

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторної роботи

**«ВИПРОБУВАННЯ ОДНОСТУПІНЧАСТОГО
ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА»**

за курсами «Теоретичні основи теплотехніки», «Технічна термодинаміка»
для студентів спеціальностей 131 «Прикладна механіка», 142 «Енергетичне
машинобудування», 144 «Теплоенергетика», 181 «Харчові технології»
всіх форм навчання

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 2 від 25.06.2020 р.

Харків
НТУ «ХПІ»
2020

Методичні вказівки до лабораторної роботи «Випробування одноступінчастого поршневого компресора» за курсами «Теоретичні основи теплотехніки», «Технічна термодинаміка» для студентів спеціальностей 131 «Прикладна механіка», 142 «Енергетичне машинобудування», 144 «Теплоенергетика», 181 «Харчові технології» всіх форм навчання / уклад. : В. Г. Павлова, О. В. Долобовська – Харків: НТУ «ХПІ», 2020. – 17 с.

Укладачі В. Г. Павлова
О. В. Долобовська

Рецензент Круглякова О. В.

Кафедра теплотехніки та енергоефективних технологій

ВСТУП

Компресор – пристрій для підвищення тиску (стиснення) і переміщення газоподібних речовин.

Компресори поділяються на 2 типи: об'ємні та динамічні. В об'ємних компресорах газ перекачується порціями розрахункового фіксованого об'єму. За конструкцією вони бувають: поршневими, спіральними та роторними. У динамічних компресорах газ перекачується безперервним потоком. Основою подібних компресорів є лопаткова машина, робочий процес у якій завжди відбувається в результаті руху газу через систему міжлопаткових каналів обертових роторів і нерухомих профільованих каналів корпусу компресора. За конструкцією вони бувають: відцентрові; осьові; радіально-осьові.

У даній лабораторній роботі розглядається робота одноступінчастого поршневого компресора, що відноситься до апаратів об'ємного типу.

1. МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

Мета роботи – вивчення конструкції та принципу роботи одноступінчастого поршневого компресора, виконання термодинамічного аналізу політропного процесу стиснення повітря, визначення об'ємних і енергетичних характеристик роботи компресора.

Завданнями лабораторної роботи є:

- ознайомлення з конструкцією поршневого одноступінчастого компресора;
- проведення вимірювань початкових та кінцевих параметрів компресора при стисненні повітря;
- визначення потужності приводу компресора та його продуктивність;
- проведення розрахунків термодинамічних характеристик компресора;
- побудова процесу стиснення повітря в TS - та PV -діаграмах;
- визначення коефіцієнтів подачі та корисної дії компресора.

2. ОПИС ЛАБОРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ

Одноступінчастий компресор (рис. 1) являє собою циліндр 1 з орбренням, усередині якого рухається поршень 2.

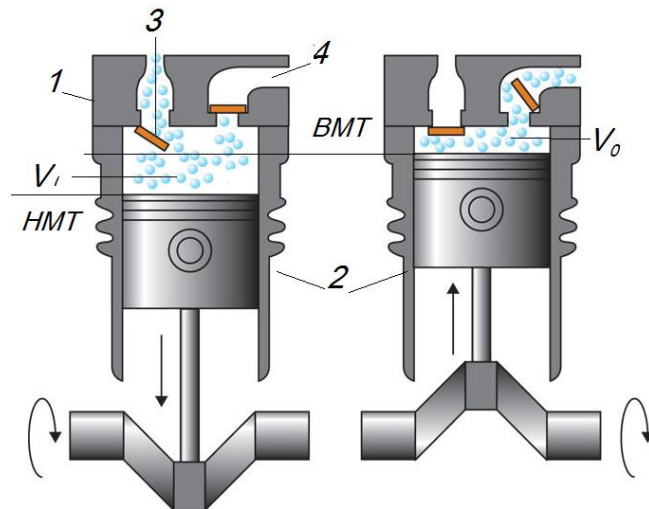


Рисунок 1 – Схема роботи одноступінчастого поршневого компресора

У кришці циліндра є клапани: впускний (всмоктувальний) 3 і випускний (нагнітальний) 4. Поршень має два крайніх положення: верхнє та нижнє, які називаються **верхньою та нижньою мертвими точками** (ВМТ і НМТ). Відстань між цими положеннями, помножена на площу поршня, називається **робочим об'ємом циліндра** V_l . Об'єм, який залишається між поршнем і кришкою циліндра при крайньому верхньому положенні поршня, називається «**шкідливим**» **простором** V_0 . Ця конструктивна особливість необхідна для запобігання руйнуванню елементів компресора – циліндра і поршня при ударі одне об одне.

Тому у реальному компресорі об'єм, описуваний поршнем, не може в точності дорівнювати об'єму циліндра та завжди є «шкідливий» простір між поршнем у крайньому положенні та кришкою циліндра з клапанами. Це необхідно для забезпечення безпеки роботи компресора (виключення можливості удару поршня об кришку циліндра). Внаслідок цього не весь газ виштовхується з циліндра, а його частина залишається в «шкідливому» об'ємі та має кінцеві параметри стиснення P_2, t_2 . При цьому всмоктування нової порції повітря в компресор починається не відразу, а при забезпеченні тиску в циліндрі компресора меншим за P_1 . При переміщенні поршня в зворотному напрямку газ розширюється, тиск падає. Оскільки під час всмоктування частина робочого об'єму заповнюється газом «шкідливого» простору, що розширюється, корисний робочий об'єм циліндра зменшується до дійсного об'єму всмоктування. У зв'язку з цим вводять поняття об'ємного ККД компресора, що враховує вплив шкідливого об'єму на продуктивність компресора:

Схему лабораторної установки наведено на рисунку 2.

Привід компресора приводиться в дію електродвигуном 1. Клинопасова передача 2 служить для передачі на колінчатий вал 3 обертового руху, який перетворюється в зворотно-поступальний рух поршня 5 в циліндрі компресора 4.

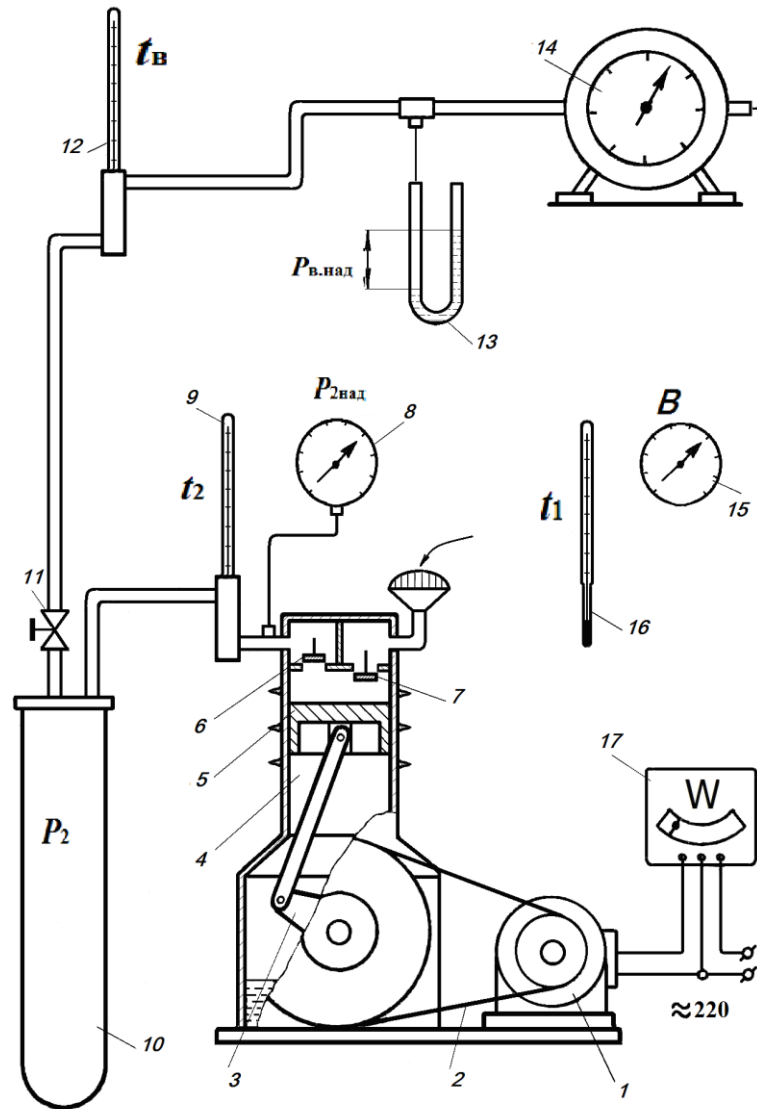


Рисунок 2 – Схема лабораторної компресорної установки

При переміщенні поршня з крайнього верхнього положення (ВМТ) вниз тиск в циліндрі стає меншим від атмосферного, і під дією різниці тисків відкривається впускний клапан 7, через який відбувається заповнення циліндра повітрям при тиску P_1 . Другий клапан 6 у цей самий час є закритим тому, що зовні на нього діє тиск P_2 , який дорівнює тиску в повітрозбірнику 10.

Пройшовши крайнє нижнє положення (НМТ), поршень починає рухатися вгору. При цьому об'єм зменшується, тиск в циліндрі починає підвищуватися, і впускний клапан 7 закривається. При подальшому переміщенні поршня відбувається процес стиснення газу.

Коли тиск в циліндрі P_2 стане трохи більшим від тиску в повітро-

збірнику, відкривається випускний клапан 6, і повітря виштовхується з циліндра в збірник повітря (ресивер) при тиску P_2 .

Процес нагнітання закінчується, коли поршень займає крайнє верхнє положення. При цьому деяка кількість повітря при тиску P_2 залишається в камері стиснення через наявність «шкідливого» простору V_0 .

Подальший рух поршня вниз призводить до зменшення тиску, тобто до закриття випускного клапана і відкриття впускного клапана. Для поліпшення умов охолодження зовнішня поверхня циліндра має оребрення.

Тиск у повітрязбірнику (ресивері) встановлюється за допомогою вентиля 11. Далі повітря пропускається через витратомір 14. Температура навколишнього середовища є температурою повітря, яке всмоктується з приміщення t_1 та вимірюється термометром 16.

Для визначення початкового тиску P_1 барометром 15 вимірюється барометричний тиск B , а потім враховуються втрати тиску при проходженні повітря по всмоктуючому тракту ζ .

Надлишковий тиск в кінці стиснення $P_{2\text{над}}$ вимірюється пружинним манометром 8, установленим на нагнітальному патрубку, а температура повітря, що виходить, t_2 – термометром 9.

Для визначення дійсної продуктивності компресора вимірюється кількість повітря $V_{\text{пов}}$, що пройшло через витратомір 14 за час τ , який фіксується секундоміром. При цьому надлишковий тиск повітря перед витратоміром $P_{\text{в.над}}$ вимірюється рідинним манометром 13, а температура повітря перед витратоміром $t_{\text{в.}}$ – термометром 12. Підключення електродвигуна до мережі здійснюється через ватметр 17, який показує потужність, витрачену на привід компресора.

3. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ ТА ОБРОБКА ДОСЛІДНИХ ДАНИХ

3.1 Опитні данні для виконання дослідження роботи компресора.

В таблиці 1 наведено показники роботи компресора, які необхідно виміряти в ході проведення лабораторної роботи для подальшого аналізу і визначення об'ємних та енергетичних характеристик компресора.

Таблиця 1 – Геометричні характеристики компресора та дані проведених вимірювань

№	Найменування	Позначення	Розмірність	Значення
Показники, що вимірюються				
1	Барометричний тиск	B	мм. рт. ст.	
2	Температура повітря, що всмоктується	t_1	°C	
3	Надлишковий тиск стислого повітря	$P_{2\text{над}}$	атм.	
4	Температура повітря на виході з циліндра компресора	t_2	°C	
5	Температура повітря перед витратоміром	t_v	°C	
6	Надлишковий тиск повітря перед витратоміром	$P_{\text{в. над}}$	мм. вод. ст.	
7	Кількість повітря, що пройшло через витратомір за час вимірювання	V_v	м ³	
8	Тривалість вимірювання кількості повітря витратоміром	τ	с	
9	Потужність споживана електродвигуном	N_d	Вт	
Показники, що задаються				
10	Діаметр циліндру	d	м	
11	Хід поршня	l	м	
12	Об'єм «шкідливого» простору	V_0	м ³	
13	Частота обертання колінчатого вала компресора	f	об/с	

3.2 Визначення початкових та кінцевих параметрів стисливого повітря.

Для розрахунків усі виміряні значення необхідно звести в однакові одиниці вимірювання (табл. 2).

Таблиця 2 – Переведення результатів вимірювань в систему СІ

Параметр	Співвідношення між одиницями вимірювання	Вимірювані значення	Значення в системі СІ
Барометричний тиск B	1 мм. рт. ст. = = 133,332 Па		
Надлишковий тиск стислого повітря $P_{2\text{над}}$	1 атм. = $0,98 \cdot 10^5$ Па		
Надлишковий тиск повітря перед витратоміром $P_{\text{в.над}}$	1 мм. вод. ст. = 9,81 Па		
Температури повітря: на вході в циліндр компресора, t_1	$273 + t, \text{ К}$		
на виході з циліндра компресора, t_2			
перед витратоміром, $t_{\text{в}}$			

Абсолютний тиск повітря P_1 , Па, на початку процесу стиснення:

$$P_1 = \zeta_p \cdot B = 0,92 \cdot B, \quad (3.1)$$

де ζ_p – коефіцієнт, що враховує втрати тиску при проходженні повітря по тракту всмоктування: $\zeta_p = 0,92$.

Об'єм повітря на початку процесу стиснення V_0 , м³, є сумою, що складається з об'єму при переміщенні поршня V_l та об'єму «шкідливого» простору V_0 . Тобто

$$V_1 = V_l + V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l + V_0, \quad (3.2)$$

де d – діаметр циліндру, м; l – хід поршня, м, обирається з табл. 1.

Маса стисливого повітря визначається з **рівняння стану ідеального газу** $PV = MRT$. Оскільки повітря за властивостями близьке до нього, та маса M , кг, розраховується як

$$M = \frac{P_1 \cdot V_1}{RT_1}, \quad (3.3)$$

де R – газова стала для повітря: $R = 287$ Дж/(кг·град).

Абсолютний тиск наприкінці процесу стиснення P_2 , Па, знаходиться за формулою:

$$P_2 = P_{2\text{над}} + B. \quad (3.4)$$

Об'єм повітря наприкінці процесу стиснення V_2 , м³, також визначається з рівняння стану:

$$V_2 = \frac{MRT_2}{P_2}. \quad (3.5)$$

3.3 Визначення термодинамічних характеристик наприкінці процесу стиснення

Показник політропи n можна визначити зі співвідношення значень параметрів на початку і наприкінці процесу стиснення:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n. \quad (3.6)$$

Звідси знаходиться показник політропи:

$$n = \frac{\ln \frac{P_2}{P_1}}{\ln \frac{V_1}{V_2}}. \quad (3.7)$$

Робота L_{1-2} , Дж, що здійснюється над газом у політропному процесі стиснення при переміщенні поршня, має знак мінус та знаходиться за формулою

$$L_{1-2} = \frac{MR}{n-1} (T_1 - T_2). \quad (3.8)$$

Змінення внутрішньої енергії ΔU_{1-2} , Дж, в процесі стиснення визначається з виразу

$$\Delta U_{1-2} = M c_v (T_2 - T_1), \quad (3.9)$$

де c_v – середня масова теплоємність при постійному об'ємі: $c_v = 713$ Дж/(кг·град).

У політропному процесі стиснення температура підвищується, отже зміна внутрішньої енергії ΔU має **додатний знак**.

Кількість теплоти Q_{1-2} , Дж, яке відводиться від газу через стінки циліндра в процесі стиснення, має **від'ємний знак** і знаходиться за формулою

$$Q_{1-2} = M c_n (T_2 - T_1), \quad (3.10)$$

де c_n – середня масова теплоємність в політропному процесі стиснення,

Дж/(кг·град), розраховується зі співвідношення

$$c_n = c_v \frac{n-k}{n-1}, \quad (3.11)$$

де k – показник адіабати для двохатомних газів: $k=1,4$.

Оскільки процес політропного стиснення протікає з відведенням теплоти ($dq \leq 0$), але температура газу при цьому підвищується ($dT \geq 0$), то відповідно до виразу $c = \frac{dq}{dT}$ **знак теплоємності буде від’ємним**.

Правильність проведених розрахунків необхідно оцінити за допомогою першого закону термодинаміки $Q = \Delta U + L$, який для політропної процесу стиснення можна записати в такому вигляді:

$$L = Q - \Delta U. \quad (3.12)$$

Фізичний сенс виразу (3.12) полягає в тому, що механічна робота переміщення поршня L перетворюється в процесі стиснення в теплову енергію Q , частина якої відводиться від газу через стінки циліндра, а частина йде на зміну внутрішньої енергії ΔU .

Зміну ентропії ΔS_{1-2} , Дж/(кг·град), в політропному процесі можна знайти за формулою

$$\Delta S_{1-2} = c_n \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (3.13)$$

Для побудови графіка політропного процесу в TS -діаграмі необхідно визначити значення ентропії в початковій точці процесу S_1 , Дж/(кг·град), вважаючи, що при нормальних фізичних умовах ентропія $S_n = 0$. Звідси:

$$S_1 = c_p \ln \frac{T_1}{273} - R \cdot \ln \frac{P_1}{1,013 \cdot 10^5}, \quad (3.14)$$

де c_p – середня масова теплоємність повітря при постійному тиску: $c_p = 1005$ Дж/(кг·град).

Тоді ентропія наприкінці процесу стиснення:

$$S_2 = S_1 + \Delta S_{1-2}. \quad (3.15)$$

3.4. Побудова графіків процесу політропного стиснення повітря в одноступінчастому компресорі

Після розрахунку параметрів повітря в характерних точках політропного процесу стиснення необхідно відобразити ці процесу на PV - та TS -діаграмах (у масштабі). Приклади побудови діаграм наведені на рис. 3, 4.

Процес політропного стиснення на PV -діаграмі має вигляд кривої

(див. рис. 3). Параметри в точках 1 і 2 розраховуються вище. Також необхідно знайти проміжні точки a , a_1 , a_2 . Розрахунок об'ємів вести з точністю до 8 знаку після коми. Для точки a розрахуємо значення об'єму V_a , м³, за формулою

$$V_a = \frac{V_1 + V_2}{2}. \quad (3.16)$$

Тиск у точці a визначається з виразу $P_1 V_1^n = P_a V_a^n$, звідси

$$P_a = P_1 \left(\frac{V_1}{V_a} \right)^n. \quad (3.17)$$

Аналогічно знаходяться параметри в точках a_1 , a_2 за формулами:

$$V_{a_1} = \frac{V_1 + V_a}{2}, \quad P_{a_1} = P_1 \left(\frac{V_1}{V_{a_1}} \right)^n, \quad (3.18)$$

$$V_{a_2} = \frac{V_2 + V_a}{2}, \quad P_{a_2} = P_2 \left(\frac{V_2}{V_{a_2}} \right)^n. \quad (3.19)$$

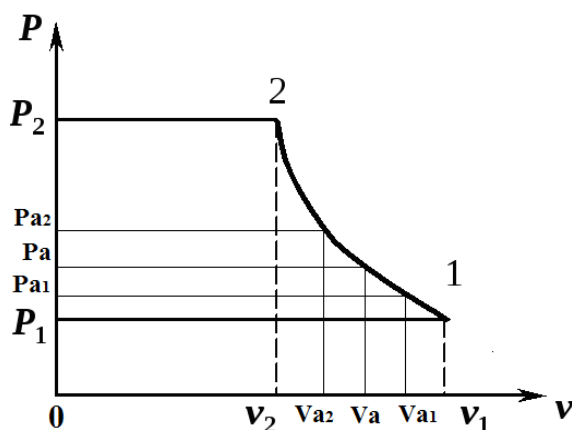


Рисунок 3 – Зображення процесу стиснення в PV -діаграмі

Для побудови процесу стиснення в TS -діаграмі необхідно розрахувати ентропії S_1 та S_2 за формулами (3.14), (3.15), а також знайти проміжну точку a (рис. 4). Для цього необхідно знайти температуру T_a , К, з рівняння стану ідеального газу:

$$T_a = \frac{P_a \cdot V_a}{MR}, \quad (3.20)$$

де P_a , V_a – тиск та об'єм у точці a , визначається за формулами (3.16), (3.17).

Ентропія S_a , кДж/кг, в точці a розраховується як

$$S_a = c_p \ln \frac{T_a}{273} - R \cdot \ln \frac{P_a}{1,013 \cdot 10^5}. \quad (3.21)$$

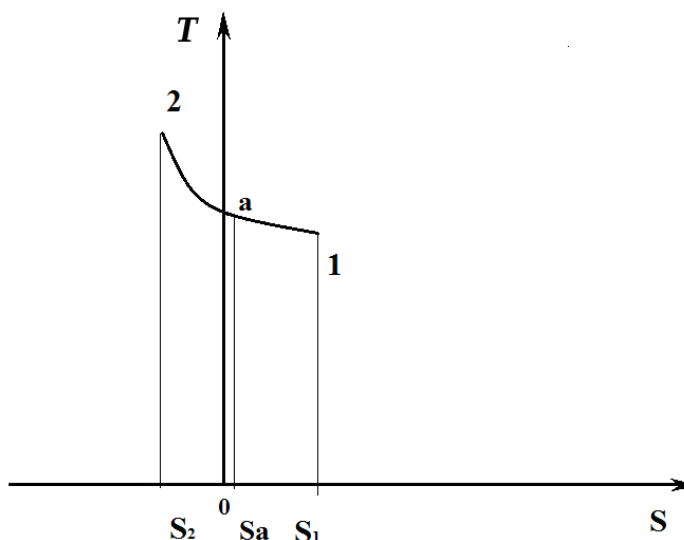


Рисунок 4 – Зображення процесу стиснення в TS -діаграмі

3.5 Визначення об'ємних і енергетичних характеристик роботи компресора

У реальному компресорі завжди є «шкідливий» простір. Внаслідок цього не весь газ виштовхується з циліндру, його частина, що залишилася в «шкідливому» об'ємі, при переміщенні поршня в зворотному напрямку розширюється. При цьому всмоктування повітря в компресор починається не відразу. Оскільки при цьому частина робочого об'єму заповнюється газом «шкідливого» простору, що розширюється, корисний робочий об'єм циліндра зменшується до дійсного об'єму всмоктування. У зв'язку з цим вводять поняття **об'ємного ККД компресора**, що враховує вплив шкідливого об'єму на продуктивність компресора:

$$\eta_{об} = 1 - \sigma \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n} - 1 \right), \quad (3.22)$$

де σ – відносний об'єм шкідливого простору: $\sigma = \frac{V_0}{V_l} = \frac{4V_0}{\pi d^2 l}$.

Дійсний процес у компресорі відрізняється від теоретичного насамперед наявністю втрат тиску у впускному та нагнітаючому клапанах. Це вра-

ховується **коефіцієнтом подачі** η_v , що розраховується за формулою

$$\eta_v = \eta_{об} \eta_p \eta_t \eta_{вт}, \quad (3.23)$$

де $\eta_p = 0,98$ – коефіцієнт тиску, що враховує зниження подачі компресора за рахунок зменшення тиску газу в циліндрі при всмоктуванні (у результаті цього зниження тиску газ розширюється та у циліндр входить менша його кількість); η_t – коефіцієнт, що враховує зростання температури газу при його нагріванні в контакті зі стінками циліндру: $\eta_t = \frac{T_1}{T_1 + 15}$; $\eta_{вт}$ – коефіцієнт, що враховує витоки газу через нещільності: $\eta_{вт} = 0,96$.

Теоретична подача компресора V_T , м³/с, визначається як

$$V_T = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l \cdot f \cdot 2, \quad (3.24)$$

де f – частота обертання колінчатого вала компресора, об/с, обирається за табл. 1.

Дійсна подача компресора, м³/с:

$$V_d = V_T \eta_v. \quad (3.25)$$

Теоретична робота L_T , Дж, що витрачається на привід компресора за один цикл:

$$L_T = \frac{n}{n-1} MR(T_1 - T_2). \quad (3.26)$$

Тоді теоретична потужність приводу компресора зі спареними циліндрами N_T , Вт, становить

$$N_T = 2 \cdot |L_T| \cdot f. \quad (3.27)$$

Коефіцієнт корисної дії враховує необхідність збільшення потужності приводу компресора для подолання втрат: за рахунок відмінності дійсного циклу роботи від теоретичного, механічних втрат на тертя в поршневій групі, підшипниках і клинопасової передачі, а також втрат в електродвигуні:

$$\eta_k = \frac{N_T}{N_d}. \quad (3.28)$$

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ ДО ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

1. Сформулюйте поняття компресора.
2. Назвіть основні конструктивні елементи поршневого компресора.
3. Поясніть принцип дії одноступеневого компресора.
4. Що таке «шкідливий» простір компресора та на які параметри його роботи він впливає?
5. Назвіть параметри, що вимірювалися в ході лабораторної роботи. Які прилади для цього використовувались?
6. Назвіть основні рівняння, що використовуються при проведенні розрахунків показників роботи компресора.
7. Сформулюйте перший закон термодинаміки стосовно роботи одноступеневого компресора.
8. Поясніть, який знак має робота стиснення та внутрішня енергія в компресорі і чому?
9. Поясніть принцип побудови графіків політропного стиснення повітря компресора в PV - та TS -діаграмах.
10. Що показує коефіцієнт подачі та коефіцієнт корисної дії компресора.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Павловський В.Г. Термодинаміка фізико-енергетичних процесів: навч. посібник для студентів технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. У 2-х ч.: Ч. 2 / В.Г. Павловський, Г.І. Павловський. – Харків : НТУ «ХП», 2003. – 336 с.
2. Крутов В.И. Техническая термодинамика / В.И. Крутов, С.И. Исаев, И.А. Кожин. – М. : Высшая школа, 1991. – 384 с.
3. Панкратов Г.П. Сборник задач по теплотехнике / Г.П. Панкратов. – М. : Высшая школа, 1986. – 248 с.

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до лабораторної роботи
**«ВИПРОБУВАННЯ ОДНОСТУПІНЧАСТОГО ПОРШНЕВОГО
КОМПРЕСОРА»**

за курсами «Теоретичні основи теплотехніки», «Технічна термодинаміка»
для студентів спеціальностей 131 «Прикладна механіка», 142 «Енергетичне
машинобудування», 144 «Теплоенергетика», 181 «Харчові технології»
всіх форм навчання

Укладачі: ПАВЛОВА Вікторія Геннадіївна
ДОЛОБОВСЬКА Ольга Вікторівна

Відповідальний за випуск А. М. Ганжа
Роботу рекомендував до видання О. В. Круглякова
Редактор О. В. Козюк

План 2020 р., поз. 282

Підписано до друку 21.12.2020. Формат 60x84 1/16.
Папір Могра. Riso- друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк.
Наклад 50 прим. Зам. №. Ціна договірна

Видавничий центр НТУ «ХПІ», 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009 р.

Самостійне електронне видання