної установки.

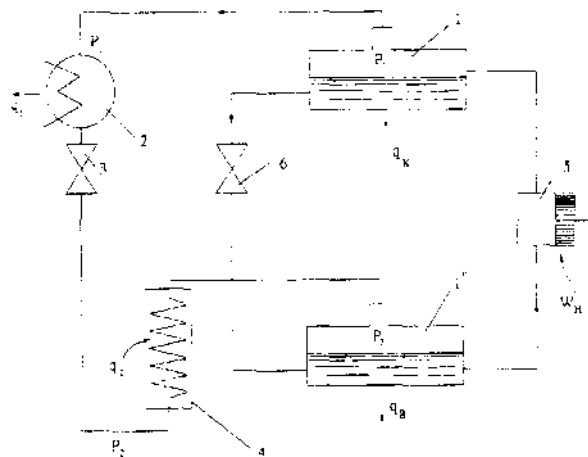
Визначення холодильного коефіцієнта будуть здійснюватися на побутовому холодильнику «Донбасс-9», який має такі технічні характеристики:

1. Загальний внутрішній об'єм 240 дм³.
2. Об'єм низькотемпературного відділення 26 дм³.
3. Температура в низькотемпературному відділенні - 12°C.
4. Потужність електродвигуна для приводу компресора — 170 Вт.



Мал.90. Принципова схема побутового холодильника «Донбасс-9».

теплота q_c виводиться з охолоджуючою водою. Рідкий аміак із конденсатора проходить через дросель 3, його тиск і температура зменшується ($P_2 < P_1$) і у випаровувачі 4 він поглинає теплоту яка відводиться від охолоджуючого об'єкта. Потім пари аміака направляються в абсорбер 1, де вони абсорбуються, віддаючи теплоту охолоджуючій парі, воді. Після цього насосом 5 охолоджений і збагачений аміаком розчин перекачується знову до кип'ятильника Г, з якого пари аміаку знову передаються до конденсатора, а випарований розчин через дросельний клапан 6 повертається до абсорбера. Ці холодильники широко використовують для кондиціонування повітря.

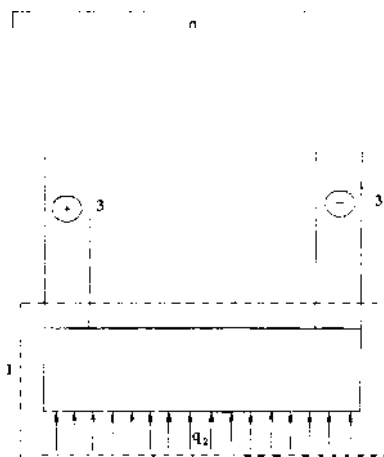


Мал.88. Схема абсорбційної холодильної установки.

Термоелектричні холодильники працюють на основі **ефекту Пельтьє**. Через коло, яке має дві вітки 1 і 2, пропускається струм так, щоб спай 1 охолоджувався, а інший 2 - нагрівався (мал.89). Такі холодильники мають малі розміри і масу, точно змінюють температуру в холодильній камері, не мають рухомих деталей і довговічні в роботі, хоча мають нижчий к.к.д., ніж у механічних. Галузі застосування - медицина, побут, вакуумна техніка. Магнітні установки застосовують тільки для сильного охолодження — до температур близьких до абсолютного нуля в спеціальних дослідженнях.

Оскільки температури спайів при стаціонарному режимі постійні, процеси відбору тепла при T_1 і відводу при T_2 можна

вважають ізотермічними, але переходи з одного рівня на інший внаслідок теплообміну і виділення джоулевої теплоти — неаіабатними. Отже термоелектричні холодильники частіше роблять у режимі максимальної холодопродуктивності, а їх позитивні якості — малі габарити і простота - перевищують недоліки (мала економічність).



Мат.89. Схема термоелектричного холодильника.

3. Схема дослідної установки.

Визначення холодильного коефіцієнта будуть здійснюватися на побутовому холодильнику «Донбасс-9», який має такі технічні характеристики:

1. Загальний внутрішній об'єм 240 дм³.
2. Об'єм низькотемпературного відділення 26 дм³.
3. Температура в низькотемпературному відділенні - 12°C.

4. Потужність електродвигуна для приводу компресора — 170 Вт.

Мал.90. Принципова схема побутового холодильника «Донбасс-9».

4. Послідовність виконання роботи.

1. Ознайомитися з правилами експлуатації холодильника. Користуючись термометром, визначити температуру в морозильній і холодильній камерах.

2. Ввімкнути холодильник в мережу⁷ і через 10, 15, 20 хвилин зафіксувати температуру в морозильній і холодильній камерах.

3. Визначити для кожного виміру кількість відведеної із холодильника теплоти:

$$Q_z = C m (m_x - m_2) + C m_2 (T_n - \Gamma'), \quad (205)$$

де $C = 716,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - теплоємність повітря;

$m = \rho V$ - маса повітря в морозильній камері; $\rho = 1,29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$m_2 = \rho V_2$ - маса повітря у холодильній камері;

$$V_2 = V - V_i > \quad (206)$$

де $V = 0,24 \text{ м}^3$ - загальний внутрішній об'єм;

$V = 0,026 \text{ м}^3$ - об'єм морозильної камери;

T_y - температура оточуючого середовища;

T_2 - температура після охолодження у морозильній камері;

T'_2 - температура у холодильній камері після охолодження.

4. Розрахувати витрачену для цього енергію:

$$Q_x = P_k \cdot t. \quad (207)$$

де $P_k = 170$ Вт - потужність електродвигуна; t - час його роботи;

$\eta = 0,8$ — коефіцієнт корисної дії компресора.

5. Для всіх трьох випадків визначити холодильний коефіцієнт

$$\epsilon_x = \frac{q_2}{q_1} \quad (208)$$

6. Методичні поради для самостійної роботи.

1. Ознайомитися з існуючими системами холодильних установок та методикою визначення холодильного коефіцієнта.

2. Вивчити будову, принцип роботи холодильника “Донбасс-9”.

3. Проаналізувати, від яких факторів залежить абсолютне значення холодильного коефіцієнта, та яким чином реалізувати найекономічніший режим роботи холодильника.

5. Рекомендації до оформлення звіту по роботі.

1. Коротко написати теоретичні відомості і послідовність виконання роботи. Нарисувати схему установки.

2. Всі результати експерименту та розрахунків занести в таблицю 54.

Таблиця 54

Г № і дос- ліду	Температура в морозильній і холодильній камерах, °С	Виконана робота Ч., Дзс	Відведена теплота Дж	Холодильни й 1 коefficient і
	початкова T_1 і кшцева T_2			

3.

4.

3. Побудувати графік залежності $\epsilon_x : \eta / (T_1 - T_2)$.

7. Контрольні запитання.

1. Дати визначення другого закону термодинаміки.
2. Які існують холодильні агенти і які найпоширеніші?
3. Що розуміють під холодильним коефіцієнтом і яка існує методика його визначення?
4. Які існують види холодильних установок? їх принцип роботи переваги, недоліки, галузі застосування.
5. Які особливості роботи парокомпресійних холодильних установок?
6. Як працюють абсорбційні холодильні установки?
7. Від яких факторів залежить значення холодильного коефіцієнта і які існують шляхи підвищення економічності холодильних установок?

8. Техніка безпеки.

1. Пам'ятати, що холодильник *'Донбасс-9' живиться від мережі змінного струму напругою 220 В.
2. Надійно фіксувати термометр в холодильній камері.
3. Не торкатися руками до активних поверхонь морозильної камери.

§ 26. Дослідження роботи одноступінчатого компресора

МЕТА: Ознайомитися з будовою і принципом роботи компресора, методикою зняття його характеристик.

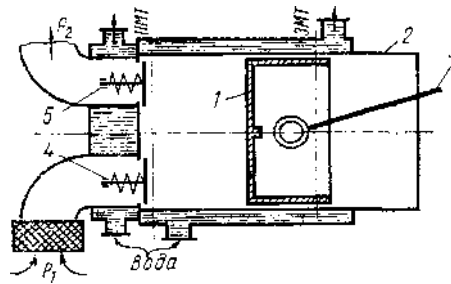
1. Прилади та обладнання.

1. Стенди із моделями компресорів.
2. Схеми компресорів.
3. Установка для дослідження роботи компресора.

2. Основні теоретичні відомості.

Компресор - це машина, яка призначена для стиснення повітря або газу до надмірного тиску не нижче за 0,015 МГПа. За будовою розрізняють компресори **об'ємні** (поршневі і ротаційні), в яких стиснення газу відбувається при зменшенні замкнутого об'єму, **лопаткові** (відцентровий і осьові), в яких силовий вплив на газ здійснюється лопатками, що обертаються, і **струминні**, принцип дії яких подібний до струминних насосів. Компресори можуть бути одно- і багатоступінчастими. Останні використовуються для отримання високого тиску.

Поршневі компресори (мал. 91) широко використовуються в установках з двигунами внутрішнього згоряння. Поршень 1 здійснює зворотно-поступальний рух в циліндрі 2. При русі поршня у бік колінчастого вала, з яким сполучений шатун 3, газ під тиском P_x всмоктується через клапан 4. При зворотньому русі поршня газ спочатку стискується до тиску P_2 , а далі нагнітається через клапан 5. Коли тиск в компресорі перевищить тиск в балоні, в який нагнітається газ, клапан почне відкриватися.



Мал. 91. Схема поршневого компресора 1- поршень, 2-циліндр, 3-шатун, 4,5-клапани.

Індикаторна діаграма компресора в координатах $P - \theta$ зображена на мал. 92. На її форму, крім інших чинників, впливає

величина об'єму між днищем поршня в крайньому лівому положенні і кришкою. Перед всмоктуванням завжди спочатку відбувається розширення стислих газів, які містяться у вказаному об'ємі (крива 3-4). потім починається всмоктування безпосередньо (крива 4-1) при тиску нижче атмосферного. У зв'язку з таким характером всмоктування корисна робота компресора зменшується.

3

а

всмоктуванням відбувається стиск газу (крива 1-2) і нагнітання його в систему споживання (крива 2-3). Теоретично крива 1-2 повинна бути адіабатою, однак на практиці вона є у вигляді нолітропи. Тому робота стиснення 1 кг повітря визначається за формулою:

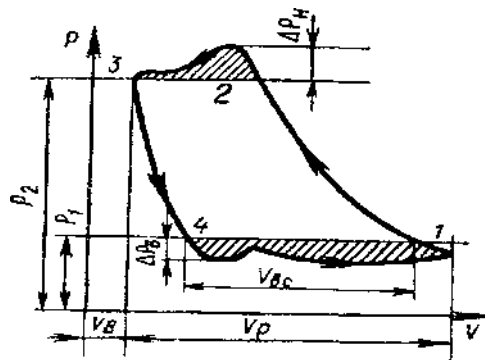
$$L = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{\kappa - 1} \quad (209)$$

де κ - універсальна газова стала. —;

(кг К)

κ - 1,4 - показник адіабати для повітря ($\kappa = \frac{c_p}{c_v}$). Робота

багатоступінчатих компресорів дорівнює сумі робіт окремих рівнів.



Мал. 92. Індикаторна діаграма компресора

Важливою характеристикою роботи компресора є ступінь стиснення:

де ξ - число ступенів компресора; і P_2 - початковий і кінцевий тиск.

Продуктивність в умовах всмоктування визначається таким чином:

$$Q_{\text{вс}} = y_{\text{сж}} \frac{P_2 T_2}{P_1 T_1} \quad (211)$$

де P_2 і T_2 тиск і температура стислого повітря; P_1 і T_1 тиск і температура повітря, що всмоктується (в лабораторії). Теоретична продуктивність даній роботі в умовах компресора в умовах всмоктування становить:

$$Q_{\text{теор}} = \frac{\pi B^3 n}{4} \quad (212)$$

де n - частота обертання вала;

B - діаметр циліндра;

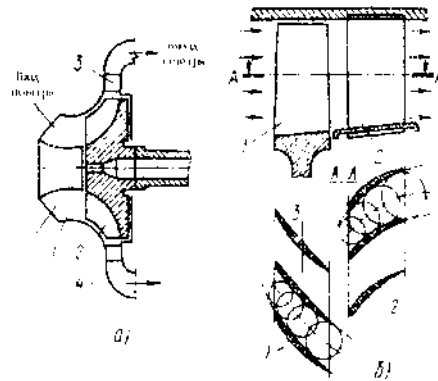
$B \sim$ хід поршня;

n - число поршнів. Коефіцієнт продуктивності компресора η можна визначити як:

$$\eta = \frac{Q_{\text{вс}}}{Q_{\text{теор}}} \quad (213)$$

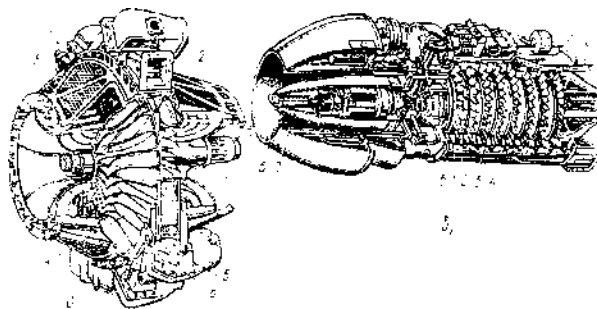
Лопатеві компресори найширше застосовуються в авіації (осьові). Вони мають малі розміри і високу надійність, при багатоступінчатому варіанті досягається продуктивність в межах 15...20 при $\kappa = 0,65...0,92$. Стиск повітря тут здійснюється шляхом розгону з наступним гальмуванням його в системі міжлопатевих каналів, де воно може рухатися в радіальному і осьовому напрямках. Тому відповідно до цього розрізняють **радіальні** і **осьові** компресори.

Радіальні компресори будують лише відцентровими (мал.94 а), а осьові (мал.94 б) мають нерухомий направляючий лопатевий апарат і робоче колесо, на диску якого також закріплені лопатки. Осьові компресори виготовляють лише багатоступінчатими (мал.95).



Мал.94. Лопаткові компресори, а - схема відцентрового компресора:
 1 - вхідний пристрій, 2 - колесо з лопатками. 3 - дифузор. 4 - вихідний патрубок;
 б - схематичне зображення ступені осевого компресора:
 1 - лопатки робочого колеса, 2 - лопатки спрямовуючого апарату, 3 - напрямок обертання (знизу - розгортка перерізу лопаток циліндричної поверхні а-а)

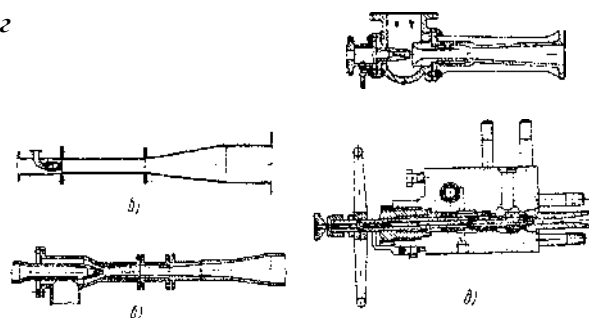
Конструктивні форми таких компресорів показані на мал. 95.



Мал. 95. Конструкції лопаткових компресорів: а - відцентровий компресор (двигуна ВК-1): 1 - робоче колесо, 2 - лопатковий дифузор, 3- вал компресора, 4 - радіальні лопатки робочого колеса. 5 - вхідний спрямовуючий апарат, 6 - збірні патрубки, 7 - запобіжна сітка на вході в компресор. 8 - спрямовуючі лопатки для зменшення втрат під час повороту повітря;
 б- осевий компресор (двигуна РД-100): 1 - робочі лопатки, 2 - лопатки спрямовуючого апарату, 3 - ротор, 4 - корпус компресора, 5 - спрямовуючий апарат. 6 - кожух вхідного пристрою, 7 - внутрішній обтікач, 8 - корпус переднього підшипника.

Струминні або ежекторні компресори мають невелику продуктивність ($L_k < 5 \dots 6$). Струмина ежективного газу витікає; через сопло 1 (мал.96 а). При встановленому режимі на вхідному перерізі змішувальної камери підтримується тиск, який завжди менше повного тиску ежектованого газу. Під дією різниці тисків ежектований газ засмоктується в камеру. Різновидності таких компресорів показані на мал. 96 б,в,г,д.

22



Мал.96. Будова струминних компресорів, а - принципова схема: 1 - активне сопло, 2 - пасивне сопло, 3 - камера

змішування,

4 - дифузор; б - найпростіший струминний компресори; в - компресор, що використовується на газових промислах; г - компресор для прискорення створення розряду в конденсаторі парової труби; д - компресор, що використовується при синтезі аміаку.

Порівняльні характеристики різних типів компресорів подані в таблиці 55.

Таблиця 55

V, ... м³/хв.	Назва типу компресора : Продуктивність, Ступінь підвищення тиску'			К.к.д. η_k
	і	л.	!	
і	200	2...100	0^75.^p,8	
Поршневі	300	00	5_	
• Лопатеві відцентрові	50...3000	15...20	0,75...0,85	
; Лопатеві осьові	300...1000	8...10	0,85...0,95	
Струминні		4...5	0,15...0,45	І

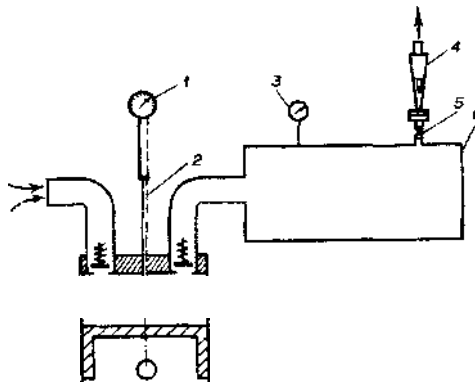
3. Схема установки.

Знаючи величину потужності електродвигуна за паспортними даними N можна визначити коефіцієнт корисної дії:

$$\frac{V_{\text{с}} \cdot A}{N} \quad (214)$$

де $v_{\text{с}}$ - секундна об'ємна витрата повітря.

Тут використовується компресор 7, який нагнітає повітря в бак 6. Тиск в баці вимірюється пружинним манометром 3, тиск повітря, що всмоктується барометром. Температура стислого повітря визначається за допомогою термопари 2, підключеною до мілівольтметра 1. Для визначення масової витрати повітря використовується ротаметр 4 з градуювальним до нього графіком. Для випускнення стислого повітря з бака служить вентиль 5.



Мал. 93. Установка по дослідженню роботи одноступінчатого компресора:
1 - Мілівольтметр; 2 - термопара; 3 - манометр; 4 - ротаметр; 5 - вентиль; 6 - бак; 7 - компресор.

4. Послідовність виконання роботи.

1. Включити компресор.
2. При закритому вентилі 5 нагнати повітря в бак до певного тиску⁷.
Вимірювання провести при двох значеннях тиску.
3. За допомогою термопари виміряти температуру стислого повітря t та, що всмоктується t_0 за допомогою термометра.
4. Відкрити вентиль 5 і виміряти покази ротаметра (за графіком визначити витрати повітря).
5. За формулою (209) визначити роботу стиску 1 кг повітря.
6. За формулою (210) визначити ступінь стиску повітря.
7. Знайти дійсну і теоретичну продуктивність за формулами (211

8. За формулою (213) знайти коефіцієнт продуктивності
9. Визначити коефіцієнт корисної дії (формула 214).

1. Користуючись літературою, ознайомитися з будовою та принципом роботи гвинтового та відцентрового компресора.
2. З'ясувати, як впливають наявність певної кількості ступенів поршневого компресора на втрати тиску та на продуктивність.

1. Вказати на мету роботи, коротко записати послідовність виконання роботи.
2. Зарисувати схему установки.
3. Результат вимірювань занести в таблицю 56.

Номер досліду			
	^{12}C i, . ^{16}O M^3/c	$6 \wedge \text{Дж} \vee \text{і У}_{\text{кор}}, [\text{і } \text{M}^7\text{c} !$	A
$\text{I} \text{I} $			

7. Контрольні запитання.

- ## 8. Техніка безпеки.

- 246

§ 27. Теплозабезпечення житлових та промислових приміщень.

МЕТА. Ознайомитися з існуючими системами теплозабезпечення.

Провести розрахунок витрат теплоти на теплозабезпечення шкільних навчальних майстерень.

1. Прилади та обладнання.

1. Схеми теплозабезпечення.
2. Схема теплозабезпечення шкільних майстерень в реальних умовах.
3. ПЕОМ.

2. Основні теоретичні відомості.

Основними споживачами теплової енергії є промислові підприємства і житлово-комунальне господарство. Централізована система теплозабезпечення включає в себе **джерело теплоти** (опалювальна котельня чи теплоелектроцентраль), **трубопроводи** для транспорту теплоти (парова або водяна теплова мережа) і **установки споживачів**, які використовують теплоту для технологічних чи побутових потреб. Технологічні споживачі, як правило, є круглорічними і мають переважно стабільний добовий графік. До побутових споживачів теплоти відносяться опалення, вентиляція і гаряче водозабезпечення. Споживання теплоти на потреби опалення і вентиляції має сезонний характер. В житлових і громадських приміщеннях температура поверхні опалювальних приладів не повинна перевищувати 95°C , а температура води в системі гарячого водозабезпечення повинна бути не нижче $50\text{--}60^{\circ}\text{C}$ і не вище 70°C .

Опалення здійснюється в холодний період року на протязі опалювального сезону. Початок опалювального сезону визначається зниженням середньодобової температури повітря на вулиці нижче -8°C на протязі 3 діб підряд. Аналогічно визначається і завершення опалювального сезону, лише береться до уваги підвищення зовнішньої температури. Згідно санітарно-гігієнічних норм температура всередині житлових приміщень t_g повинна підтримуватися на рівні $+18^{\circ}\text{C}$; в школах, дитячих садках, поліклініках і лікарнях $+20^{\circ}\text{C}$; в громадських приміщеннях $+16^{\circ}\text{C}$.

Системи теплозабезпечення класифікують за типом джерела теплоти, родом теплоносія, способом подачі води на гаряче водозабезпечення, числом трубопроводів теплової мережі, способом забезпечення споживачів, ступінню централізації.

За типом джерела теплоти розрізняють три види теплозабезпечення:

- централізоване теплозабезпечення від ТЕЦ, яке називають теплофікацією;
- централізоване теплозабезпечення від районних та промислових

котелен;

- децентралізоване теплозабезпечення від місцевих котельних і індивідуальних опалювальних апаратів.

За родом теплоносія системи теплозабезпечення поділяються на **водяні і парові**. Парові системи розповсюджені, в основному, на промислових підприємствах, а водяні системи застосовуються для теплозабезпечення житлово-комунального господарства і деяких виробничих споживачів. Переваги води як теплоносія такі: менші енергетичні втрати при транспортуванні, відсутність втрат конденсата гріючої пари, підвищена акумулятивна здатність дозволяє зменшити діаметр трубопроводів і тим самим понизити собівартість мережі. До недоліків води відносять: більші витрати енергії на перекачку в порівнянні

з конденсатом, більша чутливість до аварій, жорсткий гідравлічний зв'язок між точками системи.

За способом подачі води на гаряче водозабезпечення водяні системи поділяються на **закриті і відкриті**. В закритих системах вода використовується як теплоносієм і із системи не відбирається. В місцеві установки гарячого водозабезпечення надходить вода із питного водопроводу, яка підігріта і спеціальних водо-водяних пілігривачах за рахунок теплоти мережної води. У відкритих системах вода з мережі безпосередньо надходить в місцеві установки гарячого водозабезпечення. Не дивлячись на здешевлення такої системи, вона має свої недоліки (вода має продукти корозії і відсутня її біологічна обробка).

За числом трубопроводів розрізняють **одно-, дво- і багато-трубні** системи. Причому для відкритої системи мінімальна кількість трубопроводів - один, а для закритої - два. Найпоширеніша двохтрубна система, коли теплова мережа має дві лінії (подаюча і зворотня). У тому випадку, коли є потреба в теплоті більш високого потенціалу, використовують трьохтрубні системи, де дві лінії подаючі, а одна - зворотня.

За способом забезпечення споживачів теплотою розрізняють **одноступеневі і багатоступеневі** системи теплозабезпечення. В одноступеневих системах споживачі теплоти приєднуються до теплової мережі безпосередньо. Вузли приєднання споживачів до мережі називають **абонентськими вузлами** або **місцевими тепловими пунктами**. Тут встановлюють нагрівачі гарячого водозабезпечення, елеватори, насоси, контрольно-вимірні прилади і регулюючу арматуру. В багатоступеневих системах між джерелом теплоти і споживачем розмішують центральні теплові пункти чи підстанції, в яких параметри теплоносія змінюються в залежності від втрат теплоти місцевими споживачами. Там розміщується центральна підігрівальна установка гарячого водозабезпечення, центральна змішувальна установка

мережної води, насоси холодної водопровідної труби, авторегулюючі і контрольно-вимірювальні прилади.

За ступенем централізації теплозабезпечення можна розділити на: **групове** - теплозабезпечення групи будинків, **районне** - теплозабезпечення декількох груп будинків, **міське** - теплозабезпечення декількох районів, міжміське теплозабезпечення декількох міст.

Опалення призначено для підтримання температури всередині приміщень на рівні, який відповідає санітарно-гігієнічним нормам. Для гою, щоб підтримувати температуру повітря всередині опалюваних приміщень на розрахунковому рівні необхідно забезпечити рівновагу між тепловими втратами приміщення і притоком теплоти. Цю умову теплової рівноваги можна подати у вигляді такої рівності:

$$Q = (Q_0 + Q_{\text{вн}}) \quad (215)$$

де Q_0 - сумарні втрати теплоти даним приміщенням; Q - приток теплоти через опалювальну систему; $Q_{\text{вн}}$ - внутрішні джерела теплоти (самі люди, освітлювальні прилади, газові і електричні плити, технологічне обладнання, силові агрегати тощо). Для житлових приміщень приймають $Q_{\text{вн}} \sim 0$, оскільки ці тепловиділення відносно малі.

Величина теплових втрат залежать від кубатури приміщення по зовнішньому заміру V , м^3 і різниці зовнішньої і вни трішньої температур $t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}}$:

$$Q_0 = X \cdot V \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}}) \quad (216)$$

де X - опалювальна характеристика споруди.

Для промислових споруд $X = 0,50 \dots 0,85$, а для житлових вона розраховується за емпіричною формулою:

$$X = \frac{1}{1 + 0,016 \cdot a} \quad (217)$$

де a - 1,6 при товщині зовнішніх стін 2,5 цеглини і подвійних рамах; $a = 2,0 \dots 2,2$ для крупноблочних залізобетонних споруд.

Теплові втрати будови складаються із втрат теплоти через зовнішні огороження Q_0 і втрат інфільтрацією, тобто втрат теплоти внаслідок попадання через нещільності холодного зовнішнього повітря:

$$Q_{\text{інф}} = (1 - \eta) Q_0, \quad (218) \quad \text{де } \eta = 1,6 - \text{коефіцієнт}$$

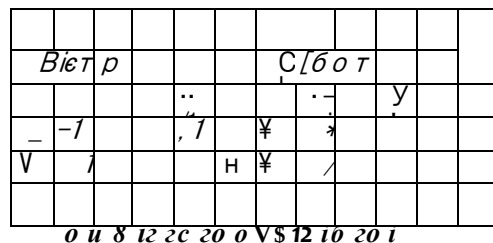
інфільтрації, η - теплові втрати

інфільтрацією.

Коефіцієнт інфільтрації змінюється від 0,03...0,06 для житлових і громадських будівель до 0,25...0,30 для промислових споруд. Користуючись формулами (216, 217, 218) можна розрахувати необхідний приток теплоти в приміщення через систему опалення при будь-якій температурі зовнішнього повітря і Максимальне навантаження опалення відповідає найнижчій температурі зовнішнього повітря. Розрахунок максимальних витрат теплоти на опалення проводять за розрахунковою температурою зовнішнього повітря, яка визначається як середня температура найхолодніших 5 днів із найбільш холодних зим за 50-річний період.

Споживання теплоти на гаряче водозабезпечення є цілорічним, але середнє навантаження влітку знижується відносно зимового на 15-25%. Графік навантаження гарячого водозабезпечення на протязі однієї доби приведений на мал. 97, який подібний до добового графіку споживання електроенергії. Вночі має місце глибокий провал навантаження, потім вранці - пік навантаження, за яким іде провал вдень приблизно до середньодобового навантаження $\bar{Q}$ та пік увечері. Добові графіки навантаження гарячого водозабезпечення різні для різних днів тижня. Особливо високий пік увечері це навантаження має в суботу .

О



Мал. 97. Г рафік навантаження гарячого водозабезпечення.

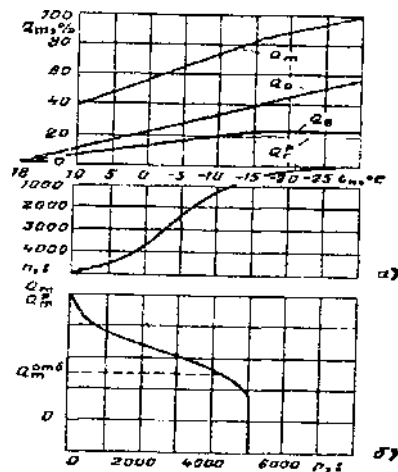
При розрахунках теплових навантажень приймається постійне середньотежпєве навантаження гарячого водозабезпечення, яке підраховується за нормами на одного мешканця і потім складається.

На мал. 98 показані графіки опалювального і вентиляційного навантаження та навантаження гарячого водозабезпечення в залежності від зовнішньої температури для випадку $t_{\text{вн}} = -30^{\circ}\text{C}$. Складанням $Q_{\text{св}}$ отримано графік сумарного теплового навантаження $Q_{\text{се}}$. До цієї суми потрібно додати постійне значення теплових втрат при транс

портуванні гарячої води, яке складає 3-5% максимального сумарного теплового навантаження $\theta, \text{тм}$. • Разом з графіками теплових навантажень приведено графік тривалості зовнішніх температур, побудований на основі багаторічних кліматологічних спостережень. За допомогою цього графіку по точкам будується графік тривалості опалювальних навантажень (мал.98 б). Площа під кривою тривалості опалювальних навантажень пропорційна відпуску теплоти на опалення за опалювальний сезон:

$$\theta_{\text{ос}}^{\circ} \text{т} - T_{\text{о,м}} \text{А} - \quad (219)$$

де $\theta_{\text{ос}}$ - тривалість опалювального сезону; m - середнє опалювальне навантаження за опалювальний сезон.



Мал.98. Графік опалювального і вентиляційного навантаження та навантаження гарячого водозабезпечення в залежності від зовнішньої температури Крива тривалості опалювальних навантажень апроксимується тією ж ступеневою залежністю, що й крива тривалості електричних навантажень за рік:

$$\begin{aligned} Q_{\text{оп}} &= 1 - (1 - D) \cdot (-t_{\text{вн}})^{\frac{1}{n}}, \quad n = \frac{\Gamma}{\text{о.с.}} \\ \text{де } m &\wedge Q_{\text{м}}^{*'}; m \sim Q_{\text{м}}^{'}; Q_{\text{м}}^{' - \text{ІКС}} - \text{опалювальне навантаження початку о о}^2 \\ &\quad \theta^{\text{Р}} T^{\text{П}} \\ &\quad * \text{Еоп} \\ &\quad * \text{Еоп}^{\text{о.с.}} \end{aligned} \quad (220)$$

опалювального сезону;

$$; = \frac{(m \cdot I \cdot o)}{(1 - m)}$$

В таблиці 57 приведені характеристики опалювального сезону для деяких кліматичних зон. Тепловим носієм для опалення, вентиляції і гарячого водозабезпечення у вітчизняній практиці застосовується вода, яка має переваги порівняно з паром. При підігріві води на ТЕЦ відбірною парою турбіни остання розширюється до більш низького тиску, ніж пара, яка йде безпосередньо в теплову мережу, що дає збільшення питомою вироблення електроенергії на тепловому споживанні. Ця обставина пояснюється тим, що для парової теплової мережі тиск пари у відборі зростає для подолання втрат тиску у тепловій мережі.

Таблиця 57

Характеристика	Кліматичний район					
	1	2	3	4	5	6
тривалість опалювального сезону, годин	5472	5408	5344	5064	4992	3864
і Розрахункова температура зовнішнього повітря, °С	-39,7	-27,8	-20,1	-25,2	-29,8	-16
Середнє опалювальне навантаження, ГД	0,493	0,48	0,482	0,491	0,552	0,5

При водяній тепловій мережі додається витрата електроенергії на перекачку води насосами. При водяних системах конденсат гріючої пари зберігається на ТЕЦ і проблема поповнення зовнішніх втрат конденсату відсутня. При водяних системах можна здійснювати централізоване регулювання теплового навантаження. Водяні системи здатні акумулювати значну кількість теплоти, що добре з точки зору регулюванню.

Акумулююча здатність будинків характеризується коефіцієнтом акумуляції T_{ak} і є постійною часу в експоненціальній залежності температур у приміщенні від часу τ після припинення теплозабезпечення:

$$t = \left(\frac{T_{ak}}{T} \right) \cdot \exp\left(-\frac{\tau}{T_{ak}}\right), \quad (221)$$

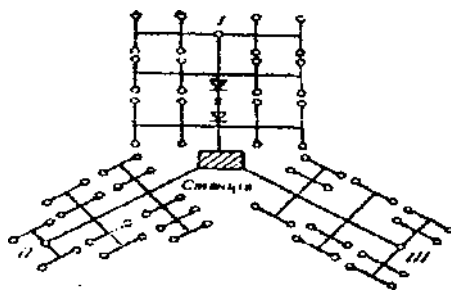
де T - поточна і початкова температури у приміщенні. Таким чином, після закінчення часу $m \sim T_{eke}$ після припинення теплозабезпечення температура у приміщенні знизиться до T_{ii} .

Від ТЕЦ відходять магістральні подаючі лінії в різних напрямках. Ці лінії називаються радіусами, а схема - радіальною. Від магістральних ліній (відводи, до яких приєднується внутрішньоквартальна мережа.

Системи гарячого водозабезпечення групи будинків приєднуються до теплової мережі через збудовані всередині житлових кварталів теплові пункти (ЦТП). В ЦТП встановлюють підігрівачі гарячого

водозабезпечення. Від ЦТП відходить лінії гарячої води і зворотня лінія для рециркуляції гарячої води. Таким чином, всередині кварталів тепла мережа є чотирьохтрубною.

На мал. 99 приведена схема радіальної водяної теплової мережі. При наявності кількох ТЕЦ кожна з них забезпечує свій район теплозабезпечення. Для підвищення надійності теплозабезпечення магістраті сусідніх районів I, II, III з'єднуються перемичками. Таке кільцювання теплових мереж дозволяє здійснювати теплозабезпечення при відключенні пошкодженої ділянки однієї з магістралей, використовуючи перемички, а також при аварії на одній із ТЕЦ. При кільцюванні можна перерозподіляти теплове навантаження, досягаючи найбільшого вироблення електроенергії на тепловому споживанні. Кільцювання дозволяє також звести до мінімуму перерву в гарячому водозабезпеченні під час ремонтних профілактичних робіт на теплових мережах влітку.



Мал.99. Радіальна водяна тепла мережа.

Як правило, застосовується підземна прокладка трубопроводів, яка буває каналною і безканалною. В умовах великих міст на деяких ділянках економічно доцільно застосовувати прохідні канали, які будуються із збірних залізобетонних елементів. У таких каналах прокладаються крім теплопроводів інші міські комунікації. Мають застосування також напіввирхідні канали для труб великого діаметру. Найбільш широко застосовуються непрохідні канали.

Статеві труби мають антикорозійне покриття, на яке накладається шар теплової ізоляції. Зовні накладається шар гідроізоляції. Ці роботи виконуються на- спеціальних підприємствах і труби надходять на місце укладки в готовому вигляді.

Небезпечною для теплових мереж є зовнішня корозія від вологи і блукаючим струмів. Останні виникають в місці проходження трамвайних рейок або шляхів електрифікованої залізниці. Для попередження корозії від блукаючих струмів застосовують катодний захист. В результаті зовнішньої корозії можливі розриви теплопроводів, що є складною аварією. Дуже важливо швидко знайти місце розриву, для чого використовуються

спеціальні сигналізуючі пристрої.

Для попередження внутрішньої корозії теплопроводів необхідно заповнювати теплові мережі лише деаерованою хімічно очищеною водою. Необхідно пильно слідкувати за деаерацією підживлюючої води. Продукти внутрішньої корозії із мережною водою попадають у мережні підігрівачі ГГЦ і утворюють відкладення у середині трубок, що веде до значного збільшення недогрівів у підігрівачах. Тому необхідно вести контроль за величиною недогріву в підігрівачах на ТЕЦ, періодично проводити промивку трубок.

Теплопроводи викопуються із статевих труб, які зварюються між собою. Для компенсації температурних змін довжини між двома нерухомими опорами передбачають П-подібні компенсатори.

При проектуванні теплових мереж спочатку у відповідності із прийнятою схемою намічають траси проходження магістралей і відводи від них. Потім будують п'єзометричний графік, який дозволяє вибрати схеми приєднання абонентів. На п'єзометричному графіку в деякому масштабі малюють рельєф траси теплопроводів, висоти будинків, які приєднуються до теплової мережі, напори в подаючій та зворотній лініях.

4. Послідовність виконання роботи.

1. Ознайомитися з існуючими системами теплозабезпечення та способом їх розрахунку.

2. За запропонованою викладачем схемою теплозабезпечення навчальних майстерень і необхідними параметрами провести їх аналіз і обрати оптимальний спосіб розрахунку подачі теплоти.

3. Розрахувати за допомогою ЕОМ теплові втрати приміщення, використовуючи запропоновані викладачем значення X , Γ_b , Π , V , γ за

формулою:

$$Q = (1 - \eta) \cdot$$

4. Побудувати залежність $Q = f(V)$ -

5. Змінюючи параметри X , Π , a прослідкувати на двох та трьохвимірних графіках зміну витрат теплоти.

6. На графіках за вказаними викладачем значеннями V і Γ_i визначити теплові витрати, а також розрахувати витрати теплоти для конкретного випадку на весь опалювальний сезон:

$$Q_{\text{сезон}} = Q \cdot m,$$

де m - тривалість опалювального сезону в секундах за місяців,

7. Проаналізувати можливості збереження та економії теплоти в навчальних майстернях з дотриманням санітарно-гігієнічних норм.

5. Усталичні поради для самостійної роботи.

1. Детально ознайомитися з системами теплозабезпечення.
2. Зарисувати схему теплозабезпечення навчальних майстерень факультету, зняті всі необхідні параметри.
3. Проаналізувати, яким чином можна регулювати стабільність температури повітря в приміщенні майстерень.
4. Користуючись літературою, знайомитися з будовою і конструкцією теплових мереж.

6. Рекомендації до оформлення звіту по роботі.

1. Записати тему, мету роботи та послідовність її виконання.
2. Зарисувати схему теплозабезпечення навчальних майстерень на факультеті.
3. Всі лані розрахунків звести в таблицю 58.

Таблиця 58

Л.П	Об'єм приміщення. V, м³	Т	Температура оточуючої о повітря. С С	Теплові витрати, (З, Ві
			-15	
			-16	
1 •'			-17	!
13'			! -18	i
1 >			-19	r
— »•—			-20	
7			-21	
8			1 -22	
19 .			-23	

4. Подати повний розрахунок И'.

5. Побудувати залежність ($\eta = P(*_3)$); $\eta = f(P)$ та проаналізувати їх.

7. Контрольні запитання

1. За якими ознаками класифікують системи теплозабезпечення?
2. Дайте характеристику всім різновидностям систем теплозабезпечення та забезпечення споживачів теплою водою. При цьому зверніть увагу на їх переваги та недоліки.
- IV За якою формулою визначають теплові втрати приміщень?
4. Як визначають опалювальну характеристику споруди?
5. Як враховують втрати теплоти на інфільтрацію?
6. Яким чином можна регулювати режим опалювання?

Довідникові таблиці

Таблиця 59

Найважливіші одиниці Міжнародної системи (СІ)

Найменування величини		Одиниця	
		Найменування	Позначення Українське і
ОСНОВНІ ОДИНИЦІ			
Довжина	метр	м	т
Маса	кілограм	кг	ч
Час	секунда	с	ь
Сила електричного сгруму	ампер	А	А
Термодинамічна температура	кельвін	К	К
Сила світла	кандела	кд	ССІ
Кількість речовини	моль	моль	ті
ДОДАТКОВІ ОДИНИЦІ			
Площинний к> І	радіші	рад	і асі
Тілесний кут	стерадіан	ср	' і;
ПОХІДНІ ОДИНИЦІ ПРОСТОРУ І ЧАСУ			
Площа	квадратний метр	м^	т"
Об'їм. місткість	кубічний метр	< м^	т^3
Швидкість	метр в секунду	м/с	тЛ
Прискорення	метр на секунду в квадраті	м·с'	т/Ѕ"
Частота періодичного процесу	герц	Гц	Н7
Частота дискретних подій {часто-та імпульсч.	секунда в мінус першому ступені	с'^	Б*'
Частота обертання (тоно)	радіан в секунду І рад/с		гасі/я
Кутова швидкість	радіан на секунду в квадраті	рад/с'^	гасій^2
Хвильове число	метр в мінус першому ступені	м'^	т·'
Коефіцієнт затухання-	секунда в мінус першому ступені	с'^	
Коефіцієнт (н г ослаблення)	метр в мінус першому ступені	м'^·	т"
ПОХІДНІ ОДИНИЦІ МЕХАНІЧНИХ ВЕЛИЧИН			
Густина	кілограм на кубічний метр	кг/м^3	kg/m^3
Питомий об'їм	кубічний метр на кілограм	м^3/кг	m^3/kg
Момент інерції (динамічний момент інерцї-і)	кілограм-метр в квадраті	КГм'	kg■mГ
Момент інерції (другий момент) площі плоскої фігури (осьовий, полярний,	метр у четвертому	й м	т^4

відцентровий)	ступені		
Момент опору плоскої фігури	метр у третьому ступені	м^3	ш
Імпульс (кількість руху)	кілограм-метр в секунду	$\text{кг} \cdot \text{м} / \text{с}$	$\text{Г}^\wedge - \text{т} / \text{з}$
Момент імпульсу (момент кількості руху)	кілоірам-метр в квадраті в секунду	$\text{кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}$	$\text{китг}^\wedge / \text{э}$
Сила	ньютон	Н	Н
Вага	ньютон	Н	Н
Питома вага	ньютон на кубічний метр	$\text{Н} / \text{м}^3$	
Момент сили, момент пари сил	ньютон-метр	$\text{Н} \cdot \text{м}$	НШ
Імпульс сили	ньютон-секунда	Ис	$\text{Н} \cdot \text{с}$
Тиск	паскаль	Па	Ра
Напруга (механічна)	паскаль	Па	Ра
Поверхневий натяг	ньютон на метр	$\text{Н} / \text{м}$	$\text{К} / \text{т}$
Робота	джоуль	Дж	і
Енергія	джоуль	Дж	І
Потужність	ват	Вт	В
Динамічна в'язкість	паскаль-секунда	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$\text{Ра} \cdot \text{Б}$
Кінематична в'язкість	квадратний метр на секунду	$\text{м}^2 / \text{с}$	
Масова витрата	кілограм в секунду	$\text{кг} / \text{с}$	$\text{к}^\wedge$
Об'ємна витрата	кубічний метр в секунду	$\text{м}^3 / \text{с}$	$\text{ш} / \text{з}$
ПОХІДНІ ОДИНИЦІ ТЕПЛОВИХ ВЕЛИЧИН			
Кількість теплоти, термодинамічний потенціал (внутрішня енергія, ентальпія, вільна енергія, вільна ентальпія): телота фазового перетворення, теплота хімічної реакції	джоуль	Дж	J
Питома кількість теплоти, питомий термодинамічний потенціал; питома теплота фазового перетворення, питома теплота хімічної реакції	джоуль на кілограм	$\text{Дж} / \text{кг}$	$l / \text{кг}$
Теплоємність системи	джоуль на кельвін	$\text{Дж} / \text{К}$	Ml
Ентропія системи	джоуль на кельвін	$\text{Дж} / \text{К}$	J / K
Питома теплоємність	джоуль на кілограм-кельвін	$\text{Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$	$m_e - \kappa$
Питома ентропія	джоуль на кілограм-кельвін	$\text{Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$	$Ш - K$
Питома газова стала	джоуль на кілограм-кельвін	$\text{Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$	$Ц \kappa \vartheta' K$
Тепловий потік	ват	Вт	w
Поверхнева густина теплового потоку	ват на квадратний метр	$\text{Вт} / \text{м}^2$	

Коефіцієнт теплообміну (тепло-віддачі)	ват на квадратний метр-кельвін	Вт/(м²·К)	
і	метр-кельвін		
і Коефіцієнт теплопередачі	ват на квадратний метр-кельвін	Вт/(м²·К)	W/(m²·K)
і			
і Градієнт температури (темпера-турний , кельвін на метр градієнт) \	кельвін на метр	К/м	К/ш
і Теплопровідність	ват на метр- кельвін	Вт/(м·К)	W/(ш■К)
і Температуропровідність		м²/с	ГП²/і
Температурний коефіцієнт		Кⁿ¹	Кⁿ¹
ПОХІДНІ ОДИНИЦІ АКУСТИЧНИХ ВЕЛИЧИН			
Звуковий тиск	Паскаль	Па	Pa
Об'ємна швидкість звуку	кубічний метр в секунду	м³/с	ш³/э
Акустичний опір	паскаль-секунда на кубічний метр	Па·с/л³	Pa·Б/іг.³
Питомий акустичний опір	паскаль-секуида на метр	Па·с/м	Paэ/ш
Механічний опір	ньютон-секунда на мето	Р·с/м	Т-Б/ГП !
Звукова енергія	джоуль	Дж	І І
І Потік звукової енергії	ват	Вт	w
Звукова потужність	ват	Вт	
Густина звукової енергії	джоуль на кубічний метр	Дж/м³	І/ш³ 1
Інтенсивність звуку	ват на квадратний метр	Вт/м²	W/ш²

Таблиця 60

**Множники і приставки для утворення десяткових кратних і дільних одиниць
та їхніх найменувань**

Множник і Приставка	Позначення приставки	
	Українське	Міжнародне
10^{18} екса	Е	Е
10^{15} пета	П	Р
10^9 тера	Т	Т
10^9 . гіга	Г	О
10^6 мета	М	М
10^3 кило	к	к
10^2 гекто	г	г
10^1 дека	да	сіа
10^{-1} деци	д	а
10^{-2} санти	с	с
10^{-3} мілі	м	ш
10^{-6} мікро	мк	Ц
10^{-9} , нано	н	п
10^{-12} , піко	п	Р
10^{-15} фемто	ф	
10^{-18} атто	а	а

Таблиця 61

Залежність термоЕРС від температури для термопар "Хромель-алюмель" при температурі холодного спаю 0°C

Температура		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Температура : робочого кінця "°C -		аБВ.мВ ■Ж. I								
-50	-1,86									
-40	-1,50	-1,54	-1,57	-1,60	-1,64	-1,68	-1,72	-1,75	-1,79	-1,82
-30	-1,14	-1,18	-1,21	-1,25	-1,28	-1,32	-1,36	-1,40	-1,43	-1,46
-20	-0,77	-0,81	-0,84	-0,88	-0,92	-0,96	-0,99	-1,03	-1,07	-1,10
-10	-0,39	-0,43	-0,47	-0,51	-0,55	-0,59	-0,62	-0,66	-0,70	-0,74
0(-)	0	-0,04	-0,08	-0,12	-0,16	-0,20	-0,23	-0,27	-0,31	-0,35
0C-)	0	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36
10	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60	0,64	0,68	0,72	0,76
20	0,80	0,84	0,88	0,92	0,96	1,00	1,04	1,08	1,12	1,16
30	1,20	1,24	1,28	1,32	1,36	1,41	1,45	1,49	1,53	1,57
40	1,61	1,65	1,69	1,73	1,77	1,82	1,86	1,90	1,94	1,98
50	2,02	2,06	2,10	2,14	2,18	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39
60	2,43	2,47	2,51	2,56	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81
70	2,85	2,89	2,93	2,97	3,01	3,06	3,10	3,14	3,18	3,22
80	3,26	3,30	3,34	3,39	3,43	3,47	3,51	3,55	3,60	3,64
90	3,68	3,72	3,76	3,81	3,85	3,89	3,93	3,97	4,02	4,06
100	4,10	4,14	4,18	4,22	4,26	4,31	4,35	4,39	4,43	4,47
110	4,51	4,55	4,59	4,63	4,67	4,72	4,76	4,80	4,84	4,88
120	4,92	4,96	5,00	5,04	5,08	5,13	5,17	5,21	5,25	5,29
130	5,33	5,37	5,41	5,45	5,49	5,53	5,57	5,61	5,65	5,69
140	5,73	5,77	5,81	5,85	5,89	5,93	5,97	6,01	6,05	6,09
150	6,13	6,17	6,21	6,25	6,29	6,33	6,37	6,41	6,45	6,49
160	6,53	6,57	6,61	6,65	6,69	6,73	6,77	6,81	6,85	6,89
170	6,93	6,97	7,01	7,05	7,09	7,13	7,17	7,21	7,25	7,29
180	7,33	7,37	7,41	7,45	7,49	7,53	7,57	7,61	7,65	7,69
190	7,73	7,77	7,81	7,85	7,89	7,93	7,97	8,01	8,05	8,09
200	8,13	8,17	8,21	8,25	8,29	8,33	8,37	8,41	8,45	8,49
210	8,53	8,57	8,61	8,65	8,69	8,73	8,77	8,81	8,85	8,89
220	8,93	8,97	9,01	9,05	9,09	9,14	9,18	9,22	9,26	9,30

230	9,34	9,38	9,42	9,46	9,50	9,54	9,58	9,62	9,66	9,70
240	9,74	9,78	9,82	9,86	9,90	9,95	9,99	10,03	10,07	16,11
250	10,15	10,19	10,23	10,27	10,31	10,35	10,40	10,44	10,48	10,52
260	10,56	10,60	10,64	10,68	10,72	10,77	10,80	10,85	10,89	10,93
270	10,97	11,01	11,05	11,09	11,13	11,18	11,22	11,26	11,30	11,34
280	11,34	11,42	11,46	11,51	11,55	11,59	11,63	11,67	11,72	11,76
290	11,80	11,84	11,88	11,92	11,96	12,01	12,05	12,09	12,13	12,17
300	12,21	12,25	12,29	12,33	12,37	12,42	12,46	12,50	12,54	12,54
310	12,62	12,66	12,70	12,75	12,79	12,83	12,87	12,91	12,96	13,00
320	13,04	13,08	13,12	13,16	13,20	13,25	13,29	13,33	13,37	13,41
330	13,45	13,49	13,53	13,58	13,62	13,66	13,70	13,74	13,79	13,83
340	14,87	13,91	13,95	14,00	14,04	14,08	14,12	14,16	14,21	14,25
350	14,29	14,33	14,37	14,42	14,46	14,50	14,54	14,59	14,64	14,68
360	14,72	14,76	14,80	14,85	14,89	14,93	14,97	15,01	15,06	15,10
370	15,14	15,18	15,22	15,27	15,31	15,35	15,39	15,43	15,48	15,52
380	15,56	15,60	15,64	15,69	15,73	15,77	15,81	15,85	15,90	15,94
390	15,98	16,02	16,06	16,11	16,15	16,19	16,23	16,27	16,32	16,36
400	16,40	16,44	16,49	16,53	16,57	16,62	16,66	16,70	16,74	16,78
410	16,83	16,87	16,91	16,96	17,00	17,04	17,08	17,12	17,17	17,21
420	17,25	17,29	17,33	17,38	17,42	17,46	17,50	17,54	17,59	17,63
430	17,76	17,71	17,75	17,79	17,84	17,88	17,92	17,96	18,01	18,05
440	18,09	18,13	18,17	18,22	18,26	18,30	18,34	18,38	18,43	18,47
450	18,51	18,55	18,60	18,64	18,68	18,73	18,77	18,81	18,85	18,90
460	18,94	18,98	19,03	19,07	19,11	19,16	19,20	19,24	19,28	19,33
470	19,37	19,41	19,45	19,50	19,54	19,58	19,62	19,66	19,71	19,75
480	19,79	19,83	19,88	19,92	19,96	20,01	20,05	20,09	20,13	20,18
490	20,22	20,26	20,31	20,35	20,39	20,44	20,48	20,52	20,56	20,61
500	20,65	20,69	20,74	20,78	20,82	20,87	20,91	20,95	20,99	21,04
510	21,08	21,12	21,16	21,20	21,25	21,29	21,33	21,37	21,42	21,46
520	21,50	21,54	21,59	21,63	21,67	21,72	21,76	21,80	21,84	21,89
530	21,93	21,97	22,01	22,06	22,10	22,14	22,18	22,22	22,27	22,31
540	22,35	22,39	22,44	22,48	22,52	22,57	22,61	22,65	22,69	22,74
550	22,78	22,81	22,87	22,91	22,95	23,00	23,04	23,08	23,12	23,17
560	23,21	23,25	23,29	23,34	23,38	23,42	23,46	23,50	23,55	23,59
570	23,63	23,67	23,72	23,76	23,80	23,85	23,89	23,93	23,97	24,02

580	24,06	24,10	24,15	24,19	24,23 ' 24,28	24,32 i 24,36 ! 24,40	24,45
590	24,49	24,53	24,57	24,62	24,66. 24,70	24,74 i 24,78 24,83	24,87
600	! 24,91 ■ 24,95	25,00	25,04	25,08 , 25,13	25,27 j 25,21	25,23 ' 25,29	
610	25,33 ! 25,38	25,42	25,47 j 25,51	25,55	25,59	25,63	25,68 25,72
620	25,76 25,80	25,85	25,89 i 25,93	25,98	26,02	26,06	26,10 26,15
630	; 26,19	26,23	26,27 26,32	26,36	26,40	26,44	26,48 26,53 26,57
640	26,61 26,65	26,70 i 26,74	26,78	26,83	26,87	26,91 ■ 26,95	27,00
650	,27,04 ' 27,08	27,12 , 27,17	27,21 : 27,25	27,29	27,33	27,38	27,42
660	i 27,46 , 27,50	27,54 ! 27, 59 . 27,63	27,67	27,71	27,75	27,80	27,84
670	27,88 ' 27,92 . 27,96	28,01 i 28,05	28,09 ' 28,13	28,17	28,22	28,26	
680	28,30	28,34 128,39 ' 28,43	28,471 28,52 j 26,56	28,60	28,64 ' 28,69		
690	28,73	28,77 :28,81 , 28,86 i 28,90 ■ 28,94 ; 28,98	29,02 ; 29,07	29,11			
700	29,15	29,19	29,23 ' 29,28	29,32 ■ 29,36 i 29,40 ' 29,44	29,49	29,53	
710	.29,57	29,61	29,65; 29,70	29,74 ' 29,78 ! 29,82	29,86 j 29,91	29,95	
720	! 29,99	30,03	30,07' 30,12 30,16' 30,20	30,24 ! 30,28 : 30,33	30,37		
730	,30,41	30,45	30,49: 30,54	30,58 ' 30,62	30,66	30,70	30,75 30,79
740	30,83	30,87	30,91	30,95'	30,99; 31,04	■ 31,08	31,12 31,16 31,20
750	j 31,24	31,28	31,32	31,37	31,41	31,45	31,49 31,53 31,58 31,62
760	' 31,66 : 31,70	31,74	31,79	31,83	31,87 ; 31,91	31,95 ' 32,00	32,04
770	32,08:32,12	32,16 ; 32,20 i 32,24	32,29 ! 32,33 ' 32,37 i 32,41	32,45			
780	! 32,49	32,53 132,57' 32,62	32,66: 32,70 j 32,74 ' 32,78 ' 32,83	32,87			
790	32,91 ! 32,95 ' 32,99 . 33,03 j 33,07	33,12 ! 33,16	33,20	33,24	33,28		
800	i 33,32	33,36 ; 33,40 ' : 33,44	33,48	33,52 ' 33,56	33,60	33,64 ! 33,68	
810	33,72	33,766 ' 33,80	33,84	33,88	33,93	33,97	34,01 34,05 j 34,09
820	j 34,13	34,17 j 34,21 ' 34,25	34,29; 34,34	34,38 ' 34,42 ' 34,46	34,50		
830	34,55	34,58 ' 34,62 , 34,66	34,70' 34,75	34,79 ; 34,83 ; 34,87	34,91		
840	34,95	34,99	35,03 ' 35,07	35,11 35,16	35,20 ! 35,24 J 35,28 ' 35,32		
850	35,36	35,40	35,44 35,48	35,52 ■ 35,56	35,60	35,64 ! 35,68	35,72
860	j 35,76 j 35,80	35,84 i 35,88	35,92 f 35,97	35,01	36,05 ; 36,09	36,13	
870	! 36,17 ; 36,21	36,25i 36,29 i 36,33	36,37	36,41	36,45 i 36,48	36,53	
880	36,57	36,61	36,65 36,69	36,73	36,77	36,81 ' 36,85 . 36,89	36,83
890	136,93	37,01	37,05 i 37,09	37,13; 37,17	37,21	37,25	37,29 37,33~
900	j 37,37 37,41	37,45	37,49 : 37,53	37,57	37,61	37,65	37,69 37,73
910	37,77 37,81 37,85	37,89 i 37,93	37,97	38,01	38,05	38,09	38,13
920	! 38,17 i 38,21 i 38,25	38,29 : 38,33	38,37	38,41	38,45 ' 38,49	38,53	

930	38,57	38,61	38,65	38,69	: 38,73	38,77	38,81	38,85	38,89	38,93 ;
940	38,97 i	39,01	39,05	39,09	39,13	39,17	39,20	39,24	39,24	39,32
950	39,36 ' 39,40	39,44	39,48	39,52	39,56	39,60	39,64	39,68	39,72	
960	39,76 . 39,80	39,84	39,88	, 39,92	39,96	39,99	40,03	40,07	40,11	
970	40,15 j 40,19	40,23	40,27	j 40,31	40,35	40,38	40,42	40,46	40,50	
980	40,45	40,58	40,62	40,66	40,70	40,74	40,77	40,81	40,85	40,89
990	40,93 ' 40,97	40,01	41,05	41,09	41,13	41,16	41,20	41,24	41,28	
1000	41,32	41,36	41,40	41,44	: 41,48	41,52	41,55	41,59	41,63	41,67
1010	41,71 ; 41,75	41,79	41,82 j	41,86	41,90	41,94	41,98	42,01	42,05	
1020	42,09 j 42,13	42,17	42,21	: 42,25	42,29	42,32	42,36	42,40	42,44	
1030	42,48	42,52.	42,56	42,60	; 42,64	42,68	42,71	42,75	42,79	42,83
1040	42,87	42,91	42,95	42,98 ; 43,02	43,06	43,10	43,14	43,18	« 22	
1050	43,26	43,30	43,34	43,37 j 43,41	43,45	43,49	43,53	43,56	43,60	
1060	43,64 i 43,68	43,72	43,75	! 43,79	43,83	43,87	43,91	43,94	43,98	
1070	44,02! 44,06	44,10	44,13	44,17	44,21	44,25	44,29	44,32	44,36	
1080	44,40	44,44	44,4?	44,51	• 44,55	44,59	44,63	44,67	44,70	44,74
1090	44,78 i 44,82	44,86	44,89	j 44,93	44,97	45,01	45,05	45,08	45,12	
1100	45,16 ! 45,20	45,24	45,27	45,31	45,35	45,39	45,43	45,46	45,50	
1110	45,54 45,58	45,61	45,65	45,69	45,73	45,76	45,80	45,84	45,87	
1120	45,91	45,95	45,99	46,02	46,06	46,10	46,14 ! 46,18 1	46,21	46,25	

Таблиця 62
Залежність термоЕРС (мВ) від температури для термопар "хромель-когіль"
(ХК₆₆)

Темпера- Ерчого кінця, °С	0	1	2	3	4	5	6	8	9
-50	-3,110								
-40	-2,500	-2,561	-2,622	-2,683	-2,744	-2,805	-2,866	-2,927	-2,986
-30	-1,890	-1,951	-2,012	-2,073	-2,134	-2,195	-2,256	-2,317	-2,378
-20	-1,270	-1,332	-1,394	-1,456	-1,518	-1,580	-1,642	-1,704	-1,766
-10	-0,640	-0,703	-0,766	-0,829	-0,892	-0,955	-1,018	-1,081	-1,144
0	0,000	-0,064	-0,128	-0,192	-2,256	-0,320	-0,384	-0,448	-0,512
10	0,000	0,064	0,128	0,192	0,256	0,321	0,386	0,451	0,516
20	0,646	0,711	0,776	0,841	0,907	0,973	1,039	1,105	1,171
30	1,303	1,370	1,437	1,504	1,571	1,638	1,705	1,772	1,840
40	1,976	2,044	2,112	2,180	2,248	2,316	2,384	2,452	2,520
50	2,658	2,727	2,796	2,865	2,934	3,003	3,072	3,141	3,210
60	3,350	3,420	3,490	3,550	3,630	3,700	3,700	3,840	3,910
70	4,050	4,121	4,192	4,263	4,334	4,405	4,476	4,547	4,618
80	4,760	4,831	4,902	4,973	5,044	5,115	5,186	5,257	5,327
90	5,469	5,540	5,611	5,682	5,753	5,824	5,895	5,966	6,037
100	6,179	6,250	6,322	6,394	6,466	6,538	6,610	6,682	6,754
110	6,898	6,970	7,043	7,116	7,189	7,262	7,335	7,408	7,481
120	7,627	7,700	7,774	7,848	7,922	7,996	8,070	8,144	8,218
130	8,366	8,440	8,515	8,590	8,665	8,740	8,815	8,890	8,965
140	9,115	9,190	9,265	9,340	9,415	9,490	9,565	9,640	9,715
150	9,865	9,940	10,016	10,092	10,168	10,244	10,320	10,396	10,472
160	10,624	10,700	10,777	10,854	10,931	11,008	11,085	11,162	11,239
170	11,393	11,470	11,548	11,626	11,704	11,782	11,860	11,938	12,016
180	12,172	12,250	12,329	12,408	12,487	12,566	12,645	12,724	12,803
190	12,161	13,040	13,120	13,200	13,280	13,360	13,440	13,520	13,600
200	13,760	13,84	13,922	14,003	14,084	14,185	14,246	14,327	14,408
210	14,570	14,651	14,732	14,813	14,894	14,975	15,056	15,137	15,218
220	15,380	15,462	15,544	15,626	15,708	15,790	15,872	15,954	16,036
230	16,200	16,283	16,366	16,449	16,532	16,615	16,698	16,781	16,864
240	17,030	17,113	17,196	17,279	17,362	17,445	17,528	17,611	17,694
250	17,860	17,943	18,026	18,109	18,192	18,275	18,358	18,441	18,524
260	18,690	18,773	18,856	18,939	19,022	19,105	19,188	19,271	19,354
270	19,520	19,604	19,688	19,772	19,856	19,950	20,024	20,108	20,192
280	20,360	20,444	20,528	20,612	20,696	20,708	20,864	20,948	21,032
290	21,200	21,284	21,368	21,452	21,536	21,620	21,704	21,788	21,872
300	22,040	22,124	22,208	22,262	22,376	22,460	22,544	22,628	22,712
310	23,720	23,804	23,888	23,972	24,056	24,140	24,224	24,308	24,392

320	24.560	24.645	24,730	24,815	24,900	24^985	25,070	25,155	25,240	25,325
330	25.410	25,496	25,582	25,668	25,754	25.840	25,926	26,012	26.098	26,184
340	26,270	26,356	26,442	26,528	26.614	26,700	Γ26/78	26,872	!	27,044
Γ" 350	27,130	27,21?"	27,304	27,391	27.478	27,565	27,652	27,739	27,826	27,913
360	28,000	28.087	26,174	28.261	28,348	28,435	28,522	28,609	28,696	28,783
380	29,740	29.827	29,914	30,001	30.088	30.175	30,262	30,349	30,436	30,523
390	30,610	30,697	30,784	30,871	30,958	31,045^	31,132	31,219	31,306	31,393
400	31.480	31,567	31,654	31,741	31,828	31,915	32,002	32,089	32,170	32,263
410	32,350 ^l	32,438	32,526	32,614	32,702	32,790	32,878	32,966	33,05	33,142
420	33,230	33,318	33.406	33,494	33,582	33,670	33,758	33,846	33,934	34,022
430	34,110	34,198	34,286	34,374	34,462	34.550	34,638	34,638	34,814	34.90/
440	34,990 i	35,078	35,166	35,254	35,342	35,430	35,218	35,606	35,694	35,782
450	35,870	35,958	36,046	36,134	36,222	36,310	36,398	36,486	36,374	36,622
460	36,750	36.838	36,936	37,014	37,102	37,190	37,278	37,666	37.454	37.542
470	37.630	37.718	37.806	37.894	37,982	38,070	38,158	38.246	28,334	28.422
480	38,510	38,598	38,686	38.774	38,862	38,950	39,038	39,126	39.444	39,302
490	39.390	39,478	39,566	39,654	39,742	39,830	"39,918	40,006	40,094	40,128
500	40,270	40,358	40,446	40,534	40,622	40,710	40,798	40,886	40,974	41,062
510	41,150	41,238	41,326	41.414	41,502	41,590	41,678	41,376	41,854	41,942
520	42,030	42,118	42,206	42,294	42,382	42,470	42,558	42,646	Γ42.734	42,822
530	42,910	42.998 i	43,085	43,171	43,262	43,350	43,438	43,526	43,614	43,702

Таблиця 63
Залежність термоЕРС від температури (°C) для термопар "платинородій-платина"

Темпера- тура ро- бочого ■кінця. °C	Для темпе ратури, °C										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
				1							
-20	-0.109										
-10	-0.055	-0.060	-0.066; -0.071		-0.077	-0.082		-0.087	-0.093	-0.096	-0.104
0 (-)	0	-0.006	-0.011	-0.017	-0.022	-0.028	-0.033	-0.039	-0.044	-0.050	
0 (+)	0	0.006	0.011	0.017	0.022	0.028	0.034	0.040	0.045	0.051	
10	0.057	0.063	0.069	10.074	0.080	0.086	0.092	0.098	0.103	0.109	
20	0.115	0.121	0.127	0.133	0.139	0.145	0.151	0.157	0.164	0.170	
30	0.181	0.182	0.188	0.194	0.200	0.206	0.212	0.218	0.225	0.231	
40	0.237	0.243	0.250	0.256	0.263	0.269	0.275	0.282	0.288	0.294	
50	0.301	0.307	0.314	0.320	0.327	0.333	0.340	0.346	0.353	0.359	
60	0.366	0.373	0.379	0.386	0.392	0.399	0.406	0.412	0.419	0.425	
70	0.432	0.439	0.446	0.452	0.459	0.466	0.473	0.480	0.486	0.493	
80	0.500	0.507	0.514	0.520	0.527	0.534	0.541	0.548	0.555	0.562	
90	0.569	0.576	0.583	0.590	0.597	0.604	0.611	0.618	0.626	0.633	
100	0.640	0.647	0.654	0.662	0.669	0.676	0.683	0.690	0.698	0.705	
110	0.712	0.719	0.727	0.734	0.742	0.749	0.756	0.764	0.771	0.779	
120	0.786	0.794	0.801	0.809	0.816	0.824	0.831	0.839	0.846	0.854	
130	0.861	0.869	0.878	0.884	0.891	0.899	0.907	0.914	0.922	0.929	
140	0.937	0.945	0.952	0.960	0.968	0.976	0.983	0.991	0.999	1.006	
150	1.014	1.022	1.030	1.038	1.046	1.054	1.061	1.069	1.077	1.085	
160	1.093	1.101	1.109	1.117	1.125	1.133	1.141	1.149	1.157	1.165	
170	1.173	1.181	1.189	1.197	1.205	1.213	1.221	1.230	1.238	1.246	
180	1.254	1.262	1.271	1.279	1.287	1.295	1.304	1.312	1.320	1.329	
190	1.337	1.345	1.354	1.362	1.370	1.379	1.387	1.395	1.404	1.412	
200	1.421	1.429	1.438	1.447	1.455	1.464	1.472	1.481	1.490	1.499	
210	1.507	1.516	1.525	1.533	1.542	1.551	1.560	1.569	1.577	1.586	
220	1.595	1.604	1.613	1.621	1.630	1.639	1.648	1.657	1.665	1.674	
230	1.683	1.692	1.701	1.709	1.718	1.727	1.736	1.745	1.754	1.762	
240	1.771	1.780	1.789	1.798	1.801	1.816	1.824	1.833	1.842	1.851	
250	1.860	1.869	1.878	1.887	1.896	1.905	1.913	1.922	1.931	1.940	
260	1.949	1.958	1.967	1.976	1.985	1.994	2.003	2.012	2.021	2.030	
270	2.039	2.048	2.057	2.066	2.075	2.084	2.093	2.102	2.111	2.120	
280	2.129	2.138	2.147	2.156	2.165	2.174	2.183	2.192	2.201	2.210	
290	2.220	2.229	2.238	2.247	2.256	2.265	2.275	2.284	2.293	2.302	
300	2.311	2.320	2.329	2.338	2.347	2.357	2.366	2.375	2.384	2.393	
310	2.402	2.411	2.420	2.430	2.439	2.448	2.457	2.466	2.476	2.485	
320	2.494	2.503	2.512	2.522	2.531	2.540	2.549	2.558	2.568	2.577	
330	2.586	2.595	2.604	2.614	2.623	2.632	2.641	2.650	2.660	2.669	
340	2.678	2.687	2.697	2.706	2.716	2.725	2.735	2.744	2.754	2.763	

i 350	2,773	2,782	2,792	2,801	2,810	2,820	2,829	2,838	2,847	2,856
360	2,866	2,875	2,885	2,894	2,904	2,913	2,922	2,932	2,941	2,951
370	2,960	2,969	2,979	2,988	2,998	2,007	3,017	3,026	3,036	3,045
380	3,054	3,064	3,073	3,083	3,092	3,102	3,111	3,120	3,130	3,139
390	3,149	3,158	3,168	3,177	3,187	3,196	3,206	3,215	3,225	3,234
400	3,244	3,253	3,263	3,272	3,282	3,291	3,301	3,310	3,320	3,329
410	3,339	3,349	3,358	3,368	3,377	3,387	3,396	3,406	3,415	3,425
420	3,435	3,445	3,454	3,464	3,473	3,483	3,492	3,502	3,511	3,521
430	3,531	3,541	3,550	3,560	3,569	3,579	3,588	3,598	3,607	3,617
440	3,627	3,637	3,646	3,656	3,665	3,674	3,684	3,693	3,703	3,713
450	3,723	3,733	3,742	3,752	3,761	3,771	3,780	3,790	3,799	3,809
460	3,819	3,829	3,838	3,848	3,857	3,867	3,876	3,886	3,896	3,906
470	3,916	3,926	3,936	3,945	3,955	3,965	3,975	3,984	3,994	4,004
480	4,014	4,024	4,034	4,043	4,053	4,063	4,072	4,082	4,092	4,102
490	4,112	4,122	4,132	4,142	4,152	4,161	4,171	4,181	4,191	4,201
500	4,211	4,221	4,231	4,241	4,250	4,260	4,270	4,280	4,291	4,301
510	4,311	4,321	4,331	4,341	4,351	4,360	4,371	4,380	4,390	4,400
520	4,410	4,420	4,430	4,440	4,450	4,459	4,469	4,479	4,489	4,499
530	4,509	4,519	4,529	4,539	4,549	4,559	4,569	4,579	4,589	4,599
540	4,609	4,619	4,629	4,639	4,649	4,659	4,669	4,679	4,689	4,699
550	4,709	4,719	4,729	4,739	4,749	4,760	4,770	4,780	4,790	4,800
560	4,810	4,820	4,830	4,840	4,850	4,861	4,871	4,881	4,891	4,901
570	4,911	4,921	4,931	4,941	4,951	4,962	4,972	4,982	4,992	4,002
580	5,012	5,022	5,032	5,042	5,052	5,063	5,073	5,083	5,093	5,103
590	5,113	5,123	5,133	5,143	5,153	5,164	5,174	5,184	5,194	5,204
600	5,214	5,225	5,235	5,245	5,255	5,266	5,276	5,286	5,296	5,306
610	5,316	5,326	5,337	5,347	5,358	5,368	5,378	5,389	5,399	5,409
620	5,419	5,430	5,440	5,450	5,460	5,471	5,481	5,491	5,502	5,512
630	5,522	5,532	5,543	5,553	5,563	5,574	5,584	5,594	5,605	5,615
640	5,625	5,635	5,646	5,656	5,666	5,677	5,687	5,697	5,708	5,718
650	5,728	5,739	5,749	5,760	5,770	5,780	5,791	5,801	5,811	5,821
660	5,832	5,842	5,852	5,863	5,874	5,884	5,894	5,905	5,915	5,926
670	5,936	5,946	5,957	5,967	5,978	5,988	5,999	6,009	6,020	6,030
680	6,041	6,051	6,062	6,073	6,083	6,094	6,104	6,115	6,125	6,136
690	6,146	6,157	6,167	6,178	6,188	6,199	6,209	6,220	6,230	6,241
700	6,251	6,262	6,272	6,283	6,294	6,304	6,315	6,325	6,336	6,346
710	6,356	6,367	6,377	6,388	6,399	6,409	6,420	6,430	6,441	6,451
720	6,462	6,473	6,483	6,494	6,505	6,516	6,526	6,537	6,547	6,557
730	6,568	6,579	6,590	6,600	6,611	6,622	6,632	6,643	6,654	6,664
740	6,675	6,686	6,696	6,707	6,718	6,729	6,739	6,750	6,761	6,771
750	6,782	6,793	6,804	6,814	6,825	6,836	6,847	6,857	6,868	6,878
760	6,889	6,900	6,911	6,921	6,932	6,943	6,954	6,964	6,975	6,986
770	6,996	7,007	7,018	7,028	7,039	7,050	7,061	7,072	7,082	7,093
780	7,104	7,115	7,126	7,137	7,148	7,158	7,170	7,181	7,192	7,203
790	7,214	7,225	7,235	7,246	7,257	7,268	7,279	7,290	7,301	7,312
800	7,323	7,334	7,345	7,356	7,367	7,377	7,388	7,399	7,410	7,421

810	7,432	7,454	7,465	7,476	7,486	7,497	7,508	7,519	7,519	7,530
820	7,541	7,552	7,563	7,574	7,585	7,596	7,607	7,618	7,629	7,640
830	7,651	7,662	7,673	7,684	7,695	7,706	7,717	7,728	7,739	7,750
840	7,761	7,772	6,783	7,794	7,805	7,816	7,827	7,838	8,849	7,860
850	7,871	7,882	7,893	7,904	7,915	7,927	7,938	7,949	7,960	7,971
860	7,982	7,993	8,004	6,015	8,026	8,038	8,049	8,060	8,071	8,082
870	8,093	8,104	8,115	8,127	8,138	8,149	8,161	8,172	8,183	8,194
880	8,205	8,216	8,227	8,239	8,250	8,261	8,273	8,284	8,295	8,306
890	8,317	8,328	8,339	8,351	8,362	8,373	8,384	8,396	8,407	8,418
900	8,429	8,441	8,452	8,463	8,475	8,486	8,497	8,508	8,519	8,539
910	8,541	8,552	8,563	8,575	8,586	8,597	8,609	8,620	8,632	8,643
920	8,654	8,665	8,676	8,688	8,699	8,710	8,721	8,733	8,744	8,755
930	8,767	8,778	8,790	8,801	8,812	8,824	8,835	8,847	8,858	8,869
940	8,881	8,892	8,903	8,915	8,926	8,938	8,949	8,961	8,972	8,983
950	8,995	9,006	9,018	9,029	9,040	9,052	9,063	9,075	9,086	9,097
960	9,109	9,120	9,132	9,143	9,155	9,166	9,178	9,189	9,200	9,212
970	9,223	9,235	9,246	9,258	9,269	9,281	9,292	9,304	9,315	9,327
980	9,338	9,350	9,361	9,373	9,384	9,396	9,407	9,419	9,430	9,441
990	9,453	9,465	9,476	9,488	9,499	9,511	9,523	9,534	9,546	9,557
1000	9,569	9,581	9,592	9,604	9,615	9,627	9,638	9,650	9,661	9,673
1010	9,685	9,697	9,708	9,720	9,731	9,743	9,755	9,766	9,778	9,789
1020	9,801	9,813	9,824	9,836	9,847	9,859	9,971	9,882	9,894	9,906
1030	9,918	9,930	9,941	9,953	9,964	9,976	9,988	9,999	10,011	10,023
1040	10,034	10,048	10,059	10,070	10,082	10,094	10,106	10,117	10,129	10,141
1050	10,153	10,165	10,177	10,189	10,200	10,212	10,224	10,236	10,247	10,259
1060	10,271	10,283	16,295	10,307	10,318	10,330	10,342	10,354	10,365	10,377
1070	10,389	10,401	10,413	10,424	10,436	10,448	10,460	10,471	10,483	10,496
1080	10,507	10,519	10,531	10,543	10,555	10,566	10,578	10,590	10,602	10,614
1090	10,626	10,638	10,650	10,662	10,674	10,685	10,697	10,709	10,721	10,733
1100	10,745	10,757	10,769	10,781	10,793	10,804	10,816	10,828	10,840	10,852
1110	10,864	10,876	10,888	10,900	10,912	10,924	10,936	10,948	10,960	10,972
1120	10,984	10,996	11,008	11,020	11,032	11,044	11,055	11,068	11,080	11,092
1130	11,104	11,115	11,128	11,140	11,152	11,164	11,176	11,188	11,200	11,212
1140	11,224	11,236	11,248	11,260	11,272	11,285	11,297	11,309	11,321	11,333
1150	11,345	11,357	11,369	11,381	11,394	11,406	11,418	11,430	11,442	11,454
1160	11,345	11,357	11,369	11,381	11,394	11,406	11,418	11,430	11,442	11,454
1160	11,466	11,478	11,490	11,502	11,514	11,527	11,539	11,551	11,563	11,575
1170	11,587	11,599	11,611	11,624	11,636	11,648	11,660	11,673	11,685	11,697
1180	11,709	11,721	11,733	11,746	11,753	11,770	11,782	11,795	11,807	11,819
1190	11,831	11,843	11,856	11,868	11,880	11,893	11,905	11,917	11,930	11,942
1200	11,954	11,966	11,978	11,990	12,002	12,014	12,026	12,038	12,050	12,062
1210	12,074	12,086	12,098	12,110	12,122	12,134	12,146	12,158	12,170	12,182
1220	12,194	12,206	12,218	12,230	12,242	12,254	12,225	12,278	12,290	12,302
1230	12,315	12,327	12,339	12,351	12,363	12,375	12,387	12,339	12,411	12,423
1240	12,435	12,447	12,459	12,471	12,483	12,495	12,507	12,519	12,531	12,543
1250	12,555	12,567	12,579	12,591	12,603	12,615	12,627	12,639	12,651	12,663

	1260	i	12,675	12,687	12,699	12,711	12,723	12,735	12,747	12,759	12,771	12,783	.
	1270		112,795	12,687	12,819	12,831	12,843	12,855	12,867	12,879	12,891	12,904	
	1280		12,916	12,928	12,940 ⁱ	12,952	12,964	12,977	12,989	13,001	13,013	13,025	
	1290	.	13,037	13,049	13,061	13,073	13,085	13,098	13,110	13,122	13,134	13,146	
	1300	1	13,158	13,170	13,182	13,194	13,206	13,219	13,231	13,243	13,255	13,267	

Таблиця 64

Залежність термоЕРС від температури для вольфрамоденійової термопари
ВР-5/20-2

Температура по- бо- кінця °С	Для температури. °С									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,000	0,125	0,252	0,881	0,512	0,645	0,780	0,917	1,056	1,197
100	1,340	1,196	1,685	1,786	1,939	2,094	2,251	2,410	2,571	2,784
200	2,899	3,064	3,229	3,395	3,561	3,726	3,895	4,063	4,231	4,400
300	4,589	4,739	4,909	5,080	5,251	5,422	5,598	5,764	5,936	6,107
400	6,279	6,451	6,626	6,795	6,967	7,139	7,311	7,488	7,655	7,827
500	7,999	8,171	8,342	8,518	8,654	8,855	9,026	9,197	9,368	9,586
600	9,708	9,378	10,048	10,217	10,886	10,535	10,720	10,891	11,059	11,227
700	11,395	11,562	11,729	11,696	12,063	12,280	12,396	12,562	12,728	12,894
800	13,099	13,228	13,889	13,554	13,718	13,882	14,045	14,208	14,371	14,585
900	14,535	14,857	15,018	15,179	15,339	15,499	15,658	15,817	15,975	16,188
1000	16,130	16,447	16,608	16,759	16,914	17,069	17,223	17,377	17,680	17,683
1100	17,835	17,936	18,137	18,237	18,437	18,586	18,735	18,889	19,081	19,178
1200	19,825	19,471	19,617	19,768	19,907	20,051	20,195	20,338	20,481	20,628
1300	20,765	20,706	21,047	21,138	21,328	21,464	21,608	21,747	21,886	22,024
1400	22,162	22,299	22,436	22,572	22,708	22,843	22,978	23,112	23,246	23,979
1500	23,512	23,644	23,776	23,907	24,039	24,168	14,298	24,427	24,555	24,688
1600	24,310	24,987	25,068	25,188	25,318	25,437	25,561	25,684	25,806	25,928
1700	26,049	26,169	26,289	26,408	26,527	26,645	26,763	26,880	26,996	27,112
1800	27,227									

Л І Т Е Р А Т У Р А

- '1. Швець І.Т., Кіраковський М.Ф. Загальна теплотехніка та теплові двигуни. - К.: Вища школа, 1977.
2. Теплотехніка (Под ред. А.П.Баскакова). - М.: Энергоиздат, 1982.
3. Литвин А.М. Теоретические основы теплотехники. - М.: Энергия, 1969.
4. Лариков Н.Н. Теплотехника. - М.: Стройиздат, 1985.
5. Теплотехника (Под ред. В.И.Крутова) - М.: Машиностроение, 1986.
6. Алабовский А.Н., Константинов С.М., Недужий Н.А. Теплотехника. - Киев: Вища школа. 1986.
7. Алексеев Г.Н. Теплотехника. - Киев: Высшая школа, 1980.
8. Чечеткин А.В., Занемонец Н.А. Теплотехника. - М: Высшая школа, 1986.
9. Кузовлев В.А. Техническая термодинамика и основы теплопередачи. - М.: Высшая школа, 1983.
10. Панкратов Г.Н. Сборник задач по теплотехнике. - М.: Высшая школа, 1986.
11. Кузнецов Н.Д., Чистяков В.С. Сборник задач и вопросов по теплотехническим измерениям и приборам. - М.: Атомиздат, 1985.
12. Нрохин В.Г., Маханько М.Г. Сборник задач по основам гидравлики и теплотехники. - М.: Энергия, 1979.
13. Авчухов В.В., Паюсте Б.Я. Задачник по процессам теплообмена, - М.: Энергоатомиздат, 1986.
14. Гольетрем В.А., Кузнецов Ю.Л. Энергетический справочник инженера. - Киев: Техника, 1983.
15. Задачник по технической термодинамике и теории теплообмена (Под ред. В.И.Крутова, Г.Б.Петражицкого). - М.: Высшая школа, 1986.
16. Нашокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. - М.: Высшая школа, 1975.
17. Резников М.И., Липов Ю.М. Котельные установки электростанций. - М.: Энергоатомиздат, 1987.
18. Гиршфельд В.Я., Морозов Г.Н. Тепловые электрические станции. - М.: Энергоатомиздат, 1986.
19. Тепловое оборудование и тепловые сети. / Г.В.Арсеньев, В.П.Белоусов, А.А.Дранченко и др. - М.: Энергоатомиздат, 1988.
20. Лабораторный практикум по термодинамике и теплопередаче. / В.Н.Афанасьев, А.А.Афонин, С.юИ.Исаев и др. Под ред. В.И.Крутова, Е.В.Шитова. - М.: Высшая школа, 1988.
21. Клушин Ю.А. Тепловые электрические станции. - М.: Энергоиздат, 1982.
22. Павлов В.С. Основы котельного производства. - М.: Высшая

З М І С Т

Передмова	3
I. Основи гідравліки.	
§ 1. Перевірка робочого пружинного манометра	4
§ 2. Вимірювання витрат потоків рідини. Градування дросельного витратоміра	11
§ 3. Дослідження характеру руху рідини. Досліди Рейнольдса	19
§ 4. Визначення коефіцієнта гідравлічного опору тертя по довжині 26 тр) бопроводу	
§ 5. Визначення втрат напору в трубопроводі на місцевих опорах. ...	37
§ 6. Визначення в'язкості рідини за допомогою вискозиметрів	48
§ 7. Дослідження витікання рідини через отвори і насадки.....	58
II. Гідравлічні машини.	
§ 8. Вивчення конструктивних особливостей, будови та принципу роботи гідравлічних насосів.....	66
§ 9. Зняття робочих характеристик відцентрового насоса	76
§ 10. Дослідження роботи відцентрового насосу.....	85
§ 11. Вивчення будови та принципу роботи діафрагменних насосів. зняття робочих характеристик насоса Б-9	94
§ 12. Розрахунок простого трубопровода	102
III. Основи термодинаміки та теплопередачі.	
§ 13. Вимірювання температур, виготовлення і градування термопар, терморезисторів.....	112
§ 14. Дослідження параметрів водяної пари за допомогою діаграм і таблиць	127
§ 15. Визначення коефіцієнта теплопровідності ізоляційних матеріалів.....	141
§ 16. Теплопровідність багат шарової стінки	154
§ 17. Дослідження тепловіддачі горизонтальної труби при вільному русі повітря.....	162
§ 18. Дослідження процесу теплообміну в горизонтальній трубі при вимушеному русі повітря	171
§ 19. Визначення ступеню чорноти тіл і коефіцієнта тепловіддачі в складного теплообміну.....	180
IV. Теплові двигуни	
§ 20. Дослідження процесу теплопередачі в рекуперативних теплообмінних апаратах.....	188
§ 21. Дослідження теплопередачі в кожухоподібному теплообміннику	194

§ 22. Вивчення принципу роботи і конструктивних особливостей парових котлів та турбін	200
§ 23. Вивчення холодильного коефіцієнту побутового холодильника .	208
§ 24. Паливо. Визначення його теплоти згорання	215
§ 25. Визначення холодильного коефіцієнту побутового холодильника	227
§ 26. Дослідження роботи одноступінчатого компресора	240
§ 27. Теплозабезпечення житлових та промислових приміщень	247
Довідникові таблиці.....	256
Література.....	271

Навчальне видання

Корень Микола Савич

**Лабораторний практикум з машинознавства Основи
гідравліки. Гідравлічні машини. Основи термодинаміки і
теплопередача. Теплові двигуни (для студентів вищих
педагогічних закладів освіти)**

Підписано до друку 2.02.2000.

Формат 60 x 84/16. Друк офсетний. Віддруковано із оригіналів автора. Обсяг
17.0 ум. друк. арк.. Наклад 200 примірників. Замовлення № // \$

Видавництво Національного педагогічного університету

імені

М.П.Драгоманова

01030. Київ. вул.Пирогова, 9, тел. 221-99-26