

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра теплотехніки і теплових двигунів

**ВИВЧЕННЯ РОБОТИ
ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання лабораторної роботи
з дисципліни**

«ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА»

Харків – 2017

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри теплотехніки і теплових двигунів 13 лютого 2017 р., протокол № 12.

Методичні вказівки рекомендуються для студентів спеціальності «Теплоенергетика» всіх форм навчання.

Укладачі:

доценти В. І. Рубльов,
Ю. А. Бабіченко

Рецензент

доц. С. В. Комар

ВИВЧЕННЯ РОБОТИ
ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання лабораторної роботи
з дисципліни

«ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА»

Відповідальний за випуск Рубльов В. І.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 17.03.17 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк. 0,75. Тираж 30. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

ЗМІСТ

1	Мета роботи.....	4
2	Схема та опис конструкції компресора.....	4
3	Лабораторний стенд.....	6
4	Випробування компресора.....	7
5	Основні характеристики компресора.....	9
6	Типи ідеальних компресорів.....	11
7	Використання моделі ідеального компресора.....	15
8	Термодинамічний розрахунок компресора.....	16
9	Обробка результатів випробувань.....	23
10	Визначення термодинамічних характеристик політропного процесу стиснення.....	25
	Контрольні питання.....	28
	Список літератури.....	30

1 МЕТА РОБОТИ

Вивчити основні характеристики робочого процесу поршневого компресора та його конструктивні особливості.

Виконання лабораторної роботи студенти розпочинають з вивчення лабораторного стенда та встановленого на ньому компресора, після цього приступають до вивчення методики випробування компресорних установок.

2 СХЕМА ТА ОПИС КОНСТРУКЦІЇ КОМПРЕСОРА

Поршковий компресор належить до нагнітачів об'ємної дії. Робота таких машин заснована на всмоктуванні і витісненні повітря робочим органом компресора (рисунок 2.1).

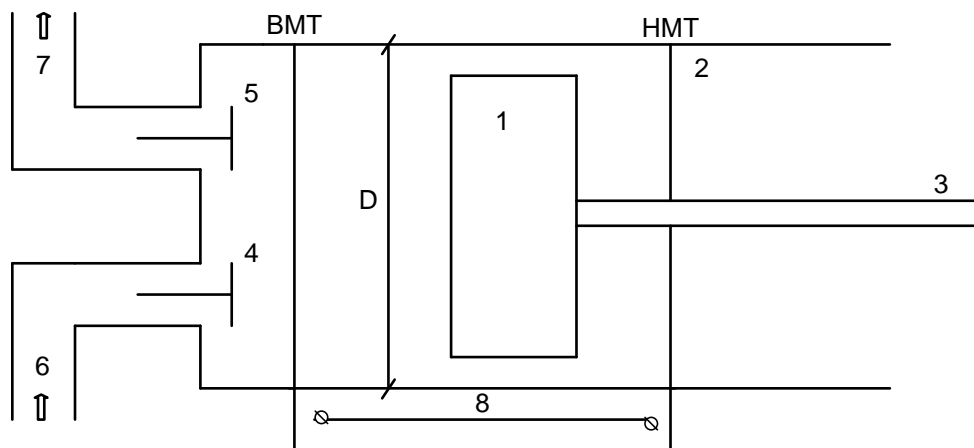


Рисунок 2.1 – Схема поршневого компресора

Крутний момент передається від джерела механічної енергії через кривошипно-шатунний механізм 3 на поршень 1. При русі поршня в циліндрі 2 з крайнього лівого положення в крайнє праве положення (такт всмоктування) відкривається впускний клапан 4, і робоче тіло через впускний патрубок 6 надходить до циліндра в порожнину над поршнем. У цей час нагнітальний клапан 5 закритий. Зворотний рух поршня відбувається при закритому впускному клапані і викликає зростання тиску в циліндрі (такт стиснення). У момент відкриття випускного клапана робоче тіло починає надходити в нагнітальний патрубок

7 (такт виштовхування). Цикл завершується розширенням тиску, що залишився в порожнині над поршнем (такт розширення).

Теоретично процеси стиснення і розширення повітря в компресорі можуть бути описані рівнянням політропи $pV^n = const$, а процеси виштовхування і всмоктування – рівнянням ізобари $p = const$. У реальних компресорах протікання процесів стиснення і розширення переважно визначаються умовами теплообміну між газом і навколишнім середовищем. Зазвичай поршневі компресори виготовляються з водяним охолодженням циліндра і кришки компресора. Для них показники політропи для процесів стиснення і розширення в середньому можуть бути прийняті $n_p = 1,35$ і $n_p = 1,2$ відповідно.

Щоб уникнути удару поршня об кришку компресора в положенні верхньої мертвої точки (ВМТ), циліндри виготовляються з «мертвим» (шкідливим) простором, заповненим газом.

Наявність «мертвого» простору призводить до того, що не весь робочий об'єм заповнюється свіжим зарядом робочого тіла.

У зв'язку з наявністю «мертвого» простору об'єм всмоктуваного газу менше робочого об'єму. Відношення цих величин визначає об'ємний коефіцієнт подачі компресора λ_0 .

Крім того, на об'єм газу, що подається, негативно впливають нагрів робочого тіла, що надходить, при контакті з нагрітими деталями компресора (коефіцієнт λ_T); негерметичність деталей (коефіцієнт $\lambda_{втр}$); дроселювання при русі робочого тіла через клапани (коефіцієнт $\lambda_{др}$) та інші.

Зворотно-поступальний рух поршня пов'язаний з виникненням великих величин інерції, тому середня швидкість поршня не перевищує, як правило, 5 м/с. Це дещо обмежує подачу поршневих компресорів. Разом з тим конструкція нагнітачів такого типу дозволяє досягати великих значень ступеня підвищення тиску, навіть при незначних швидкостях руху поршня. У таблиці 2.1 наведені паспортні дані випробувального компресора.

Таблиця 2.1 – Паспортні дані компресора

Показник	Позначення	Розмірність	Чисельне значення
Діаметр циліндра	d	м	0,096
Хід поршня	S_n	м	0,112
Кількість циліндрів	Z	шт.	2
Обсяг «шкідливого» простору	$V_{ш}$	м	$0,85 \cdot 10^{-4}$

3 ЛАБОРАТОРНИЙ СТЕНД

Для проведення випробувань поршневого компресора в лабораторії кафедри встановлений стенд, схема якого наведена на рисунку 3.1.

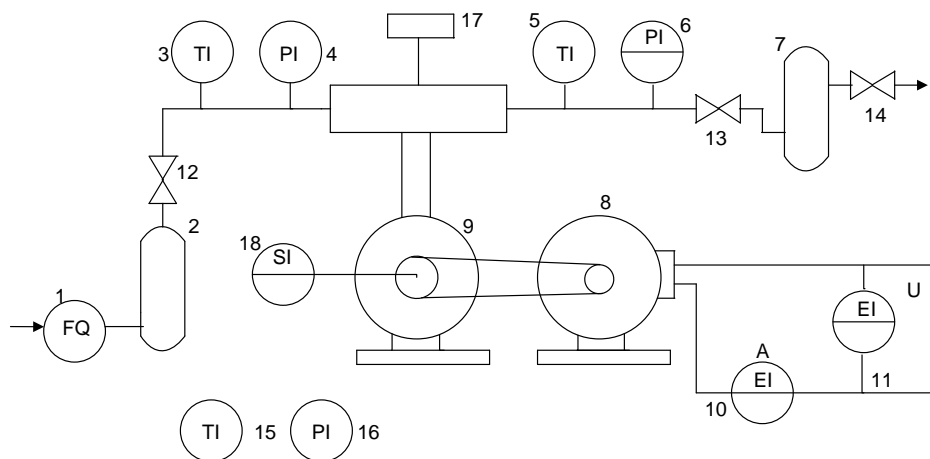


Рисунок 3.1 – Лабораторний стенд

Повітря надходить у компресор, проходячи через ротаційний лічильник 1, необхідний для встановлення продуктивності компресора, і впускний ресивер 2 для згладжування коливань тиску при замірі продуктивності. У впускному тракті термометром 3 та U-подібним рідинним манометром 4 вимірюється відповідно температура і тиск повітря, що надходить.

Після стиснення в компресорі повітря потрапляє до впускного тракту, у якому встановлений термометр 5 і механічний манометр 6 для визначення температури і тиску

повітря, що нагнітається. Для згладжування коливань стисненого повітря використовується ресивер 7.

Компресор працює від електродвигуна 8 через клиноремінну передачу 9. Вимірювання величини струму і напруги на клеммах електродвигуна виконуються за допомогою амперметра 10 і вольтметра 11.

У впускній і випускній магістралях встановлені вентилі 12, 13, 14. Визначення температури навколишнього повітря виконується за допомогою термометра 15, барометричного тиску – барометра 16. У головці блока компресора закріплений індикатор 17 для знімання індикаторної діаграми, на пульті – лічильник кількості обертів колінчастого вала компресора 18.

4 ВИПРОБУВАННЯ КОМПРЕСОРА

Перед початком випробувань здійснюють запуск поршневого компресора та його прогрів. У цей час у зв'язку з тепловим розширенням змінюються конструктивні зазори компресора, температура його деталей стабілізується.

Після досягнення встановленого теплового режиму, про що сповіщає припинення зростання температури повітря, що нагнітається, студенти за сигналом викладача приступають до заміру основних показників роботи компресора. Результати вимірювань записують у таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати вимірювань

Показник	Позначення	Розмірність	Значення
1	2	3	4
Барометричний тиск	B	мм рт. ст.	
Температура повітря на всмоктування	t_0	°C	
Тиск повітря, що нагнітається	p_n	кгс/см ²	
Температура повітря, що нагнітається	t_n	°C	
Витрата повітря за час вимірювання	V_u	м ³	

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4
Кількість обертів вала за час вимірювання	n_0	об.	
Сила струму	I	А	
Напруга	U	В	
Час вимірювання витрати і обертів	τ	хв.	
Масштаб пружини індикатора	μ		1,6

Витрата повітря і кількість обертів колінчастого вала компресора визначається за час випробувань після стабілізації робочих параметрів компресора. Орієнтовно цей час становить 3-5 хв.

Крім вказаних вище параметрів, у процесі вимірювання знімають індикаторну діаграму компресора, яка являє собою залежність тиску від об'єму в порожнині над поршнем компресора. Приклад індикаторної діаграми для реального компресора наведено на рисунку 4.1.

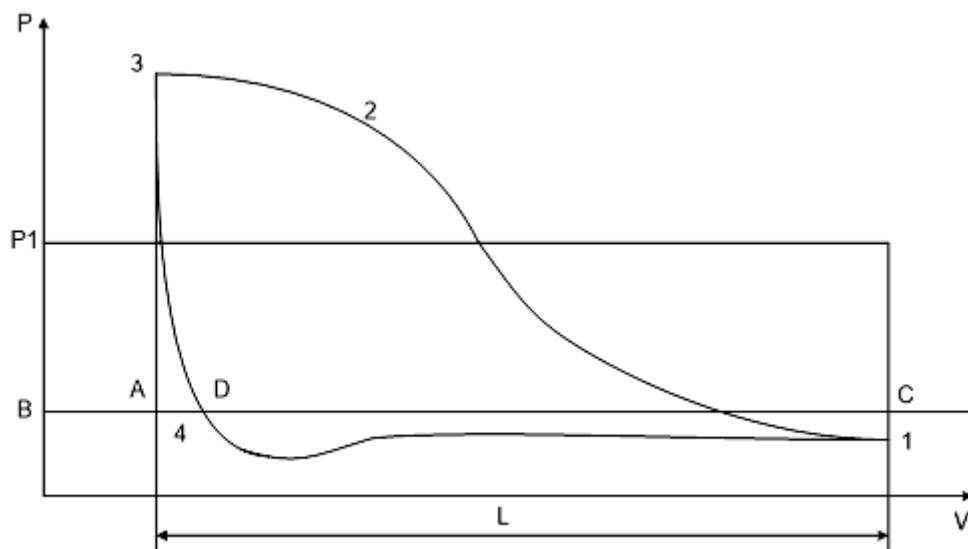


Рисунок 4.1 – Індикаторна діаграма

Позначення на діаграмі:

- 1-2 – стиснення повітря в циліндрі;
- 2-3 – виштовхування в магістраль;

3-4 – розширення повітря, що залишилося у шкідливому просторі;

4-1 – всмоктування нового заряду повітря.

Індикаторна діаграма необхідна для розрахунку середнього тиску повітря.

Середній індикаторний тиск являє собою такий тиск P_i , який, будучи помноженим на робочий об'єм циліндра l , дасть площу прямокутника (роботу циклу), що чисельно дорівнює площі індикаторної діаграми 1-2-3-4-1.

Використовуючи це визначення, розраховують середній індикаторний тиск, приймаючи масштаб планіметра $m=9,8 \cdot 10^5$. Площу індикаторної діаграми δ , см^2 , вимірюють планіметром. Довжину діаграми l , мм, відповідну робочому об'єму компресора, підставляють у формулу для визначення P_i .

Також за індикаторною діаграмою визначається об'ємний коефіцієнт компресора: являє собою відношення об'єму всмоктування (відрізок DC) до робочого об'єму (відрізок AC).

Слід зауважити, що вимірювальні прилади можуть бути відградуйованими в одиницях, відмінних від одиниць системи СІ. Співвідношення між одиницями вимірювання тиску представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Співвідношення між одиницями вимірювання

Показник	атм.	кгс/см ²	кгс/м ²	мм рт. ст.	мм вод. ст.	Н/м ² (Па)
Співвідношення між одиницями вимірювання	1	1	10 ⁴	735,6	10000	98066,5

5 ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕСОРА

1 Об'єм, описаний поршнем. У розрахунку поршневого компресора використовують поняття “робочий об'єм циліндра” \bar{V}_h , м³, і “робочий об'єм циліндра за одиницю часу” V_h , м³/с, значення яких визначаються за формулами

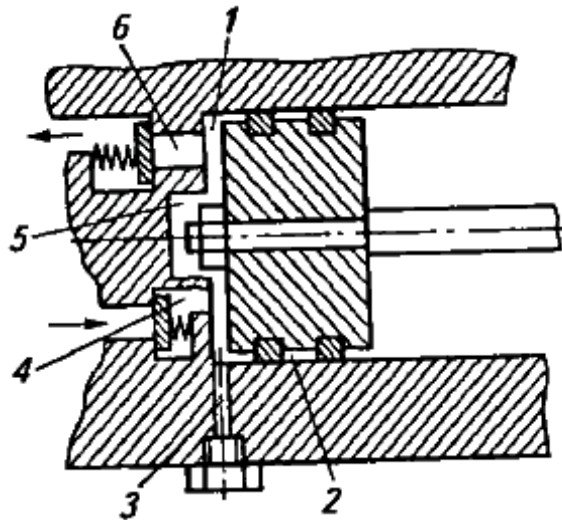
$$\bar{V}_h = \frac{\pi d^2}{4} S_n = F_n S_n,$$

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} S_n n_0 = F_n S_n n_0,$$

де F_n – площа поршня, м².

2 Шкідливий об'єм. Шкідливим об'ємом називають мінімальний об'єм робочої порожнини циліндра при положенні поршня в мертвій точці. Для порожнини, найбільш віддаленої від механізму руху, це об'єм робочої порожнини циліндра при положенні поршня у ВМТ.

Шкідливі об'єми циліндра показані на рисунку 5.1.



- 1 – лінійний об'єм; 2 - об'єм між циліндром і поршнем; 3 – об'єм індикаторного каналу; 4 – об'єм у всмоктувальному каналі; 5 – об'єм кармана під гайку; 6 – об'єм у нагнітальному каналі

Рисунок 5.1 – Шкідливі об'єми

Величина зазора $S_{л.ш}$ між поршнем у мертвій точці та кришкою, який обумовлює лінійний шкідливий об'єм, визначається за формулою, мм,

$$S_{л.ш} \approx 0,005S_n + 0,5.$$

Повна величина шкідливого об'єму порожнини, м³,

$$V_{ш} = AF_n S_{л.ш},$$

де $A=23$ – коефіцієнт, який враховує мертві об'єми інших порожнин.

3 Відносний шкідливий об'єм. У розрахунках прийнято використовувати безрозмірну величину – відносний шкідливий об'єм

$$a_{ш} = \frac{V_{ш}}{V_h}.$$

4 При побудованні індикаторних діаграм використовують приведений шкідливий об'єм – об'єм шкідливого простору, мм,

$$S_{ш} = \frac{V_{ш}}{F_n} = a_{ш} S_n.$$

5 Визначаємо ступень підвищення тиску:

$$\varepsilon = p_{нз} / p_{вс},$$

де $p_{нз} = B + p_n \cdot 0,98 \cdot 10^5$, Па

$p_{вс} = 0,9 \cdot B$, Па.

Значення тиску B вимірюється в паскалях.

6 ТИПИ ІДЕАЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ

1 Робота всмоктування, Дж,

$$L_{вс} = -p_{вс} \bar{V} h.$$

2 *Ізотермічний ідеальний компресор.* Ідеальний компресор, у якому стиснення газу відбувається при постійній температурі

($T=const$), тобто за ізотермою, називають ізотермічним ідеальним компресором. Робота стиснення в ізотермічному процесі, Дж,

$$L_{ст.із} = p_{вс} \bar{V}_h \ln \frac{p_{нз}}{p_{вс}}.$$

3 *Адіабатний ідеальний компресор.* Ідеальний компресор, у якому стиснення газу відбувається без теплообміну газу зі стінками робочої порожнини циліндра, тобто за адіабатою, називають адіабатним ідеальним компресором. Робота стиснення в адіабатному процесі, Дж,

$$L_{ст.ад} = \frac{k}{k-1} p_{вс} \bar{V}_h \left[\left(\frac{p_{нз}}{p_{вс}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

4 Температура наприкінці стиснення, тобто температура нагнітання $T_{нз}$ в адіабатному ідеальному компресорі ($T_{вс}=T_0$), К,

$$T_{нз.ад} = T_{вс} \left(\frac{p_{нз}}{p_{вс}} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

5 *Політропний ідеальний компресор.* Ідеальний компресор, у якому стиснення газу відбувається за політропою, називають політропним ідеальним компресором. Робота стиснення в політропному процесі, Дж,

$$L_{ст.пол} = \frac{n}{n-1} p_{вс} \bar{V}_h \left[\left(\frac{p_{нз}}{p_{вс}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

де $n=1+0,62(k-1)$.

6 Температура нагнітання політропного ідеального компресора визначається за формулою, К,

$$T_{нг.пол} = T_{вс} \left(\frac{p_{нг}}{p_{вс}} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

7 Оскільки для ізотермічного процесу стиснення $p_{вс} \bar{V}_h = p_{нг} \bar{V}_n$, то об'єм газу, який нагнітається компресором за один цикл, м³,

$$\bar{V}_{н.із} = \frac{p_{вс} \bar{V}_h}{p_{нг}}.$$

8 Робота у процесі ізотермічного нагнітання, Дж,

$$L_{нг.із} = \bar{V}_{н.із} p_{нг}.$$

9 Об'єм газу, який нагнітається компресором для адіабатного процесу нагнітання, м³,

$$\bar{V}_{н.ад} = \frac{\frac{L_{к.ад}}{k} + p_{вс} \bar{V}_h}{k-1} \cdot \frac{1}{p_{нг}}.$$

10 Робота у процесі адіабатного нагнітання, Дж,

$$L_{нг.ад} = \bar{V}_{н.ад} p_{нг}.$$

11 Об'єм газу, який нагнітається компресором для політропного процесу нагнітання, м³,

$$\bar{V}_{н.пол} = \frac{\frac{L_{к.пол}}{n} + p_{вс} \bar{V}_h}{n-1} \cdot \frac{1}{p_{нг}}.$$

12 Робота у процесі політропного нагнітання, Дж,

$$L_{нг.пол} = \bar{V}_{н.пол} P_{нг}.$$

Робота, яка споживається компресором за один оберт колінчатого вала, дорівнює сумі робіт у процесах всмоктування, стиснення та нагнітання.

13 Робота, яка споживається ізотермічним ідеальним компресором, Дж,

$$L_{к.із} = L_{вс} + L_{ст.із} + L_{нг.із}.$$

14 Робота, яка споживається адіабатним ідеальним компресором, Дж,

$$L_{к.ад} = L_{вс} + L_{ст.ад} + L_{нг.ад}.$$

15 Робота, яка споживається політропним ідеальним компресором, Дж,

$$L_{к.пол} = L_{вс} + L_{ст.пол} + L_{нг.пол}.$$

16 Побудувати pV -індикаторну діаграму (як показано на рисунку 6.1) ідеального компресора. Порахувати, на скільки відсотків робота, яка споживається адіабатним ідеальним компресором, більше від робіт ізотермічного та політропного ідеального компресора.

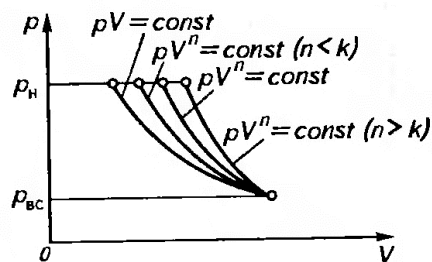


Рисунок 6.1 – Вплив показника політропи стиснення на індикаторну діаграму ідеального компресора.

7 ВИКОРИСТАННЯ МОДЕЛІ ІДЕАЛЬНОГО КОМПРЕСОРА

Використання моделі ідеального компресора дозволяє отримати рішення та оцінити вплив різних факторів на роботу поршневого компресора.

Продуктивність ідеального компресора

1 В ідеальному компресорі нема втрат продуктивності, тому продуктивність ідеального компресора $V_{e.id}$ дорівнює описаному об'єму, m^3 ,

$$V_{e.id} = V_h.$$

2 Потужність ідеального компресора може бути отримана як $N_{id.k} = L_k n_0$, звідки отримаємо потужність ідеального ізотермічного компресора, Вт,

$$N_{id.k.iz} = p_{вс} V_h \ln \frac{p_{нз}}{p_{вс}}.$$

3 Потужність ідеального адіабатного компресора, Вт,

$$N_{id.k.ad} = \frac{k}{k-1} p_{вс} V_h \left[\left(\frac{p_{нз}}{p_{вс}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right].$$

4 Потужність ідеального політропного компресора, Вт,

$$N_{id.k.пол} = \frac{n}{n-1} p_{вс} V_h \left[\left(\frac{p_{нз}}{p_{вс}} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right].$$

Температурне обмеження межі відносного підвищення тиску в циліндрі

5 Визначимо граничне допустиме значення відносного підвищення тиску в циліндрі компресора. Температура наприкінці стиснення повітря обмежується температурою спалаху компресійного масла, яке подається в циліндр, і дорівнює 489 К. Приймаємо запас 35 К, отримаємо, що можливо допустити підвищення температури до $T_{нз.макс}=454$ К. Найгірший випадок – процес стиснення протікає за адіабатою, таким чином використовуємо рівняння

$$\varepsilon_{макс} = \left(\frac{p_{нз}}{p_{вс}} \right)_{макс} = \left(\frac{T_{нз.макс}}{T_{вс}} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Вплив температури повітря, яке всмоктується, на роботу компресора.

6 Робота стиснення та переміщення, тобто повна витрата енергії на 1 кг повітря, Дж,

$$l_{ід.к.ад} = \frac{k}{k-1} RT_{вс} \left[\left(\frac{p_{нз}}{p_{вс}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Вплив тиску всмоктування на індикаторну роботу компресора

Визначити, як змінюється потужність, що споживається компресором, який працює при $p_{нз} = const$, але змінне значення $p_{вс}$ від $0 \leq p_{вс} \leq p_{нз}$ (вибрати 5 проміжних тисків). Потужність ідеального компресора, який працює за політропним процесом, визначається за формулою, Вт,

$$N_{ід.к.пол} = \frac{n}{n-1} V_h \left[p_{нз}^{\frac{n}{n-1}} p_{вс}^{\frac{1}{n-1}} - p_{вс} \right].$$

Побудувати залежність $N_{ід.к.пол}$ від $p_{вс}$.

8 ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА

Задаємося середньою швидкістю поршня

$$C_{сер} = 2 \text{ м/с.}$$

1 Відносні втрати тиску на всмоктуванні (з урахуванням втрат у всмоктувальному фільтрі $\delta_{\phi} = 0,005$)

$$\delta_{вс} = 0,3 \cdot A / p_{вс}^{0,25} + \delta_{\phi},$$

де $A = 2,66 \cdot C_{сер}^2 \cdot \rho / 15,85$,
а значення густини, кг/м^3 ,

$$\rho = \frac{p_{вс}}{RT_0},$$

де $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$,
 $T_0 = 273 + t_0 \text{ К.}$

2 Відносні втрати тиску в нагнітальних клапанах

$$\delta_{нз} = 0,3 \cdot A / p_{нз}^{0,25}.$$

3 Тиск всмоктування з урахуванням втрат, Па,

$$p_{вс}^1 = (1 - \delta_{вс}) \cdot p_{вс}.$$

4 Тиск нагнітання з урахуванням втрат, Па,

$$p_{нз}^1 = (1 + \delta_{нз}) \cdot p_{нз}.$$

5 Відношення тисків з урахуванням втрат

$$\varepsilon^1 = p^1_{нз} / p^1_{вс}.$$

6 Температура нагнітання при адіабатичному стисненні, К,

$$T_{нз} = T_{вс} \cdot \varepsilon^{1 \frac{\kappa-1}{\kappa}},$$

де $T_{вс} = T_0$.

Для визначення коефіцієнта подачі необхідно розрахувати коефіцієнти тиску, тепловий, об'ємний, густини.

7 Коефіцієнт тиску

$$\lambda_m = 1 - 0,85 \cdot \delta_{вс}.$$

8 Тепловий коефіцієнт

$$\lambda_m = 0,985 - C \cdot (\varepsilon^1 - 1),$$

де $C=0,01$.

9 Об'ємний коефіцієнт

$$\lambda_o = 1 - a_m \cdot \left[\left(\frac{p^1_{нз}}{p^1_{вс}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right],$$

де $a_m=0,08-0,12$;

n – показник політропи (розділ 6, пункт 5).

10 Коефіцієнт щільності $\lambda_{щ} = 0,97$.

11 Коефіцієнт подачі

$$\lambda = \prod \lambda_i.$$

Основні параметри компресора

12 Робочий об'єм ступеня, м³/с,

$$V_n = F_n \cdot C_{cp} / 2.$$

13 Попереднє значення поршневої сили, Н,

$$P_{z,k} = (B - p_{нз}^1) \cdot F_n,$$

де значення тиску B вимірюється в мегапаскалях.

14 Частота обертів, об./с,

$$n = n_w / 60.$$

15 Уточнене значення швидкості, м/с,

$$C_{сер}^1 = 2Sn.$$

Перерахунок з новим значенням швидкості

16 Відносні втрати тиску на всмоктуванні

$$\delta_{вс}^1 = 0,3 \cdot A / p_{вс}^{0,25} + \delta_{ф},$$

де $A = 2,66 \cdot C_{сер}^2 \cdot \rho / 15,85$.

17 Відносні втрати тиску в нагнітальних клапанах

$$\delta_{нз}^1 = 0,3 \cdot A / p_{нз}^{0,25}.$$

18 Тиск всмоктування з урахуванням втрат, Па,

$$p_{вс}^{11} = (1 - \delta_{вс}) \cdot p_{вс}.$$

19 Тиск нагнітання з урахуванням втрат, Па,

$$p_{н2}^{11} = (1 + \delta_{н2}) \cdot p_{н2}.$$

20 Відношення тисків з урахуванням втрат

$$\varepsilon^{11} = p_{н2}^{11} / p_{вс}^{11}.$$

21 Температура нагнітання при адіабатичному стисненні, К,

$$T_{н2} = T_{вс} \cdot \varepsilon^{11 \frac{\kappa-1}{\kappa}}.$$

22 Коефіцієнт тиску уточнений

$$\lambda_m^1 = 1 - 0,85 \cdot \delta_{вс}^1.$$

23 Тепловий коефіцієнт уточнений

$$\lambda_m^1 = 0,985 - C \cdot (\varepsilon^{11} - 1).$$

24 Об'ємний коефіцієнт уточнений

$$\lambda_o^1 = 1 - a_m \cdot \left[\left(\frac{p_{н2}^{11}}{p_{вс}^{11}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right].$$

25 Уточнений коефіцієнт подачі

$$\lambda = \prod \lambda_i.$$

26 Значення поршневої сили, Н

$$P_{г,к}^1 = (B - p_{н2}^{11}) \cdot F_n.$$

27 Максимальне прискорення поршня, м/с,

$$J = S \cdot n^2.$$

28 Робочий об'єм компресора уточнений, м³/с,

$$V_h^{11} = \frac{2 \cdot F_n^{11} \cdot C_{cp}^1}{2}.$$

29 Продуктивність компресора, м³/с,

$$V^1 = \lambda^1 \cdot V_h^{11}.$$

30 Індикаторна потужність компресора, Вт,

$$N_{инд} = p_{вс}^{11} \cdot V_h^{11} \cdot \left[(1 + a_m) \cdot A_c - a_m \cdot \varepsilon^{11 \frac{1}{n_p}} \cdot A_p \right],$$

де

$$n_c = 0,94 \cdot k;$$

$$n_p = 0,98 \cdot n_c;$$

$$A_c = \frac{n_c}{n_c - 1} \cdot \left(\varepsilon^{11 \frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right);$$

$$A_p = \frac{n_p}{n_p - 1} \cdot \left(\varepsilon^{11 \frac{n_p - 1}{n_p}} - 1 \right).$$

31 Потужність, яка споживається компресором, Вт,

$$N_k = \frac{N_{инд}}{\eta_{мех}},$$

де $\eta_{мех} = 0,85$.

32 Ізотермічна потужність, Вт,

$$N_{із} = p_{вс}^{11} \cdot V^1 \cdot \ln\left(\frac{p_{н2}}{p_{вс}}\right).$$

33 Ізотермічний коефіцієнт корисної дії компресора

$$\eta_{із} = \frac{N_{із}}{N_k}.$$

34 Адіабатна потужність, Вт,

$$N_{ад} = \frac{k}{k-1} p_{вс}^{11} \cdot V^1 \cdot \left[\left(\frac{p_{н2}}{p_{вс}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

35 Адіабатний коефіцієнт корисної дії компресора

$$\eta_{ад} = \frac{N_{ад}}{N_k}.$$

36 Політропна потужність, Вт,

$$N_{пол} = \frac{n}{n-1} p_{вс}^{11} \cdot V^1 \cdot \left[\left(\frac{p_{н2}}{p_{вс}}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

37 Політропний коефіцієнт корисної дії компресора

$$\eta_{пол} = \frac{N_{пол}}{N_k}.$$

9 ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ВИПРОБУВАНЬ

Використовуючи отримані за результатами випробувань компресора дослідні дані, розраховують його основні показники:

1 Робота стиснення за ізотермою, Дж/м³,

$$L_{із} = p_{вс} \ln \frac{p_{нз}}{p_{вс}}.$$

2 Робота стиснення за адіабатою, Дж/м³,

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} p_{вс} \ln \left[\left(\frac{p_{нз}}{p_{вс}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

3 Середній індикаторний тиск, Па,

$$P_i = \frac{\delta \cdot m}{\mu \cdot l}.$$

4 Індикаторна потужність і-го циліндра, кВт,

$$N_i = \frac{P_i F_n S n}{1000 \cdot 60}.$$

5 Індикаторна потужність компресора, кВт,

$$N_k = 2N_i.$$

6 Об'ємна продуктивність компресора при змінах всмоктування, м³/хв,

$$V = \frac{V_u}{\tau}.$$

7 Об'ємна продуктивність компресора при змінах нагнітання, м³/хв,

$$V_m = V \frac{p_{вс}}{p_{н2}} \cdot \frac{T_{н2}}{T_{вс}}.$$

8 Об'ємна продуктивність компресора за нормальних фізичних умов (барометричний тиск – 101500 Па, температура – 0 °С), м³/хв,

$$V_k = V \frac{p_{вс}}{101500} \cdot \frac{273}{T_{вс}}.$$

9 Потужність на клеммах електродвигуна, кВт,

$$Ne = \frac{U \cdot I}{1000}.$$

10 Механічний ККД компресора

$$\eta = \frac{N_k}{Ne \cdot \eta_{ел.дв} \cdot \eta_{пер}},$$

де $\eta_{ел.дв} = 0,97$ – ККД електродвигуна;

$\eta_{пер} = 0,92$ – ККД передачі.

11 Об'ємний коефіцієнт компресора (за індикаторною діаграмою)

$$\lambda_0 = \frac{DC}{AC}.$$

12 Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \frac{V_k}{2 \cdot F \cdot S}.$$

13 Ізотермічний ККД компресора

$$\eta_{iz} = \frac{L_{iz} V_k}{6 \cdot 10^4 N_k}.$$

14 Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad} V_k}{6 \cdot 10^4 N_k}.$$

10 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОЛІТРОПНОГО ПРОЦЕСУ СТИСНЕННЯ

1 Об'єм повітря на початку процесу стиснення дорівнює сумі з об'єму описуваного при переміщенні поршня V_e і об'єму «шкідливого» простору $V_{ш}$, м³:

$$V_1 = V_e + V_{ш} = \bar{V}_h + V_{ш}.$$

Примітка. Досліджуваний одноступінчатий компресор для збільшення продуктивності має спарені циліндри. За рахунок того, що поршні знаходяться в протилежних положеннях, максимальне навантаження на шатунно-кривошипний механізм не збільшується. Таке конструктивне рішення часто більш доцільно, ніж збільшення діаметра циліндра.

При термодинамічному аналізі процесу стиснення розрахунок характеристик процесу виконується для одного циліндра.

2 Маса стисненого повітря, кг, визначається з рівняння стану ідеального газу, тому що повітря за властивостями близьке до нього,

$$M = \frac{p_{вс} V_{вс}}{RT_{вс}}.$$

3 Об'єм повітря наприкінці процесу стиснення $V_{н2}$, м³, знаходиться з рівняння стану,

$$V_{н2} = \frac{RT_{н2}}{p_{н2}}.$$

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

$$p_{вс} V_{вс}^n = p_{н2} V_{н2}^n,$$

звідки

$$n = \frac{\lg \frac{p_{н2}}{p_{вс}}}{\lg \frac{V_{вс}}{V_{н2}}}.$$

5 Робота, виконана над газом у політропному процесі стисненні 1-2 при переміщенні поршня (має знак «мінус»), обчислюється за формулою, Дж,

$$L_{1-2} = \frac{MR}{n-1} (T_{вс} - T_{н2}).$$

6 Зміна внутрішньої енергії ΔU_{1-2} у процесі стиснення визначається з виразу, Дж,

$$\Delta U_{1-2} = M \cdot c_{Vm} (T_{н2} - T_{вс}),$$

де $c_{Vm} = 713$ Дж/(кг·К) – середня масова теплоємність повітря при постійному об'ємі.

У політропному процесі стиснення температура підвищується, отже ΔU має знак «плюс».

7 Кількість теплоти Q_{1-2} , відведена від газу через стінки циліндра в процесі стиснення (має знак «мінус»), Дж,

$$Q_{1-2} = M c_{nm} (T_{н2} - T_{вс}),$$

де c_{nm} – середня масова теплоємність у політропному процесі стиснення, Дж/(кг К),

$$c_{nm} = c_{Vm} \frac{n - k}{n - 1}.$$

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

Оскільки процес політропного стиснення протікає з відведенням тепла ($dq < 0$), але температура газу при цьому все-таки підвищується ($dT > 0$), то відповідно до виразу $C = \frac{dq}{dT}$ знак теплоємності буде «мінус».

8 Правильність зроблених розрахунків необхідно перевірити за допомогою виразу першого закону термодинаміки ($Q = \Delta U + L$), що для політропного процесу стиснення можна записати в такому вигляді:

$$L = Q - \Delta U.$$

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

9 Зміну ентропії ΔS_{1-2} політропного процесу можна знайти за формулою, Дж/(кг·К),

$$\Delta S_{1-2} = c_{nm} \ln \frac{T_{нз}}{T_{вс}}.$$

10 Для побудови графіка політропного процесу в Т-S-діаграмі необхідно також визначити значення ентропії в початковій точці процесу, Дж/(кг·К), вважаючи, що при нормальних фізичних умовах $S_n=0$. Звідси

$$\Delta S_1 = c_{pm} \ln \frac{T_{нз}}{273} - R \ln \frac{P_{вс}}{101300}.$$

Тут $c_{pm}=1000$ Дж/(кг·К) – середня масова теплоємність повітря при постійному тиску.

Тоді

$$S_{нз} = S_{вс} + \Delta S_{1-2}.$$

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- 1 Компресор: поняття, призначення.
- 2 Пояснити принцип роботи одноступінчатого компресора.
- 3 Які параметри і за допомогою яких приладів вимірюються в процесі виконання лабораторної роботи?
- 4 Які процеси можливі при стисненні газу в компресорі? Який процес є найбільш вигідним?
- 5 Якими рівняннями визначається робота на привод компресора при ізотермічному, адіабатному і політропному процесах стиснення?
- 6 Дійсна індикаторна діаграма одноступінчатого компресора.
- 7 «Мертвий» простір. Як впливає об'єм «мертвого» простору на процес стиснення газу?
- 8 Об'ємний ККД компресора.

9 До яких тисків стиснення газу застосовують одноступінчатий компресор?

10 Як визначити масу і параметри стану робочого тіла в початковій і кінцевій точках процесу стиснення?

11 Визначити роботу, зміни внутрішньої енергії і кількість відведеного тепла в процесі стиснення.

12 Сформулювати перший закон термодинаміки стосовно до політропного процесу стиснення в компресорі.

13 Пояснити особливості перетворення механічної енергії в теплову в адіабатному й ізотермічному процесах стиснення. Які зміни необхідно внести в конструкцію компресора, щоб наблизити процес стиснення повітря до адіабатного процесу, ізотермічного процесу?

14 Граничні значення показника політропи в процесі стиснення повітря в компресорі.

15 У якому з можливих процесів стиснення – політропному, ізотермічному та адіабатному – значення кінцевої температури T_2 буде найбільшим, а в якому – найменшим?

16 Сформулювати поняття теплоємності для політропного процесу стиснення, а також для адіабатного й ізотермічного процесів.

17 Показати відносне розташування ліній політропного адіабатного й ізотермічного процесів стиснення pV - і $T-S$ -координатах. Як графічно ілюструється робота, затрачувана на привод компресора?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Перстик А. Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Высшая школа, 1972. – 342 с.

2 Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

3 Техническая термодинамика: Учеб. пособие для вузов / В. И. Крутов и др.; Под ред. В. И. Крутова. – М.: Высшая школа, 1991. – 344 с.

4 Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1974. – 448 с.

5 Пластинин П.И. / Теория и расчет поршневых компрессоров / - М.: ВО Агропромиздат, 1987. – 271.

6 Фуляндра О.Ф. Технічна термодинаміка: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. – К.: Техніка, 2001. – 320 с.