

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**



**Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В.,
Гайдук С.В., Грудка Б.Г.**

**ПРОЕКТУВАННЯ ПОРШНЕВОГО
КОМПРЕСОРА ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН
ТА ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ**

Посібник до самостійної роботи

Одеса – 2017

Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В, Гайдук С.В., Грудка Б.Г.
Проектування поршневого компресора холодильних машин та теплових насосів:
посібник до самостійної роботи. – Одеська національна академія харчових
технологій, 2017. – 113 с.

Навчальний посібник призначено для студентів спеціальності
142 «Енергетичне машинобудування».

Рецензент: Дорошенко О.В., д.т.н., професор Одеської національної академії
харчових технологій

Розглянуто та рекомендовано до видання на засіданні кафедри
кріогенної техніки

Протокол № __ від _____ 20__ р.

Завідувач кафедри

Симоненко Ю.М.

Розглянуто та рекомендовано до видання на засіданні Ради зі спеціальності
142 «Енергетичне машинобудування».

Протокол № __ від _____ 20__ р.

Голова Ради

Хмельнюк М.Г.

ЗМІСТ

РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ПРОЕКТУВАННЯ	5
1. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ НА ПРОЕКТУВАННЯ	20
2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК	21
2.1. Одноступенева холодильна машина (тепловий насос)	21
2.2. Регенеративна холодильна машина (тепловий насос)	24
2.3. Регенеративна машина з безсальниковим (герметичним) компресором	25
2.4. Спеціальні розрахунки	26
3. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК	27
3.1. Визначення основних розмірів і параметрів	27
3.2. Попереднє конструювання	28
4. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК	34
4.1. Теоретичні основи	34
4.1.1. Основні поняття кінематики кривошипно-шатунного механізму	35
4.1.2. Сили, що діють в компресорі	35
4.1.3. Сили і моменти, що діють в одноциліндровому компресорі	38
4.2. Визначення мас рухомих частин	40
4.2.1. Визначення мас, що рухаються зворотно-поступально	40
4.2.2. Визначення мас, що рухаються обертально	42
4.3. Побудова діаграм зусиль, що діють на механізм руху	43
4.3.1. Розрахункові залежності	43
4.3.2. Побудова діаграм	45
4.4. Визначення махових мас і конструювання маховика	48
4.5. Урівноваження сил інерції	52
4.5.1. Одноциліндровий компресор	52
4.5.2. Двоциліндровий вертикальний компресор	53
4.5.3. Двоциліндровий компресор з кутом розвалу циліндрів 90°	53
4.5.4. Чотирициліндровий У- подібний компресор	53
4.5.5. Шестициліндровий W- подібний компресор	54
4.5.6. Восьмициліндровий УУ-подібний компресор	54
4.5.7. Трициліндровий зіркоподібний компресор	55
4.6. Конструювання противага	55
5. РОЗРАХУНОК ГАЗОВОГО ТРАКТУ	57
5.1. Патрубки компресора	58
5.2. Вікна в гільзі	58
5.2.1. Вікна в гільзі прямооточного компресора	58
5.2.2. Окна в гільзі непрямоточного компресора	59
5.3. Клапани	60
6. РОЗРАХУНОК ВУЗЛІВ І ДЕТАЛЕЙ НА МІЦНІСТЬ	64
6.1. Теоретичні основи розрахунку	64

6.2. Розрахунок на міцність нерухомих деталей	65
6.2.1. Гільза циліндра	66
6.2.2. Блоккартер	66
6.2.3. Верхня кришка циліндрі	67
6.2.4. Шпильки (болти, гвинти) верхньої кришки циліндрі	67
6.3. Розрахунок на міцність рухомих деталей	68
6.3.1. Поршень	68
6.3.2. Поршневий палець	70
6.3.3. Поршневе кільце	71
6.3.4. Шатун	72
6.3.5. Шатунний болт	76
6.4. Розрахунок сальника	77
6.5. Розрахунок вала	78
6.5.1. Розрахунок вала на міцність	81
6.5.2. Розрахунок вала на жорсткість	82
7. РОЗРАХУНОК КОРИННИХ ПІДШИПНИКІВ	83
7.1. Корінні підшипники кочення	83
7.2. Корінні підшипники ковзання	84
8. РОЗРАХУНОК ЗМАЩЕННЯ КОМПРЕСОРА	85
8.1. Розрахунок оливи за кількістю тепла, відведеного від поверхонь, що труться	85
8.2. Розрахунок оливи з умови її видавлювання через торцеві зазори підшипників	85
8.3. Розрахунок геометричних розмірів оливнонасосів	87
8.3.1. Шестерний оливнонасос	88
8.3.1.1. Шестерний оливнонасос із зовнішнім зчепленням	88
8.3.1.2. Шестерний оливнонасос із внутрішнім зчепленням	89
8.3.2. Ротаційний оливнонасос	90
8.3.3. Плунжерний оливнонасос	90
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	91
ДОДАТКИ	
Додаток 1. Основні дані поршневих компресорів, що випускаються в СНГ	92
Додаток 2. Каталоги електродвигунів	94
Додаток 3. Нормальні розміри	97
Додаток 4. Сортамент труб, що застосовуються в холодильних машинах і теплових насосах	98
Додаток 5. Конструкції сучасних поршневих компресорів	99

РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ПРОЕКТУВАННЯ

Першим етапом виконання індивідуальної самостійної роботи є формування технічного завдання, в яке входить:

- призначення і географічне розташування холодильної машини (теплого насосу) з проектованим компресором з метою визначення:
 - продуктивності (холодопродуктивності для холодильної машини, теплопродуктивності – для теплового насосу);
 - температури виробленого холоду і як функції від неї температури кипіння робочої речовини;
 - температури охолоджуючого середовища і як функції від неї температури конденсації робочої речовини;
- вибір робочої речовини;
- вибір ступеня герметизації компресора і типу приводу.

Введення індивідуальну роботу повинно мати: завдання на проектування, опис галузі застосування компресора (якщо є, то особливі вимоги до його конструкції), класифікацію компресора відповідно до загальної класифікації поршневих компресорів, опис основних вузлів компресора. Особливо слід відзначити відміну конструкції розроблюваного компресора від обраного прототипу, його переваги з точки зору запропонованих в завданні нових конструкцій вузлів і деталей (використання нових конструкційних матеріалів), технологічності, масогабаритних характеристик, надійності та ін.

Розділи розрахунково-пояснювальної записки рекомендується виконувати чітко у відповідності з послідовністю викладеному матеріалу в даному навчальному посібнику, що дасть змогу не відчувати нестачу у вихідних даних, отриманих в результаті проведення попередніх розрахунків. Розрахунки по окремим пунктам (що буде обговорено) можуть бути пропущені, а дані, які ПОТРІБНО було б розрахувати, вибрати безпосередньо з конструкції серійно випускаємих компресорів.

При виконанні завдання після визначення основних розмірів і параметрів компресора слід вибрати прототип проектного компресора. Після ретельного ознайомлення з кресленнями та опису з конструкцією прототипу, студент повинен оцінити дану конструкцію, намагаючись використовувати в проекті новітні досягнення в області компресоробудування. Обраний прототип не повинен бути основою для копіювання конструкції при проектуванні, так як різниця у головних розмірах прототипу і проектного компресора потребують зміни основних компоновальних розмірів проектного компресора. Необхідно підкреслити, що вибір основних розмірів, окремих деталей і вузлів повинні забезпечувати раціональність конструкції, її технологічність та раціональні запаси міцності.

При оформленні розрахунково-пояснювальної записки обов'язковим є ілюстративне доповнення розрахунків. Необхідними є зображення схеми холодильної машини і її циклу в діаграмах стану, ескізне опрацювання (на міліметровому папері) шатунно-поршневої групи і фрагмента колінчастого валу, ескізи розрахованих на міцність деталей (їх фрагментів) з вказівкою всіх розмірів, які використовуються для проведення розрахунків на міцність.

Необхідно відзначити, що розрахунки на міцність вузлів і деталей компресора є незалежними один від одного, тому, на розсуд керівника проекту, об'єм розрахунків, приведених в навчальному посібнику, може бути зменшений.

Об'єм графічної частини індивідуального завдання може коливатися в широкому діапазоні, проте обов'язковим є поздовжній розріз компресора, котрий дає найбільше представлення про конструкцію вузлів і деталей компресора. Поперечний розріз компресора може виконуватися як повністю, так і в скороченому варіанті з зображенням в розрізі лише однієї шатунно - поршневої групи і зв'язаних з нею клапанів.

Для студентів, майбутня кваліфікація яких відповідно до обраної спеціальності є «інженер-механік», а, отже, передбачає можливість працювати в конструкторських бюро заводів-виробників компресорного устаткування, рекомендується виконати деталювання одного із вузлів компресора (третій лист графічної частини): клапанної групи, сальника, колінчастого вала, шатунно-поршневої групи, маслонасоса і ін..

Для студентів, які в майбутньому будуть мати кваліфікацію «інженер-енергетик», рекомендується третій лист графічної частини замінити варіантними розрахунками об'ємних і енергетичних характеристик компресора, при роботі на різних режимах або при переході на нові, альтернативні робочі речовини.

Умовні позначення

a, b	довільні розміри (м)
c_m	середня швидкість поршня (м/с)
c	відносний «мертвий простір»
D	діаметр циліндра (м)
d	довільний діаметр (м)
F, f	площа (м ²)
I	сила (Н)
h	питома ентальпія робочої речовини (кДж/кг)
H, h	довільна висота (м)
w	питома робота (кДж/кг)
L, l	довільний розмір (м)
M_a	масова витрата робочої речовини за одиницю часу (кг/с)
M	момент сили (Н·м)
m	маса (кг)
m	показник політропи зворотного розширення із «мертвого простору»
N	сила (Н)
N	потужність (кВт)
n	частота обертання вала (1/с)
n	показник політропи стиснення
S	хід поршня (м)
S	сила (Н)
P	сила (Н)
p	тиск (МПа)
R	сила (Н)
R, r	довільний радіус (м)
Q	тепло, тепловий потік (кДж, кВт)
$[q]$	допустимий тиск (МПа)
T, t	температура (К, °С)
T	сила (Н)
V, v	об'єм, питомий об'єм (м ³ , м ³ /кг)
V_h	об'єм, описаний поршнями циліндра в одиницю часу (м ³ /с)
$[\bar{y}]$	допустимий прогин вала (м)
z	кількість циліндрів компресора

грецькі символи

α	кут повороту кривошипа(град)
α, β	коефіцієнти
δ	довільний розмір (м)
λ	коефіцієнт подачі компресора
λ	відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна
μ	масштабний коефіцієнт
η	коефіцієнт корисної дії
ψ	відношення ходу поршня до діаметра циліндра
ρ	густина матеріалу деталі (кг/м ³)
ω	кутова швидкість обертання вала (рад/с)
$[\sigma], [\tau]$	допустиме напруження (МПа)
θ	різниця температур

верхні символи

v	верхній
vn	внутрішній
n	нижній
$зов$	зовнішній
max	максимальний
min	мінімальний

нижні символи

$вс$	всмоктувальний
$к$	конденсація
$т$	теоретичний
$наг$	нагнітання
$о$	кипіння
$пр$	противоага
$ср$	середній
$ел$	електричний
i	індикаторний
S	зворотно-поступальний
R	обертально

Класифікація поршневих компресорів

Компресори холодильних машин і теплових насосів слугують для відсмоктування парів робочої речовини з випарника і нагнітання їх в конденсатор.

Першою класифікаційною ознакою прийнято вважати величину холодопродуктивності компресора, розраховану при роботі компресора в стандартному режимі ($t_o = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$). Ці класифікаційні межі чітко не встановлені, а практично визначаються серіями компресорів основних випускаючих фірм:

- до *дрібних* компресорів відносять компресори холодопродуктивністю до 0,5 кВт;
- *малими* зазвичай вважають компресори холодопродуктивністю 0,5...12 кВт (потужністю двигуна від 0,5 до 6 кВт).
- *середні* компресори мають діапазон холодопродуктивності 12 ... 120 кВт (потужність двигуна 8 .. 20 кВт і вище).

до *великих* компресорів відносяться компресори холодопродуктивністю понад 120 кВт.
Друга класифікаційна ознака компресора визначається відповідно до робочої речовини, яка використовується. Відповідно до цього компресори бувають:

- аміачні;
- фреонові* (робочі речовини HFC-або HCFC-типу);
- вуглекислотні;
- пропанові;
- повітряні.

Сьогодні багато компресорів що випускаються є універсальними, а саме призначеними для роботи в широкому діапазоні температур (тисків) на різних робочих речовинах, іноді схожих між собою (наприклад, R22 і R717 (аміак)) з незначними конструктивними відмінностями або взагалі без них.

В залежності від температури кипіння робочої речовини, поршневі компресори підрозділяються на:

- *низькотемпературні* ($t_o \leq -30^\circ\text{C}$);
- *середньотемпературні* ($t_o \approx -30^\circ\text{C} \dots -10^\circ\text{C}$);
- *високотемпературні* ($t_o \approx -10^\circ\text{C} \dots 20^\circ\text{C}$).

За деякими умовами роботи компресорів у різних областях, компресори бувають:

- *стаціонарні* (універсальні);
- *спеціальні*:
 - підтискаючі;
 - дожимаючі;
 - транспортні;
 - судові;
 - тропічні.

За швидкохідністю, а саме, за частотою обертання вала, компресори бувають:

- *низькооборотні*, які відповідають $n \leq 16 \text{ сек}^{-1}$ (960 об/хв);
- *високооборотні* $n \geq 16 \text{ сек}^{-1}$, хоча оцінка частоти обертання вала без урахування розмірів компресора не є повною.

* термін «фреон» десятки років використовувався для узагальнення назви всіх робочих речовин HFC-або HCFC-типу. Слово «фреон» є торговою маркою, використання якої (при синтезі цих робочих речовин) регламентується міжнародними нормативно-правовими актами. У зв'язку з цим з 70-х років у радянській літературі з'явився термін «хладон». За пропозицією Міжнародного Інституту Холоду (Париж, Франція) нині визнається тільки два терміни: «холодильний агент» (для холодильної машини) і «робоча речовина» (для теплового насоса).

У поршневих компресорах стиснення робочої речовини здійснюється шляхом примусового зменшення об'єму циліндра рухомим поршнем, тому вони отримали назву компресорів *об'ємного типу*.

Компресори, у яких поршень здійснює всередині циліндра зворотно-поступальний рух, прийнято називати *поршневими*. Компресори, в яких поршень (ротор) обертається, називаються *ротаційними* (пластинчастими або з поршнем, який котиться). Компресори із одним, двома або трьома гвинтовими роторами, що обертаються синхронно, названо *гвинтовими*. У цьому посібнику розглядаються тільки поршневі компресори.

Багатоманітність параметрів, характеристик і призначень поршневих компресорів спричинило багато різних конструктивних рішень і компоновок. Для зіставлення переваг різних конструктивних рішень шляхом аналізу можливо визначати для кожного випадку краще конструктивне рішення (можна визначати оптимальне рішення, але проблеми оптимізації вирішуються виключно на виробництві як функція від наявної технологічної бази). Для проведення порівняльного аналізу існує класифікація компресорів по конструктивним ознакам.

Перетворення обертального руху валу в поступальний рух поршня потребує наявності кривошипно-шатунного або кулісного механізму руху (рис.1).

Кривошипно-шатунні механізми поділяються на крейцкопфні (передача руху від крейцкопфа до поршня проводиться за допомогою штока – рис.1а) і безкрейцкопфні (поршень одночасно виконує функції крейцкопфа і повинен мати добре розвинену бічну поверхню – рис.1б). Безкрейцкопфні компресори простіші за конструкцією, мають менші масогабаритні характеристики. Верхня їх межа споживаної потужності 120 ... 150 кВт.

Крейцкопфні компресори мають істотний недолік, а саме, в них застосовується роздільна система змащення: механізм руху змащується машинною оливою, циліндри – компресорною. Безкрейцкопфні компресори мають єдину систему змащення компресорною (досить дорогою порівняно з машинною) оливою. При такій системі змащення відбувається важко регульоване винесення масла з картера в циліндри, а потім з робочою речовиною із компресора в усі теплообмінні апарати.

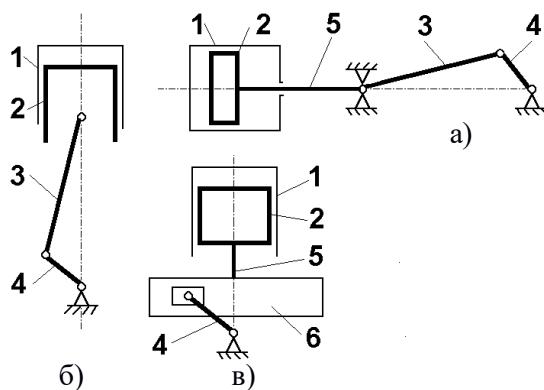


Рис.1. Кінематичні схеми механізму руху:
а) кривошипно-шатунний крейцкопфний;
б) кривошипно-шатунний безкрейцкопфний;
в) кулісний; 1 - циліндр; 2 - поршень;
3 - шатун, 4 - кривошип, 5 - шток; 6 – куліса

Великі холодильні компресори переважно випускалися крейцкопфні. Останнім часом крейцкопфні компресори зняті з виробництва (за рідкісним винятком), істотно скоротилося їх число і серед тих, які знаходяться в експлуатації.

З кулісним механізмом (рис. 1в) випускають тільки дрібні компресори для побутової техніки.

В безкрейцкопфних компресорах об'єм циліндра, звернений до картера, залишається неробочим, стиснення робочої речовини відбувається однією стороною поршня. Такий компресор отримав назву компресора простої дії (рис.1.б,в). У компресорах подвійної дії стиснення проводиться обома сторонами поршня по черзі (рис.1а). Компресори подвійної дії можуть бути тільки крейцкопфні.

У зв'язку з особливостями конструктивного рішення, безкрейцкопфні компресори в порівнянні з крейцкопфними мають відносно більші значення: витоку робочої речовини з робочого об'єму циліндра; втрати енергії на механічне тертя; зносу поршнів і циліндрів.

Компресори простої і подвійної дії, в яких клапани розташовуються в стінках і кришках циліндра отримали назву *непрямоточні*, по зміні напрямку руху робочої речовини в циліндрі разом з ходом поршня (рис.2, 3). Іншим типом компресора по розташуванню клапанів є

прямоточні. У них всмоктувальні клапани розташовані в поршні, а нагнітальні – в кришці циліндра. Прямоточні компресори можуть бути тільки компресорами простої дії (рис.4).

Кожен з цих типів компресорів має переваги і недоліки, які необхідно враховувати і оцінювати при проектуванні. Часто вирішальними в цьому виборі виявляються конструктивні й технологічні міркування.

У середніх і великих безкрейцкопфних компресорах картер заповнений робочою речовиною при тиску всмоктування (кипіння - p_0), яке часто відрізняється від атмосферного. Для відділення від атмосфери внутрішньої порожнини компресора навколо обертового вала встановлюють ущільнення - сальник. Такі компресори отримали назву *сальникові* (в іноземній літературі - відкриті) - рис.5. Електродвигун розташований зовні компресора.

Можливе розташування електродвигуна в картері компресора (без якої-небудь зміни механізму руху і стиску). В цьому випадку сальник відсутній, а компресор отримав назву *безсальниковим* (напівгерметичний) - рис.6.

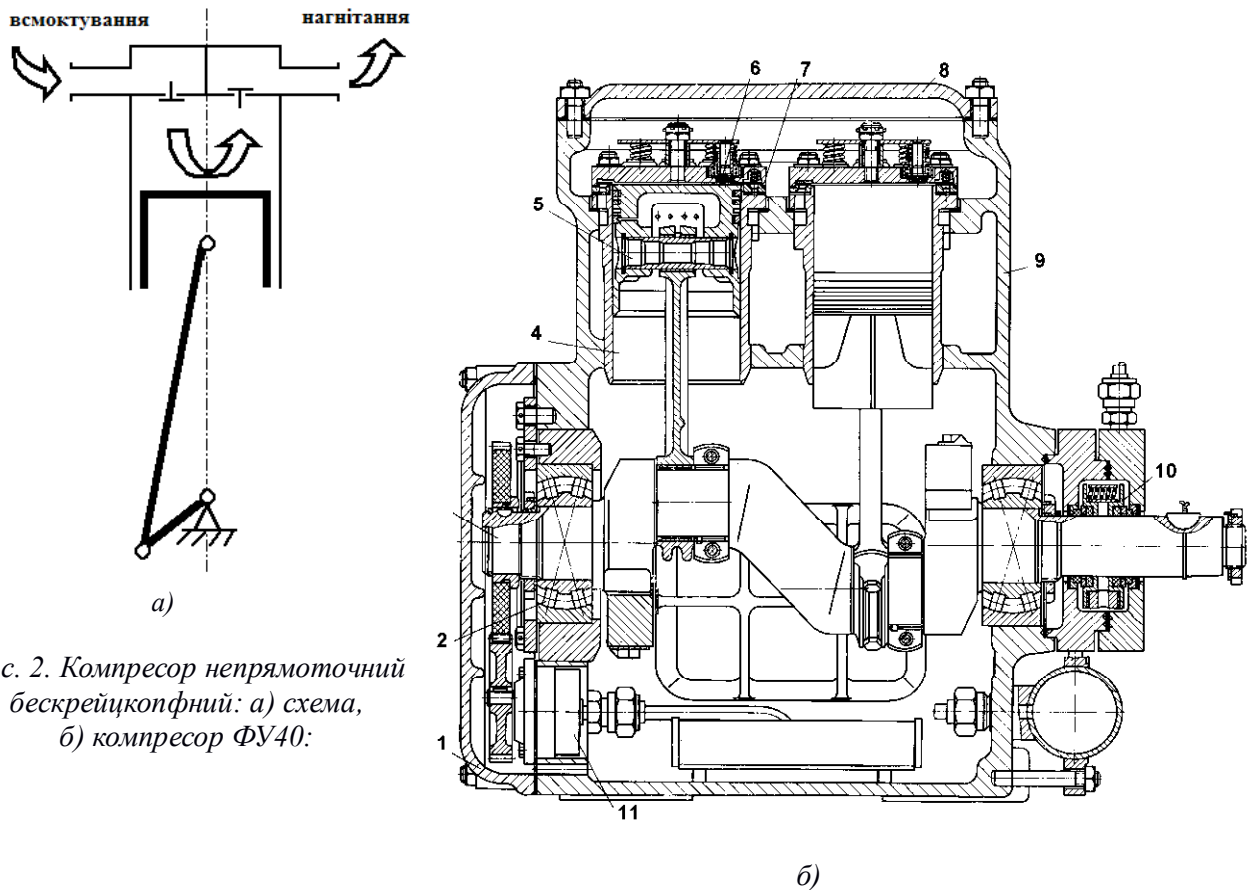


Рис. 2. Компресор непрямоточний
бескрейцкопфний: а) схема,
б) компресор ФУ40:

1 – передня кришка, 2 – корінний підшипник, 3 – колінчастий вал, 4 – гільза; 5 – шатунно-поршнева група; 6 – нагнітальний клапан, 7 – всмоктувальний клапан; 8 - кришка циліндра; 9 – блоккартер; 10 – сальник; 11 – оливонасос

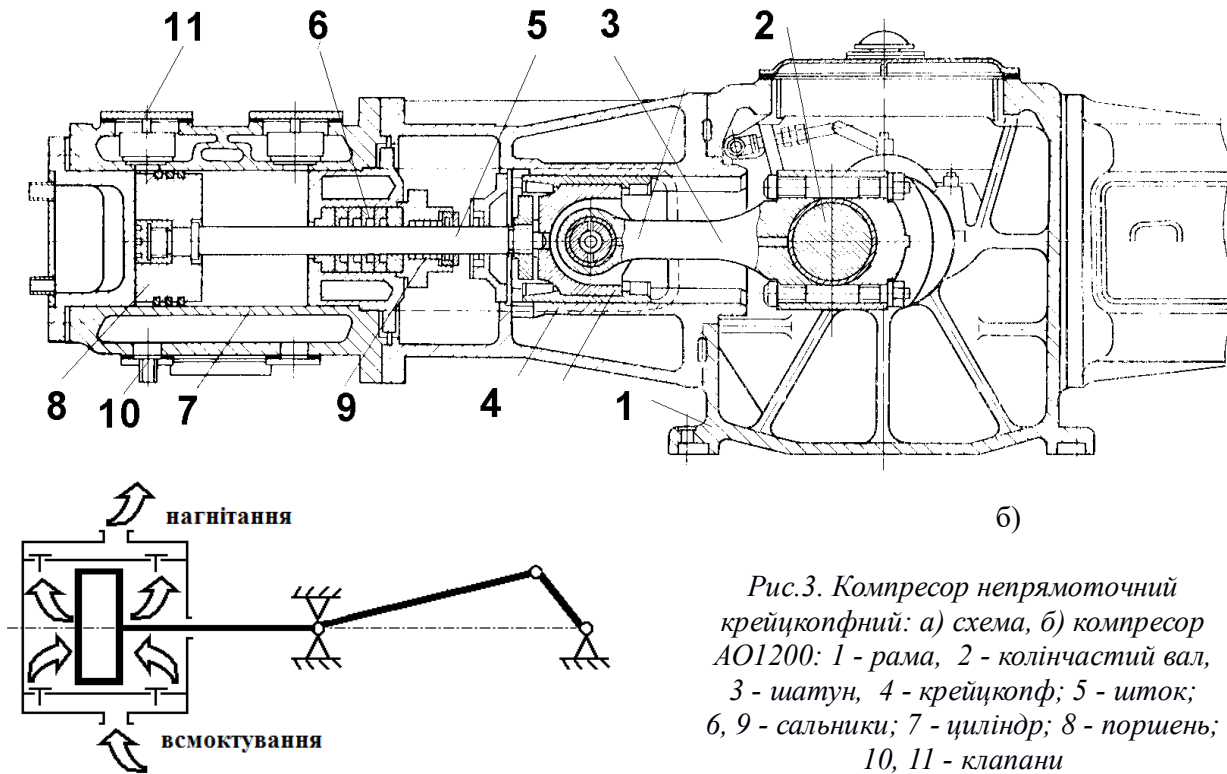


Рис.3. Компресор непрямоточний кривокопфний: а) схема, б) компресор АО1200: 1 - рама, 2 - колінчастий вал, 3 - шатун, 4 - кривокопф, 5 - шток; 6, 9 - сальники; 7 - циліндр; 8 - поршень; 10, 11 - клапани

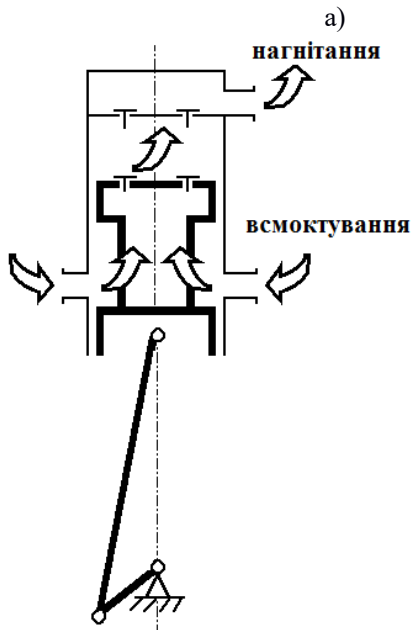
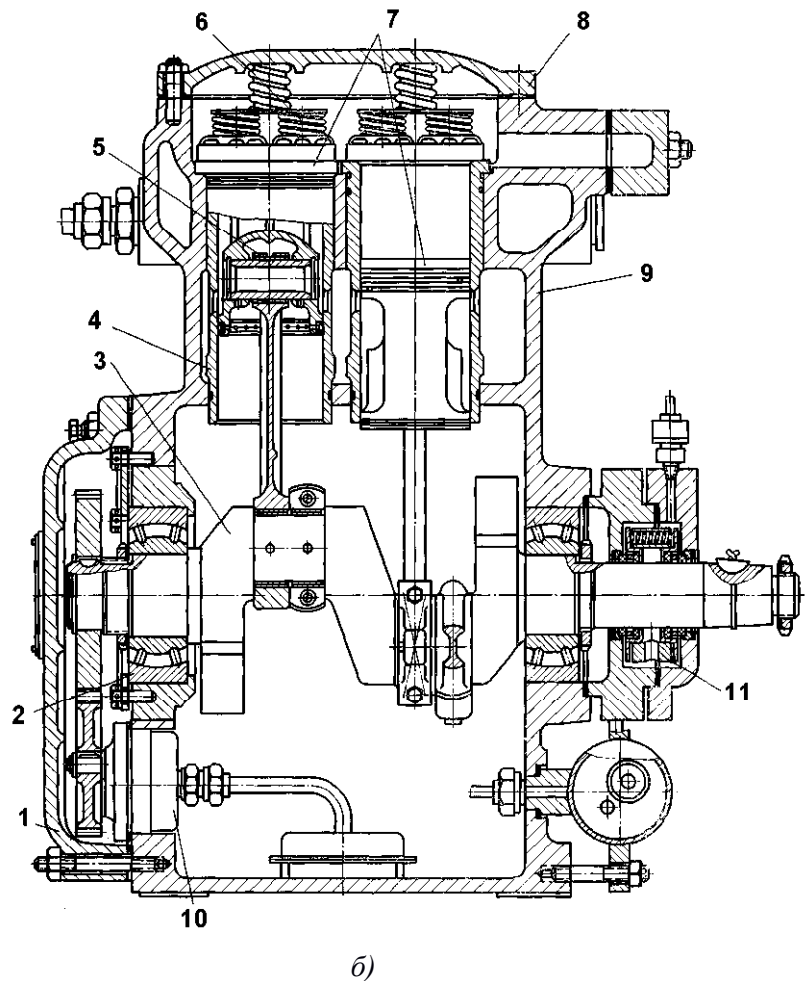


Рис.4. Компресор прямоточний бескрейцкопфний:
а) схема, б) компресор ФУ45:
1 - передня кришка, 2 - корінний підшипник, 3 - колінчастий вал, 4 - гільза; 5 - шатунно-поршнева група; 6 - нагнітальний клапан, 7 - всмоктувальний клапан; 8 - кришка циліндра; 9 - блоккартер; 10-оливонасос; 11 - сальник



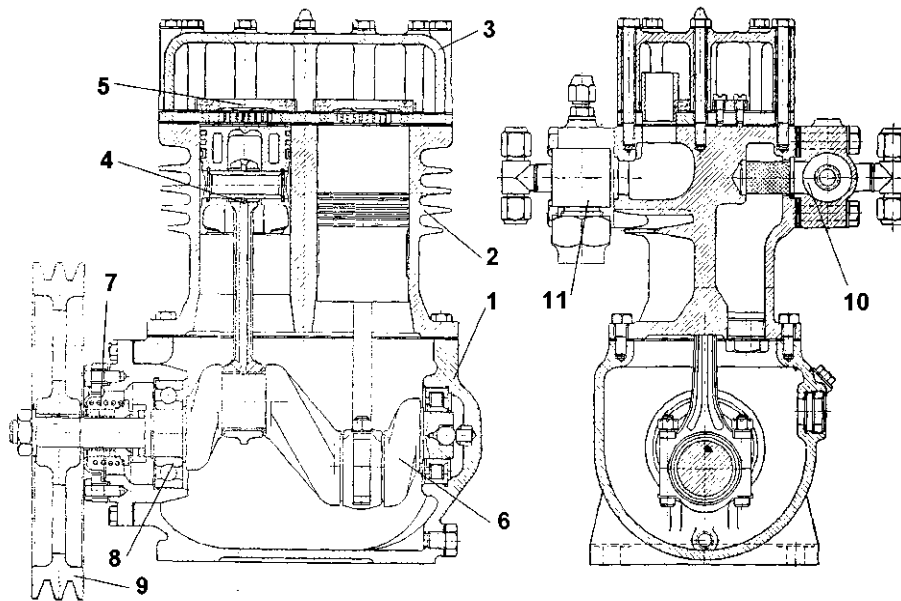


Рис.5. Компресор ФВ6 (1П10-2-0, 2) сальниковий, блокциліндровий, вертикальний, двоциліндровий, непрямоточний, з приводом через клиноремінну передачу:
1 - картер; 2 - блок циліндрів; 3 - верхня кришка; 4 - шатунно-поршнева група; 5 - клапанна група; 6 - колінчастий вал; 7 - сальник; 8 - корінний підшипник; 9 - шків клиноремінної передачі (маховик); 10 - всмоктувальний вентиль; 11 - нагнітальний вентиль.

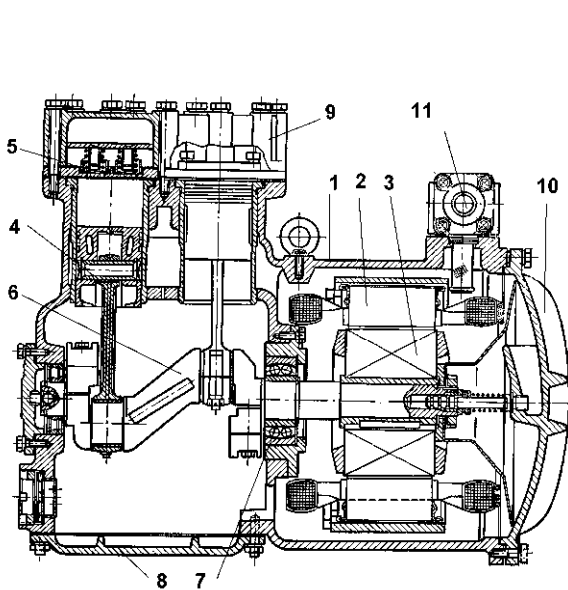


Рис.6. Компресор ФВ6БС (5П7-2-0, 24) безсальниковий, вертикальний, двоциліндровий, непрямоточний, з безпосереднім приводом: 1 - блоккартер; 2 - статор електродвигуна; 3 - ротор електродвигуна; 4 - шатунно-поршнева група; 5 - клапанна група; 6 - колінчастий вал; 7 - корінний підшипник; 8 - нижня кришка; 9 - верхня кришка; 10 - бічна кришка; 11 - всмоктувальний вентиль

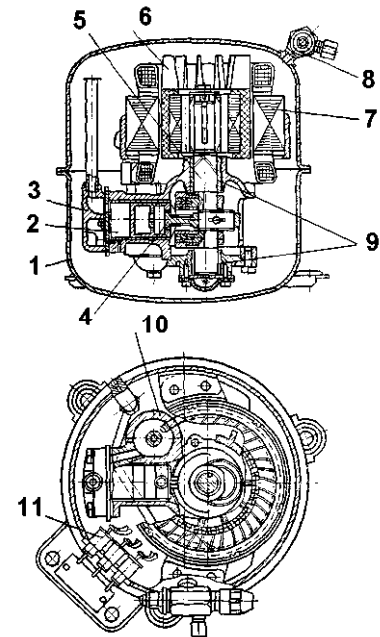


Рис 7. Компресор ФГ0, 45 (BC0, 45) герметичний, одноциліндровий, непрямоточний, з безпосереднім приводом:

1 - зовнішній кожух; 2 - циліндр, 3 - клапанна група; 4 - шатунно-поршнева група; 5 - ексцентриковий вал; 6 - ротор електродвигуна; 7 - статор електродвигуна; 8 - всмоктувальний вентиль; 9 - корінні підшипники ковзання; 10 - нагнітальна порожнина; 11 - прохідні контакти для підключення електродвигуна

Конструкції сальникових і безсальникових компресорів мають велике число роз'ємних з'єднань, що робить такий компресор ремонтпридатним на місці експлуатації.

Компресори, вмонтовані разом з електродвигунами в герметично закритий кожух (частіше за допомогою зварного з'єднання), називають герметичними (рис.7). Герметичні компресори неремонтпридатні на місці експлуатації. Основна область застосування герметичних компресорів – машини малих продуктивностей, частіше – побутова холодильна і теплонасосна техніка.

При проектуванні компресорів вибирають спосіб герметизації, виходячи з вимог експлуатаційної надійності до даного компресора в складі всієї машини. З точки зору теплового розрахунку, безсальниковий і герметичний компресори ідентичні.

За кількістю ступенів стиснення поршневі компресори розділяються (рис.8) на одноступеневі (стиснення у всіх циліндрах здійснюється від єдиного тиску всмоктування до єдиного тиску нагнітання) і багатоступеневі (стиснення в цілому по компресору здійснюється від p_o до p_k , але в різних циліндрах поетапно: від p_o до p_{np-i} від p_{np-i} до p_{np-i+1} від p_{np-i+1} до p_k). Циліндри всіх ступенів стиснення розташовані в одному картері (для безкрейцкопфних компресорів) або на одній рамі (для крейцкопфних компресорів). Найбільш поширені двоступеневі холодильні компресори (рис.8б).

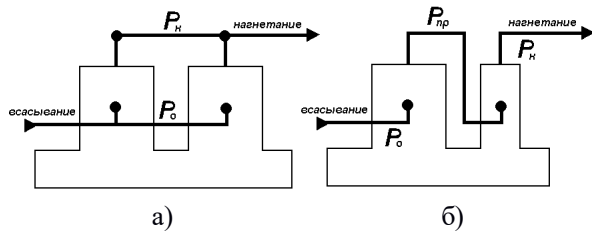


Рис.8. Схеми багатопоршневих (наприклад, 2-х) поршневих компресорів: а) одноступеневий; б) багатоступеневий (2-х ступеневий).

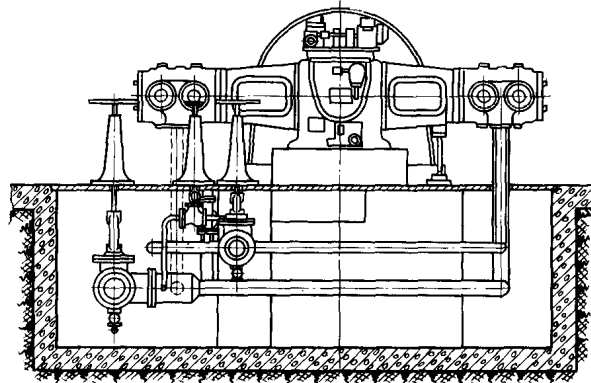


Рис.9. Крейцкопфний компресор

Головна тенденція при проектуванні - використовувати по можливості одноступінчаті компресори, як найбільш просту і надійну конструкцію

Всі компресори за кількістю циліндрів поділяються на *одноциліндрові* і *багатопоршневі*.

Чим більше в компресорі циліндрів, тим складніша його кінематична схема. Збільшення числа циліндрів послаблює пульсацію потоку робочої речовини в трубопроводах і проточних частинах компресора, сприяє кращому врівноваженню сил інерції, підвищенню частоти обертання вала, покращує масо-габаритні та економічні показники компресора, підвищує якість виготовлення компресора і його ремонт.

Тип будь-якого компресора визначається розташуванням циліндрів в просторі. По цьому пункту класифікації компресори бувають: *горизонтальні* (рис.9); *вертикальні* (рис.10); *кутові* (рис.11, 12).

Кутові безкрейцкопфні компресори, які виконуються V (або У)- подібними, W- подібним, VV (або УУ) -подібними, зіркоподібними, мають одноколінчатий двохопорний вал (рис.7) або двоколінчатий двохопорний вал (рис.5). У цих кінематичних схемах кількість циліндрів можливо: 2, 3 (дуже рідко), 4, 5, 6 і 8. Відомі холодильні компресори з числом циліндрів до 16.

По конструкції базових (корпусних) деталей розрізняють два типи безкрейцкопфних компресорів: *блокциліндрові* - ті, у яких циліндри або блоки циліндрів виготовлені окремо від картера (рис.5); *блоккартерні* - блок циліндрів і картер представляють єдиний виливок, а робочі поверхні циліндрів утворені вставними втулками (гільзами) - рис.6, 11 і 12. Ці компресори в даний час є найбільш досконалими серед безкрейцкопфних.

Привід компресора здійснюється від електродвигуна. Перевагами такого приводу є простота пристрою і обслуговування, компактність конструкції, надійність і постійна ступінь готовності до роботи, що є особливо важливо для автоматизації компресорної машини.

Передача крутного моменту з вала електродвигуна на вал компресора проводиться наступними способами:

- через клиноремінну передачу (рис.13а);
- через муфту (рис.13б);
- безпосередньо (рис. 6, 7).

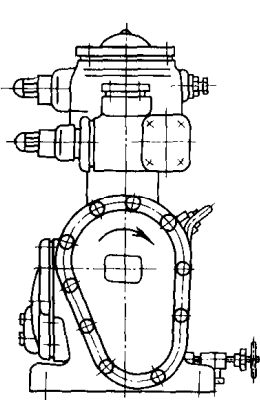


Рис.10. Компресор ФВ22*: сальниковий, вертикальний, 2-х циліндровий

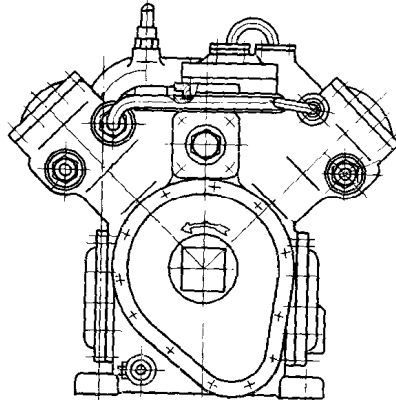


Рис.11. Компресор ФУ45*: сальниковий, V (У)-подібний, 4-х циліндровий

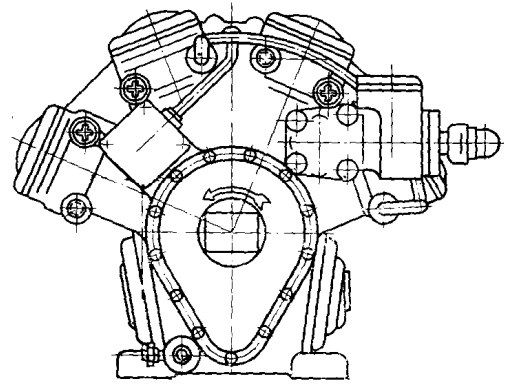
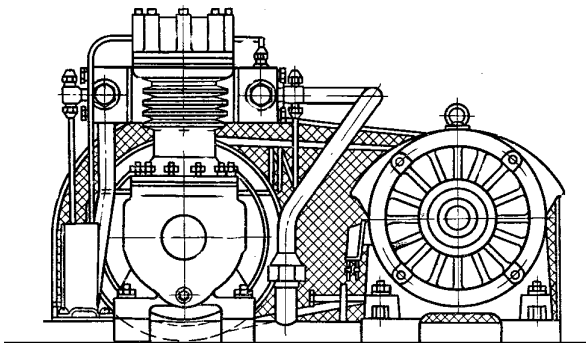
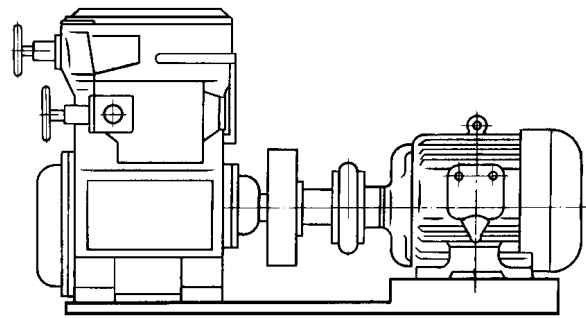


Рис.12. Компресор ФУУ90 *: сальниковий, VV (УУ)-подібний, 8-ми циліндровий



а)



б)

Рис.13. Привід сальникових компресорів: а) через клиноремінну передачу; б) через муфту

В безсальникових і герметичних компресорах ротор електродвигуна насаджується безпосередньо на вал компресора, а статор вбудовується в картер (рис.6, 7).

Класифікація холодильних поршневих компресорів по тискам зазвичай не проводиться, так як всі розглянуті компресори відносяться до класу компресорів низького тиску (тиск нагнітання не перевищує 10 МПа). Виняток становлять вуглекислотні компресори (компресори середнього тиску), в яких тиск нагнітання перевищує 10 МПа.

Все різноманіття розглянутих поршневих компресорів широко використовується на промислових холодильниках різного призначення, на харчових підприємствах, в сільському господарстві, в рибній промисловості, на транспорті, на підприємствах торгівлі, громадського харчування, в побуті, установках кондиціонування повітря, в лабораторіях і на випробувальних станціях і т.д.

Конструкція і технологія виготовлення сучасних поршневих холодильних компресорів дозволяє застосовувати їх при температурах кипіння $t_o \geq -100^\circ\text{C}$, конденсації $t_k \leq 100^\circ\text{C}$, навколишнього повітря в діапазоні $-40 \dots 85^\circ\text{C}$.

Ідеальний одноступеневий поршневий компресор

Процес стиснення в дійсному поршневому компресорі, його параметри і характеристики можуть бути вивчені і оцінені шляхом порівняння з ідеальним компресором, що має таку ж об'ємну продуктивність V_h і працює при тих же зовнішніх параметрах (тиску і температурі всмоктування $p_{вс}$ і $t_{вс}$ і тиску нагнітання $p_{наг}$).

Ідеальний компресор всмоктує об'єм робочої речовини, що дорівнює геометричному об'єму його циліндра і не має об'ємних і енергетичних втрат. Величина роботи, що витрачається на стиснення, може бути розрахована по відомим термодинамічним залежностям для оборотних політропічних процесів[5].

В ідеальному компресорі відсутні:

- втрати тиску робочої речовини, що рухається по проточним частинам компресора і через клапани;
- витік робочої речовини з циліндра через нещільне закриття клапанів або через зазор між поршнем і циліндром;
- тертя і пов'язана з ним витрата роботи в механізмі руху;
- теплообмін між робочою речовиною і стінками циліндра (процес стиснення ізоентропний або адіабатний);
- «мертвий простір» в циліндрі;
- тиск і температура робочої речовини в кінці процесу всмоктування залишаються постійними і рівними тим же значенням на вході в компресор;
- тиск і температура робочої речовини в кінці процесу нагнітання залишаються постійними і рівними тим самим значенням на виході з компресора.

Сумарний об'єм, описаний усіма поршнями ідеального компресора за одиницю часу (відповідно до системи одиниць СІ, за секунду), є *теоретичною об'ємною продуктивністю* компресора і носить технічну назва об'єм, описаний поршнями компресора. Ця величина визначається з рівняння

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot z, \text{ м}^3/\text{с}$$

Теоретична масова продуктивність ідеального компресора дорівнює

$$M_{aT} = \frac{V_h}{v_{вс}}, \text{ кг/с}$$

де $v_{вс}$ - питомий об'єм робочої речовини при всмоктуванні (при параметрах $p_{вс}$, $t_{вс}$).

Процес стиснення робочої речовини в ідеальному компресорі представлений на рис 14 у вигляді індикаторної діаграми в координатах p - S (тиск-хід поршня).

Повна робота, здійснена поршнем при стисненні робочої речовини за один оборот валу компресора, еквівалента в графічному вигляді площі індикаторної діаграми пл.1-2-3-4.

Для спрощення розрахунків і аналізу процесу стиснення в компресорі введено поняття *середнього індикаторного тиску* – p_i . Це умовно постійний тиск в циліндрі, долаючи який в процесі стиснення поршень здійснює таку ж роботу, що і при розрахунку за індикаторною діаграмою. Він визначається як висота прямокутника, рівновеликого індикаторній діаграмі, з довжиною основи, рівної ходу поршня S .

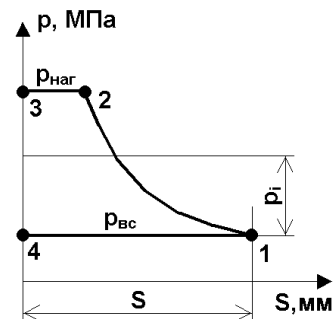


Рис.14. Індикаторна діаграма ідеального компресора

При зміні тиску всмоктування $p_{вс}$ при постійному тиску нагнітання $p_{наг}$ середній індикаторний тиск p_i змінюється, набуваючи максимального значення при певному відношенні тисків $p_{наг}/p_{вс}$ (рис.15), пл.1-2-3-4 більше пл.1'-2'-3-4' і пл. 1-2-3-4 більше пл. 1''-2''-3-4''.

Детально теорія ідеального компресора викладена в [1,5,14].

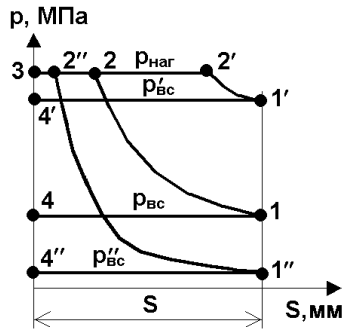


Рис.15 Індикаторна робота ідеального компресора при різних тисках всмоктування

Потужність, що підводиться до ідеального компресора, розраховують за середнім індикаторним тиском

$$N_{iT} = p_i \cdot V_h, \text{ кВт.}$$

Своєрідність компресорів холодильних машин полягає в їх спільній роботі з теплообмінними апаратами, тому продуктивність компресорів прийнято виражати через *питому холодопродуктивність* q_0 (кДж/кг), тобто холодильний ефект, одержуваний одиницею маси робочої речовини, що проходить через

випарник холодильної машини і надходить в компресор. Повна холодопродуктивність компресора (і холодильної машини також) визначається з рівняння

$$Q_{oT} = M_{aT} \cdot q_o, \text{ кВт.}$$

Використовується і інший вираз для визначення *холодопродуктивності* компресора

$$Q_{oT} = V_h q_v, \text{ кВт,}$$

де q_v – питома об'ємна *холодопродуктивність*, $q_v = q_0 / v_{вс}$, кДж / м³.

Різниця в методиці визначення питомої масової холодопродуктивності циклу призводить до різних значень холодопродуктивності компресора, незважаючи на те, що умови його роботи ($p_{наг} = \text{const}$, $p_{вс} = \text{const}$) і масова продуктивність M_{aT} можуть залишатися постійними. Для уніфікації методики розрахунку компресора, що працює в різних умовах (рис.16) необхідно використовувати вираз

$$q_o = h_1 - h_3, \text{ кДж/кг,}$$

де h_3 – ентальпія рідини на виході з конденсатора, що визначається по тиску конденсації p_k , рівному тиску нагнітання $p_{наг}$, і температурі t_3 з урахуванням переохолодження рідини в конденсаторі $t_3 = t_k - (3 \dots 5)^\circ$, h_1 – ентальпія пара на всмоктуванні в циліндр компресора, визначається по тиску p_o , рівному тиску у всмоктуючому трубопроводі компресора ($p_{вс}$), і температурі t_1 .

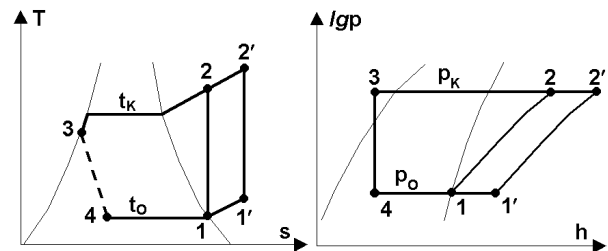


Рис.16. Цикл одноступеневої холодильної машини або теплового насоса:
а) в діаграмі «T-s»; в діаграмі «lgp-h»

Сучасні компресори холодильних машин всмоктують перегріті пари робочої речовини з температурами, що на десятки градусів перевищують температуру кипіння t_0 . Це пов'язано з наявністю в схемах машин регенеративних теплообмінників, використанням безсаліникових і

герметичних типів компресорів. Температура t_l визначається індивідуально відповідно до правил, встановлених в холодильній техніці [1,15].

Характеристикою ідеального холодильного компресора є його холодопродуктивність Q_o в залежності від температури кипіння t_o або конденсації t_k (рис.17). Діапазони зміни температур t_o і t_k обмежені реальною областю застосування холодильних машин розглянутого типу. Споживана потужність N_i має такий же характер зміни, що і середній індикаторний тиск p_i (рис.176). При побудові характеристик компресора температура t_l повинна залишатися незмінною.

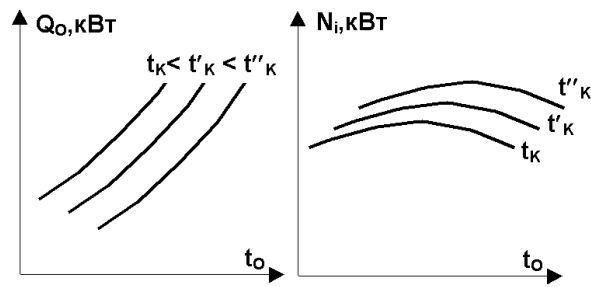


Рис.17. Характеристики ідеального компресора як функція від t_o і t_k :
а) холодопродуктивність (Q_o);
б) індикаторна потужність (N_i).

Дійсний одноступеневий поршневий компресор

Процес стиснення в дійсному компресорі відрізняється від процесу в ідеальному компресорі. У циліндрі дійсного компресора одночасно протікають теплові та газодинамічні процеси, що впливають на продуктивність компресора і витрату роботи. Протягом одного обороту вала інтенсивність їх змінюється, але вони повторюються з частотою, рівній частоті обертання вала.

Головні особливості дійсних компресорів:

- в циліндрі компресора є «мертвий простір», в якому після закінчення процесу нагнітання залишається стиснений пар робочої речовини. При зворотному ході поршня цей пар розширюється і займає частину об'єму циліндра;
- пара, що надходить в циліндр, нагрівається при зіткненні зі стінками проточних частин компресора, клапанами і стінками самого циліндра. Температура пари до початку стиснення значно відрізняється від температури у всмоктувальному трубопроводі;
- в процесі безпосереднього стиснення відбувається інтенсивний теплообмін зі зміною напрямку теплового потоку між парою і стінками циліндра. Термодинамічно процес стиснення класифікують як складний політропічний процес зі змінним показником політропи. Такий теплообмін може супроводжуватися періодичними конденсацією і випаровуванням деякої кількості робочої речовини на стінках всередині циліндра;
- поверхні, що обмежують робочий об'єм циліндра, мають різну температуру;
- при русі всередині компресора пара періодично долає гідравлічні опори. Тому тиск p_o і $p_{вс}$, а також p_k і $p_{наг}$ не рівні між собою внаслідок втрат тиску в трубопроводах;
- в трубопроводах компресора виникає пульсація потоку пари через періодичності процесів в циліндрах, що викликає коливання тиску в них;
- в парах тертя (підшипниках) компресора витрачається додаткова потужність;
- з циліндра спостерігаються витоки пари через нещільності в клапанах і зазор між поршнем і циліндром;
- олива, що повертається в компресор, приносить в розчищеному вигляді деяку кількість робочої речовини, яка при нагріванні оливи випаровується і заповнює частину об'єму циліндра.

Таким чином при оцінці роботи дійсного компресора повинні бути враховані і фіксовані всі зовнішні дійові фактори:

- частота обертання вала;
- робоча речовина;
- олива;
- інтенсивність охолодження циліндра і картера;

- якість виготовлення пар тертя і окремих деталей;
- тиск всмоктування і нагнітання;
- температура всмоктуваної пари та ін.

Вивчення процесу стиснення в дійсному компресорі здійснюють в порівнянні з ідеальним компресором при їх роботі в однакових умовах.

Об'ємні коефіцієнти компресора

Коефіцієнтом подавання λ називають відношення масової продуктивності дійсного компресора до масової продуктивності ідеального компресора

$$\lambda = \frac{M_a}{M_{aT}} = \frac{M_a \cdot v_{вс}}{V_h}$$

Для полегшення вивчення впливу різних зовнішніх факторів на коефіцієнт подавання, він уявляється у вигляді добутку чотирьох коефіцієнтів, які відображають основні чотири фактори

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{цц}$$

де λ_c – коефіцієнт подавання, що враховує вплив «мертвого простору» циліндра або процесу зворотного розширення;

$\lambda_{др}$ – коефіцієнт подавання, що враховує зниження тиску в циліндрі в кінці зворотного розширення або дроселювання у всмоктувальних клапанах;

λ_w – коефіцієнт подавання, що враховує підігрів пари об стінки циліндра;

$\lambda_{цц}$ – коефіцієнт подавання, що враховує вплив нещільності поршневих кілець, клапанів та інших ущільнюючих елементів.

Дійсна індикаторна діаграма зображена на рис.18. Детально визначення об'ємних коефіцієнтів розглянуто в [1,14,15].

При проектуванні поршневого компресора, подібного вже існуючій конструкції, коефіцієнт подавання розраховують по методикам, наведеним в [12,13], або задаються відомими значеннями найбільш близьких по конструктивному рішенню компресорів. Зазвичай за результатами експериментів коефіцієнт подавання наведено в графічному вигляді як функція від відношення тисків p_k/p_o (рис.19).

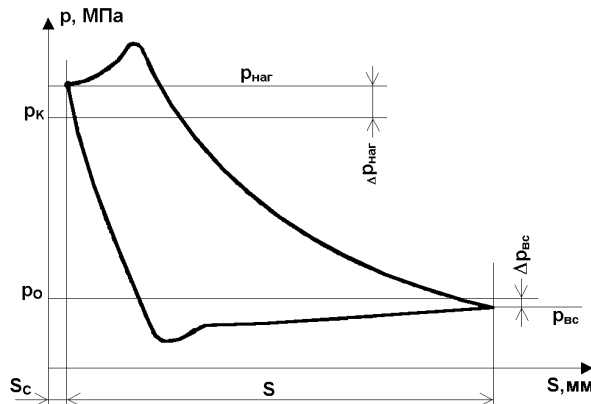


Рис.18. Індикаторна діаграма дійсного компресора

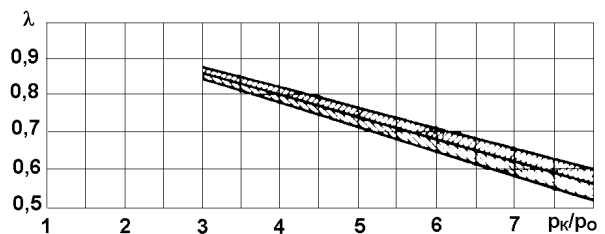


Рис.19. Зразкові значення коефіцієнтів подавання для різних компресорів

Енергетичні коефіцієнти компресора

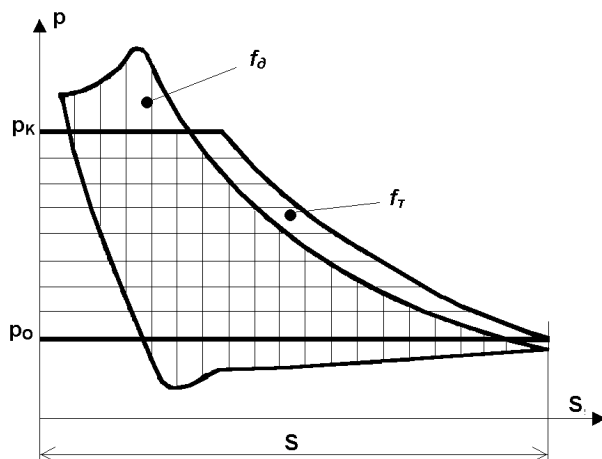
Індикаторним (адіабатним) коефіцієнтом корисної дії компресора η_i називають відношення роботи, витраченої в ідеальному компресорі до роботи, витраченої в дійсному компресорі

$$\eta_i = \frac{l_T}{l}.$$

Індикаторний коефіцієнт η_i пов'язаний з коефіцієнтом подавання наступним виразом

$$\eta_i = \frac{\lambda}{\rho},$$

де ρ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, який визначається відношенням площ індикаторних діаграм дійсного й ідеального компресорів або середніх індикаторних тисків дійсного і порівнюваного ідеального компресорів (рис.20)



$$\rho = \frac{f_{\delta}}{f_T}.$$

Це рівняння є одним з основних в теорії компресора і дає можливість оцінити будь-який з робочих коефіцієнтів по відомим двом.

З урахуванням масової продуктивності дійсного компресора M_a індикаторний коефіцієнт дорівнює відношенню потужностей

$$\eta_i = \frac{M_a \cdot l_T}{M_a \cdot l} = \frac{N_a}{N_i}.$$

Рис.20. До визначення коефіцієнта повноти індикаторної діаграми

На подолання тертя в компресорі (в корінних і шатунних підшипниках, пальці, між поршнем з кільцями і циліндром), а також на привід оливнососу витрачається частина (від 5% до 15%) корисної індикаторної роботи.

Потужність, що підводиться до компресора, називається *ефективною* і дорівнює

$$N_e = N_i + N_{mp},$$

механічний коефіцієнт корисної дії η_m визначають як

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e}.$$

Загальні енергетичні втрати в дійсному компресорі оцінюються ефективним коефіцієнтом корисної дії

$$\eta_e = \frac{N_a}{N_e}.$$

Вплив частоти обертання валу на робочі характеристики компресора

Частота обертання валу n є одним з найважливіших параметрів, який визначає досконалість конструкції компресора. Від неї залежать:

- геометричні розміри і маса компресора;
- технологія виготовлення і вартість компресора;
- потужність, що витрачається на тертя;
- протікання робочого процесу стиснення;
- робочі коефіцієнти;
- динамічні властивості компресора;
- економічність і собівартість приводу.

З підвищенням частоти обертання валу робочі коефіцієнти змінюються таким чином:

- час теплообміну пари зі стінками скорочується, в результаті підвищується показник політропи зворотного розширення m і зростає коефіцієнт, що враховує «мертвий простір» λ_c ;
- швидкість пари i , пов'язані з нею, гідравлічні втрати зростають, в результаті чого зменшується коефіцієнт дроселювання λ_{op} ;
- зі скороченням часу теплообміну зростає коефіцієнт підігріву λ_w ;
- витoki за час одного ходу поршня зменшуються, внаслідок чого зростає коефіцієнт щільності $\lambda_{ш}$.

Зі збільшенням частоти обертання валу компресор розігрівається і переходить на більш високий рівень температур стінок і пари. При цьому сповільнюється зростання показника політропи зворотного розширення m і коефіцієнта підігріву λ_w .

При деякій частоті n_1 коефіцієнт подавання λ може мати найбільше значення (рис.21). Швидке зростання гідравлічних втрат в клапанах призводить до зростання коефіцієнта повноти індикаторної діаграми ρ . В результаті індикаторний коефіцієнт η_i також має максимум, але при більш низькій частоті n_2 .

Потужність тертя зростає швидше, ніж частота обертання, тому ефективний коефіцієнт η_e має максимум, так само як і η_i , але при більш низькій частоті n_3 .

частота n_3 є оптимальною для проєктованого компресора.

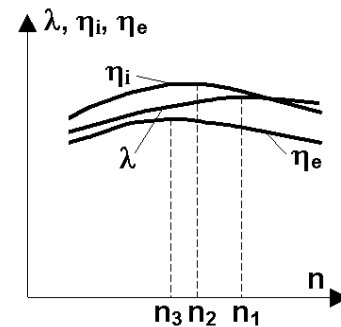


Рис.21. Залежність робочих коефіцієнтів компресора від частоти обертання валу n

1. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ НА ПРОЕКТУВАННЯ

Дані для проведення теплового розрахунку:

- *холодопродуктивність* Q_0 (кВт). Визначається з технологічного режиму споживача холоду (калоричного розрахунку). Може бути задана спочатку або виражатися через інші відомі величини. Для теплового насоса може бути відома величина q_0 або Q_K (теплопродуктивність);
- *температура кипіння* t_0 робочої речовини є функція температурного режиму споживача холоду ($t_{\text{кам}}$). Може бути задана спочатку або визначатися як $t_0 = t_{\text{кам}} - \Delta t_{\text{вип}}$ за умови, що відомим є тип випарника і / або охолоджувальне обладнання в камері, тобто величина $\Delta t_{\text{вип}}$ зазвичай $\Delta t_{\text{вип}} = 5 \dots 10^\circ$;
- *температура конденсації* t_K робочої речовини є функція джерела охолоджуючої середовища ($t_{\text{ср}}$). Може бути задана спочатку або визначатися як $t_K = t_{\text{ср}} - \Delta t_{\text{кд}}$ за умови, що відомим є тип конденсатора, тобто величина $\Delta t_{\text{кд}}$ зазвичай приймають $\Delta t_{\text{кд}} = 5 \dots 10^\circ$.

За обраними температурами t_0 і t_K необхідно вибрати робочу речовину (якщо вона не задана спочатку). Проблема вибору робочої речовини на сьогодні є досить складною і багатогранною, так як крім традиційних вимог дотримання умов застосування серійного обладнання, передбачає аналіз термоекономічних показників, які враховують вартість експлуатації компресора в поєднанні з вартістю первісної заправки робочою речовиною, аналіз екологічної чистоти робочої речовини, можливість її тривалого використання та ін.

Вибір прямого або непрямого направлення потоку здійснюється відповідно до рекомендацій, які можна коротко викласти так:

- *в малих компресорах* ($D \leq 50\text{мм}$) застосовують виключно непрямий ток;
- *в прямоточних компресорах* спостерігаються менші гідравлічні втрати в клапанах;
- *в прямоточних компресорах* застосовується проста конструкція всмоктувального клапана;
- *в прямоточних компресорах* полегшено пристрій помилкової кришки (для захисту від гідравлічного удару);
- *в непрямоточних компресорах* доступність всмоктувального клапана і можливість його примусового відкриття з метою регулювання продуктивністю компресора;
- *в непрямоточних компресорах* поршень має малу висоту і, відповідно, масу. Поршні і вся шатунно-поршнева група для непрямоточних компресорів може використовуватися від двигунів внутрішнього згоряння. Непрямоточні компресори є значно меншими за масо-габаритними характеристиками;
- *в непрямоточних компресорах* відносно малі маси противаг, малий знос пари поршень-циліндр, поліпшене змащення пари поршень-циліндр;
- по економічності обидва типи компресорів приблизно рівноцінні.

Вибір кінематичної схеми і кількості циліндрів визначається вимогами надійності і довговічності.

Багатоциліндрові кутові компресори мають поліпшені діаграму тангенціальних зусиль і рівномірність потоку пари в трубопроводах, в них полегшено урівноваження сил інерції, підвищується частота обертання валу, зменшуються габарити, спрощується технологія виробництва та збирання.

Спосіб герметизації компресора і тип його приводу пов'язані між собою. Вибір того чи іншого залежить від технологічних можливостей створення компресора.

2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

Тепловий розрахунок будь-якого типу холодильної машини (теплого насоса) є основним, на базі якого проводяться подальші розрахунки. При проектуванні компресора тепловий розрахунок необхідний для визначення:

- об'ємної продуктивності компресора;
- споживаної потужності;
- коефіцієнта перетворення циклу холодильної машини, до складу якої входить проєктований компресор.

Виходячи з технічного завдання на проектування, вважаємо остаточно визначеними: продуктивність компресора (Q_o або Q_k), робочу речовину, температуру кипіння (t_o) і конденсації (t_k).

В якості додаткових вихідних характеристик повинні бути визначені (або можуть бути задані) такі температури:

- температура переохолодження рідкої робочої речовини в конденсаторі при теплообміні з навколишнім середовищем ($t_3 = t_k - \Delta t$). Величина переохолодження (Δt) традиційно становить 3 ... 5°C.
- температура всмоктування ($t_4 = t_o + \Delta t_{\text{вс}}$). Перегрів всмоктуваної пари $\Delta t_{\text{вс}} = 3 \dots 5^\circ\text{C}$. Умовно перегрів приймають корисним.

За таблицями насичення обраної робочої речовини або по діаграмі визначають тиски $t_o \rightarrow p_o$, $t_k \rightarrow p_k$.

Регенерація застосовується тільки для робочих речовин HFC- і CHFC-типу. Вплив регенерації на роботу компресора і характеристики циклу розглянуті в п.2.2.

Тепловий розрахунок починається з зображення схеми машини і побудови циклу в діаграмах «T-s» і «lgp-h». Параметри в вузлових точках циклу заносяться в таблицю (табл. 1). Таблиця є найбільш поширеною і зручною формою запису, що дозволяє легко орієнтуватися в зміні параметрів робочої речовини при здійсненні циклу.

Таблиця 1

Параметри	Од. вим.	Точки				
		1	2	3	4	→
Тиск, p	МПа					
Температура, t	°C					
Ентальпія, h	кДж / кг					
Об'єм, v	кг / м ³			х	х	х

2.1. Одноступенева холодильна машина (тепловий насос)

Схема машини (з набором виключно основних елементів) наведена на рис.2.1. На цикл холодильної машини допоміжні елементи (лінійний ресивер, оливовідокремлювач, запірні вентилі) не впливають, тому їх зображення не є обов'язковим. Цикл машини в діаграмах «T-s» і «lgp-h» представлено на рис.2.1 б, в.

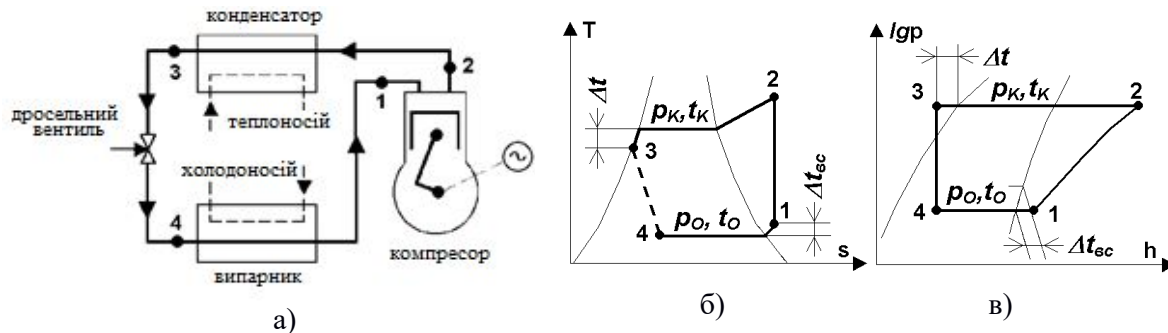


Рис.2.1. Одноступенева холодильна машина (тепловий насос):
а) схема; б) цикл в діаграмі «Т-*s*»; в) цикл в діаграмі «lg*p*-*h*»

Порядок проведення розрахунку

1. Питомі характеристики циклу

- 1.1. питома масова холодопродуктивність
- 1.2. питома об'ємна холодопродуктивність
- 1.3. питома адиабатна робота стиснення
- 1.4. питоме тепло, відведене в конденсаторі (тільки для розрахунку теплового насоса)

$$q_o = h_1 - h_4, \text{ кДж / кг}$$

$$q_v = q_o / v_1, \text{ кДж / м}^3$$

$$w = h_2 - h_1, \text{ кДж / кг}$$

$$q_k = h_2 - h_3, \text{ кДж / кг}$$

2. Масова витрата агента (в літературі минулих років видань – *Ga*)

- для холодильної машини
- для теплового насоса

$$M_a = \frac{Q_o}{q_o}, \text{ кг / с}$$

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \text{ кг / с}$$

(якщо величина Q_o є невідомою)

3. Дійсна об'ємна продуктивність компресора
4. Коефіцієнт подавання компресора

$$V_o = M_a v, \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w$$

де

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \text{ і } \lambda'_w = \frac{T_o}{T_k} - \text{ для R717.}$$

тут λ_c – коефіцієнт подавання, що враховує вплив «мертвого простору», c – відносна величина «мертвого простору», що залежить від типу і розмірів компресора, конструкції клапанів і режиму роботи, $c = 0,015 \dots 0,05$ (більші величини відповідають малим компресорам. Виняток складають малі та дрібні компресори з язичковими клапанами, для яких c необхідно приймати мінімальним), m – показник політропи зворотного розширення з «мертвого простору» (таблиця 2); λ'_w – коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стиснення в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей

Таблиця 2

Робоча речовина	m
HFC- HCFC-типу	1,0 ... 1,05
R717	1,05 ... 1,1

Таблиця 3

Робоча речовина	b
HFC- HCFC-типу	0,0025
R717	0,001

5. Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора $V = \frac{V_d}{\lambda}, \text{ м}^3 / \text{с}$

6. Адіабатна потужність компресора $N_a = M_a \cdot w, \text{ кВт}$

7. Індикаторна потужність компресора $N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{ кВт}$

$$\eta_i = \lambda_w + b t_0,$$

тут

η_i – індикаторний ККД; b – коефіцієнт (Табл.3); t_0 – температура кипіння (в градусах Цельсія зі своїм знаком)

8. Потужність тертя $N_{mp} = V_h \cdot p_{imp}, \text{ кВт}$

де p_{imp} – середній індикаторний тиск тертя (величина умовна) – Таблиця 4

Таблиця 4

Робоча речовина	$p_{imp}, \text{ кПа}$
R717, R22, R744	50 ... 70
R134 та інші робочі речовини HFC- HCFC-типу	30 ... 50

9. Ефективна потужність компресора $N_e = N_{тр} + N_i, \text{ кВт}$

10. Електрична потужність компресора $N_{эл} = \frac{N_e}{\eta_{эл. дв}}, \text{ кВт}$

де $\eta_{ел.дв}$ – ККД електродвигуна. Електродвигун підбирають по каталогах (Додаток 2) по номінальній потужності і частоті обертання валу. Частота обертання валу двигуна для сальникових компресорів з приводом через муфту і безсальникових (герметичних) компресорів збігається з частотою обертання валу компресора. Для сальникових компресорів з приводом через клиноремінну передачу двигун вибирають з частотою обертання валу більшою, ніж компресор, з метою зменшення габаритів двигуна.

Номінальна потужність електродвигуна $N_{ел.дв}$ повинна бути рівною або перевищувати ефективну потужність компресора N_e . Для подальших розрахунків необхідно використовувати дійсну (асинхронну частоту обертання валу n , що відповідає обраному електродвигуну.)

11. Термодинамічна ефективність машини в цілому:

11.1. Теоретичний коефіцієнт перетворення $\text{COP}_{\text{теор}} = \frac{q_o}{w}.$

11.2. Коефіцієнт перетворення циклу Карно $\text{COP}_{\text{Карно}} = \frac{T_{\text{кам}}}{T_{\text{ср}} - T_{\text{кам}}},$

(якщо $T_{\text{кам}}$ і $T_{\text{ср}}$ є відомими)

або $\text{COP}_{\text{Карно}} = \frac{T_o}{T_{\text{к}} - T_o}.$

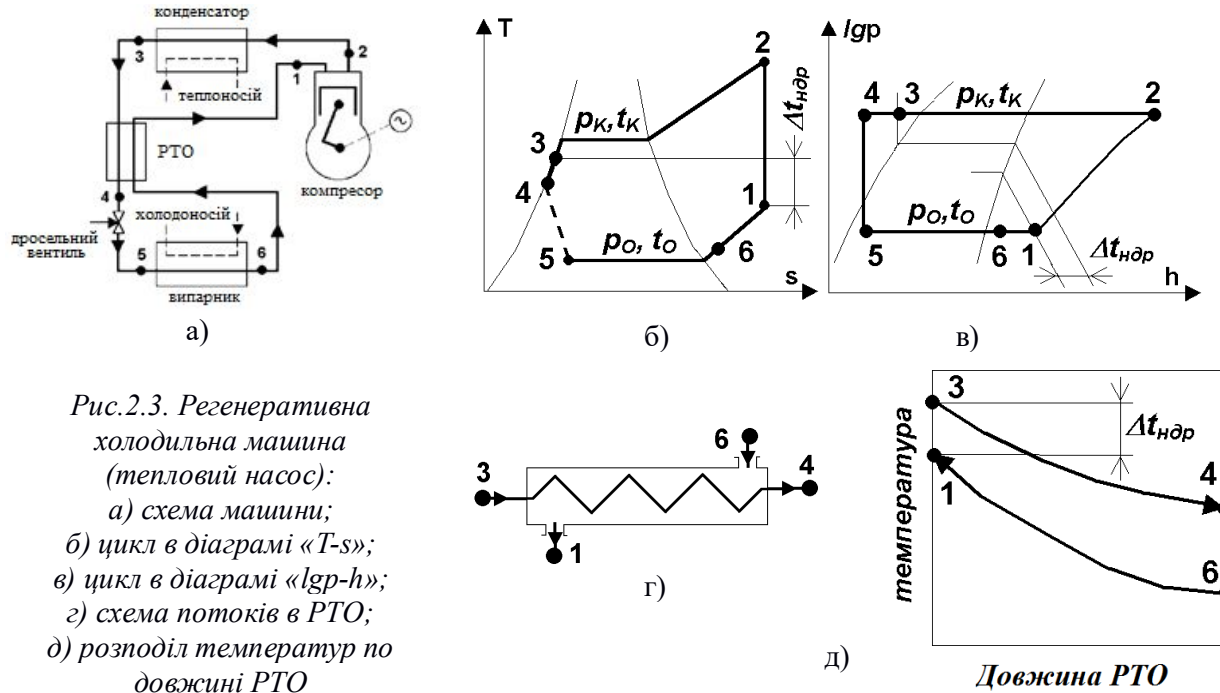
11.3. Теоретична ступінь термодинамічної досконалості $\eta_{\text{СТС}}^{\text{теор}} = \frac{\text{COP}_{\text{теор}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}}.$

11.4 Дійсний коефіцієнт перетворення $\text{COP}_{\text{действ}} = \frac{Q_o}{N_e}.$

11.5. Дійсна ступінь термодинамічної досконалості $\eta_{\text{СТС}}^{\text{действ}} = \frac{\text{COP}_{\text{действ}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}}.$

2.2. Регенеративна холодильна машина (тепловий насос)

За регенеративним циклом працюють тільки холодильні машини (теплові насоси), що використовують робочі речовини HFC- і HCFC-типу. Схема машини (чотири основні елементи і регенеративний теплообмінник) приведена на рис.2.3. На цикл холодильної машини наявність регенеративного теплообмінника має суттєвий вплив, інші допоміжні елементи (лінійний ресивер, фільтр-осушувач) не впливають, тому їх зображення не є обов'язковим. Цикл машини в діаграмах «Т-s» і «lgr-h» представлено на рис.2.3б, в.



За таблицями насичення робочої речовини або по діаграмі визначають тиски $t_0 \rightarrow p_0$, $t_k \rightarrow p_k$, точки 3 і 6 визначають як $t_3 = t_k - \Delta t$ і $t_6 = t_0 + \Delta t_{\text{вс}}$.

Процеси 6-1 і 3-4 – регенерація тепла.

Температуру в точці 1 (вихід пари з РТО) можливо визначити двома способами:

- по температурі недорекуперації на тепловому кінці РТО (рис.2.3д) $t_1 = t_3 - \Delta t_{\text{ндp}}$ ($\Delta t_{\text{ндp}}$ – задається самостійно і зазвичай становить 5 ... 20°);
- по заданій величині $\eta_{\text{РТО}}$ (спосіб найбільш поширений, особливо при необхідності проводити варіантні розрахунки) $\eta_{\text{РТО}} = \frac{t_1 - t_6}{t_3 - t_6}$. Характерні значення представлені в Таблиці 5.

Таблиця 5

Тип машини	$\eta_{\text{РТО}}$
низькотемпературна	0,5 ... 0,65
середньотемпературна	0,65 ... 0,8
високотемпературна (кондиціонування повітря, теплові насоси)	0,8 ... 0,9

Точка 4 визначається з теплового балансу РТО

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_6.$$

Тепловий розрахунок регенеративної холодильної машини (теплого насоса) проводиться за методикою, викладеною в п. 2.1.

Особливість проведення розрахунку

1.1. Питома масова холодопродуктивність

$$q_o = h_o - h_s, \text{ кДж / кг}$$

4. Коефіцієнт подавання компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w$$

де для всіх речовин HFC- і HCFC-типу;

$$\lambda'_w = \frac{T_o + \theta}{\alpha T_K + \beta \theta}$$

тут θ – загальний перегрів робочої речовини на всмоктуванні, $\theta = t_1 - t_o$; $\alpha = 1,12$; $\beta = 0,5$ – коефіцієнти для всіх речовин HFC- і HCFC-типу.

2.3. Регенеративна машина з безсальниковим (герметичним) компресором

Єдиною відмінністю схеми холодильної машини з безсальниковим компресором і РТО від схеми з РТО, розглянутої в п.2.2, є заміна типу компресора, що впливає на цикл (рис.2.4). Таким чином в циклі з'являється процес 7-1 – підігрів робочої речовини в обмотці електродвигуна.

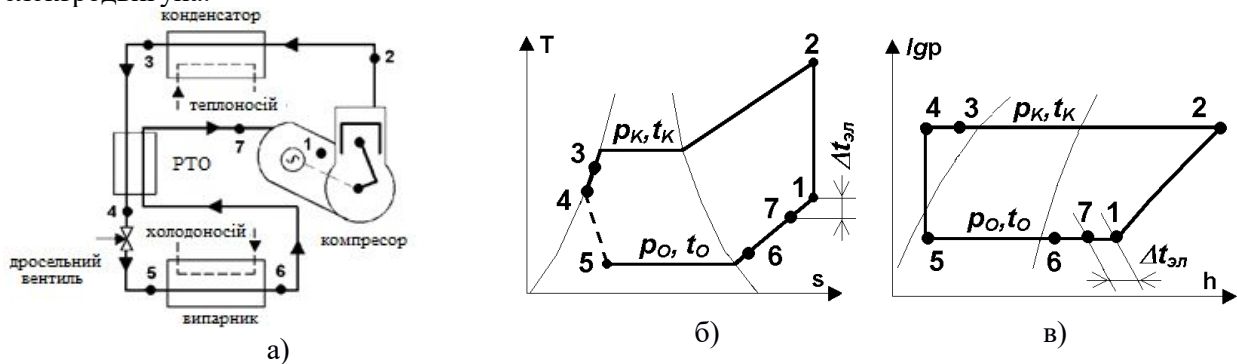


Рис.2.4. Регенеративна машина з безсальниковим (герметичним) компресором:

а) схема; б) цикл в діаграмі «T-s»; в) цикл в діаграмі «lgp-h»

Порядок визначення точок циклу 3, 4, 5, 6 той же, що і раніше, проте слід врахувати, що точка 7 – вихід пари агента з РТО (точка 7) визначається аналогічно точці 1 в попередньому випадку (п.2.2).

Наявність електродвигуна в одному кожусі з компресором викликає додатковий перегрів пари після РТО перед безпосереднім всмоктуванням в циліндр компресора, що враховується становищем точки 1 як $t_1 = t_7 + \Delta t_{эл}$. Рекомендовані значення для вибору $\Delta t_{эл}$ як функції від t_o (табл. 6).

Таблиця 6

t_0	$\Delta t_{\text{ел}}$	при q_0
$t_0 < -15^\circ\text{C}$	50 ... 70°	$q_0 < 1 \text{ кВт}$
	15 ... 25°	$q_0 = 1 \dots 10 \text{ кВт}$
	7 ... 12°	$q_0 > 10 \text{ кВт}$
$-15^\circ\text{C} < t_0 < 0^\circ\text{C}$	5 ... 7°	будь-яка
$t_0 \approx 0^\circ\text{C}$	3 ... 5°	будь-яка
$t_0 > 0^\circ\text{C}$	2 ... 3°	будь-яка

При проектуванні холодильних машин для режиму кондиціювання повітря і для більш високих температур кипіння ($t_0 > 10^\circ\text{C}$), а також теплових насосів із безсальниковим (герметичним) компресором від РТО можна відмовитися.

Тепловий розрахунок регенеративної холодильної машини (теплового насоса) проводиться за методикою, викладеною в п. 2.1 і 2.2.

Особливість проведення розрахунку

1.1. питома масова холодопродуктивність

$$q_o = h_6 - h_5 = h_7 - h_3, \text{ кДж / кг}$$

11.4. Дійсний коефіцієнт перетворення

$$COP_{\text{дійств}} = \frac{Q_o}{N_{\text{эл}}}.$$

Для безсальникових і герметичних компресорів слід вибрати тільки електродвигуни серії АВ (асинхронні вбудовані).

2.4. Спеціальні розрахунки

Індивідуальним завданням може бути передбачено виконання варіантних розрахунків з різною метою (наприклад, для визначення «режиму максимальної потужності», споживаної електродвигуном). У цьому випадку один з режимів роботи вибирається *основним*, інші режими – додатковими. Тоді для додаткових режимів проводяться повні теплові розрахунки компресора з умов, що компресор, підібраний за результатами розрахунку основного режиму роботи, залишається без змін, тобто $V_h = \text{const}$, таким чином холодопродуктивність для кожного додаткового режиму буде визначатися як

$$Q_o = V_h \lambda q_v,$$

де λ і q_v – визначаються для кожного з додаткових режимів.

Цей ж вираз для визначення Q_o використовується і в тому випадку, коли технічним завданням на проектування компресора передбачена модернізація відомої конструкції при збереженні основних розмірів, тобто $V_h = \text{const}$.

3. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА

При виконанні індивідуального завдання деякі параметри компресора є заданими:

- частота обертання валу n , 1 / с;
- кількість циліндрів компресора z .

3.1. Визначення основних розмірів і параметрів

Значення V_h , отримане в тепловому розрахунку, необхідно виразити через основні розміри компресора

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot z, \text{ МЗ / с},$$

де D – діаметр циліндра, м; S – хід поршня, м; n – частота обертання валу, 1 / с;
 z – кількість циліндрів компресора.

Визначення основних розмірів і параметрів проводиться в наступному порядку.

Задаємося величиною $\psi = \frac{S}{D}$. В Таблиці 7 дані значення ψ для сучасних серійно випускаємих компресорів.

Таблиця 7.

Робоча речовина	ψ
R717 (NH ₃), R22	0,7 ... 0,9
R12, R142	0,5 ... 0,7
R744 (CO ₂)	1,5 ... 2,0

Визначаємо величину $D_{\text{розр}}$

$$D_{\text{розр}} = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi\psi n z}}, \text{ м}.$$

Значення $D_{\text{розр}}$ необхідно скорегувати по ГОСТ (Додаток 3). У подальших розрахунках і кресленнях необхідно використовувати скоректоване значення величини діаметра циліндра D .

За величиною D визначаємо хід поршня

$$S = \frac{4V_h}{\pi D^2 n z}, \text{ м}.$$

Значення S необхідно округлити до найближчого парного числа (в міліметрах!).

Перевіряємо значення:

- середньої швидкості поршня (Таблиця 8)
- параметра прискорення (Таблиця 8)
- параметра питомих сил інерції (Таблиця 9)

$$c_m = 2Sn, \text{ м/с}$$

$$K_j = Sn^2, \text{ м/с}^2$$

$$K_i = S^{1,5} \cdot n^2, \text{ м}^{1,5} / \text{с}^2.$$

Таблиця 8

Продуктивність компресора	c_m , м/с	K_j , м/с ²
дрібні	1 ... 3	8 ... 25
малі		16 ... 30
середні	3 ... 4	20 ... 45
великі	4 ... 6	16 ... 35

Таблиця 9

Характеристика компресора	K_i , м ^{1,5} /с ²
багатооборотні (крейцкопфні і бескрейцкопфні)	8 ... 12
високофорсовані бескрейцкопфні	15 ... 20

При розробці нових компресорів слід очікувати більш високих значень зазначених параметрів. Допустимими можна вважати значення, що перевершують рекомендовані, для K_j в 2-3 рази і значення K_i в 1,5-2 рази.

3.2. Попереднє конструювання

Конструювання компресора починають з визначення основних розмірів шатунно-поршневої групи і корінного вала (рис.3.1-3.4).

Всі розміри, які визначаються при попередньому конструюванні, розраховують в залежності від діаметра циліндра D .

Слід мати на увазі, що всі наведені нижче співвідношення є *орієнтовними* і відображають емпіричні залежності в існуючих конструкціях. Зі зміною конструктивних матеріалів і технології ці співвідношення можуть змінюватися.

Проектування необхідно здійснювати при нерозривному зв'язку конструктивної форми і розрахунку: не можна здійснювати розрахунки, не уявляючи собі конструкцію, і, навпаки, не можна конструювати без обліку розрахункових величин. Проектування слід починати з розробки однієї шатунно-поршневої групи.

До поршневої групи відносять: поршень, ущільнювальні і оливоз'ємні кільця, поршковий палець, стопорні кільця (рис.3.3).

Кількість прокладок (компресійних) кілець в холодильних компресорах є функцією частоти обертання вала (табл.10), розмір кілець вибираються з табл. 10.1.

При діаметрі поршня $D < 50$ мм кільця зазвичай не встановлюють, обмежуючись ущільнювальними канавками $h_{канавки} \approx (0,5 \dots 1) h_{кіль}$.

Поршень забезпечується також одним (рідко двома) оливоз'ємним кільцем, що встановлюється безпосередньо під компресійними кільцями в непрохідних поршнях і у нижньої кромки поршня – в прохідних. Ширина (висота) пасків між сусідніми кільцями зазвичай того ж порядку, що і висота кільця.

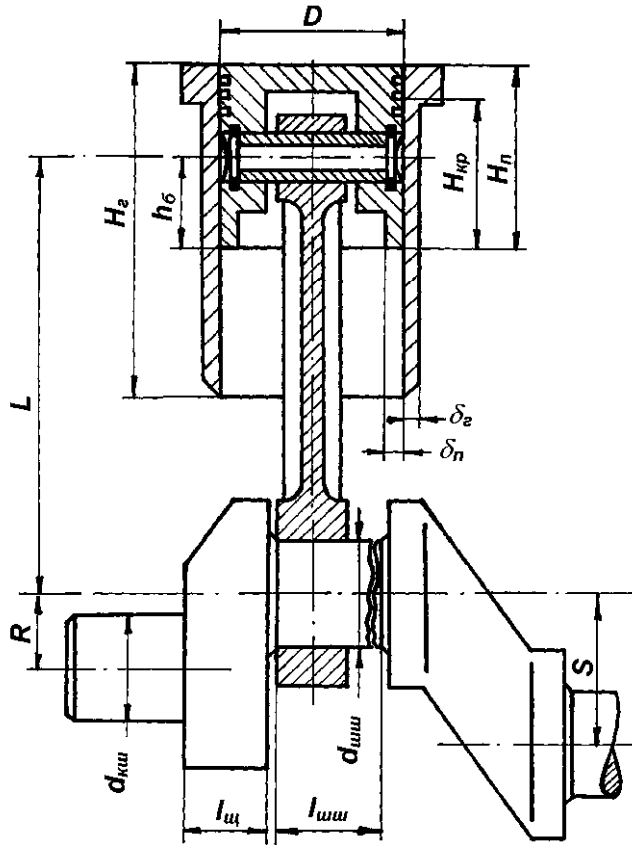


Рис.3.1. Шатунно-поршнева група непрямоточного компресора і фрагмент валу

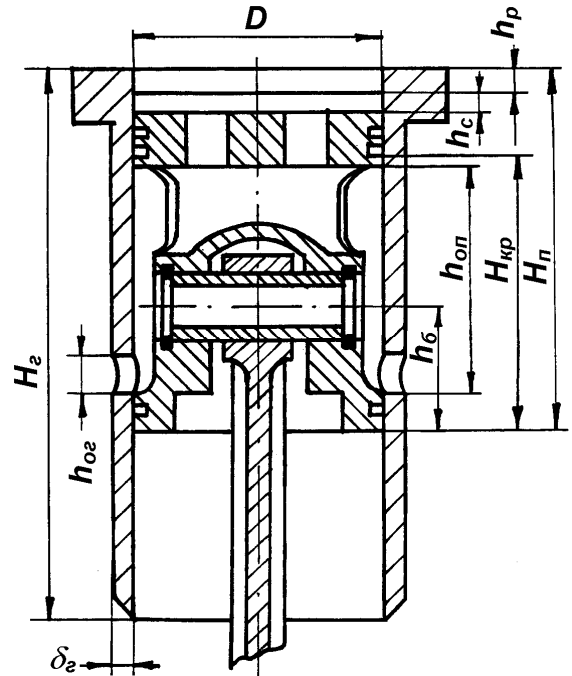


Рис.3.2. Шатунно-поршнева група прямоточного компресора

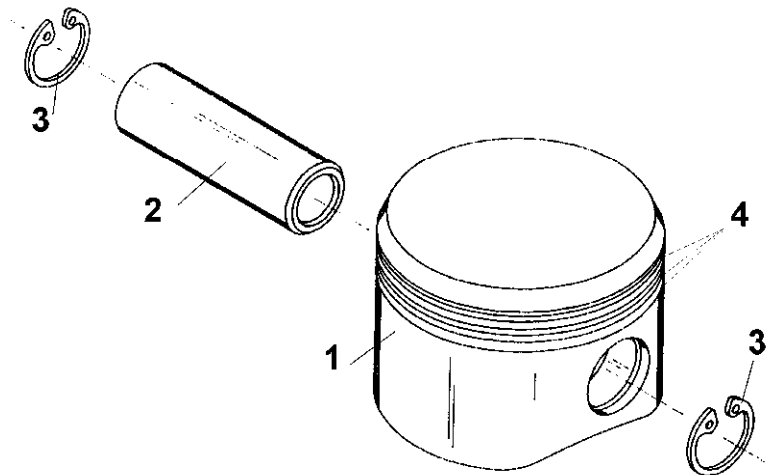


Рис.3.3. Поршнева група:
1 - непрямоточний поршень;
2 - поршковий палець;
3 - стопорні кільця;
4 - канавки під ущільнювальні і оливоз'ємні кільця

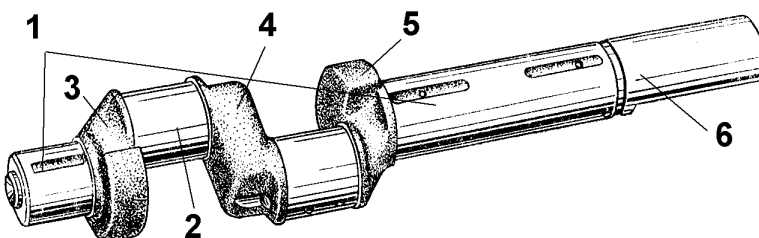


Рис.3.4. Двоопорний двоколінчастий вал безсальникового компресора:
1 - корінні шийки; 2 - шатунні шийки; 3 - крайні щоки;
4 - центральна щока;
5 - противаги; 6 - місце для насадки ротора електродвигуна

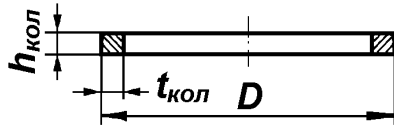


Рис.3.5. Ущільнювальне кільце

Таблиця 10

Число ущільнювальних кілець	Частота обертів вала n , об / сек
4	< 6
3	6 ... 15
2	15 ... 30
1	> 30

Таблиця 10.1

Діаметр циліндра D , мм	Радіальна товщина t , мм	Висота кільця h , мм		Замок в зведеному стані A , мм	Тепловий зазор δ , мм	Вага кільця, кг
		цільного	оливоз'ємного			
40	1,5	2,5	4	5,5	0,15 – 0,3	0,003
50	2,0	2,5	4	6,5	0,2 – 0,4	0,005
60	2,25	2,5	4	8,5	0,2 – 0,4	0,007
70	2,5	2,5	4	10,5	0,2 – 0,4	0,010
80	3,0	2,5	4	10,5	0,2 – 0,4	0,013
90	3,25	3,0	5	12,5	0,3 – 0,5	0,019
100	3,5	3,0	5	14,0	0,3 – 0,5	0,023
125	4,5	3,5	5	16,0	0,4 – 0,7	0,043
150	5,0	4,0	6	21,0	0,4 – 0,7	0,065
200	7,0	5,0	6	22,0	0,6 – 0,9	0,153
250	8,0	7,0	8	33,0	0,8 – 1,2	0,308
300	9,0	8,0	9	39,0	0,9 – 1,3	0,475
400	11,5	9,0	-	51,0	1,2 – 1,6	0,910
500	14,0	9,0	-	65,0	1,5 – 2,0	1,390
600	17,0	10,0	-	82,0	1,8 – 2,3	2,24
800	22,0	12,0	-	115,0	2,3 – 2,8	4,65
1000	27,0	14,0	-	144,0	2,9 – 3,4	8,35
1500	40,0	20,0	-	198,0	4,3 – 5,0	26,40

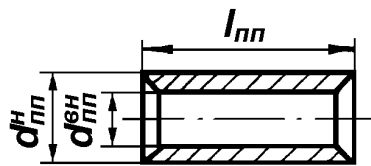


Рис.3.6. Поршневий палець (порожнистий)

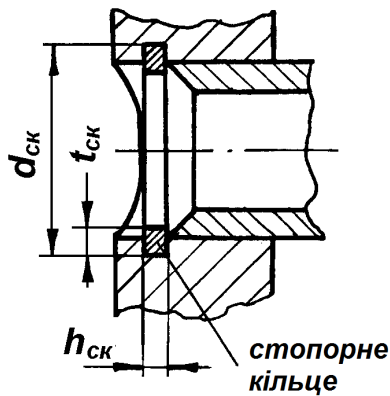
Діаметр поршневого пальця (рис.3.6.)

$$d_n^н = (0,2 \dots 0,3)D$$

(Більші значення відповідають аміачним компресорам). Порожністими пальці виготовляють при $d_n^н > 10 \dots 12$ мм.

Співвідношення діаметрів при порожніх пальцях

$$\frac{d_n^{нн}}{d_n^н} = 0,4 \dots 0,5.$$



Довжина пальця (l_n) вибирається конструктивно (рис.3.1-3.3).

Діаметр дроту стопорного кільця (рис.3.7) визначається як

$$t_{ск} = h_{ск} = (0,03 \dots 0,05) d_n^H$$

Діаметр канавки стопорного кільця

$$d_{ск} = (1,035 \dots 1,06) d_n^H$$

При $d_n^H < 10 \dots 12$ мм стопорні кільця не встановлюють, а торці пальців обробляють по сфері.

Рис.3.7. Стопорне кільце

Висота непрохідного поршня визначається з умови розміщення ущільнювальних і оливоз'ємних кілець (рис.3.1)

$$H_n \approx D$$

Висота прохідного поршня визначається з умови розміщення кілець, а також висоти всмоктувального клапана і всмоктувального вікна (рис.3.2)

$$h_{on} = S + h_{oz}.$$

Зазвичай всмоктувальне вікно складається з отворів

$$h_{oz} = (0,1 \dots 0,2) D.$$

Кількість отворів визначається розрахунком газового тракту.

Висота всмоктувального клапана прохідного поршня

$$h_{ec.k} = h_c + h_p$$

де h_c – висота сидла клапана, $h_c = (0,07 \dots 0,1) D$; h_p – висота розетки, $h_p = 2/3 h_c$.

Бобишки в поршні розташовують на відстані h_δ від нижньої кромки поршня

$$h_\delta = 0,5 D.$$

Товщину стінки гільзи (δ_z) і стінки поршня (δ_n)

можна прийняти рівними (рис.3.1, 3.2)

$$\delta_z = \delta_n = (0,05 \dots 0,1) D.$$

Висота гільзи (H_f) прямооточного компресора повинна бути такою, щоб оливоз'ємне кільце в положенні поршня «нижня мертва точка» не виходило з циліндра. У непрямоточному компресорі поршень може виходити з циліндра («звисати») на 15 ... 20% своєї висоти, що визначається конструктивно.

Довжина шатуна L вибирається з умови забезпечення максимальної компактності компресора. В сучасних поршневих холодильних компресорах відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна прийнято в межах

$$\lambda = \frac{R}{L} \approx 0,12 \dots 0,22..$$

При конструюванні довжину шатуна слід уточнити, виходячи з таких міркувань:

- при максимальному куті відхилення осі шатуна від осі циліндра шатун не повинен торкатися стінки поршня або гільзи (зазор складає не менше 2 ... 3 мм);
- між противагою і нижньою кромкою поршня в положенні «нижня мертва точка» повинен залишатися зазор не менше 5 мм;
- в багатоциліндрових компресорах довжина шатуна визначається з розташування сусідніх (в площині, перпендикулярній осі вала) циліндрів, нижні кромки яких зближуються максимально.

Діаметр шатунної шийки вала (рис.3.1)

- для ам'ячного компресора
- для інших робочих речовин

(Більші значення відповідають багатоциліндровим компресорам).

$$d_{ши} = (0,5 \dots 0,7) D;$$

$$d_{ши} = (0,45 \dots 0,65) D.$$

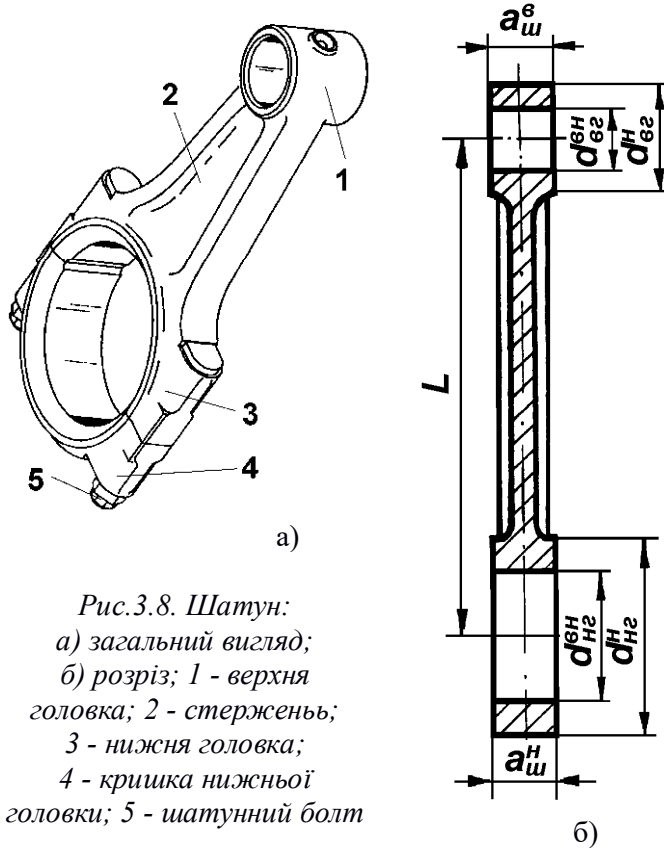


Рис.3.8. Шатун:

а) загальний вигляд;
б) розріз; 1 - верхня
головка; 2 - стержень;
3 - нижня головка;
4 - кришка нижньої
головки; 5 - шатунний болт

Ширина верхньої головки шатуна (рис.3.8)

$$a_{ш}^6 \approx 0,3 D.$$

Ширина нижньої головки шатуна ($a_{ш}^H$) визначається по допускаємим максимальним тискам (від максимального значення газової сили)

$$a_{ш}^H = \frac{F_n (p_k - p_o)}{d_{ши} [q]},$$

де

$[q] = 3 \dots 4$ МПа при бабітових вкладишах і розжареній шатунній шийці вала.

У багатоциліндрових сучасних компресорах з умов технологічності конструкції шатуна (рис.3.8)

$$a_{ш}^6 = a_{ш}^H,$$

тоді діаметр шатунної шийки вала визначається за максимальними допускаєми тисками

$$d_{ши} = \frac{F_n (p_k - p_o)}{a_{ш}^H [q]}.$$

Діаметр корінних шийок вала (рис.3.8) вибирають в такий спосіб:

- для великих компресорів
- для малих і середніх компресорів

Зазвичай діаметр шатунної шийки вала ($d_{ши}$) і діаметр корінний шийки вала ($d_{ки}$) намагаються вибирати однаковими з умов технологічності.

У компресорах застосовуються підшипники ковзання і кочення. Підшипникам кочення властивий шум, тому в компресорах домашніх холодильників, кондиціонерів і т.д. застосовують підшипники ковзання.

При використанні корінних підшипників кочення величину $d_{ки}$ слід прийняти кратною 5 мм, при використанні корінних підшипників ковзання $d_{ки}$ приймається з умов наявності інструменту для виготовлення (Додаток 3).

Товщина щоби колінчастого вала (рис.3.1)

$$l_{ш} = (0,4 \dots 0,5) D.$$

Відстань між осями сусідніх циліндрів визначається конструктивно в залежності від товщини стінки гільзи циліндра, розміщення клапанів і т.д.

Для компонування інших елементів компресора (система змащення, сальник і т.д.) слід використовувати інженерні та конструкторські розробки прототипу проектного компресора. Ескіз шатунно-поршневої групи необхідно проводити одночасно в двох проекціях (поздовжній і поперечний розрізи), що допоможе уникнути помилок і пов'язаних з ним переробок.

Отже, в результаті попереднього конструювання повинні бути визначені наступні розміри. Автори рекомендують виписати нижченаведені розміри, що значно спростить виконання наступних розрахунків на міцність:

D	діаметр циліндра
S	хід поршня
R	радіус кривошипа
h_n	висота поршня
$h_{кр}$	висота крейцкопфної частини поршня
d_n^n	зовнішній діаметр поршневого пальця
$d_n^{вн}$	внутрішній діаметр поршневого пальця
$t_{кіль}$	радіальна товщина кільця
$h_{кіль}$	висота кільця
h_p	висота розетки всмоктувального клапана
h_c	висота сідла всмоктувального клапана
$d_{шиш}$	діаметр шатунної шийки корінного вала
$d_{кш}$	діаметр корінної шийки корінного вала
$a_u^в$	ширина верхньої головки шатуна
a_u^n	ширина нижньої головки шатуна
$d_{вг}^н$	зовнішній діаметр верхньої головки шатуна
$d_{вг}^{вн}$	внутрішній діаметр верхньої головки шатуна
$X_{ш}, Y_{ш}$	габаритні розміри нижньої головки шатуна при прямому роз'ємі шатуна
D_u^n	зовнішній діаметр нижньої головки шатуна при косому роз'ємі шатуна
$l_{шиш}$	довжина шатунної шийки корінного вала
l_n	довжина пальця
$l_{ц}$	товщина щоки колінчастого вала
L	довжина шатуна
$l_{ст}$	довжина стержня шатуна
$F_{с-с}$	площа середнього перетину стержня шатуна
λ	відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна

4. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

4.1. Теоретичні основи*

Динамічний розрахунок проводиться з метою визначення сил та моментів, що діють в компресорі. Результати динамічного розрахунку використовуються для:

- визначення необхідного махового моменту маховика;
- розрахунку противаг;
- визначення невідновжених сил і моментів, що діють на фундамент;
- розрахунку деталей на міцність, підшипників на знос;
- проектування системи оливи.

На механізм працюючого компресора діють:

- сили тиску пари в циліндрі (P_T);
- сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально (I_S);
- сили інерції невідновжених обертових мас (I_R);
- сили тертя ($P_{тр.пс}$, $T_{тр.сп}$);
- обертаючий момент ($M_{кр}$).

При динамічному розрахунку вирішуються три завдання конструювання:

Завдання 1.

Розрахунок компресора на міцність базується на даних, отриманих при динамічному розрахунку. Правильне визначення діючих сил – запорука надійної і довговічної роботи механізму компресора.

Компресор встановлений на опорах (лапах), які відчувають вплив:

- гравітаційної сили;
- невідновженої частини сил і моментів сил інерції всіх рухомих мас;
- моменту опору компресора, тобто перекидаючого моменту у напрямку обертання валу;
- сили натягу ременів при клиноремінній передачі.

Для великих компресорів на підставі даних динамічного аналізу розраховують фундамент, для середніх і малих компресорів – раму, для малих герметичних – додатково пружинну підвіску, яка повинна гасити вібрацію в механізмі.

Завдання 2.

При змінному значенні моменту опору компресора, пов'язаному з процесом стиснення в циліндрі, виникає нерівномірність обертання валу. Для забезпечення експлуатаційної надійності компресора необхідно забезпечити допустимий ступінь нерівномірності обертання валу, забезпечивши компресор маховиком.

Правильний розрахунок мінімального значення махового моменту маховика, його маси, виходячи з умов міцності вала і розмірів самого компресора – запорука довговічності та надійності компресора.

Завдання 3.

Невідновжені сили і моменти в компресорі змінні за величиною і знаком і викликають вібрацію в механізмі, яка різко знижує надійність і довговічність компресора. Правильний розрахунок врівноваження механізму сприяє зведенню майбутньої вібрації до мінімуму.

* Розділ «Теоретичні основи» необхідний для розуміння студентами цілі, методики і практичного використання результатів динамічного розрахунку поршневого компресора.

4.1.1. Основні поняття кінематики кривошипно-шатунного механізму

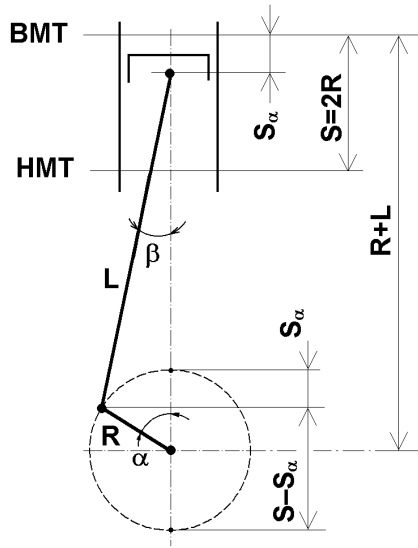


Рис.4.1. Кінематична схема кривошипно-шатунного механізму

Розглянемо кінематичну схему кривошипно-шатунного механізму на рис.4.1.

Кутова частота обертання валу

$$\omega = 2\pi n, \text{ рад/с,}$$

Відношення радіусу кривошипу R до довжини шатуна L

$$\lambda = R/L$$

Кут відхилення шатуна β від осі циліндра визначається зі співвідношення

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha,$$

де α – кут повороту кривошипа від верхньої мертвої точки.

при $\alpha = 90^\circ$ кут β досягає максимального значення, тоді

$$\sin \beta = \lambda.$$

якщо позначити S_α шлях, пройдений поршнем від верхньої мертвої точки в залежності від кута повороту кривошипа α , то наближено його можна визначити як

$$S_\alpha = R \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \text{ м.}$$

швидкість поршня

$$c = R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \text{ м / с.}$$

Прискорення поршня наближено дорівнюватиме

$$j = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \text{ м / с}^2.$$

4.1.2. Сили, що діють в компресорі

Правило знаків при аналізі діючих сил.

Сила тиску пари (газова сила) P_Γ і сили інерції частин, що рухаються зворотно-поступально I_S вважають позитивними, якщо вони спрямовані від поршня до валу.

Тангенціальна сила T (сила, з якою шатун діє на вал) вважається позитивною, якщо вона спрямована проти обертання валу. Відповідно до цього правила, при здійсненні процесу стиснення в циліндрі, сила T позитивна.

Сила інерції I_S направлена в сторону, зворотну прискоренню поршня. У зв'язку з тим, що кут α прийнято відраховувати від верхньої мертвої точки, позитивними вважають:

- шлях поршня від «верхньої мертвої точки» до «нижньої мертвої точки»;
 - швидкість поршня при русі від «верхньої мертвої точки» до «нижньої мертвої точки»;
 - прискорення, спрямоване до валу.
- радіальні зусилля R , спрямовані по кривошипу до осі вала, також вважаються позитивними.

Сила тиску пари в циліндрі

Сила, що діє на рухомий поршень у напрямку його осі (рис.4.2), дорівнює

$$P_\Gamma = F_n (p_\Gamma - p_{\text{кар}}), \text{ Н,}$$

де F_n – площа поршня, m^2 ; p_c – тиск всередині циліндра, МПа; $p_{кар}$ – тиск в картері компресора, МПа.

За один оборот валу ця сила змінюється за величиною і знаком, і закон її зміни наочно визначається індикаторною діаграмою компресора. При визначенні газової сили P_g умовно вважають, що тиск в картері $p_{кар}$ дорівнює тиску кипіння p_o , тому газова сила P_g в процесі всмоктування змінює знак і вважається від'ємною.

Максимальна газова сила діє в процесі нагнітання
мінімальна сила – в процесі всмоктування

$$P_g^{max} = F_n (p_{наг} - p_o),$$

$$P_g^{min} = F_n (p_{вс} - p_o).$$

Тиск пари діє в циліндрі в усіх напрямках однаково (на стінки циліндра, на клапанну плиту, на пластини клапанів), викликаючи відповідні напруги і деформації цих елементів компресора.

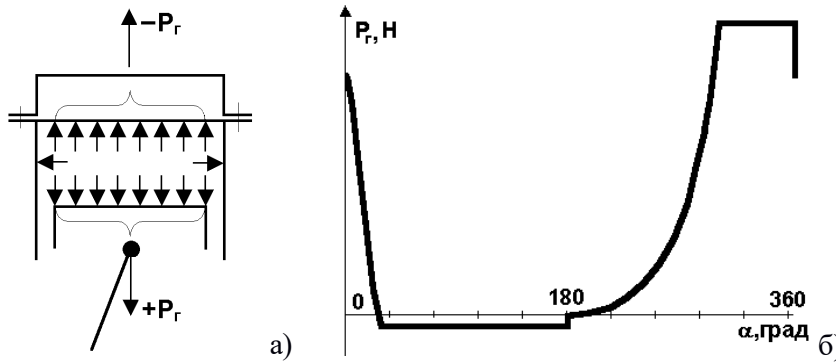


Рис.4.2. Сила тиску пари в циліндрі P_g :
а) схема дії сили;
б) графічне зображення закону зміни P_g в залежності від кута повороту кривошипа α

Сила тертя

Потужність, витрачену в компресорі на подолання тертя $N_{тр}$, представляють сумою з двох доданків

$$N_{тр} = N_{тр.пс} + N_{тр.вр}$$

де $N_{тр.пс}$ – потужності тертя деталей, що рухаються зворотно-поступально; $N_{тр.вр}$ – потужності тертя обертових деталей.

Сила тертя деталей, що рухаються зворотно-поступально

$$P_{тр.пс} = \frac{N_{тр.пс}}{V_h} F_n, \text{ Н.}$$

Сила діє в напрямку осі циліндра і спрямована проти руху. Вона змінюється за величиною і знаком, звертаючись в нуль в «мертвих точках».

Умовно в розрахунках приймають, що сила тертя $P_{тр.пс}$ постійна за величиною, змінює знак в «мертвих точках» і прикладена в центрі поршневого пальця. Графічний закон її зміни представлений діаграмою на рис.4.3.

усереднену величину $P_{тр.пс}$ можна уявити як

$$P_{тр.пс} = p_{тр.пс} \cdot F_n, \text{ Н}$$

де $p_{тр.пс}$ – усереднений тиск тертя в парах тертя, що рухаються зворотно-поступально.

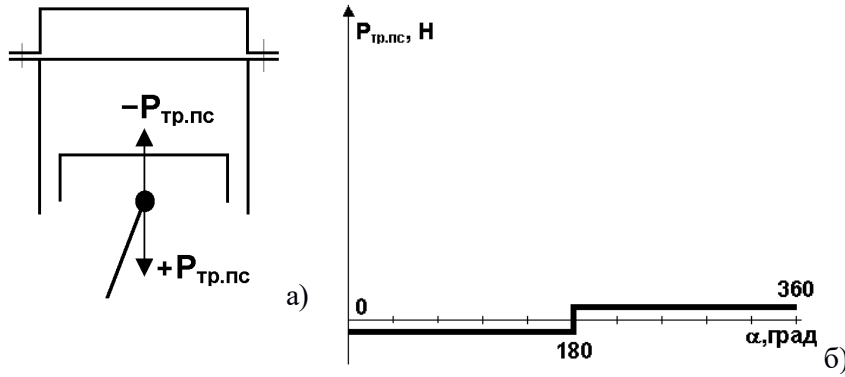


Рис.4.3. Сила тертя $P_{тр.пс}$:
а) схема дії сили;
б) графічне зображення
закону зміни $P_{тр.пс}$ в
залежності від кута
повороту кривошипа α

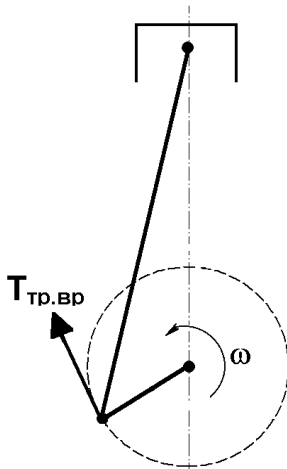


Рис.4.4. Схема дії сили $T_{тр.вр}$

За потужністю $N_{тр.вр}$, витраченою на подолання тертя в обертальних парах визначають момент, який протидіє обертанню вала, а від нього силу тертя $T_{тр.вр}$

$$T_{тр.вр} = \frac{N_{тр.вр}}{\omega \cdot R}, \text{ Н}$$

або тиск тертя

$$p_{тр.вр} = \frac{N_{тр.вр}}{V_h}, \text{ МПа.}$$

Сила $T_{тр.вр}$ прикладена в центрі шатунної шийки, спрямована перпендикулярно до радіуса кривошипа в сторону протилежну обертанню. Вона завжди позитивна (рис.4.4).

Сили інерції

Деталі механізму компресора рухаються з прискоренням, тому в компресорі виникають сили інерції:

- від мас, що рухаються зворотно-поступально I_S ;
- від мас, що рухаються обертально I_R .

Силу інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, визначають як

$$I_S = m_S j = m_S R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

де m_S – загальна маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.

Складний характер зміни сили інерції I_S можна уявити в графічній формі спрощеною побудовою як суму

$$I_S = I_{SI} + I_{SII}$$

де I_{SI} – сила інерції першого порядку, період зміни якої дорівнює часу одного оберту вала

$$I_{SI} = m_S R \omega^2 \cos \alpha;$$

I_{SII} – сила інерції другого порядку, період зміни якої дорівнює часу півоберту вала

$$I_{SII} = m_S R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha.$$

Обидві сили змінюють свою величину і знак згідно із законом косинуса, спрямовані уздовж осі циліндра і прикладені до центру поршневого пальця (рис.4.5). Амплітуди I_{SI} і I_{SII} пов'язані рівністю

$$I_{SII} = \lambda \cdot I_{SI},$$

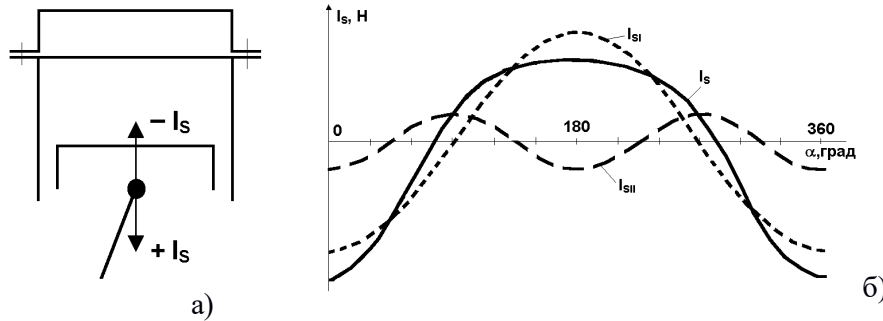


Рис.4.5. Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально
 I_S : а) схема прикладання сили; б) графічне зображення закону зміни I_S в залежності від кута α

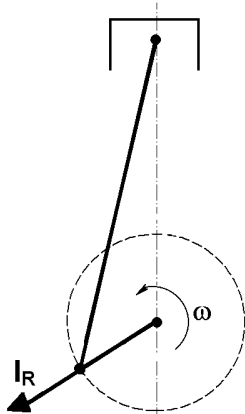


Рис.4.6. Сила інерції неврівноважених обертальних мас

тобто сила інерції I_{SI} в λ раз менше I_{SI} . При графічному складенні I_{SI} і I_{SII} результуюча – I_S . Максимальна сила інерції I_{Smax} діє при положенні поршня у верхній мертвій точці, спрямована проти газової сили, (від вала), тобто її слід вважати від'ємною.

Сила інерції неврівноважених обертальних мас постійна за величиною, спрямована по радіусу кривошипа від центру вала і прикладена в центрі шатунної шийки (рис.4.6)

$$I_R = m_R \cdot R \cdot \omega^2,$$

де $R \cdot \omega^2$ – кутовий прискорення; m_R – маса неврівноважених частин, що рухаються обертально.

Таким чином видно, що всі елементи колінчастого вала, що не мають симетрії при обертанні викликають силу інерції.

4.1.3. Сили і моменти, що діють в одноциліндровому компресорі

На рис.4.7 зображена кінематична схема одноциліндрового компресора з доданими силами.

Тиск пари діє одночасно на поршень і кришку компресора, створюючи рівні по величині, але протилежні по напрямку сили P_G .

сила P_G , що діє на кришку циліндра, притискає компресор до фундаменту або відриває його.

До поршневого пальця крім сили P_G прикладена сила інерції зворотно-поступально рухомих мас I_S і сила тертя $P_{тр.пс}$.

Алгебраїчна сума цих сил є результуючою і називається вільним зусиллям

$$P_{св} = P_G + I_S + P_{тр.пс}.$$

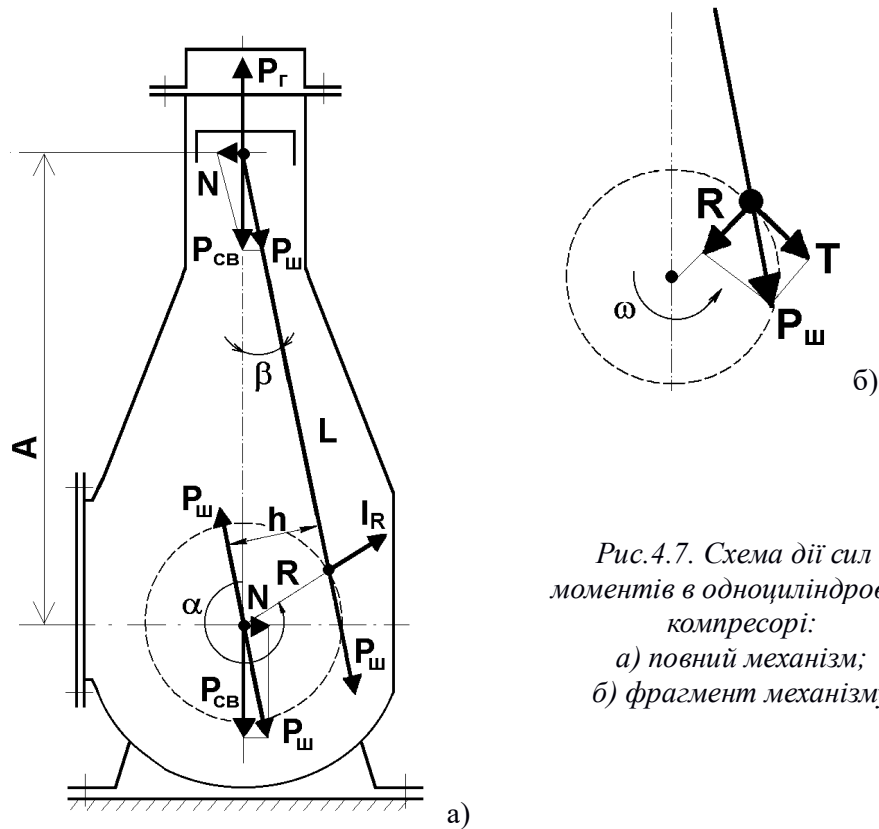
Розкладаючи силу $P_{св}$ на дві складові:

- вздовж осі шатуну $P_{ш}$;
- перпендикулярно до осі циліндра N ,

отримуємо

$$P_{ш} = \frac{P_{св}}{\cos \beta} \quad \text{і} \quad N = P_{св} \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Сила $P_{ш}$, діючи на кривошип, створює момент $M_{кр} = P_{ш} \cdot h$, який може бути замінений моментом $M_{кр}$ пари сили $P_{ш}$ і наведеної сили $P_{ш}$, яка додається до корінних підшипників вала.



Момент компресора протидіє обертанню вала і дорівнює

$$M_{kp} = P_u \cdot h = P_{c6} \cdot R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

момент $M_{кр}$ дорівнює алгебраїчній сумі моментів

$$M_{kp} = M_{\partial\mathcal{B}} - I\varepsilon,$$

де $M_{об}$ – момент двигуна, прикладений до валу компресора; I – момент інерції обертових мас; ε – кутові прискорення вала; I_ε – момент дотичних сил інерції обертових мас (маховика).

Силу P_u , прикладену до підшипників вала, можна розкласти на дві сили: діючу вздовж осі циліндра і перпендикулярно до неї

$$\begin{aligned} P_{uu} \cdot \cos \beta &= P_{c\beta} \ , \\ P_{uu} \cdot \sin \beta &= N. \end{aligned}$$

Таким чином на корпус компресора діють дві протилежні сили: P_{Γ} діє на кришку компресора, $P_{св}$ – на підшипники.

Результуюча цих сил дорівнює

$$I_S = P_\Gamma - P_{c\theta}.$$

У одноциліндровому компресорі сила I_S врівноважується і діє через опори на фундамент. Крім неї на фундамент передається сила I_R , яка сприймається підшипниками вала.

Сили N на плечі A створюють перекидаючий момент, діючий на фундамент, рівний моменту $M_{кр}$. Двигун створює крутний момент $M_{\partial в}$, а на його корпус діє зворотний перекидаючий момент – $M_{\partial в}$, який передається на фундамент.

Фундамент, загальний для компресора і двигуна, сприймає реактивний момент

$$W = M_{\kappa n} - M_{\partial \beta} = -I\varepsilon,$$

зворотний моменту маховика. Сили від тиску пари на фундамент не передаються.

4.2. Визначення мас рухомих частин

Маса будь-якого елемента розраховується як

$$m = V \cdot \rho, \text{ кг}$$

де V – об'єм елемента, визначається за розмірами з креслення, м^3 ; ρ – густина матеріалу, з якого виготовлений елемент, $\text{кг} / \text{м}^3$.

4.2.1. Визначення мас, що рухаються зворотно-поступально

Зворотно-поступальний рух здійснюють: поршень, поршневий палець, кільця, всмоктувальні клапани (встановлені на поршні прямооточного компресора). Шатун здійснює складний рух, тому його маса умовно розділяється на дві частини:

- одна зосереджена в центрі верхньої головки шатуна (в центрі поршневого пальця), тому в розрахунку бере участь тільки $1/3 m_{ш}$;
- інша – в центрі нижньої головки шатуна (центрі шатунної шийки вала), $2/3 m_{ш}$. масу m_S вважають зосередженою в центрі поршневого пальця

$$m_S = m_n + m_{n.n} + m_{n.к} + \frac{1}{3} m_{ш} + (m_{вс.кл}), \text{ кг},$$

тут m_n – маса поршня; $m_{n.n}$ – маса поршневого пальця; $m_{n.к}$ – маса поршневих кілець; $m_{ш}$ – маса шатуна; $m_{вс.кл}$ – маса всмоктувального клапана (тільки для прямооточних компресорів).

Маса поршня

В сучасних компресорах поршні виготовляють з алюмінієвих сплавів ($\rho = 2700 \text{ кг} / \text{м}^3$), в малих герметичних компресорах – зі сталі ($\rho = 7800 \text{ кг} / \text{м}^3$)

$$m_n = \frac{1}{3} V_{п} \rho = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot H_n \cdot \rho, \text{ Кг.}$$

Поршні будь-яких компресорів виконують порожнистими, тому практикою встановлено, що маса поршня складає приблизно $1/3$ від маси циліндра (рис.3.1-3.3).

Маса поршневого пальця

Поршневий палець (рис. 3.6) завжди виготовляється зі сталі

$$m_{n.n} = V_{n.n} \cdot \rho = \frac{l_{n.n} \cdot \pi}{4} [(d_{n.n}^n)^2 - (d_{n.n}^{en})^2] \cdot \rho, \text{ кг}$$

в разі, якщо палець виконується суцільним, то $d_{n.n}^{en} = 0$.

Маса кілець

Кільця (рис.3.5) виготовляють з чавуну або різних сплавів на основі чавуну, тому приймаємо $\rho = 7800 \text{ кг} / \text{м}^3$

$$m_{n.к} = V_{n.к} \rho n_k = \frac{\pi \cdot h_{кол}}{4} [D^2 - (D - 2t_{кол})^2] n_{n.к} \rho, \text{ кг}$$

де n_k – загальне число кілець на поршні (ущільнювальних і оливоз'ємних).

Маса всмоктувального клапана (для прямооточного компресора) – рис.3.2.

Сідло і розетку всмоктувального клапана, незалежно від матеріалу поршня, завжди виготовляють зі сталі ($\rho = 7800 \text{ кг} / \text{м}^3$)

$$m_{вс.кл} = 0,8 V_{вс.кл} \cdot \rho = 0,8 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} (h_p + h_c) \cdot \rho, \text{ кг}$$

Коефіцієнт 0,8 вказує на наявність прохідних отворів в сидлі і розетці всмоктувального клапана.

Маса шатуна

Шатуни можуть виготовлятися зі сталі ($\rho = 7800 \text{ кг / м}^3$), алюмінію ($\rho = 2700 \text{ кг / м}^3$) або бронзи ($\rho = 8500 \text{ кг / м}^3$) (в герметичних компресорах).

Шатун умовно розбивають на частини, представляючи їх у вигляді простих геометричних фігур (рис.3.5, 4.8):

- верхня головка шатуна – порожнистий циліндр;
- стержень – балка з постійним перетином, рівним середньому (перетин C-C);
- нижня головка шатуна
 - при прямому роз'ємі – паралелепіпед без циліндра (рис.4.8а), при косому роз'ємі – порожнистий циліндр (рис.4.8б)

$$m_{ш} = m_{в.г.ш} + m_{ст} + m_{н.г.ш} , \text{ кг}$$

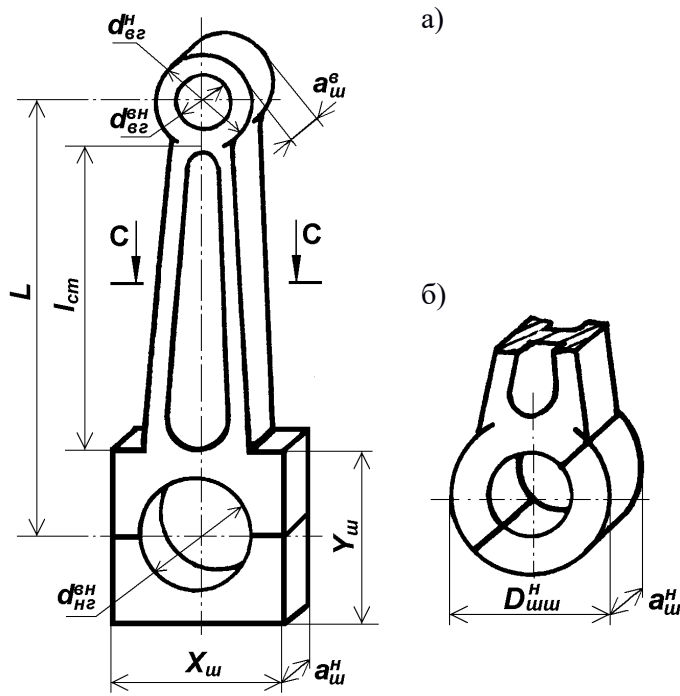
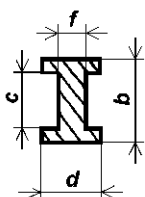
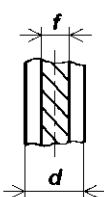
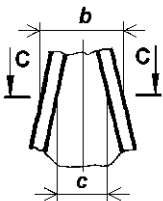
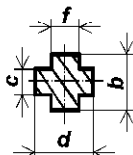
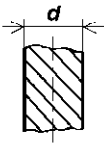
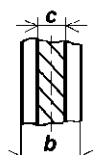
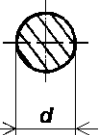
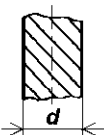
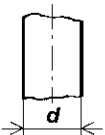
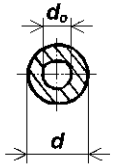
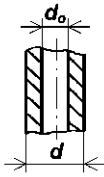
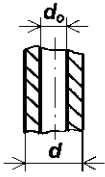


Рис.4.8. До визначення маси шатуна:
а) прямий роз'єм нижньої головки;
б) косий роз'єм нижньої головки

Таблиця 11

			Види середнього перетину стержня шатуна (С-С)	Поздовжній розріз (вид) шатуна	Поперечний вид (розріз) шатуна
	двутавр				
	хрест				
	циліндр				
	Порожнистий				

де

$m_{в.г.ш}$ – маса верхньої головки шатуна

$m_{ст}$ – маса стержня (таблиця 11)

$$m_{в.г.ш} = V_{в.г.ш} \cdot \rho = \frac{\pi \cdot a_{ш}^6}{4} [(d_{62}^{н})^2 - (d_{62}^{вн})^2] \cdot \rho , \text{ кг}$$

$$m_{ст} = V_{ст} \cdot \rho = l_{ст} \cdot F_{C-C} \cdot \rho , \text{ кг}$$

$m_{н.г.ш}$ – маса нижньої головки шатуна

- при прямому роз'ємі (рис.4.8, а)

$$m_{н.г.ш} = V_{н.г.ш} \cdot \rho = a_{ш}^n \left[X_{ш} \cdot Y_{ш} - \frac{\pi d_{шш}^2}{4} \right] \cdot \rho, \text{ кг};$$

- при косому роз'ємі (рис.4.8, б)

$$m_{н.г.ш} = \frac{\pi \cdot a_{ш}^n}{4} \left[(D_{ш}^n)^2 - (d_{шш})^2 \right] \cdot \rho, \text{ Кг.}$$

4.2.2. Визначення мас, що рухаються обертально

Цими масами в компресорі є: вал і шатун. Маса m_R вважають зосередженою в центрі шатунної шийки.

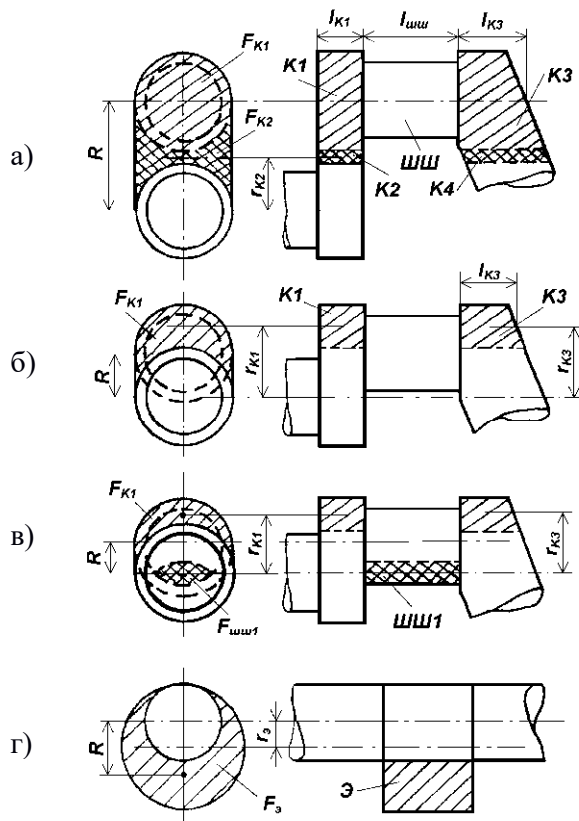


Рис.4.9. До визначення неврівноважених мас, що рухаються обертально:
 а) компресор малооборотний, довгоходовий (частіше на R717, R744), $n < 16$ об / сек;
 б) компресор середньооборотний, короткоходовий ($16 < n < 25$ об / сек);
 в) компресор високооборотний, короткоходовий ($n > 25$ об / сек);
 г) ексцентрикний вал малого герметичного компресора

У загальному вигляді величина m_R визначається як

$$m_R = m_K + m_{шш} + \frac{2}{3} m_{ш} \cdot \frac{z}{2}, \text{ кг}$$

тут m_K – маса неврівноваженої частини колінчастого вала, приведена до центру шатунної шийки; $m_{шш}$ – маса шатунної шийки; $m_{ш}$ – маса шатуна.

Для визначення m_K необхідно на міліметровці зобразити половину вала компресора в масштабі 1:1 (поздовжній і поперечний розрізи) і за цими видами визначити, до якого конструктивного типу відноситься вал (рис.4.9), після чого розрахувати величину m_K .

Вал завжди виготовляють зі сталі ($\rho = 7800$ кг / м³). У загальному випадку можна прийняти, що $F_{K1} = F_{K3}$ і $F_{K2} = F_{K4}$, тоді

$$m_{K1} = V_{K1} \cdot \rho = l_{K1} \cdot F_{K1} \cdot \rho, \text{ кг}$$

$$m_{K3} = V_{K3} \cdot \rho = l_{K3} \cdot F_{K3} \cdot \rho, \text{ кг}$$

$$m_{K2} = V_{K2} \cdot \rho = l_{K1} \cdot F_{K2} \cdot \rho, \text{ кг}$$

$$m_{K4} = V_{K4} \cdot \rho = l_{K3} \cdot F_{K4} \cdot \rho, \text{ кг}$$

$$m_{шш} = V_{шш} \cdot \rho = \frac{\pi \cdot d_{шш}^2}{4} l_{шш} \cdot \rho, \text{ кг}$$

$$m_{шш1} = V_{шш1} \cdot \rho = F_{шш1} \cdot l_{шш} \cdot \rho, \text{ кг}$$

площі F визначаються шляхом безпосереднього вимірювання за ескізом.

Центри тягарів частин вала К1, К2, К3, К4 визначають графічним методом, відомим з механіки, використовуючи зображення поперечного розрізу валу.

Наведена маса коліна для валів, зображених на рис.4.9, розраховується як:

- рис.21а

$$m_K = m_{K1} + m_{K2} \frac{r_{K2}}{R} + m_{K3} + m_{K4} \frac{r_{K4}}{R}, \text{ кг}$$

- рис.21б $m_K = m_{K1} \frac{r_{K1}}{R} + m_{K3} \frac{r_{K3}}{R}, \text{ кг}$
- рис.21в $m_K = m_{K1} \frac{r_{K1}}{R} + m_{K3} \frac{r_{K3}}{R} - m_{шш1}, \text{ кг}$
- рис.21г $m_K = m_{\varnothing} \frac{r_{\varnothing}}{R}, \text{ кг.}$

4.3. Побудова діаграм зусиль, що діють на механізм руху

Діаграми будують в координатах «сила – кут оберту кривошипа α » за наявними залежностями для кожного кута оберту кривошипа від 0° до 360° (через кожні 10° для отримання плавних кривих). Отримані величини заносять в таблицю.

Дані для розрахунку	α	кут повороту вала, град (при вугіллі развала 0° приймають 180°);
	p_o, p_k	тиск кипіння і конденсації, МПа;
	D	діаметр циліндра, м;
	S	хід поршня, м;
	L	довжина шатуна, м;
	n	частота обертання валу, об / с;
	ω	кутова частота обертання, 1 / с;
	m_s	маса частин, що рухаються зворотно-поступально, кг;
	m_R	маса неврівноважених частин, що рухаються обертально, кг;
	p_{imp}	середній тиск тертя (з теплового розрахунку), Па;
	c	відносна величина «мертвого простору»;
	λ	Відношення радіуса кривошипа R до довжини шатуна L ;
	m	показник політропи розширення з «мертвого простору» (Табл. 2);
	n	показник політропи стиснення (Табл. 12);
	$\overline{\Delta p_{вс}}$	середня відносна депресія на всмоктуванні (Таблиця 12);
	$\overline{\Delta p_{наг}}$	середня відносна депресія на нагнітанні (Таблиця 12).

Таблиця 12

Рабочее вещество	$\overline{\Delta p_{вс}}$	$\overline{\Delta p_{наг}}$	n
R717	0,03 0,05	0,05 ... 0,07	1,20 ... 1,30
інші	0,05 0,10	0,10 0,15	1,05 ... 1,10

4.3.1. Розрахункові залежності

Положення поршня в циліндрі S_α в залежності від кута оберту вала α з урахуванням «мертвого простору» визначається як

$$S_\alpha = \frac{S}{2} \cdot (1 + 2c - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha), \text{ м}$$

Тиск в циліндрі:

- на початку процесу розширення з «мертвого простору» при $\alpha = 0$ (верхня «мертва точка»)

$$p_u = p_k, \text{ МПа}$$

- в процесі розширення при $0 < \alpha < \alpha_{рас}$

$$p_u = p_k \cdot \left(\frac{S \cdot c}{S_\alpha} \right)^m, \text{ МПа}$$

- в кінці процесу розширення при $\alpha = \alpha_{p, c}$

$$p_u = p_o \cdot (1 - \Delta \overline{p_{ec}}), \text{ МПа}$$

Кут α_{pac} фіксують в залежності від p_u :

- в процесі всмоктування при $\alpha_{pac} < \alpha < 180^\circ$
- на початку процесу стиснення при $\alpha = 180^\circ$ (нижня «мертва точка»)
- в процесі стиснення при $180^\circ < \alpha < \alpha_{cm}$
- в процесі стиснення при $\alpha = \alpha_{cm}$

$$p_u = p_o \cdot (1 - \Delta \overline{p_{ec}}), \text{ МПа}$$

$$p_u = p_o, \text{ МПа}$$

$$p_u = p_o \cdot \left[\frac{S \cdot (1 + c)}{S_a} \right]^n, \text{ МПа}$$

$$p_u = p_k \cdot (1 + \Delta \overline{p_{naz}}), \text{ МПа}$$

Кут α_{cm} фіксують в залежності від p_u :

- в процесі нагнітання при $\alpha_{cm} \leq \alpha \leq 360^\circ$

$$p_u = p_k \cdot (1 + \Delta \overline{p_{naz}}), \text{ МПа.}$$

Газова сила

Газова сила P_G прикладена до поршня і спрямована уздовж осі циліндра. Вона визначається як

$$P_G = (p_u - p_o) \cdot F_n, \text{ Н}$$

Тиск на поршень ($p_u - p_o$) визначають як різницю тисків на нього з обох сторін. Тиск під поршнем (тиск в картері) в бескрейцкопфних компресорах приймають рівним тиску кипіння p_o . Якщо тиск в картері відрізняється від p_o , то слід це врахувати при визначенні P_G .

Газову силу в «мертвих точках» визначають двічі:

- в Н.М.Т

$$\text{при } p_u = p_o \text{ і при } p_u = p_o (1 - \Delta \overline{p_{ec}});$$

- в Н.М.Т.

$$\text{при } p_u = p_k \text{ і при } p_u = p_k (1 + \Delta \overline{p_{naz}}).$$

Величини депресій приймають середніми протягом ходу поршня в процесах всмоктування і нагнітання, тому p_u в «мертвих точках» має скачки.

Сила інерції

Сумарна сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, визначається як

$$I_s = - \frac{m_s \cdot S \cdot \omega^2}{2} (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \text{ Н.}$$

Сила тертя

Сила тертя в парах, що рухаються зворотно-поступально, визначається як

$$P_{тр.пс} = \frac{l}{3} \cdot p_{i\text{тр}} \cdot F_n, \text{ Н}$$

- при $0^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ $P_{тр.пс}$ має від'ємні значення;
- при $180^\circ \leq \alpha \leq 360^\circ$ $P_{тр.пс}$ має позитивні значення.

Сила тертя в парах, що рухаються обертально

$$T_{тр.об} = \frac{l}{3\pi} \cdot p_{i\text{тр}} \cdot F_n, \text{ Н.}$$

Вільне зусилля

Вільне зусилля, визначаємо як рівнодіюча

$$P_{cv} = P_{\Gamma} + J_S + P_{mp,nc}, \text{ Н}$$

Тангенціальна сила

Для одного циліндра тангенціальна сила дорівнює

$$T = -P_{cv} \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) + T_{mp,sp}, \text{ Н}$$

Радіальна сила

Радіальна сила визначається як

$$R = P_{cv} \cdot \left(\cos \alpha - \frac{\lambda \cdot \sin^2 \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right), \text{ Н}$$

Значення тисків в циліндрі p_c і сил $P_{\Gamma}, J_S, P_{cv}, T, R$ представляють в таблиці в залежності від кута повороту вала α .

4.3.2. Побудова діаграм

Індикаторна діаграма будується в координатах «тиск-хід поршня» ($p-S$). Звертаємо увагу, що для побудови індикаторної діаграми значення тисків обов'язково (!) повинні бути представлені в МПа.

Будуємо сітку ліній діаграми: S_c, S – вертикальні лінії, $p_{вс}, p_o$ і $p_{наг}, p_k$ – горизонтальні (рис.4.10). Визначаємо «лінійний мертвий простір» як еквівалентний хід поршня $S_c = S \cdot c$ і відкладаємо послідовно по осі абсцис (у відповідному масштабі) величини S_c і S .

Побудову політропи стиснення і розширення робимо наступним чином (рис.4.11).

Політропи стиснення (AB). Починаємо побудову з точки A . Шляхом послідовного зменшення S_{α} ($S_{\alpha}^{max} = S + S_c$) отримуємо політропи стиснення. У точці перетину політропи AB з лінією $p_{наг}$ побудови припиняються. Ця точка відповідає кінцю процесу стиснення. Для коректної побудови політропи стиснення зазвичай необхідно не менше 5-7 точок.

Політропи розширення (CD). Почнемо побудову з точки C . Шляхом послідовного збільшення S_{α} ($S_{\alpha}^{min} = S_c$) отримуємо політропи стиснення. У точці перетину політропи CD з лінією $p_{вс}$ побудови припиняються. Ця точка відповідає кінцю процесу розширення. Для коректної побудови політропи розширення необхідно 2-3 точки при малому кроці зміни S_{α} .

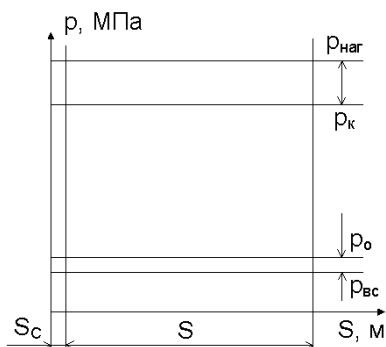


Рис.4.10. Сітка індикаторної діаграми

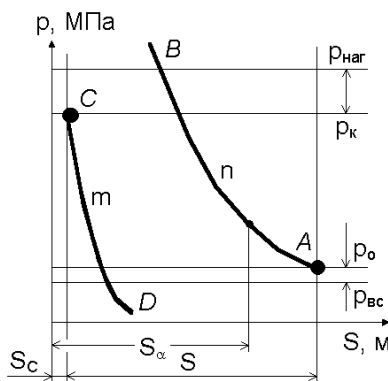


Рис.4.11. Побудова політропи стиснення і розширення

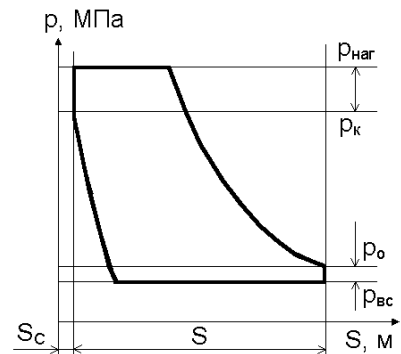


Рис.4.12. Індикаторна діаграма

Процеси всмоктування, нагнітання, відкриття і закриття клапанів вважають ідеальними, тому їх добудовують по сітці ліній діаграми. Остаточний вигляд індикаторної діаграми представлений на рис.4.12.

Діаграма вільних зусиль будується в координатах «сила – кут оберту вала» ($P-\alpha$) – рис.4.13.

По осі абсцис відкладають в масштабі кут оберту вала ($\alpha = 0^\circ$ – в.м.т; $\alpha = 180^\circ$ – н.м.т; $\alpha = 360^\circ$ – в.м.т). По осі ординат в одному масштабі відкладають сили P_G , I_S , $P_{тр.пс}$, $P_{св}$.

Особливості побудови:

- в нижній і верхній «мертвих точках» сила $P_{св}$ має скачки;
- при $\alpha = \alpha_{ст}$ $P_{св}$ має злам;
- в нижній «мертвій точці» $P_{тр.пс}$ має стрибок.

Залежно від співвідношення величин газової сили P_G і сили інерції I_S форми кривих вільних зусиль $P_{св}$ будуть різними. На рис.4.14 наведено типові графічні зображення $P_{св}$.

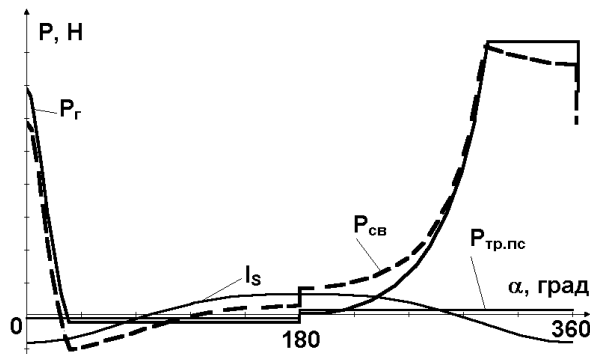


Рис.4.13. Діаграма вільних зусиль

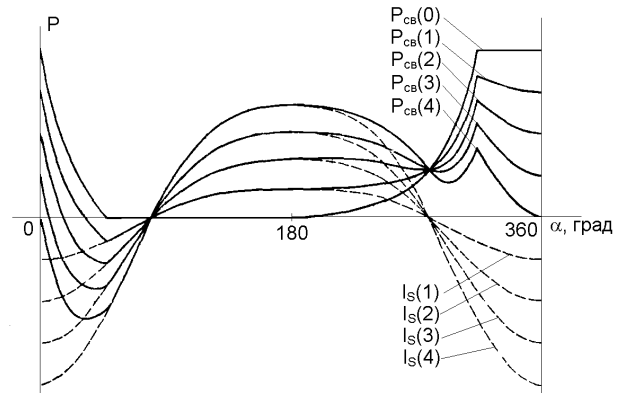


Рис.4.14. Діаграма вільних зусиль компресора ($P_{св}$) при різних значеннях сил інерції (I_S): $P_{св}(0)$ відповідає ідеальному компресору ($I_S = 0$)

Діаграма тангенціальних зусиль будується в координатах «сила – кут оберту вала» ($T-\alpha$) – рис.4.15.

По осі абсцис відкладають в масштабі μ_α кут α . Рекомендується масштаб μ_α зберігати постійним для всіх діаграм.

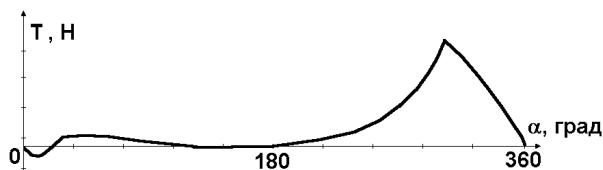
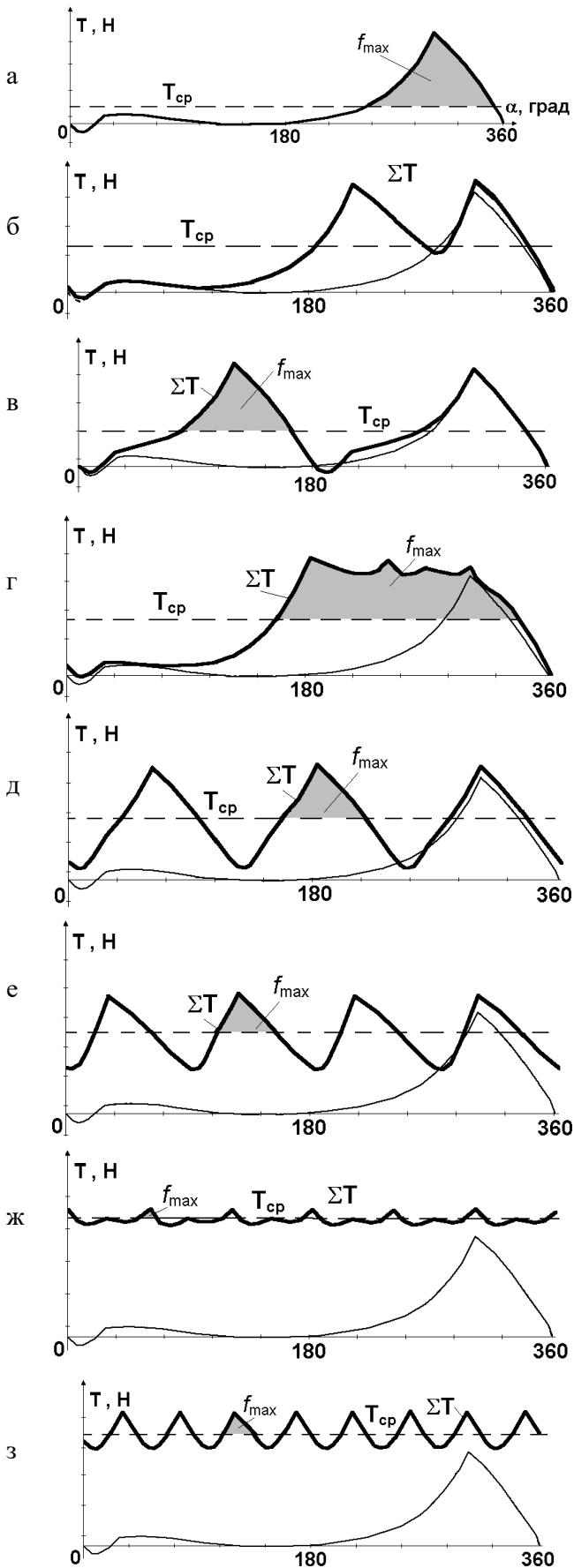


Рис.4.15. Діаграма тангенціальних сил (Для одного циліндра)

По осі ординат відкладають в масштабі μ_T силу T для одного циліндра. Для визначення сумарного тангенціального зусилля в багато-циліндрових одноступеневих компресорах в тих же координатах побудовану діаграму для одного циліндра зрушують вправо (в напрямі обертання) на кут між суміжними циліндрами, повторюючи таке зрушення для однієї шатунної шийки:



← Рис.4.16. Тангенціальні діаграми для різних кінематичних схем (для одного циліндра і сумарна для компресора ΣT , Середнє значення $T_{ср}$):

- а) $z = 1$ (одноцилиндровий компресор);
- б) $z = 2$, кут розвалу циліндрів 90° ;
- в) $z = 2$, кут розвалу циліндрів 180° ;
- г) $z = 3$, кут розвалу циліндрів 60° ;
- д) $z = 3$, кут розвалу циліндрів 120° ;
- е) $z = 4$, кут розвалу циліндрів 90° ;
- ж) $z = 6$, кут розвалу циліндрів 60° ;
- з) $z = 8$, кут розвалу циліндрів 45°

- один раз на кут 90° для У-подібного компресора;
- два рази на кут 60° для W- подібного компресора;
- три рази на кут 45° для УУ- подібного компресора.

Склавши значення ординат, отримують сумарне тангенціальне зусилля для однієї шатунної шийки ΣT^* . Зсунувши ΣT^* в тому ж напрямку на 180° , отримують таку ж криву для другої шийки. Сумарна крива сил ΣT для обох колін представляє також шукану діаграму зміни моменту опору компресора $M_{кр}$.

Для різних кінематичних схем компресорів діаграми сумарних тангенціальних сил або моментів опору компресора можуть мати такий вигляд – рис.4.16.

Діаграма радіальних зусиль будується в координатах «сила-кут повороту вала» ($R-\alpha$) – рис.4.17.

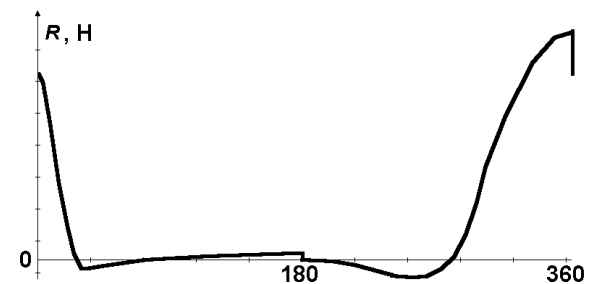


Рис.4.17. Діаграма радіальних зусиль

4.4. Визначення махових мас і конструювання маховика

Конструювання маховика для досягнення плавності обертання валу роблять, використовуючи діаграму тангенціальних сил або діаграму моментів опору компресора, які в свою чергу побудовані за розрахунковою індикаторною діаграмою з урахуванням сил тертя і сил інерції, що виникають при зворотно-поступальному русі поршня.

Для подальших розрахунків необхідно мати у своєму розпорядженні значенням T_{cp} . Її визначають планіметричним сумарною діаграми, тобто визначають площу f (мм²), обмежену кривою ΣT і віссю абсцис.

Середнє значення тангенціальної сили T_{cp} дорівнюватиме

$$T_{cp} = \frac{f \cdot \mu_T}{l}, \text{ Н,}$$

де

Дані для розрахунку	l	довжина діаграми по осі абсцис (в мм).
	T_{cp}	середня тангенціальна сила, Н;
	R	радіус кривошипа, м;
	ω	кутова частота обертання, 1 / с;
	IP	момент інерції ротора електродвигуна, кг·м ² (для безсальникових і герметичних компресорів) див. додаток 2;
	δ	ступінь нерівномірності обертання. Ступенем нерівномірності обертання валу називають відношення амплітуди зміни до середнього значення кутової частоти обертання валу

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}.$$

типів значення δ складають:

- при клиноремінній передачі або еластичній муфті $\delta = 1/25 \dots 1/40$;
- при приводі через відносно жорстку муфту, при насадженому на вал компресора роторі електродвигуна, що слугує одночасно маховиком $\delta = 1/50 \dots 1/100$;
- для дрібних компресорів $\delta = 1/10$.

Добуток T_{cp} на радіус кривошипа визначає момент електродвигуна, що долає момент опору компресора

$$M_{\partial\partial} = T_{cp} \cdot R, \text{ Н·м.}$$

За визначеним таким чином моментом двигуна $M_{\partial\partial}$ перевіряють ефективну потужність компресора N_e . У сталому режимі роботи компресора його потужність дорівнює потужності двигуна

$$N_e = M_{\partial\partial} \cdot \omega, \text{ кВт.}$$

Значення N_e порівнюють з отриманим в тепловому розрахунку компресора: розбіжність не повинна перевищувати 4% для інженерних і 10% для навчальних розрахунків.

З діаграм тангенціальних зусиль (рис.4.16) видно, що за один оберт валу момент опору компресора істотно змінюється. На одних ділянках він менше моменту двигуна, на інших – більше.

Для вирівнювання моменту компресора служить маховик, енергія, що ним накопичується, дорівнює L .

У діаграмах тангенціальних зусиль за умови, що поршні приходять в «мертві точки» через рівні кути поворотів кривошипа (рис.4.16в, д, е, ж, з) сума позитивних площ дорівнює сумі від'ємних.

Для визначення f_{max} , (рис.4.18), починаючи від довільної площі, послідовно алгебраїчно слід складати площі, зображуючи їх у вигляді векторів «мотузкового багатокутника», початок і

кінець якого замикається на одній лінії. Розрахункове значення надлишкової роботи f_{max} визначається як максимальна висота багатокутника.

Необхідний момент інерції маховика визначається з виразу

$$I_M = G_M \cdot r_M^2 = \frac{L}{\omega^2 \cdot \delta}, \text{ кг м}^2.$$

Конструювання маховика полягає у визначенні його маси (перетину обода) – G_M за прийнятим з конструктивних міркувань радіусу маховика (від центру обертання до центра ваги перерізу обода) – r_M (рис.4.19).

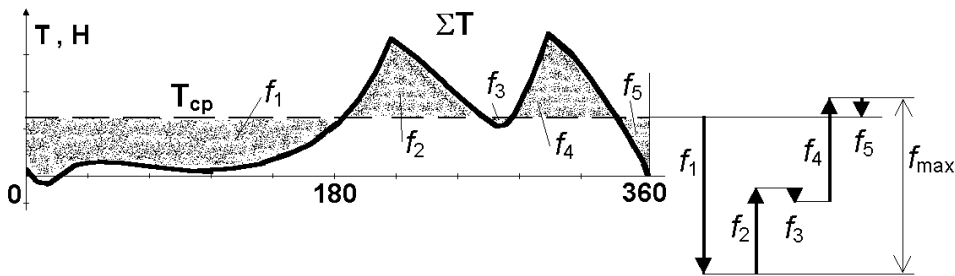
Для безсальникових і герметичних компресорів роль маховика виконує ротор електродвигуна. За відомим значенням моменту інерції ротора ($I_M = I_R$) визначають ступінь нерівномірності обертання валу δ і порівнюють її з допустимими значеннями.

Максимальна надлишкова робота крутного моменту в порівнянні з середньою роботою, яка витрачається, зображена на рис.4.16 заштрихованою площею f_{max} і визначається як

$$L = f_{max} \cdot \mu_\alpha \cdot \mu_T, \text{ Дж}$$

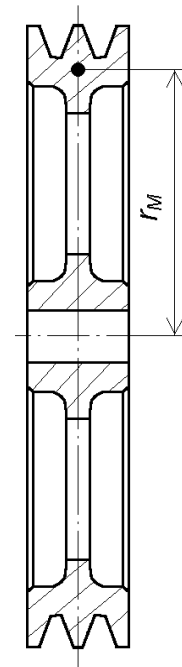
де μ_α – масштаб, який визначається як $\mu_\alpha = \frac{2\pi R}{l}$.

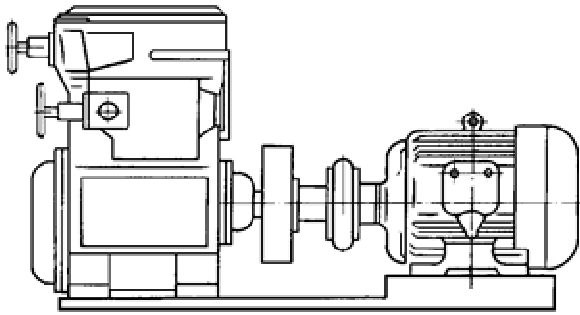
В інших випадках площі різні (рис.4.16, б, г), і в розрахунку необхідно використовувати різницю крайніх значень позитивних і негативних.



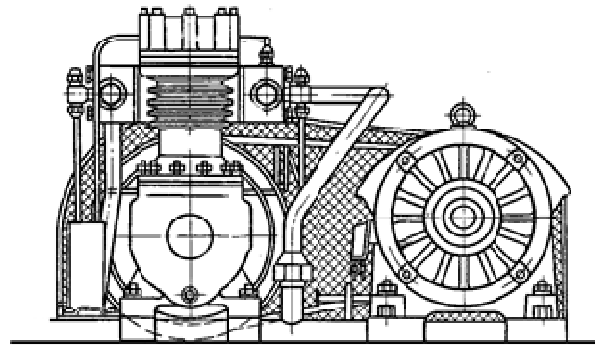
↑ Рис.4.18. Метод «мотузкового багатокутника» для визначення f_{max} ,

Рис. .4.19. До конструювання маховика →

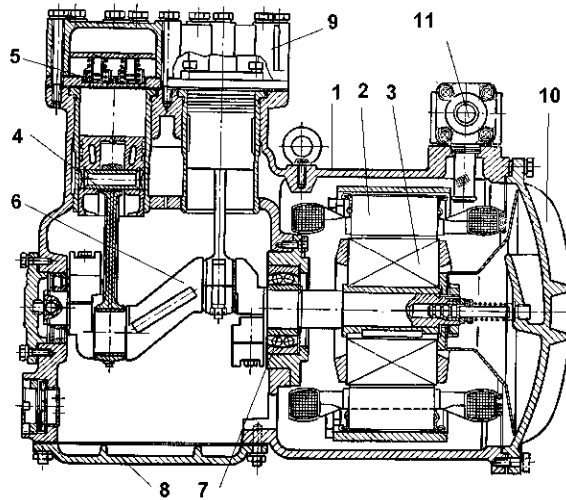




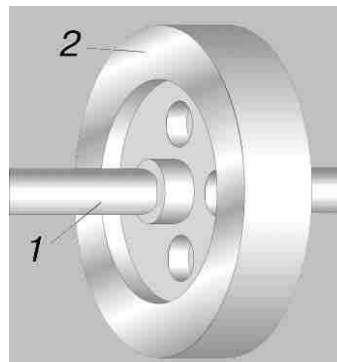
У сальниковому компресорі маховиком служить муфта



У сальниковому компресорі маховиком служить шків клинреміної передачі



У безсальниковому компресорі і герметичному маховиком служити ротор електродвигуна



Пристрій і призначення маховика

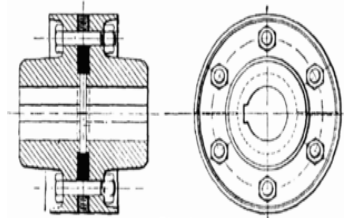
Маховик або так зване махове колесо, являє собою пристрій з масивного диска (важке колесо), розташоване на валу компресора. Основне призначення маховика полягає в нагромадженні кінетичної енергії руху. За допомогою цієї накопиченої енергії він виводить поршні з мертвих точок і створює рівномірність обертання колінчастого вала.

Маховик виготовляють шляхом виливки з чавуну. На обід маховика напресовують зубчастий вінець (виготовлений зі сталі). Габарити маховика визначають допустимими відхиленнями від номінальної частоти обертання кінетичної енергії, яку маховик повинен віддати машині в заданий час. Енергія, яка акумулюється маховиком, відповідає пропорціям

його масі і квадрату швидкості її обертання. Так як швидкість тим більше, чим більше видалення маси від осі обертання маховика, йому зазвичай надають форму колеса з масивним ободом.

Муфта – пристрій (деталь машини), призначений для з'єднання один з одним кінців валів і деталей, що вільно сидять на них, та передачі крутного моменту. Служить для з'єднання двох валів, розташованих на одній осі або під кутом один до одного.

Муфта передає механічну енергію без зміни її величини.



Жорстка фланцева і втулкова муфта

Номинальний обертальний момент	d*H8	d1*H9	D, не більш	L, не більш				l h14				Частота обертання с ⁻¹ , не більш	Зміщення валів, не більш		Маса, кг, не більш
	1-й ряд	Виконання								радіальне	кутове				
		1		2	3	4	1	2	3				4		
6,3	9		71 75	43	-	43	-	20	-	13	-	147	0,2	1°30'	0,58
	10 11	49		43	49	-	23	20	16	-	0,60				
16	12 14			63	53	63	-	30	25	20	-	127			0,59
											0,70				
	16	83		59	83	59	40	28	30	18	0,68				
31,5	16 18		90	84	60	84	60	40	28	30	18	106	0,3		0,75
63	20 22		100	104	76	104	76	50	36	38	24	95			1,52
															1,40
125	25 28		120	125	89	125	89	60	42	44	26	77			2,02
											2,04				
	30 (2-й ряд)	165		121	165	121	80	58	60	38	3,97				
250	32; 36		140	165	121	165	121	80	58	60	38	63	0,3	1°00'	4,13
	40; 45	225		169	225	169	110	82	85	56	4,37				
500	40;45		170	226	169	225	169	110	82	85	56	60	0,3		5,91;6,2 5 6,63;6,8 0
710	45;50;56		190	226	170	226	170	110	82	85	56	50	0,4		11,75;12 .60
1000	50;56		220	226	170	226	170	110	82	85	56	48	0,4		14,31;15 .21; 15,22
	63	286		216	286	216	140	105	107	72	18,87;19 ,75				
2000	63;71		250	288	218	288	218	140	105	107	72	38			26,09
	80;90	348		268	348	268	170	130	135	95	31,98;34 ,48				
4000	80;90		320	350	270	350	270	170	130	135	95	30	0,5	0°30'	36,07;40 ,03
8000	100;110;125		400	432	342	432	342	210	165	170	125	24			66,71;71 ,61
16000	125		500	435	345	435	345					19	0,6		132,68; 140,88; 142,98
	140			515	415	515	415	250	200	205	155				234,61
	160			615	495	615	495	300	240	245	185				264,61
															308,11

4.5. Урівноваження сил інерції

У кривошипно-шатунного механізму компресора діють сили інерції I_S і I_R . З метою зменшення вібрації і поліпшення умов роботи компресора сили інерції прагнуть максимально врівноважити. Якщо сили самоврівноважуються, тоді необхідно врівноважити моменти цих сил.

Дані для розрахунку	m_S	маса частин, що рухаються зворотно-поступально, кг;
	m_R	маса неврівноважених частин, що рухаються обертально, кг;
	R	радіус кривошипа, м;
	R_{np}	радіус обертання центра ваги противаги, м;
	a, b	геометричні розміри корінного вала, м;

4.5.1. Одноциліндровий компресор

У одноциліндровому компресорі (рис.4.20) сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально I_{SI} і I_{SII} , не можуть бути врівноважені повністю. Сила інерції неврівноважених обертючих мас врівноважується повністю за допомогою противаг на щоках корінного вала.

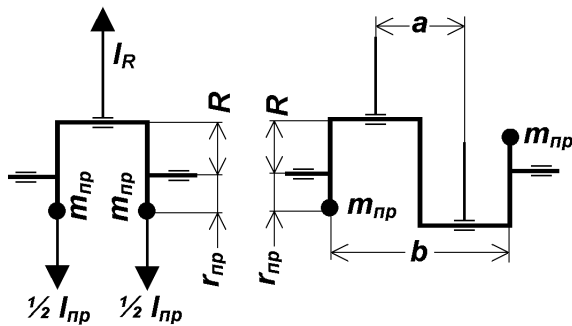


Рис.4.20. Урівноваження вертикальних компресорів

Маса кожного противаги визначається з умови рівності сил інерції

$$I_R = I'_{np}$$

$$m_R \cdot R \cdot \omega^2 = 2m'_{np} \cdot \omega^2 \cdot r_{np}$$

$$i \quad m'_{np} = \frac{1}{2} m_R \cdot \frac{R}{r_{np}}.$$

В такому компресорі частину сили інерції I_{SI} (до половини) доцільно перевести в площину, перпендикулярну площині, в якій знаходяться вісь вала і вісь циліндра.

Для цього необхідна маса противаги може бути визначена за умови

$$\frac{1}{2} I_{SI}^{max} = J''_{np}, \text{ т.е. } \frac{1}{2} m_S \cdot R \cdot \omega^2 = 2m''_{np} \cdot r_{np} \cdot \omega^2$$

$$i \quad m''_{np} = \frac{1}{4} m_S \cdot \frac{R}{r_{np}}$$

Сумарна маса противаги

$$m_{np} = m'_{np} + m''_{np} = (m_R + \frac{1}{2} m_S) \frac{R}{r_{np}}, \text{ кг.}$$

Сили інерції другого порядку залишаються нестійкими.

4.5.2. Двоциліндровий вертикальний компресор

У двоциліндровому вертикальному компресорі (рис.4.20) з кутом розвалу циліндрів 0° і кутом заклинювання кривошипів 180° (двоколінчастий вал з колінами в одній площині) сили інерції I_R і I_{SI} самоврівноважуються, але створюють моменти.

Момент сили I_R в площині кривошипів постійний за величиною може бути повністю урівноважений противагами.

Момент сили I_{SI} в площині вісей циліндрів змінний по величині і напрямку і повністю урівноважений бути не може. Частина цього моменту (половина) може бути переведена в перпендикулярну площину за допомогою противаги.

Маса кожного з противаг дорівнює

$$m_{np} = \left(\frac{I}{2} m_s + m_R \right) \frac{R \cdot a}{r_{np} \cdot b}, \text{ кг.}$$

Сили інерції другого порядку не врівноважуються.

4.5.3. Двоциліндровий компресор з кутом розвалу циліндрів 90°

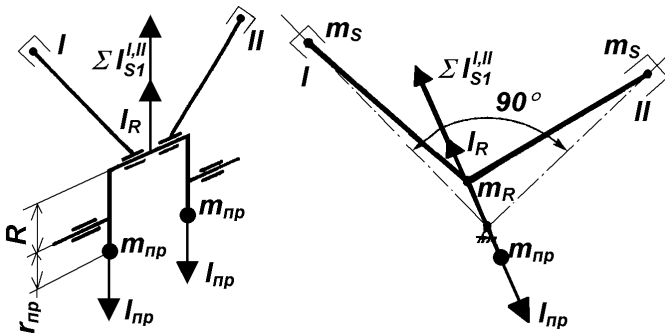


Рис.4.21. Урівноваження двоциліндрового компресора з кутом розвалу циліндрів 90°

У двоциліндровому компресорі з кутом розвалу циліндрів 90° і одним кривошипом (рис.4.21) сили інерції першого порядку, кожна з яких діє уздовж осі свого циліндра, дають постійну за величиною рівнодіючу, спрямовану по осі кривошипа

$$\sum I_{SI}^{I,II} = m_s \cdot R \cdot \omega^2.$$

Така сумарна сила інерції може бути повністю урівноважена за допомогою противаг як і відцентрова сила інерції I_R .

Маса кожного противаги повинна бути рівною

$$m_{np} = \frac{I}{2} (m_s + m_R) \cdot \frac{R}{r_{np}}, \text{ кг}$$

4.5.4. Чотирициліндровий У-подібний компресор

4-х циліндрові У-подібні компресори (рис.4.22) зазвичай виконують з кутом розвалу циліндрів 90° і двоколінчастим валом з кутом заклинювання кривошипів 180° . У компресорах з такою кінематичною схемою сили інерції I_{SI} і I_R самоврівноважуються, оскільки є постійними за величиною

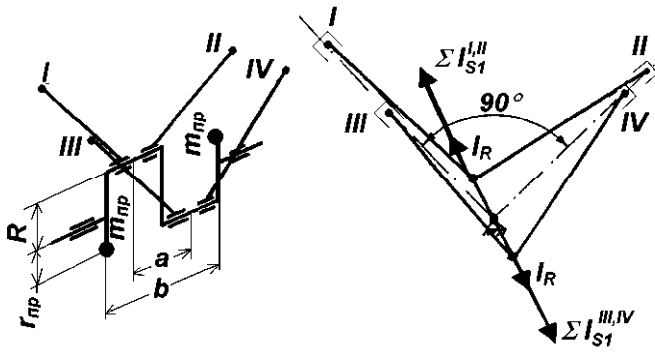


Рис.4.22. Урівноваження чотирициліндрового компресора з кутом розвалу циліндрів 90°

$$\sum J_{S1}^{I,II} = \sum J_{S1}^{III,IV} = m_s \cdot R \cdot \omega^2 = \text{const}.$$

Створювані сили ΣI_{S1} і I_R моменти постійні за величиною, діють в площині кривошипів і можуть бути повністю врівноважені за допомогою противаг

$$m_{np} = (m_s + m_R) \cdot \frac{R \cdot a}{r_{np} \cdot b}, \text{ кг.}$$

4.5.5. Шестициліндровий W-подібний компресор

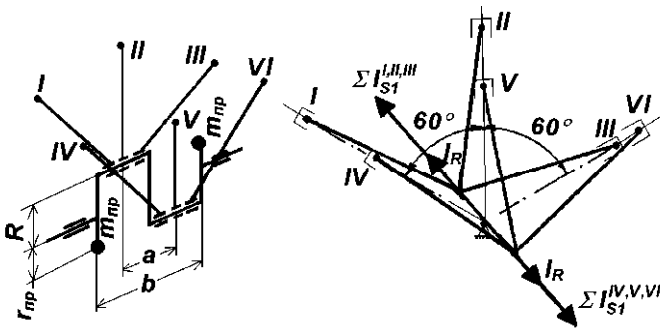


Рис.4.23. Урівноваження шестициліндрового компресора з кутом розвалу циліндрів 60°

Зазвичай кут розвалу циліндрів в такому компресорі (рис.4.23) вибирають рівним 60° , двоколінчастий вал виконують з колінами в одній площині. При цьому

$$\begin{aligned} \sum I_{S1}^{I,II,III} &= \sum I_{S1}^{IV,V,VI} = \\ &= \frac{3}{2} m_s \cdot R \cdot \omega^2 = \text{const} \end{aligned}$$

Урівноваження проводиться аналогічно попередньої схеми, а маса кожного противаги визначається як

$$m_{np} = \left(\frac{3}{2} m_s + m_R\right) \cdot \frac{R \cdot a}{r_{np} \cdot b}, \text{ кг.}$$

4.5.6. Восьмициліндровий УУ-подібний компресор

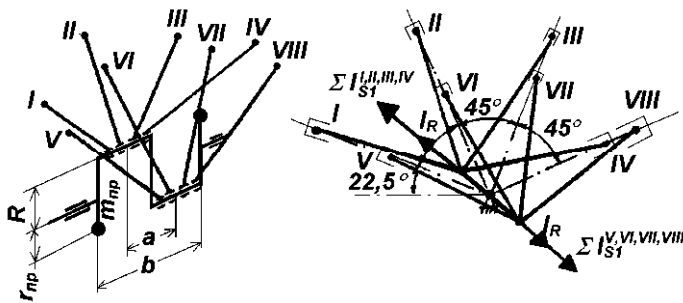


Рис.4.24. Урівноваження восьмициліндрового компресора з кутом розвалу циліндрів 45°

Компресор (рис.4.24) представляє як би здвоєну компоновку двох У-подібних схем: блоки циліндрів I, V і III, VII утворюють одну У-подібну схему з кутом розвалу циліндрів 90° , інші циліндри утворюють другу У-подібну схему. Тут

$$\sum I_{S1}^{I,II,IV} = \sum I_{S1}^{V,VI,VIII} = 2m_s R \omega^2 = \text{const}.$$

Маса кожного з противаг

$$m_{np} = (2m_s + m_R) \cdot \frac{R \cdot a}{r_{np} \cdot b}.$$

4.5.7. Трьохциліндровий зіркоподібний компресор

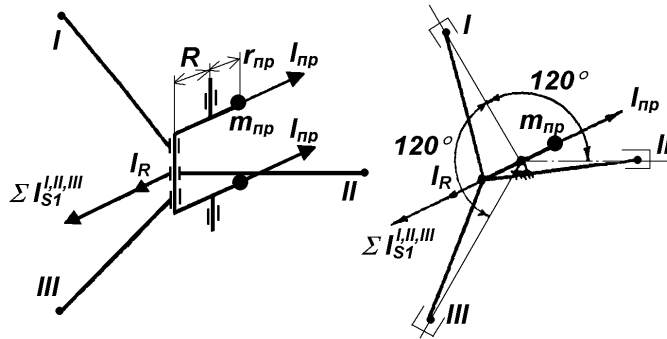


Рис. 4.25 Урівноваження трьохциліндрового зіркоподібного компресора

За такою кінематичною схемою (рис. 4.25) виконується герметичний компресор з вертикальним валом (наприклад, ПГ7); кут розвалу циліндрів 120° , вал з одним коліном. Для такої кінематичної схеми

$$\sum I_{SI}^{I,II,III} = \frac{3}{2} m_s \cdot R \cdot \omega^2 = \text{const}.$$

Маса кожного з противаг

$$m_{np} = \left(\frac{1}{2} m_R + \frac{3}{4} m_s \right) \frac{R}{r_{np}}, \text{ кг.}$$

4.6. Конструювання противаги

Для конструювання противаги (рис. 4.26) необхідно попередньо задатися його конструкцією. У різних конструкціях сучасних компресорів противагу в площині, перпендикулярній валу, являє собою сектор (площею F_{np}) з центральним кутом в 60° , 90° , 120° (найбільш часто) і 180° в залежності від умов вибору максимально можливої (в межах габаритів картера) величиною радіуса центру ваги противаги r_{np} (для зменшення його маси).

Шуканою величиною є ширина противаги

$$\alpha_{np} = \frac{m_{np}}{\rho \cdot F_{np}}, \text{ м}$$

де m_{np} – маса противаги, кг; ρ – густина матеріалу противаги, кг / м³; F_{np} – площа сектора противаги, м².

Конструювання противаги і визначення його центра ваги виробляють шляхом варіантних графічних побудов на міліметровці.

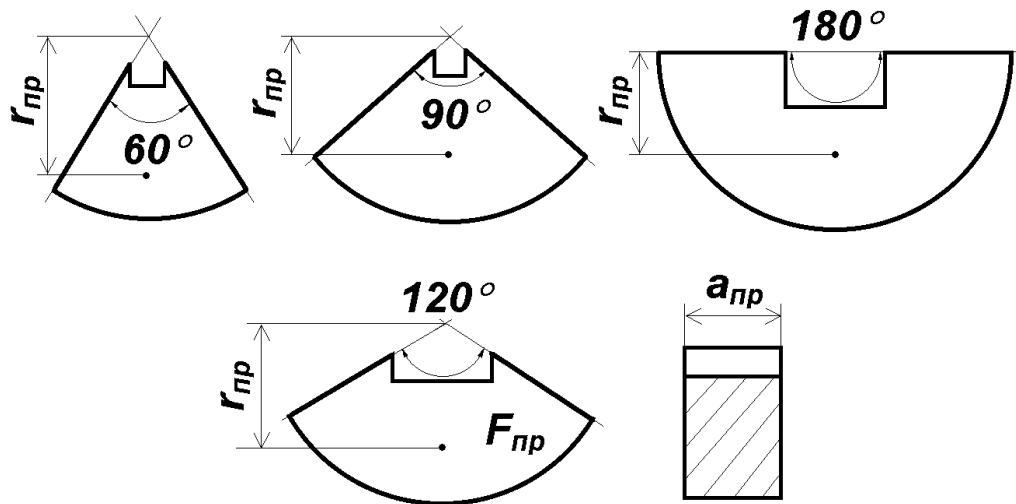


Рис. 4.26 До конструювання противаги



Противага з'ємний.



Противага нез'ємний..

5. РОЗРАХУНОК ГАЗОВОГО ТРАКТА

- Газовий тракт компресора включає:
- всмоктувальний патрубок;
 - проточну частину:
 - вікна в циліндрі;
 - сідло всмоктувального клапана;
 - щілину всмоктувального клапана;
 - розетку всмоктувального клапана;
 - сідло нагнітального клапана;
 - щілину нагнітального клапана;
 - розетку нагнітального клапана;
 - нагнітальний патрубок.
- Для сучасних компресорів існують рекомендовані значення середньої швидкості пари ω , м / с в прохідних перетинах (таблиця 13). При $t_0 < -25^\circ\text{C}$ значення рекомендованих швидкостей ω знижують на 5 ... 15%.

Розрахунок газового тракту проводять з умови суцільності потоку пари

$$F_n \cdot c_m = \omega_i \cdot f_i$$

де F_n – площа поршня, м^2 ; c_m – середня швидкість поршня, м/с; ω_i – середня швидкість пари в розглянутому перетині i , м/с; f_i – живий перетин елемента газового тракту, що розглядається м^2 .

Таблиця 13

Прохідний перетин	Робоча речовина		
	R-717	R-22, R-13	R134 та ін.
Всмоктувальний патрубок	20-25	15-20	12-17
Вікна в циліндрах	15-20	10-15	10-15
Всмоктувальний клапан:			
• сідло і розетка	25-30	20-25	17-22
• щілина	40-60	30-40	25-35
Нагнітальний клапан:			
• сідло і розетка	30-35	25-30	22-27
• щілина	40-60	30-40	25-35
Нагнітальний патрубок	25-30	20-25	17-22

Послідовність розрахунку будь-якого елемента газового тракту однакова.

Етап 1. За обраним значенням ω (Табл. 13) в перерізі визначають площу живого перетину f_i . Живі перетини вікон в гільзах, сідел і розеток клапанів виконують у вигляді набору сверлених отворів або фрезерованих складної форми. Форма отворів вибирається індивідуально, виходячи з умов технологічності конструкцій.

Етап 2. Користуючись довідковим матеріалом для сучасних компресорів (або прототипом) проводять конструкторську розробку геометрії розглянутого перетину (визначають кількість отворів і їх геометричну форму і розміри).

5.1. Патрубки компресора

Дані для розрахунку

V_h	теоретичний об'єм, описуваний поршнями компресора, $\text{м}^3/\text{с}$
λ	коефіцієнт подавання компресора;
v_1	питомий об'єм пари в точці 1 (всмоктування), $\text{кг} / \text{м}^3$;
v_2	питомий об'єм пари в точці 2 (нагнітання), $\text{кг} / \text{м}^3$.

Розрахунок патрубків компресора зводиться до визначення внутрішніх діаметрів:

- всмоктувального патрубка

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4V_h \cdot \lambda}{\pi \cdot \omega_{вс}}}, \text{ м};$$

- нагнітального патрубка

$$d_{наг} = \sqrt{\frac{4V_h \cdot \lambda}{\pi \cdot \omega_{наг}} \cdot \frac{v_2}{v_1}}, \text{ м}.$$

Розрахункові значення $d_{вс}$ і $d_{наг}$ коригують відповідно до галузевих стандартів на трубопроводи (Додаток 5).

5.2. Вікна в гільзі

5.2.1. Вікна в гільзі прямооточного компресора

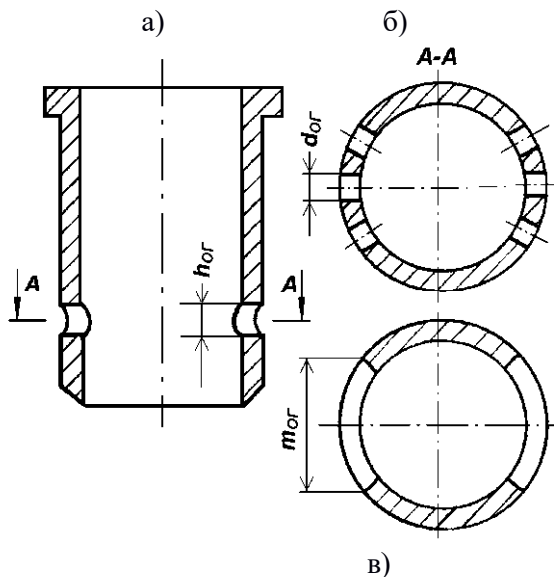


Рис.5.1. Вікна в гільзі прямооточного компресора: а) розріз уздовж осі симетрії; б, в) перетини А-А

Сумарна площа прохідного перетину вікон прямооточного компресора (рис.5.1) визначається як

$$f_{оз} = \frac{V_h \cdot \lambda}{\omega_{оз}}, \text{ м}^2$$

Вибираємо кількість і форму отворів:

- при свердлених отворах (рис.5.1б)

$$h_{оз} = d_{оз},$$

тоді кількість отворів

$$n_{отв} = \frac{4 \cdot f_{оз}}{\pi \cdot d_{оз}^2}.$$

- при фрезерованих отворах (рис.5.1в) необхідно задатися кількістю отворів n' , тоді ширина отворів дорівнюватиме

$$m_{оз} = \frac{f_{оз}}{n' \cdot h_{оз}}.$$

В сучасних компресорах $n' = 2$.

5.2.2. Вікна в гільзі непрямоточного компресора

Сумарна площа живого перетину в гільзі непрямоточного компресора з периферійним всмоктувальним клапаном (рис.5.2) визначається як

$$f_{o.z} = \frac{V_h \cdot \lambda}{\omega_{o.z}}, \text{ м}^2.$$

При конструюванні необхідно задатися шириною каналу m , тоді середній діаметр пояса отворів складе

$$D_{cp} = D + 2\delta_z + m, \text{ м.}$$

При свердлених отворах (рис.5.2б)

$$m = d_{отв},$$

тоді кількість отворів

$$n = \frac{f_{o.z} \cdot 4}{\pi \cdot d_{отв}^2}.$$

При формі каналу у вигляді фрезерованих отворів з розміром k і m (рис.5.2в) прохідний перетин каналу дорівнює

$$f_{o.z} = n' \cdot k \cdot m,$$

де

n' – кількість каналів; k – можна уявити як

$$k = d_{отв} \cdot b;$$

b – кількість вписаних отворів (рис.5.2в), тоді

$$n' = \frac{f_{o.z} \cdot 4}{\pi \cdot d_{отв}^2} \cdot \frac{1}{b}.$$

Відстань між отворами і каналами визначається конструктивно або аналітично:

- для свердлених отворів (рис.5.2б)

$$c = \frac{\pi \cdot D_{cp} - n \cdot d_{отв}}{n}, \text{ м};$$

- для фрезерованих отворів (рис.5.2в)

$$c = \frac{\pi \cdot D_{cp} - n' \cdot b \cdot d_{отв}}{n'}, \text{ м}$$

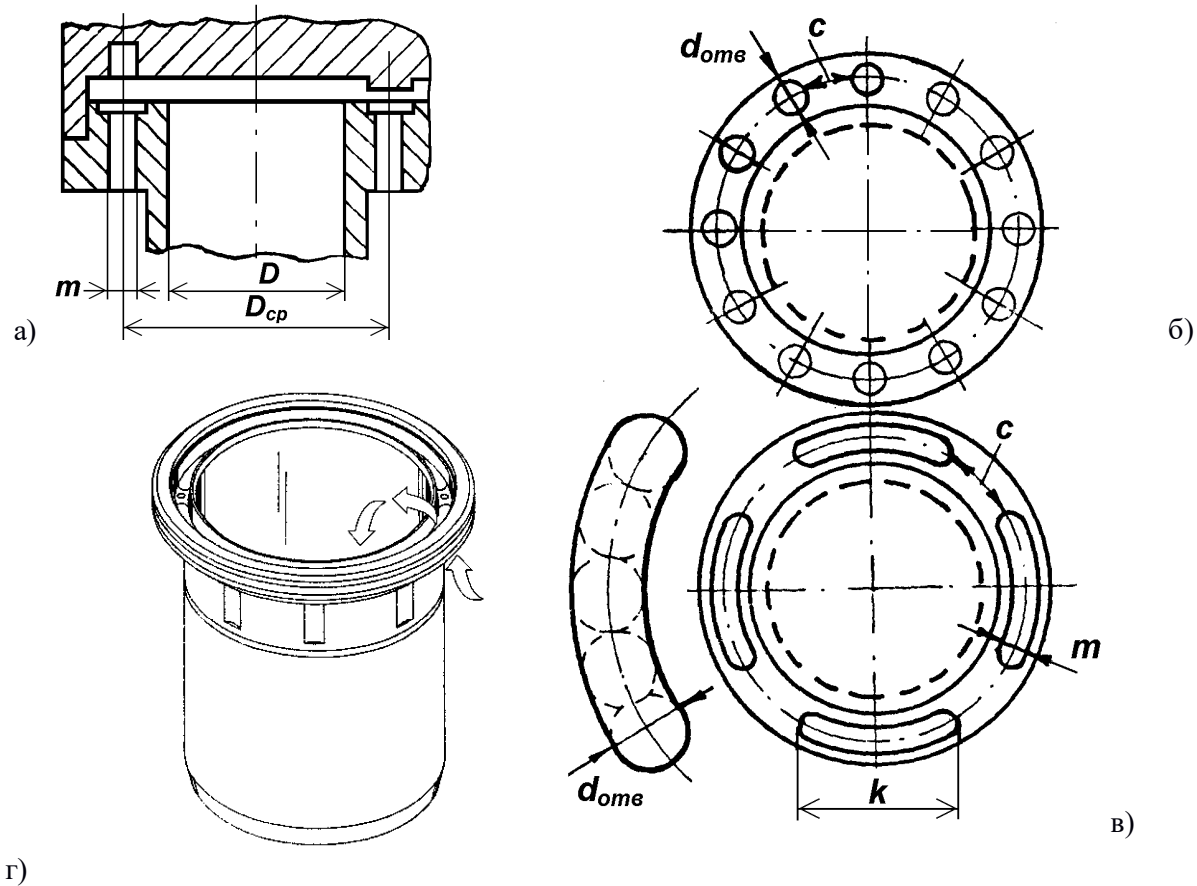


Рис.5.2. Вікна в гільзі непрямоточного компресора: а) розріз уздовж осі симетрії; б, в) перетини А-А; г) загальний вигляд

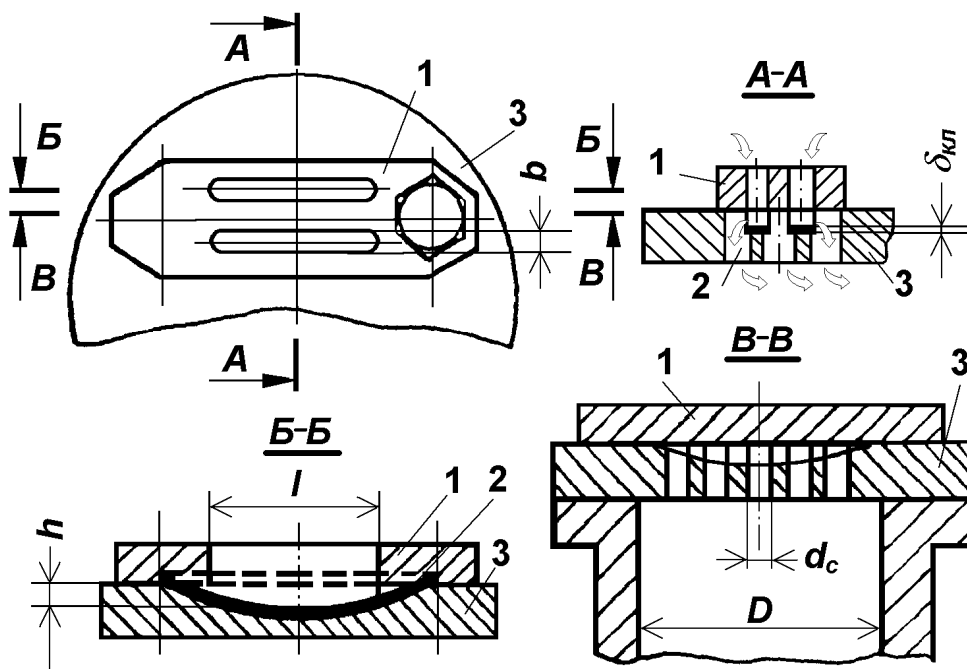
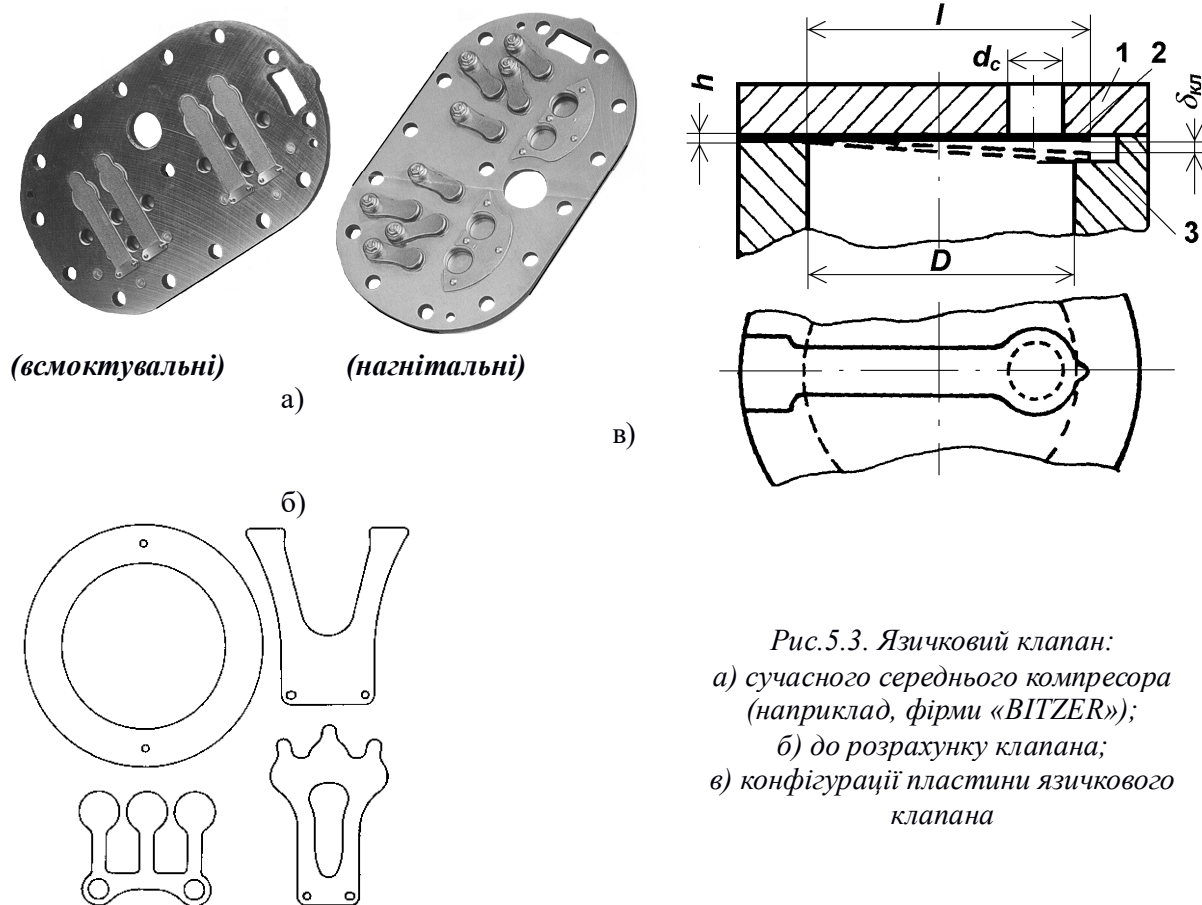
5.3. Клапани

За призначенням клапани діляться на всмоктувальні і нагнітальні. За принципом дії клапани є автоматичними, тобто відкриття та закриття відбувається під дією різниці тиску (депресії), сил інерції і пружних сил робочих деталей самого клапана.

Клапанні групи розташовуються:

- в непрямоточних компресорах – у верхній кришці циліндра;
- в прямоточних: нагнітальні – у верхній кришці циліндра, всмоктувальні – у верхній частині поршня.

За конструкцією клапани сучасних компресорів є *пластинчастими*, тобто запірним органом клапана є пластина. Клапани роз'єднують (з'єднують) порожнину циліндра з відповідною порожниною компресора. Назва клапана і його конструктивні особливості визначаються формою робочої пластини.



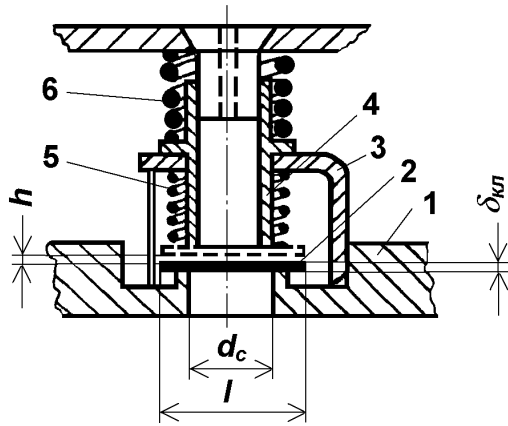


Рис.5.5. П'ятачковий клапан:

- 1 – сідло; 2 – пластина;
3 – обмежувач підйому; 4 – розетка;
5 – робоча пружина клапана;
6 – буферна пружина (для захисту від
гідравлічного удару)

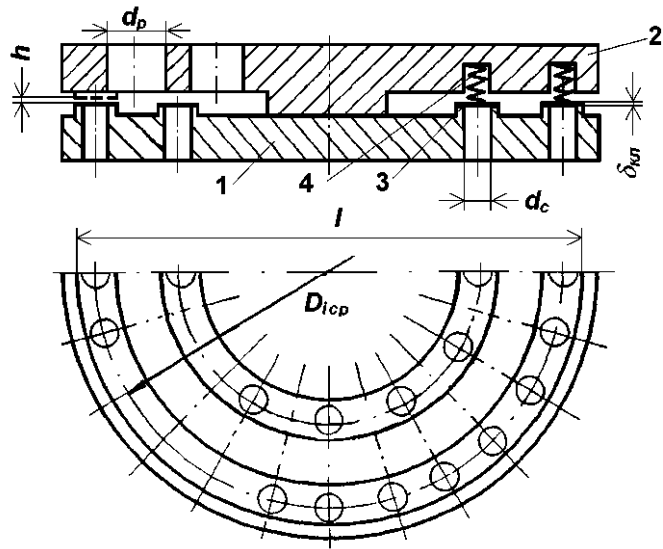


Рис.5.6. Кільцевий клапан:

- 1 – сідло; 2 – розетка (і обмежувач підйому);
3 – пластина; 4 – робоча пружина клапана

В сучасних компресорах найбільшого поширення набули такі конструкції клапанів:

- *язичкові* (пелюсткові) – рис.5.3.
Робоча пластина має форму язичка. Такі конструкції застосовуються в малих і середніх компресорах як всмоктувальних, так і нагнітальних.
- *смугові* (стрічкові) – рис.5.4.
Робоча пластина має форму стрічки. Застосовуються в компресорах будь-якої продуктивності в якості всмоктувальних і нагнітальних.
- *п'ятачковий* – рис.5.5.
Робоча пластина виконана у формі п'ятака. Застосовуються в машинах малої і середньої продуктивності в якості нагнітальних.
- *кільцеві* – рис.5.6.
Робоча пластина являє плоске кільце. Застосовується в машинах середньої і великої продуктивності в якості всмоктувальних і нагнітальних. За кількістю кілець такі клапани діляться на одно і багатокільцеві.

Дані для розрахунку	d_c, d_p	діаметр отворів сідла і розетки, відповідно, м;
	δ	товщина пластини клапана, мм;
	z	кількість робочих пластин клапана;
	n_c, n_p	кількість отворів сідла і розетки, відповідно;
	h	висота підйому (прогину) пластини клапана (рис.5.7), м;
	l	довжина пластини клапана, м;
	$D_{iscp} = \frac{D_{нар} + D_{вн}}{2}$ – середній діаметр кільцевої пластини клапана, м.	

При конструюванні клапана необхідно забезпечити розміри прохідних перетинів отворів і щілин клапана, що сприяють зменшенню «мертвого простору» і зниженню втрат, пов'язаних з дроселюванням робочої речовини в клапанах.

Виходячи з обраної конструкції клапанів, використовуючи схему клапана (рис.5.3-5.6) і характеристики робочих пластин, визначають прохідні перетини в елементах клапанів (табл. 14).

Висоту підйому клапана h (з точністю до 0,01 мм) в залежності від частоти обертання валу n визначають за рис.5.7.

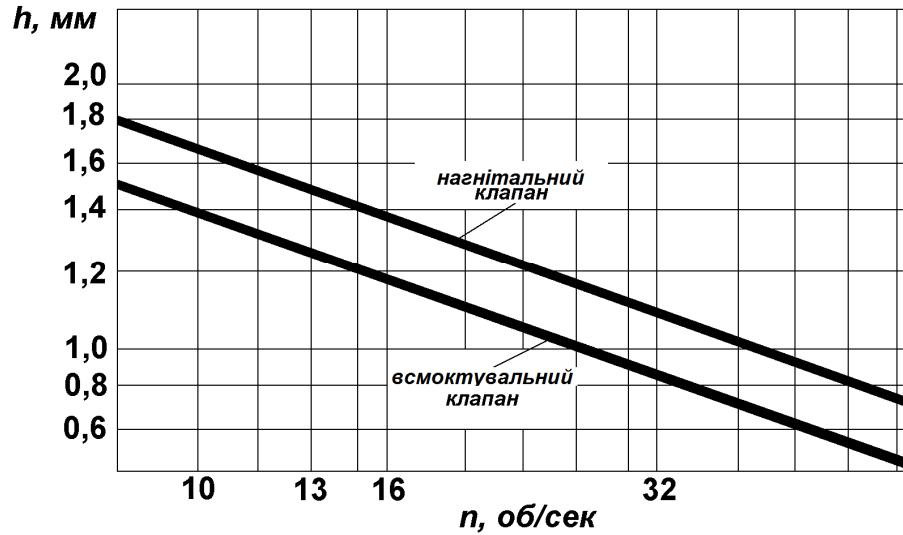


Рис.5.7. До визначення висоти підйому клапанів

Таблиця 14

Конструкція клапана	матеріал виготовлення клапана	товщина пластини клапана, мм	Аналітичні залежності для розрахунку прохідного перетину отворів			
			сідло	розетка	щілина	форма щілини
Язичковий (Рис.5.3)	холодно тягнута сталь	0,1-0,25	$\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}$	-	$l \cdot h$	
Смуговий (Рис.5.4)	70С2ХА, У10А	0,1-0,2 для малих 0,4-0,8 для великих	$\frac{\pi \cdot d_c^2}{4} n_c$	$l \cdot b \cdot z$	$l \cdot h \cdot z$	
П'ятачковий (Рис.5.5)	сталь хромиста	0,5-0,8	$\frac{\pi \cdot d_c^2}{4} n_c$	-	$\pi \cdot d_o \cdot h$	
Кільцевий (Рис.5.6)	30ХГСА, 3Х13	1-2	$\frac{\pi \cdot d_c^2}{4} n_c$	$\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} n_p$	$\pi \sum_{i=1}^n D_{icp} h$	

6. РОЗРАХУНОК ВУЗЛІВ І ДЕТАЛЕЙ НА МІЦНІСТЬ

При проектуванні компресора в центрі уваги конструктора повинні знаходитися економічні фактори: довговічність і експлуатаційна надійність.

Основні фактори, що лімітують надійність компресора:

- поломки деталей;
- знос поверхонь тертя;
- пошкодження поверхонь в результаті дії контактних напружень, наклепу і корозії;
- пластичні деформації деталей при підвищених температурах.

Досягнення необхідної міцності в більшості випадків не є непереборною перешкодою.

При існуючому в даний час асортименті конструкційних матеріалів і обробних технологій в поєднанні з високим рівнем розвитку науки про міцність можливе створення деталей і вузлів компресора з практично необмеженою довговічністю.

Основні види зносу в компресорі:

- механічний (при терті ковзання, терті кочення і контактний);
- корозійний;
- тепловий.

Головний спосіб підвищення зносостійкості при механічному зносі – збільшення твердості тертих пар, зменшення тиску на поверхні тертя, підвищення якості поверхні і правильна олива.

Для ліквідації корозії, що викликається впливом робочої речовини, слід застосовувати корозійно-стійкі матеріали або покриття.

Тепловий знос деталей можна зменшити за рахунок правильного охолодження деталі і забезпечення в парах тертя рідинної системи змащення, шляхом подавання оливи під тиском до всіх рухомих з'єднань.

Надійність компресора, в першу чергу, визначається міцністю і жорсткістю його деталей.

Рациональними способами підвищення міцності без збільшення маси деталей є:

- застосування вигідних профілів і форм;
- максимальне використання міцності матеріалу;
- рівномірне навантаження на елементи конструкції;

Способи підвищення жорсткості:

- правильний вибір схеми навантаження;
- раціональна розстановка корінних підшипників і опор;
- використання жорстких конструкційних форм.

6.1. Теоретичні основи розрахунку

Розрахунок вузлів та деталей компресора на міцність носить перевірочний характер. Визначаються величини напружень, питомих тисків і запаси міцності в елементах проектуваного компресора і виробляються порівняння з допустимими значеннями.

Умови міцності в цьому випадку представляються у вигляді

$$\sigma_{роб} \leq [\sigma], q_{роб} \leq [q], n_{роб} \leq [n].$$

де

$\sigma_{роб}$ и $[\sigma]$ – робоча і допустима напруга в розрахунковому перерізі відповідно, Па;

$q_{роб}$ и $[q]$ – робочий і допустимий питомий тиск відповідно, Па;

$n_{роб}$ и $[n]$ – робочий і рекомендований запас міцності відповідно.

Розрахунок компресора на міцність ведуть за заздалегідь заданими розрахунковими режимами, досить важкими, щоб забезпечити нормальну роботу компресора для будь-якого споживача.

Для розрахунку різних вузлів і деталей поршневих компресорів застосовуються три види розрахункових режимів.

Перший розрахунковий режим, при якому спостерігається найбільше зусилля на поршень, застосовується для розрахунку на міцність механізму руху та інших деталей. Найбільше зусилля на поршень і механізм руху спостерігається поблизу верхньої мертвої точки при тиску нагнітання в циліндрі.

У компресорах будь-якого типу розрахунковий тиск приймається рівним ($p_k - p_o$), МПа, а розрахункове зусилля $P = F_n(p_k - p_o)$, Н.

Для проектного компресора в заданому температурному режимі t_o , t_k , значення ($p_k - p_o$) визначають з теплового розрахунку.

Другий розрахунковий режим – це режим максимальної потужності ($N_e = \max$). По ньому підбирають електродвигун компресора.

За *третьім розрахунковим режимом* розраховують литі деталі. Такі деталі при виготовленні, але до закінчення механічної обробки, випробовують пробним гідравлічним тиском на міцність. Розрахункові тиски для різних робочих речовин стандартизовані (таблиця 22). При використанні нових робочих речовин (не передбачених стандартизацією) значення пробних гідравлічних тисків $p_{г\text{ідр}}$ повинні в 1,5 рази перевищувати відповідні робочі.

Таблиця 15

Робоча речовина, тип компресора	$p_{г\text{ідр}}$, МПа	
	сторона високого тиску	сторона низького тиску
• R717, R22; • R13 (нижній каскад); • R142 (при $t_k > 60^\circ\text{C}$); • верхня ступінь двоступеневих холодильних машин (будь-які робочі речовини)	2,4	1,6
• нижня ступінь двоступеневих холодильних машин (будь-які робочі речовини); • R142 (при $t_k < 60^\circ\text{C}$)	1,6	1,2
• R717, R22, R134 (як спеціальні і підтискаючі)	1,6	1,2
R134 (одноступеневі)	1,6	1,2
кожухи герметичних компресорів	1,6	1,9
тропічне виконання	3,0	2,4

6.2. Розрахунок на міцність нерухомих деталей

Литі корпусні деталі випробовують на міцність пробним гідравлічним тиском (табл. 15). Розрахунок на міцність гільз, блокартерів, кришок циліндрів і т.д. роблять, виходячи з величини пробних гідравлічних тисків, характерних для відповідних порожнин компресора.

6.2.1. Гільза циліндра

Гільзу розглядають як тонкостінну посудину (рис.6.1), випробовуваний пробним гідравлічним тиском $p_{гидр}$ для сторони високого тиску.

Дані для розрахунку

- D діаметр циліндра, м;
 δ_c товщина стінки гільзи, м;
 $[\sigma]_p = 60$ МПа – для чавуну допустиме напруження розтягу.

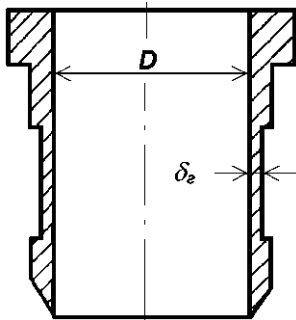


Рис. 6.1. Гільза компресора

Середній діаметр гільзи

$$D_{cp} = D + \delta_c, \text{ м.}$$

Напруга розтягування

$$\sigma_p = \frac{p_{гидр} \cdot D_{cp}}{2 \cdot \delta_c} \leq [\sigma]_p.$$

6.2.2. Блоккартер

За кресленнями блоккартера визначають товщину стінок в різних порожнинах. Розрахунок нагнітальної порожнини проводять за пробним гідравлічним тиском для нагнітальної порожнини (сторона високого тиску), для всіх інших порожнин – з гідравлічним тиском для сторони низького тиску. Картер розраховують за найбільш небезпечним перетином, що проходить через бічні і торцеві вікна (перетин А-А). При розрахунку напруги розтягнення в зазначеному перерізі умовно приймають, що кришки ніяких зусиль на себе не сприймають. За кресленням слід визначити в нагнітальній порожнині найбільш небезпечний перетин. Як приклад на рис.6.3 небезпечним перетином слід вважати перетин Б-Б.

Дані для розрахунку

- f_1 площа дії тиску $p_{гидр}$.
 Визначається як сума проекцій поверхонь внутрішньої порожнини картера на площину перетину (рис.6.2 – позначені 1, 2, 3, 4);
 f_2 площа тіла картера в розрахунковому перерізі (рис.6.3 – заштриховані площини);
 f_3 площа дії тиску $p_{гидр}$ (рис.6.3) $f_3 = (l - 2 \cdot \delta) \cdot b$;
 f_4 площа розрахункового перерізу (рис.6.3) $f_4 = 2 \cdot (l + b) \cdot \delta$.
 $[\sigma]_p = 60$ МПа - для чавуну допустиме напруження розтягу.

Сторона низького тиску. Напруга в перетині А-А дорівнює

$$\sigma_p = \frac{p_{гидр}^{н.д.} \cdot f_1}{f_2}, \text{ МПа.}$$

Сторона високого тиску. Напруга в перетині Б-Б дорівнює

$$\sigma_p = \frac{p_{гидр}^{в.д.} \cdot f_3}{f_4}, \text{ МПа.}$$

6.2.3. Верхня кришка циліндрів

Умовно кришку циліндрів розглядають як плоску прямокутну чавунну плиту, що вільно спирається своїм периметром і знаходиться під рівномірно розподіленим навантаженням $p_{\text{цидр}}$ (для сторони високого тиску)

Дані для розрахунку	k	постійний коефіцієнт, $k = 0,66 \dots 1,225$;
	$b_{\text{кр}}, a_{\text{кр}}$	відстань між осями отворів для кріплення кришки (рис.6.3), м:
	d	діаметр отворів, м;
	b	розрахункова ширина кришки, $b = b_{\text{кр}} + d$, м;
	a	розрахункова довжина кришки, $a = a_{\text{кр}} + d$, м;
	$\delta_{\text{кр}}$	товщина кришки, м;
	$[\sigma]_p = 60 \text{ МПа}, [\sigma]_{\text{из}} = 120 \text{ МПа}$	– для чавуну допустима напруга на розтяг і на вигин відповідно.

Напруження згину

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{b^2 \cdot k \cdot p_{\text{цидр}}^{\text{в.д.}}}{2 \cdot \delta_{\text{кр}}^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{b}{a} \right)^2 \right]} \leq [\sigma]_{\text{из}}, \text{ МПа.}$$

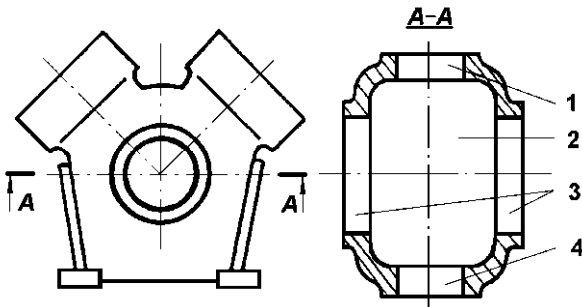


Рис.6.2. До розрахунку блокартера

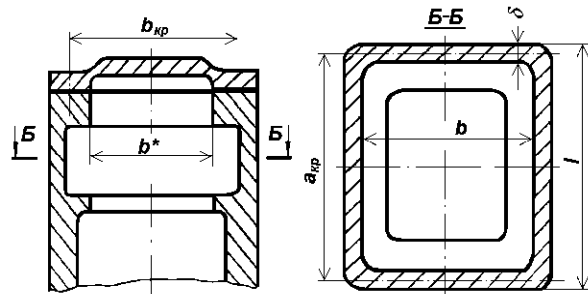


Рис.6.3. До розрахунку блоку циліндрів і верхньої кришки циліндрів

6.2.4. Шпильки (болти, гвинти) верхньої кришки циліндрів

З креслення слід встановити розміри і кількість шпильок (болтів, гвинтів) для кріплення верхньої кришки циліндрів. Для забезпечення повної герметичності компресора слід розташовувати сусідні кріпильні деталі на відстані не більше (4 ... 5) діаметрів цієї деталі (болти, шпильки, гвинти).

Дані для розрахунку	$f_{\text{кр}}$	поверхню кришки, що піддається дії тиску $p_{\text{цидр}}$, м ² , $f_{\text{кр}} = b^* \cdot (l - 2\delta)$ (рис.6.3);
	m	коефіцієнт, що залежить від пружних властивостей прокладки, $m = 0,75$ – гумова, паранітові; $m = 0,35$ – мідна, алюмінієва;
	i	кількість шпильок (болтів, гвинтів);
	$d_p^{\text{вн}}$	внутрішній діаметр різьби шпильки (болта, гвинта), м ² .
	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p = 100 \text{ МПа}$ – для сталі допустима напруга на розтяг

Сила, що розтягує шпильки (болти, гвинти)

$$Q = p_{\text{гидр}} \cdot f_{\text{кр}} \cdot i, \text{ Н}$$

Навантаження на всі шпильки (болти, гвинти) з урахуванням необхідної затяжки прокладки

$$P_{\text{г}} = Q \cdot (1 + m), \text{ Н}$$

Сила, що діє на одну шпильку (болт, гвинт)

$$q = \frac{P_{\text{г}}}{i}, \text{ Н}$$

Напруження розриву

$$\sigma_p = \frac{4q}{\pi \cdot (d_p^{\text{вн}})^2} \leq [\sigma]_p, \text{ МПа}$$

6.3. Розрахунок на міцність рухомих деталей

6.3.1. Поршень

Поршень сприймає навантаження від:

- тиску пари;
- сил інерції;
- сил тертя.

Температурні напруги, що виникають під час роботи, в розрахунку не враховуються.

На рис.6.4-6.5 схематично показані поршні непрямоточного і прямоточного компресорів. Розрахунок на міцність підлягають днище, стінка і бобишка поршня. Крім того, необхідним є перевірка величини питомого тиску поршня на стінку циліндра.

Дані для розрахунку	D	діаметр циліндра, м;
	δ_n	товщина стінки поршня, м;
	δ	товщина днища поршня, м;
	$R_{\text{ср}}$	середній радіус опірної поверхні днища поршня $R_{\text{ср}} = \frac{D - \delta_n}{2}, \text{ М};$
	$\text{tg } \beta_{\text{max}}$	чисельно дорівнює значенню $\lambda = S / 2L$;
	d_c	діаметр отворів в сидлі всмоктувального клапана (тільки для прямоточного компресора), м
	n	число отворів в розрахунковому перерізі сидла всмоктувального клапана (тільки для прямоточного компресора);
	f_n	проекція опорної поверхні поршневого пальця (рис.6.7), м^2 , $f_n = 2d_n^{\text{п}} \cdot f$
	f'	проекція опорної поверхні поршня на стінку циліндра, м^2 (Враховується тільки крейцкопфний частина) $f' = D \cdot H_{\text{кр}}$
	$f_{\text{см}}$	площа небезпечноперетину стінки, (заштриховані частини на рис.6.4в, г і 6.5), визначається з креслення, м^2 ;
	m_n	маса поршня, включаючи масу поршневих кілець і пальця (для прямоточних компресорів враховується також маса всмоктувального клапана), кг
	$[\sigma]_{\text{из}}$	100 ... 120 МПа – для сталі; $[\sigma]_{\text{из}} = 40 \text{ МПа}$ – для алюмінієвого сплаву допустима напруга на вигин;
	$[\sigma]_{\text{сжс}}$	100 МПа – для сталі; $[\sigma]_{\text{сжс}} = 30 \text{ МПа}$ – для алюмінієвого сплаву допустима напруга при стискуванні;
	$[q]_n$	8 МПа допустима тиск пальця;
	$[q]$	0,25 МПа – алюміній по чавуну; $[q] = 0,15 \text{ МПа}$ – сталь по чавуну допустиме значення питомої тиску при терті.

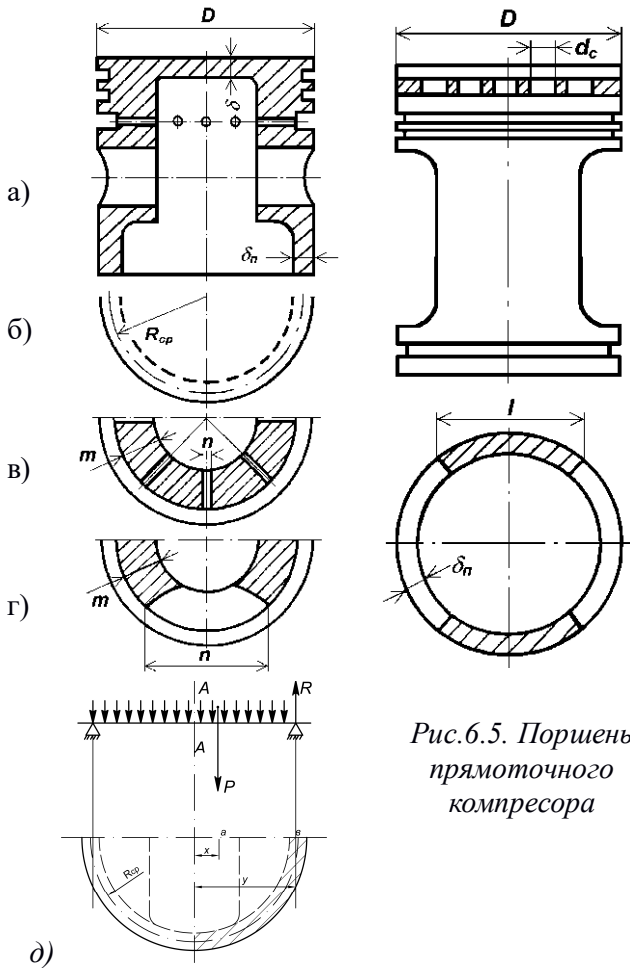


Рис.6.4.Поршень
непрямоточного
компресора

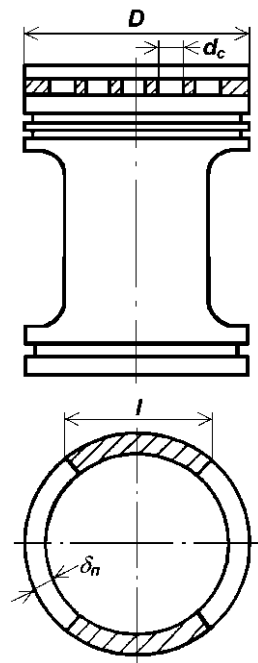


Рис.6.5. Поршень
прямоточного
компресора

Днище поршня (рис.6.4а) розраховують на вигин від дії сил тиску пари. Днище розглядають як круглу плиту з опорним перерізом по окружності R_{cp} . Максимальні напруги виникають в центрі плити. У цьому випадку точка докладання рівнодіючої від рівномірно розподіленого навантаження $(p_K - p_O)$ знаходиться в центрі ваги половини днища, тобто координата центра ваги півкола дорівнює:

$$x = \frac{4 \cdot R_{cp}}{3\pi}, \text{ м}$$

Реакція від сил $(p_K - p_O)$ буде прикладена в ц.т. дуги опорного перетину поршня (рис. 6.4д), опорна дуга заштрихована, її координата дорівнює: $y = \frac{2 \cdot R_{cp}}{\pi}, \text{ м}$

Рівнодіюча рівномірно розподіленого навантаження прикладена в т.а, реакція в т.в дорівнює $P/2$, P – максимальне навантаження на поршень

$$P = \pi \cdot R_{cp}^2 (p_K - p_O), \text{ Н.}$$

Згинальний момент в перерізі А-А буде:

$$M_{из} = \frac{P}{2} \cdot (y - x) = \frac{1}{3} R_{cp}^3 \cdot (p_K - p_O), \text{ Нм.}$$

Вважаючи днище непрямоточного компресора плоским, визначаємо момент опору вигину

$$W = \frac{I}{3} \cdot R_{cp} \cdot \delta^2, \text{ м}^3.$$

У прямоточних компресорах (поршень прохідний) днищем є група всмоктувального клапана. Деформацію вигину відчуває сідло клапана. Розрахунковим слід прийняти перетин, ослаблений отворами для проходу пари. Момент опору визначають як

$$W = \frac{\delta^2}{6} \cdot (2R_{cp} - d_c \cdot n), \text{ м}^3.$$

Напруга вигину

$$\sigma_u = \frac{M_{из}}{W} \leq [\sigma]_{II}, \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок товщини стінки поршня, що працює на стиснення, виробляють по найбільш ослабленому перерізу. Такими перетинами є:

- для прохідного поршня (прямоточний компресор) – перетин, що проходить по вікнах для проходу пари (рис.6.5);
- для непрохідного поршня (непрямоточний компресор) – по канавці оливов'ємного кільця (рис.6.4в, г).

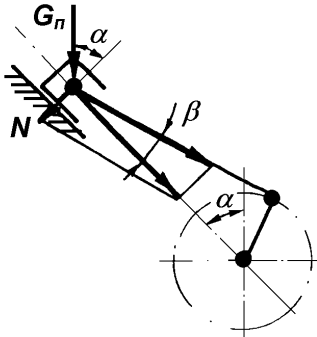
Для виведення оливи радіальні отвори в канавці виконують у вигляді набору свердлених отворів (рис.6.4в) або набору фрезерованих отворів (рис.6.4г).

Напругу стиснення визначають як

$$\sigma_{сж} = \frac{P}{f_{ст}} \leq [\sigma]_{сж}, \text{ МПа.}$$

Зм'яття бобишок поршня відбувається від дії сили P , що передається через поршневий палець. Визначенню підлягає величина питомого тиску q_n пальця на бобишку

$$q_n = \frac{P}{f_n} \leq [q]_n, \text{ МПа.}$$



Бічний тиск на стінку циліндра від сили P (Рис.6.6)

$$N_{max} = P \cdot \tan \beta_{max}, \text{ Н.}$$

Для У- і УУ-подібних компресорів розрахунок ваги поршня проводиться для циліндра, що має найбільший кут нахилу до вертикалі

Рис.6. До визначення питомого тиску на стінку циліндра

$$G'_n = G_n \cdot \sin \alpha = m_n \cdot g \cdot \sin \alpha; \text{ кг}$$

Для вертикальних компресорів $G'_n = 0$, Для горизонтальних $G'_n = G_n$.

Питомий тиск на стінку циліндра

$$q' = \frac{N_{max} + G'_n}{f'} \leq [q], \text{ МПа}$$

6.3.2. Поршневий палець

Призначення поршневого пальця – з'єднання поршня з верхньою голівкою шатуна. У більшості сучасних компресорів палець є вільнооплаваючим і відчуває деформації вигину і зрізу від сили, що діє перпендикулярно осі пальця. На рис.6.7 показана схема з'єднання пальця із шатуном і схема навантаження пальця.

Дані для розрахунку	$a_{ш}^e$	ширина верхньої голівки шатуна, м;	
	$d_n^{вн}, d_n^{вн}$	внутрішній і зовнішній діаметри поршневого пальця, м;	
	l	довжина пальця, визначається безпосередньо з креслення, м;	
	$f_{ср}$	поперечний переріз пальця в місці зрізу	$f_{ср} = \frac{\pi}{4} [(d_n^{вн})^2 - (d_n^{вн})^2], \text{ м}^2;$
	P	найбільша сила, що діє на палець	$P = (p_K - p_O) F_n, \text{ Н;}$
	$[\sigma]_{из}$	120 МПа – для сталі допустима напруга на вигин;	
	$[\tau]_{ср}$	100 МПа – для сталі допустима напруга на зріз.	

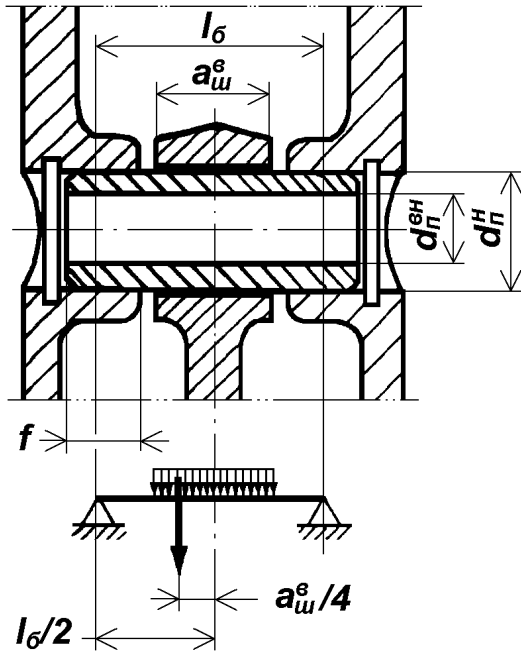


Рис.6.7. До розрахунку поршневого пальця

Максимальна напруга зрізу в поршковому пальці діє в перерізі між бобишкою поршня і верхньою голівкою шатуна

$$\tau_{cp} = \frac{P}{2f_{cp}} \leq [\tau]_{cp}, \text{ МПа.}$$

6.3.3. Поршневі кільця

Поршневі кільця поділяють на компресійні (ущільнювальні) і оливоз'ємні

- компресійні кільця створюють ущільнення між стінкою циліндра і бічною поверхнею поршня (рис.3.5);
- оливоз'ємні – видаляють надлишки оливи зі стінок циліндра. Кільця розташовуються в спеціальних канавках в тілі поршня.

При розрахунку поршневих кілець на міцність визначають найбільш небезпечні напруги, що виникають:

- на зовнішніх волокнах кільця в робочому стані, $\sigma_{из1}$;
- на внутрішніх волокнах кільця при його надяганні на поршень, $\sigma_{из1}$.

Дані для розрахунку	D	діаметр циліндра, м;	
	t_{kil}	радіальна товщина кільця, м;	
	r_{cp}	середній радіус кільця	$r_{cp} = \frac{D - t_{кол}}{2}, \text{ м;}$
	r_n	зовнішній радіус кільця	$r_n = \frac{D}{2}, \text{ м;}$
	A	величина замку по середньому діаметру кільця, що знаходиться в вільному стані, табл. 10.1 м;	
	E	модуль пружності матеріалу кільця, $E = 1,35 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – для чавуну;	
	$[q]_к$	$0,06 \dots 0,15 \text{ МПа}$ допустимий тиск чавуну на сталь;	
	$\sigma_{из1} = 150 \dots 300 \text{ МПа}$;	$\sigma_{из1} = 250 \dots 40 \text{ МПа}$ допустима напруга для кілець, виготовлених з чавуну (наприклад, СЧ 21-40).	

Максимальний згинальний момент (для двоопорної балки, навантаженої рівномірно розподіленим навантаженням по довжині верхньої головки шатуна), дорівнює

$$M_{из} = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{a_{ш}^6}{4} \right), \text{ Н·м.}$$

Момент опору вигину

$$W = 0,1 \frac{(d_n^4) - (d_n^{6н})^4}{d_n^4}, \text{ м}^3.$$

У разі суцільного пальця

$$W = 0,1 (d_n^4)^3, \text{ м}^3.$$

Максимальна напруга вигину виникає в середньому перерізі пальця і визначаються як

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W} \leq [\sigma]_{из}, \text{ МПа.}$$

Питомий тиск кільця на стінку циліндра, що розвивається з силами пружності кільця

$$q_k = \frac{A \cdot E}{113 \cdot r_n} \cdot \left(\frac{t_{\text{кол}}}{r_{\text{cp}}} \right)^3 \leq [q]_k \text{ МПа.}$$

Напруга в волокнах

$$\sigma_{\text{изл}} = 12 \cdot q_k \cdot \left(\frac{r_{\text{cp}}}{t_{\text{кол}}} \right)^2 \leq [\sigma]_{\text{изл}}, \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\text{из2}} = \frac{0,625 \cdot E}{\left(\frac{r_{\text{cp}}}{t_{\text{кол}}} \right)^2} \cdot \left(1 - \frac{A}{9,4 \cdot t_{\text{кол}}} \right) \leq [\sigma]_{\text{из2}}, \text{ МПа.}$$

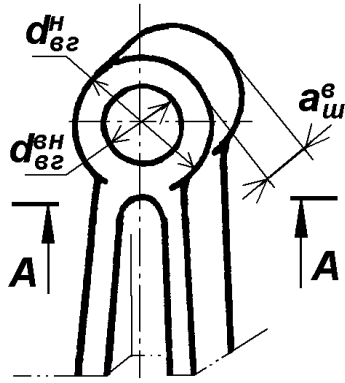
6.3.4. Шатун

Шатун (рис.3.7) здійснює складний рух:

- верхня головка, пов'язана з пальцем, рухається зворотно поступально;
 - нижня, поєднана з кривошипом (шатунною шийкою вала), рухається обертально;
 - стержень – плоско-паралельно.
- Протягом одного обороту вала шатун піддається впливу змінних сил:
- інерції – при роботі без навантаження;
 - тиску пари – при роботі під навантаженням. Ці сили викликають в елементах шатуна різні деформації.

Стержень шатуна. Форма стрижня шатуна представлена на рис. (рис.4.8, таблиці 11).

Дані для розрахунку	L	довжина шатуна, м (рис.4.8);
	$l_{\text{ст}}$	довжина стержня шатуна (рис.4.8), м;
	f_{min}	мінімальна перетин стрижня шатуна (рис.53 перетин А-А), м ² ;
	f_{cp}	середнє перетин стрижня шатуна (рис. 20 перетин С-С), м ² ;
	I_X, I_Y	момент інерції середнього перетину шатуна по осі Х-Х і УУ, М4 (таблиця 16);
	$[\sigma]_{\text{сж}}$	100 ... 200 МПа – для сталі, $[\sigma]_{\text{сж}} = 20 \dots 30 \text{ МПа}$ – для алюмінію допустима напруга стиснення;
	$[\sigma]_{\text{с-и}}$	100 МПа – для сталі, $[\sigma]_{\text{с-и}} = 30 \text{ МПа}$ – для алюмінію; допустима напруга стиснення-вигину.



Мал.6.8. До розрахунку стержня і верхньої головки шатуна

Напруга стиснення в мінімальному перетині

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P}{f_{\text{min}}} = \frac{(p_k - p_o) \cdot F_n}{f_{\text{min}}} \leq [\sigma]_{\text{сж}}, \text{ МПа.}$$

Напруга стиснення і поздовжнього вигину в середньому перерізі стержня:

- в площині гойдання шатуна (вісь X-X)

$$\sigma_{\text{с-и}}^{X-X} = P \left(\frac{1}{f_{\text{CP}}} + 0,000526 \frac{L}{I_X} \right) \leq [\sigma]_{\text{с-и}}, \text{ МПа;}$$

- в площині, перпендикулярній площині гойдання (вісь Y-Y)

$$\sigma_{\text{с-и}}^{Y-Y} = P \left(\frac{1}{f_{\text{CP}}} + 0,000132 \frac{L_{\text{cm}}}{I_Y} \right) \leq [\sigma]_{\text{с-и}}, \text{ МПа.}$$

Таблиця 16

форма стержня шатуна	Момент інерції по осі X-X, м ⁴	Момент інерції по осі Y-Y, м ⁴
	$2 \left[\frac{db_1^3}{12} + b_1 d \left(\frac{b - 2b_1}{2} \right)^2 \right] + \frac{f(b - 2b_1)^3}{12}$	$\frac{2b_1 d^3 + (b - 2b_1)f^3}{12}$
	$0,05d^4$	$0,05d^4$
	$\frac{f \cdot b^3}{12} + \frac{d \cdot c^3}{12} + \frac{f \cdot c^3}{12}$	$\frac{b \cdot f^3}{12} + \frac{c \cdot d^3}{12} + \frac{c \cdot f^3}{12}$

Верхня головка шатуна. Верхня головка шатуна схематично зображено на рис.6.8.

Дані для розрахунку	I_S^{max}	максимальне значення сили інерції (абсолютне значення з динамічного розрахунку), Н;	
	$a_{ш}^6$	ширина верхньої головки шатуна, м;	
	d_{62}^{6H}	внутрішній діаметр верхньої головки шатуна,	$d_{62}^{6H} = d_n^H, \text{ м};$
	d_{62}^H	зовнішній діаметр верхньої головки шатуна, м;	
	r_{cp}	середній радіус верхньої головки шатуна,	$r_{cp} = \frac{d_{62}^H + d_{62}^{6H}}{4}, \text{ м};$
	h	товщина стінки головки,	$h = \frac{d_{62}^H - d_{62}^{6H}}{2}, \text{ м};$
	γ	кут закладення, величину кута визначають безпосередньо з креслення (в градусах);	
	γ'	кут закладення, виражений в радіанах,	$\gamma' = \frac{\gamma \cdot \pi}{180};$
	k	коефіцієнт, що враховує наявність втулки; $k = 1$ – без урахування запресованої втулки.	
	$[\sigma]_p = 25 \dots 60 \text{ МПа}$	– для сталі; $[\sigma]_p = 10 \text{ МПа}$ – для алюмінію	
		допустима напруга на розтяг;	
	$[\sigma]_{сж} = 120 \text{ МПа}$	– для сталі допустима напруга на стиск.	

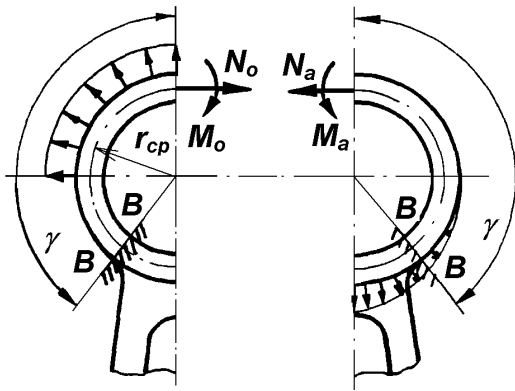


Рис.6.9. До розрахунку верхньої головки шатуна

Верхню головку шатуна розраховують на просте розтягання по перетину В-В (рис. 6.9) від максимальної сили інерції при положенні поршня у верхній мертвій точці

$$\sigma_p = \frac{I_S^{max}}{2 \cdot a_{ш}^6 \cdot d_{не}^{6H}} \leq [\sigma]_p, \text{ МПа.}$$

У верхній голівці шатуна (в місці переходу до стержня) виникає напруга від сили, що стискає шатун. Ця сила має найбільшу величину в момент максимального тиску газів в циліндрі

$$P_{сж} = (p_K - p_O) \cdot F_n - I_S^{max}, \text{ Н,}$$

Напруги в зовнішніх волокнах (перетин В-В, рис. 6.9), виникають в місці переходу верхньої головки в стержень шатуна. При розрахунку визначають напругу від сили $P_{сж}$ і сили інерції I_S^{max} .

Момент (M_o) і сила (N_o) в перерізі, для якого $\gamma = 0$, Визначають із співвідношень

$$M_o = I_S^{max} \cdot r_{cp} (0,00033 \cdot \gamma - 0,0297), \text{ Н·м,}$$

$$N_o = I_S^{max} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \gamma), \text{ Н.}$$

Напруга від сили інерції I_S^{max} розраховується по силовій схемі, представленої на рис. 6.9. Згинальний момент і нормальна сила в розрахунковому перерізі відповідно рівні

$$M_j = M_o + N_o \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \gamma) - 0,5 \cdot I_S^{max} \cdot r_{cp} (\sin \gamma - \cos \gamma), \text{ Н·м;}$$

$$N_j = N_o \cdot \cos \gamma + 0,5 I_S^{max} \cdot (\sin \gamma - \cos \gamma), \text{ Н.}$$

Максимальна напруга, що виникає на зовнішніх волокнах, виражається співвідношенням

$$\sigma_{ju} = \left[2M_j \frac{6r_{cp} + h}{h(2r_{cp} + h)} + N_{j\kappa} \right] \frac{l}{a_{ui}^e \cdot h} \leq [\sigma], \text{ МПа.}$$

Напруга на зовнішній поверхні верхньої головки шатуна від $P_{сж}$ визначають наближено по залежностям

$$M_a = -0,00175 \cdot P_{сж} \cdot r_{cp}, \text{ Н·м,}$$

$$N_a = 0,006 \cdot P_{сж}, \text{ Н.}$$

Аналогічно визначають напруження $\sigma_{сжн}$ від сили, що стискає стрижень шатуна (рис. 6.9). В цьому випадку

$$M_P = M_a + N_a \cdot r_{cp} (1 - \cos \gamma) - P_{сж} \frac{r_{cp}}{\pi} \left(\frac{\pi \cdot \sin \gamma}{2} - \gamma' \cdot \sin \gamma - \cos \gamma \right), \text{ Н·м;}$$

$$N_P = \frac{P_{сж}}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} \sin \gamma - \gamma' \sin \gamma - \cos \gamma \right) + N_a \cos \gamma, \text{ Н.}$$

тоді

$$\sigma_{сжн} = \left[2M_P \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h}{h \cdot (2r_{cp} + h)} + N_P \cdot \kappa \right] \cdot \frac{l}{a_{ui}^e \cdot h} \leq [\sigma]_{сж}$$

Слід звернути увагу, що негативні значення M або N на будь-якому етапі розрахунку свідчать про зміну умов деформації верхньої головки шатуна з розтягування на стиснення або навпаки.

Нижня головка шатуна. Нижня головка шатуна умовно зображена на рис.6.10. Товщина вкладиша при розрахунку до уваги береться.

Дані для розрахунку	$m_{ш}$	маса шатуна, кг;	
	$m_{кр}$	маса нижньої кришки, кг;	$m_{кр} = \frac{m_{нглш}}{2}$
	R	радіус кривошипа, м;	
	ω	кутова швидкість, $\omega = 2\pi n$, рад / с;	
	I_S^{max}	максимальне значення сили інерції (абсолютне значення з динамічного розрахунку), Н;	
	$h_{ш}^n$	визначається безпосередньо з креслення (рис. 6.10), м;	
	$f_{кр}$	площа середнього перетину кришки	$f_{кр} = h_{ш}^n \cdot a_{ш}^n, \text{ м}^2;$
	l	відстань між осями шатунних болтів, м;	
	$a_{ш}^n$	довжина нижньої головки шатуна, м;	
	$[\sigma] = 60 \dots 100 \text{ МПа}$ – для сталі; $[\sigma] = 10 \text{ МПа}$ – для алюмінію допустима напруга.		

Сила інерції частини маси шатуна, що обертається, без маси кришки

$$I_r^u = \left(\frac{2}{3} m_{ш} - m_{кр} \right) \cdot R \cdot \omega^2, \text{ Н.}$$

Нижня головка шатуна навантажена силою (рис. 6.10), що дорівнює

$$I_o = I_S^{max} + I_r^u, \text{ Н.}$$

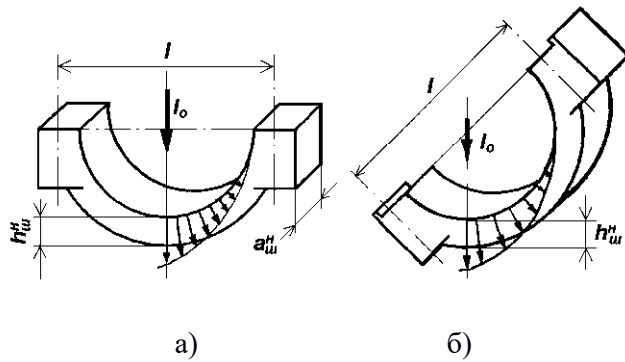


Рис. 6.10. До розрахунку нижньої головки шатуна

Для випадку косоного роз'єму нижньої головки під кутом 45° (Рис. 6.10б) на кришку діє сила інерції

$$I_0 = I_0 \cdot \sin 45^\circ = 0,707 \cdot I_0, \text{ Н.}$$

Момент опору середнього перетину кришки

$$W_{кр} = \frac{(a_u^H)^2 \cdot h_u^H}{6}, \text{ м}^2.$$

Напруга в середньому перерізі кришки

$$\sigma_{max} = I_0 \left(\frac{0,0236 \cdot l}{W_{кр}} + \frac{0,5}{f_{кр}} \right) \leq [\sigma], \text{ МПа.}$$

6.3.5. Шатунний болт

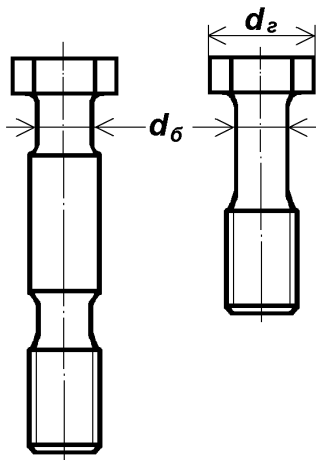


Рис. 6.11. Шатунні болти

Різновиди шатунних болтів показані на рис. 6.11

Шатунний болт відчуває деформацію розтягування від спільної дії сил інерції на нижню кришку шатуна I_0 і попереднього затягування P_3 .

Шатунний болт є нестандартним болтом, тому багато співвідношень в ньому відрізняються від співвідношень в стандартних болтах.

Геометричні розміри нарізного з'єднання:

- діаметр отворів в кришці шатуна $d_{отв} = 1,2d, \text{ м};$
- діаметр головки болта $d_2 = 2d, \text{ м};$
- внутрішній діаметр різьби $d_p^H = d, \text{ м};$
- зовнішній діаметр різьби $d_p^H = 1,18d, \text{ м};$
- середній діаметр різьби $d_p^{cp} = 1,09d, \text{ м}.$

Дані для розрахунку	I_0	сила, якої навантажена нижня кришка шатуна (в разі косоного роз'єму - I_0') з розрахунку нижньої головки шатуна, Н;	
	P_3	сила затягування, $P_3 = (2 \dots 4) I_0$, Н;	
	i	число болтів;	
	d	зовнішній діаметр болта (рис. 6.11), м;	
	F_6	сумарна площа поперечного перерізу болтів,	$f_6 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot i, \text{ м}^2;$
	F_u	площа поперечного перерізу деформуємої частини шатуна $f_u = (3 \dots 5) f_6$, м ² ;	
	μ	коефіцієнт тертя в нарізці, $\mu = 0,1$;	
	$[\sigma]$	120 ... 180 МПа – для легированих сталей; $[\sigma] = 80 \dots 120$ МПа – для вуглецевих сталей допустима напруга;	
	$[\sigma]_{см}$	30 МПа – для сталі допустима напруга на зминання.	

Сила, що діє уздовж болта

$$P_6 = P_3 + \frac{I_0}{1 + \frac{f_u}{f_6}}, \text{ Н.}$$

Величина крутного моменту, навантажує болт при затягуванні

$$M_{кр} = \mu \cdot P_3 \cdot \frac{d_p^{cp}}{2}, \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент опору крученню

$$W = 0,2(d_p^{cp})^3, \text{ м}^3.$$

Напруга кругіння в тілі при закручуванні

$$\tau_p = \frac{M_{кр}}{W}, \text{ МПа}$$

Напруга розтягнення в перетині одного болта

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot P_6}{i \cdot \pi \cdot (d_p^{en})^2}, \text{ МПа}$$

Складна напруга в розрахунковому перерізі

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_p^2} \leq [\sigma], \text{ МПа}$$

Напруга зминання головки болта

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot P_6}{i \cdot \pi (d_z^2 - d_{омг}^2)} \leq [\sigma]_{cm}, \text{ МПа}$$

6.4. Розрахунок сальників

Сальники слугують для ущільнення вала компресора. Стик двох деталей, що труться, одна з яких обертається разом з валом, а інша – щільно з'єднана з картером або кришкою, утворює поверхню ущільнення сальника. Разом з корпусом компресора ці деталі, що труться утворюють герметичну порожнину, яку заповнюють оливою, що знаходиться при тиску вище, ніж тиск в картері. Таким чином створюється «оливний затвор» на шляху робочої речовини, що знаходиться в картері. Від досконалості контакту тертих деталей залежить ступінь надійності сальника. Принципові схеми сальників представлені на рис.6.12

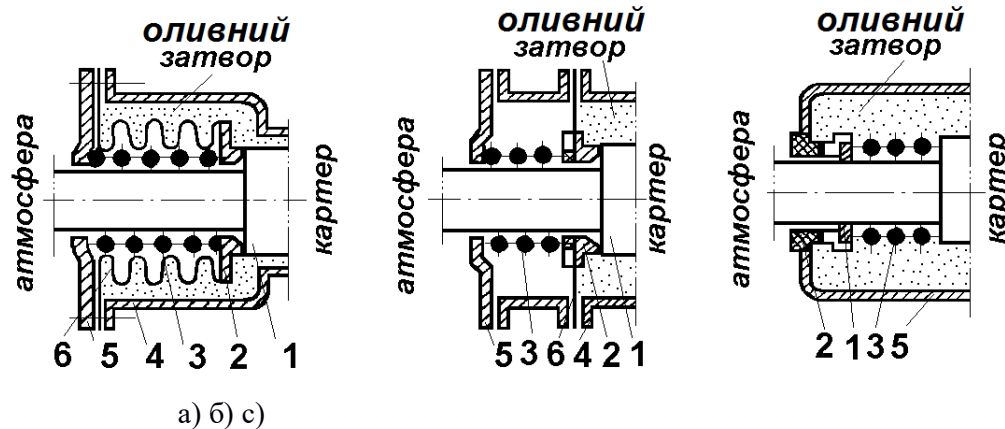
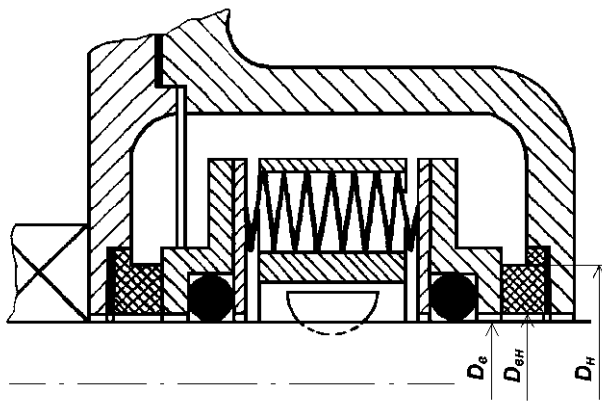


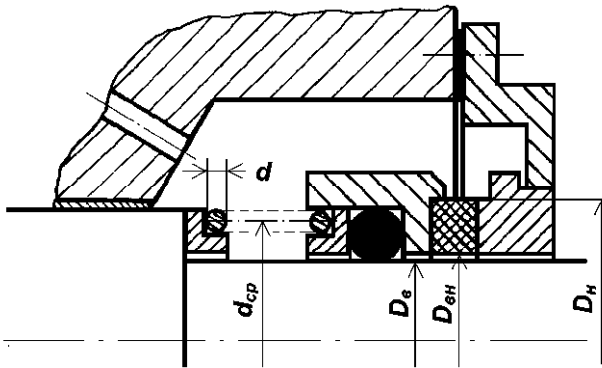
Рис.6.12. Принципові схеми сальників: а) сильфонний; б) мембранний; в) самоустановлювальний з кільцями тертя; 1 – рухома деталь; 2 – нерухома деталь; 3 – пружина; 4 – картер; 5 – кришка; 6 – сильфон (а), мембрана (б)

Дані для розрахунку	$D_n, D_{вн}$	зовнішній і внутрішній діаметри графітового кільця (рис.6.12), м;
	D	діаметр вала в сальнику, м;
	i	число пружин в сальнику;
	d_{cp}	середній діаметр пружини, м;
	d	діаметр дроту пружини, м;
	n_p, n	число робочих витків і повне число витків пружини, $n = n_p + 1,5$;
	E	модуль пружності матеріалу пружини, $E = 8 \cdot 10^4$ МПа – для дроту класу І;
	q_{min}	мінімальний тиск на графітові кільця при збереженні герметичності сальника,
	$q_{min} = 0,2$ МПа;	
	Δ	максимально допустимий знос одного графітового кільця, $\Delta = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м;
	ΔP_{max}	максимальна різниця тиску оливи в камері сальника і картері,
	$\Delta P_{max} = 0,25$ МПа;	

$[\tau] = 900$ МПа – для дроту класу І допустима напруга;
 $[q] = 2,5$ МПа – для графіту АГ 1500В83 допустимий тиск.



а)



б)

Рис.6.13. До розрахунку сальників:
 а) двостороннього (корінні підшипники кочення); б) одностороннього (корінні підшипники ковзання)

Сила, необхідна для збереження герметичності сальника

$$P_{np} = \frac{\pi}{4} [q_{min} (D_n^2 - D_{вн}^2) + p_K' (D_{вн}^2 - D_e^2)], \text{ Н.}$$

де p_K' - тиску в картері ($p_K' = p_0$);

Сила, створювана однією пружиною

$$P'_{np} = \frac{P_{np}}{i}, \text{ Н.}$$

Необхідний прогин пружини при мініальному тиску на опорну поверхню графітових кілець

$$\Delta_{min} = \frac{8d_{cp}^3 \cdot n_p \cdot P'_{np}}{d^4 \cdot E}, \text{ м,}$$

необхідний прогин пружин в початковому стані

$$\Delta_{max} = \Delta_{min} + \Delta, \text{ м.}$$

Сила однієї пружини при прогині

$$P'_{np \max} = P'_{np} \frac{\Delta_{max}}{\Delta_{min}}, \text{ Н.}$$

Напруга в пружині при максимальному прогині

$$\tau_{max} = \frac{8 \cdot P'_{np \max} \cdot d_{cp}}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau], \text{ МПа.}$$

Найбільший тиск на опорну поверхню графітових кілець

$$q_{max} = q_{min} \frac{P'_{np \max}}{P'_{np}} + \Delta P_{max} \leq [q], \text{ МПа.}$$

6.5. Розрахунок вала

Колінчастий вал є відповідальною деталлю, від досконалості конструкції якої залежить надійність і безпека експлуатації компресора в цілому. Практика компресоробудування

виробила норми проектування валів, коли заздалегідь намічаються основні розміри, а після проводиться перевірочний розрахунок на міцність, жорсткість і крутильні коливання.

У конструкції валів відображаються принципи, покладені в основу проектування сучасних компресорів: просторове розташування великої кількості циліндрів, статична визначність системи, яка обумовить застосування тільки двох опор вала, урівноваження сил інерції, примусова рідинне змащення підшипників.

Вал фіксується в одному з підшипників, у другому підшипнику вал може переміщатися уздовж осі. Як корінні підшипники в компресорах застосовують як підшипники ковзання, так і кочення.

Вали компресорів зазвичай виготовляють зі сталі 45 або 40Х. У багатоциліндрових компресорах першорядне значення має жорсткість вала. Під цією вимогою розуміють обмеження, що накладаються на деформації під дією зовнішніх навантажень. Прогин шатунної шийки не повинен виходити за межі мінімального оливного шару.

Прогин недостатньо жорсткого вала різко погіршує умови роботи підшипників кочення, якщо вони не мають здатність самовстановлюватися.

Несуча здатність валів компресорів визначається їх жорсткістю, міцність валів при цьому зазвичай виявляється достатньою, оскільки наведені напруги є нижче допустимих значень.

При розрахунку вала виходять з таких передумов:

- вал є вільно опертою балкою на двох опорах, розташованих посередині корінних шийок;
- власну вагу вала не враховується;
- вал розглядають в положенні, коли максимальні зусилля діють в одному з середніх циліндрів;
- в короткоходових компресорах (рис.4.9б, в, г) деформація щок не враховується.

Розрахунок вала ведуть окремо в площинах дії радіальних і тангенціальних сил.

Радіальні сили і момент згинають вал в площині кривошипів. Тангенціальні сили і момент, що передається на вал від електродвигуна, згинають вал в площині, перпендикулярній кривошипу.

Вал навантажувється силами відповідно до кута розвалу між циліндрами і кутом заклинювання кривошипа, при цьому використовуються дані динамічного розрахунку.

Перевірку вала на міцність обмежують спрощеним статичним розрахунком, оскільки напруга і деформації вала виявляються незначними.

При розрахунку вала на жорсткість дійсне значення прогину визначають шляхом векторного додавання прогинів, розрахованих в двох площинах.

Дані для розрахунку	T_i	тангенціальна сила, Н;
	R_i	радіальна сила, Н;
	l_i	відстань точки прикладання відповідної сили від лівої опори (визначається безпосередньо з креслення), м;
	l	відстань між корінними опорами (визначаються безпосередньо з креслення), м;
	$d_{шии}$	діаметр шатунної шийки вала, м;
	E	модуль пружності матеріалу вала, $E = (1,75 \dots 2,1) \cdot 10^5$ МПа;
	T_{CP}	середня тангенціальна сила, Н;
	R	радіус кривошипа, м;
	$[\sigma]_{ст}$	200 МПа – для сталевого вала допустима напруга
	$[\bar{y}]_Z$	10^{-5} м – для сталевого вала допустимий прогин.

Нумерація циліндрів виробляється, починаючи від лівої опори (рис.6.14). Сили визначають для кута повороту вала α^* , при якому максимальне вільне зусилля $P_{св}^{max}$ діє в одному

з середніх циліндрів (таблиця 17). Кут повороту кривошипа α^* , якому відповідають $P_{св}^{max}$, визначають з діаграми вільних зусиль (динамічний розрахунок компресора).

У всіх циліндрах сили T_i і R_i визначають з відповідних діаграм. Для максимально навантаженого циліндра по α^* , для інших – з урахуванням кута розвалу між циліндрами (таблиця 18).

При певних кутах повороту кривошипа з динамічного розрахунку визначають значення T_i і R_i і заносять їх у таблицю, привласнюючи індекс порядкового номера циліндра, при цьому слід враховувати знак сил. Далі виконують схематичне креслення вала (рис.6.15).

Правило навантаження вала:

- для лівого коліна сила, що має позитивне значення, спрямована від вала ($\uparrow$);
- для правого коліна сила, що має позитивне значення, спрямована до вала ($\downarrow$).

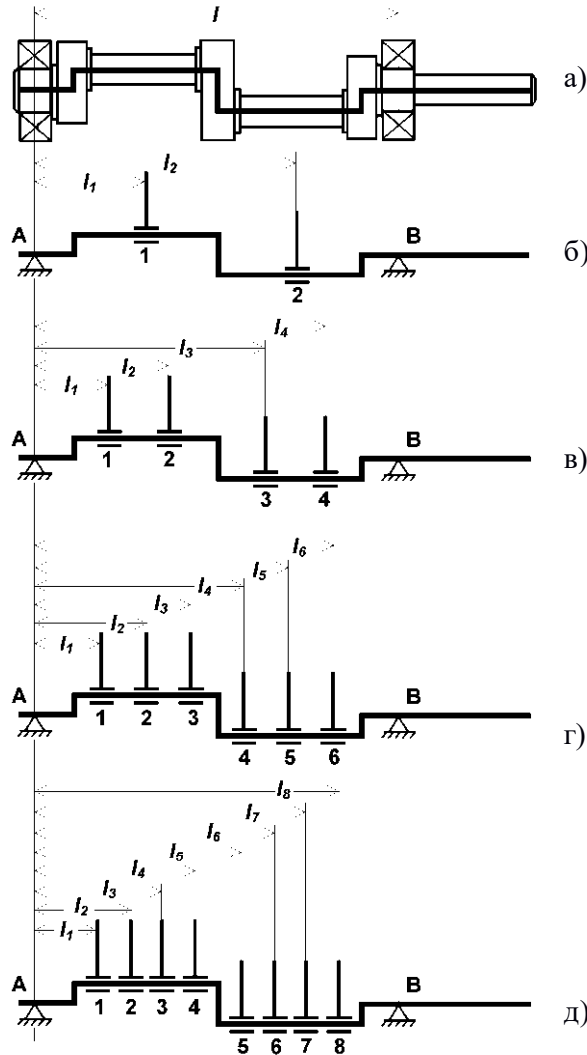


Рис.6.14 До розрахунку вала

- Реакції в опорах визначають як
- ліва опора $A = \sqrt{T_A^2 + R_A^2}$, Н;
 - права опора $B = \sqrt{T_B^2 + R_B^2}$, Н.

Більше із значень А чи В далі використовують при розрахунку корінних підшипників.

Таблиця 17

кількість циліндрів в компресорі	Номер циліндра, відрахований від лівої опори
2	1 чи 2
4	2 або 3
6	3 або 4
8	4 або 5

Таблиця 18

номер циліндра	кількість циліндрів в компресорі			
	2 (Рис.6.14б)	4 (Рис.6.14в)	6 (Рис.6.14г)	8 (Рис.6.14д)
1	α^*	$\alpha^* - 900$	$\alpha^* - 1200$	$\alpha^* - 1350$
2	$\alpha^* - 1800$	α^*	$\alpha^* - 600$	$\alpha^* - 900$
3		$\alpha^* + 900$	α^*	$\alpha^* - 450$
4		$\alpha^* 1800$	$\alpha^* + 600$	α^*
5			$\alpha^* + 1200$	$\alpha^* + 450$
6			$\alpha^* + 1800$	$\alpha^* + 900$
7				$\alpha^* + 350$
8				$\alpha^* 1800$

6.5.1. Розрахунок вала на міцність

Епюри згинальних моментів будують методом перетинів. Перетином вала вважаємо точку прикладання сили. Побудову епюри згинальних моментів проводять від будь-якої опори.

Згинальний момент (рис.6.16) за умови відліку від *лівої опори*:

- для першого перетину $M_{из1}^T = T_A \cdot l_1, \text{ Н}\cdot\text{м};$
- для другого перетину $M_{из2}^T = T_A \cdot l_2 + T_1 \cdot (l_2 - l_1), \text{ Н}\cdot\text{м};$
- для i -го перетину $M_{изi}^T = T_A \cdot l_i + \dots + T_{i-1} \cdot (l_i - l_{i-1}), \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Прийняте правило знаків:

- якщо $M > 0$, то момент діє по «годинниковій стрілці»;
- якщо $M < 0$, то момент діє проти «годинникової стрілки».

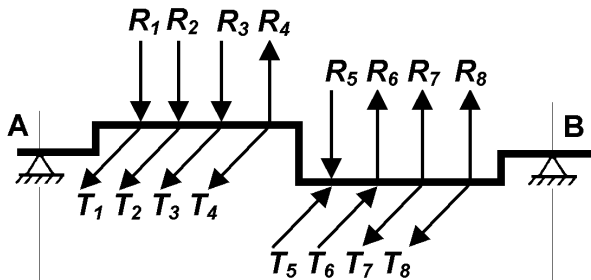


Рис.6.15. Схема навантаження вала
(На прикладі 8-ми ціндрового компресора)

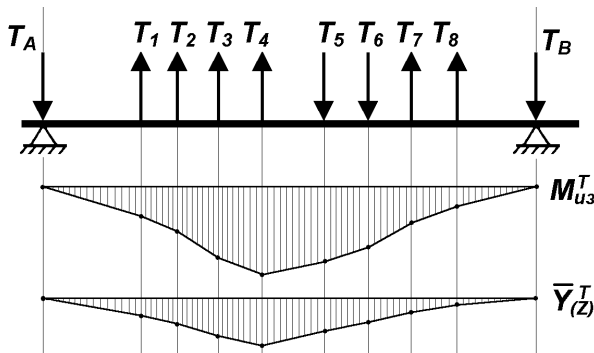
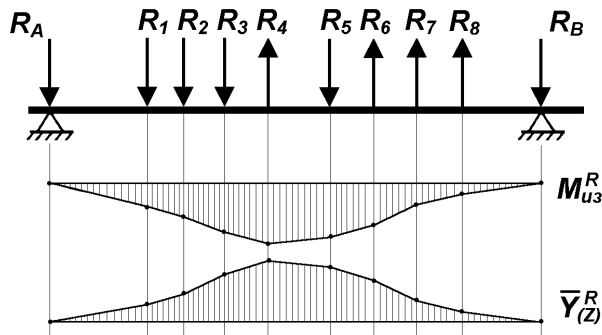


Рис.6.16. Згинальний момент і прогин вала
в площині дії сили T



Аналогічно будемо епюру згинальних моментів від сили R (на рис 6.17 коліно вала умовно не показано).

Сумарний згинальний момент визначається в кожному перетині як (рис.6.18)

$$M_{изI} = \sqrt{(M_{изI}^T)^2 + (M_{изI}^R)^2}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Епюра $M_{из}$ приведена на рис.6.18.

Крутний момент постійний за величиною (рис. 6.18) і дорівнює

$$M_{кр} = T_{cp} \cdot R, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Крутний момент прикладений до вала на ділянці від першого циліндра до кінця вала (з боку правої опори, тобто з боку електродвигуна).

Момент опору вигину перетину вала

$$W_{из} = \frac{\pi \cdot d_{ши}^3}{32}, \text{ м}^3.$$

Напруга при роботі вала на вигин

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}^{max}}{W_{из}}, \text{ МПа}.$$

Момент опору крученню

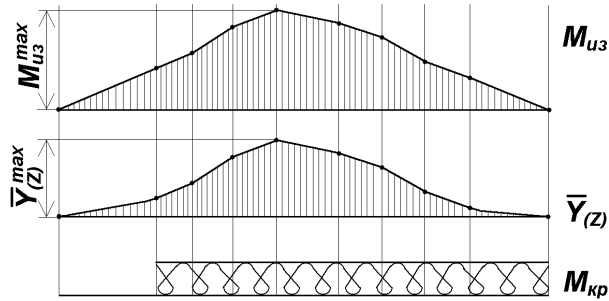
$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot d_{ши}^3}{16} = 2 \cdot W_{из}, \text{ м}^3.$$

Напруга при крученні вала

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau]_{кр}, \text{ МПа}.$$

Складна напруга при роботі на вигин і кручення одночасно

Рис.6.17. Згинальний момент і прогин вала в площині дії сили R



$$\sigma_{cl} = \sqrt{\sigma_{uз}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2} \leq [\sigma]_{cl}, \text{ МПа.}$$

Розраховуючи вал по III теорії міцності, визначають мінімально можливий діаметр шатунної шийки вала, з огляду на наявність у валі концентраторів напружень, таких як оливні канали

$$d_{шш}^{\min} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{(M_{uз}^{\max})^2 + (0,58 \cdot M_{кр})^2}}{0,1 \cdot 0,7 \cdot [\sigma]}}, \text{ м.}$$

Рис.6.18. Сумарні епюри згинального моменту, прогин вала і крутного моменту

6.5.2. Розрахунок вала на жорсткість

Момент інерції перерізу вала

$$I = \frac{\pi \cdot d_{шш}^4}{64}, \text{ м.}$$

З умови рівності нулю прогину на правій опорі, кут оберту на лівій опорі визначають

$$\theta_0 = -\frac{1}{E \cdot I \cdot l} \cdot \left[T_A \cdot \frac{l^3}{6} + \sum T_i \cdot \frac{(l-l_i)^3}{6} \right].$$

Прогин в будь-якому перетині вала з координатою по довжині вала Z ($0 \leq Z \leq l$) – рис.6.16

$$\bar{y}_{(z)}^T = \theta_0 \cdot Z + \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left[T_A \cdot \frac{Z^3}{6} + \sum T_i \cdot \frac{(Z-l_i)^3}{6} \right], \text{ м.}$$

Аналогічно визначають кут оберту на лівій опорі і прогин вала в кожному перетині в площині дії сили R (θ_0^R и $\bar{y}_Z^R$) – рис.6.17.

Сумарний прогин вала в кожному перетині (рис.6.18) складе

$$\bar{y}_{(z)_i} = \sqrt{(\bar{y}_{(z)}^T)^2 + (\bar{y}_{(z)}^R)^2}, \text{ м.}$$

Після побудови епюри необхідно провести перевірку

$$\bar{y}_{(z)}^{\max} \leq [\bar{y}]_{(z)}.$$

7. РОЗРАХУНОК КОРІННИХ ПІДШИПНИКІВ

7.1. Корінні підшипники кочення

Розрахунок підшипника кочення здійснюють по навантаженням, що діють на вал.

Дані для розрахунку	R	радіальна – сумарна реакція в опорі (значення A і B з розрахунку вала), Н;
	S	осьова, що виникає в сальникових компресорах внаслідок різниці атмосферного тиску і тиску в картері, прийнятого рівним атмосферному (для безсальникових і герметичних компресорів $S = 0$), де
		$S = (p_o - p_{атм}) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ Н};$
	d	діаметр корінний шийки вала, м;
	$p_{атм}$	$= 0,1$ МПа – атмосферний тиск.

Підбір підшипників кочення роблять по динамічній вантажопідйомності:

$$C = (R \cdot k_k + m \cdot S) \cdot k_\sigma \cdot k_t \cdot (0,0036 \cdot n \cdot h)^{1/\alpha}, \text{ Н}$$

де

k_t – температурний коефіцієнт (таблиця 19);

k_k – коефіцієнт обертання (таблиця 20);

m – коефіцієнт, що враховує тип підшипника (таблиця 21);

n – частота обертання вала, об / сек;

k_σ – коефіцієнт безпеки, що враховує вплив характеру навантаження підшипника, $k_\sigma = 1,3 \dots 1,8$;

h – бажана довговічність підшипника (для компресорів слід прийняти 10000 годин);

$\alpha = 3$ для шарикопідшипників і $\alpha = 10/3$ для роликопідшипників.

Вибір підшипників кочення проводиться за таблицями, наведеними в будь-якому довіднику конструктора-машинобудівника.

Примітка: При $R / S \approx 2$, значення m необхідно збільшити на 15%, при $R / S \approx 1$ – на 25%, при $R / S \geq 5$ – осьові навантаження не збільшують.

Таблиця 19

Робоча температура підшипника	k_t
до 100°C	1
125°C	1,05
150°C	1,1
175°C	1,15
200°C	1,25
225°C	1,35
250°C	1,4

Таблиця 20

Яке кільце обертається щодо вектора навантаження	k_k
Внутрішнє кільце	1
Зовнішнє кільце:	1,1
• для сферичних підшипників	1,4
• для інших підшипників	

Таблиця 21

Тип підшипника	t
Кулькові радіальні однорядні	1,5
Кулькові радіальні сферичні	
• легкої серії	2,5 ... 4,5
• середньої серії	3 ... 4
• широких серій	2,5
Роликові радіальні сферичні	
• легкої серії	4,5
• середньої серії	3, .5

7.2. Корінні підшипники ковзання

Дані для розрахунку

R сумарна реакція в опорі (значення A і B з розрахунку вала), Н;
 $d_{ки}$ діаметр корінної шийки вала (діаметр цапфи), м;
 $[q]$ допустиме значення питомої тиску, $[q] = 3 \dots 4 \text{ МПа}$,

Розрахунок корінного підшипника ковзання зводиться до визначення довжини підшипника (довжини цапфи)

$$l_n = \frac{R}{d_{ки} \cdot [q]}, \text{ м.}$$

8. РОЗРАХУНОК ЗМАЩЕННЯ КОМПРЕСОРА

Призначення змащення компресора полягає в зменшенні зносу і охолодженні поверхонь, що труться, а також у створенні «оливого затвора» сальника.

Змащенню підлягають: циліндри, поршковий палець, шатунні шийки, корінні підшипники.

Змащення проводиться розбризкуванням (оливним туманом) або примусово шляхом подавання оливи під тиском безпосередньо на поверхні, що труться.

У малих сальникових компресорах (потужністю до 5 кВт) допускається змащення всіх поверхонь, що труться розбризкуванням. У більших компресорах корінні підшипники кочення, циліндри, а в деяких випадках і поршкові пальці також змащуються розбризкуванням.

Витрату оливи визначають:

- за кількістю тепла, яке повинно бути відведено від поверхонь, що труться;
- з умови видавлювання оливи через торцеві зазори підшипників.

8.1. Розрахунок витрати масла за кількістю тепла, відведеного від поверхонь, що труться

У бескрейцкопфних компресорах потужність тертя в механізмі руху становить не більше 60% від загальної потужності тертя N_{mp} .

Дані для розрахунку

N_{mp}	потужність тертя (з теплового розрахунку), кВт;
ρ	густина оливи, $\rho = 880 \text{ кг / м}^3$;
c	теплоємність оливи, $c = 2,0 \text{ кДж / (кг·К)}$;
Δt	підігрів оливи, $\Delta t = 10 \dots 15^\circ$.

Витрата оливи на охолодження тертих пар визначають як

$$V_{mp} = 0,6 \frac{N_{mp}}{\rho \cdot c \cdot \Delta t}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

8.2. Розрахунок витрати оливи з умови її видавлювання через торцеві зазори підшипників

Дані для розрахунку

D	діаметр підшипника (в розрахунку $D = d_{н2}^{ан}$), м;	
d	діаметр цапфи ($d = d_{шш}$), м;	
l	довжина цапфи ($l = a_{ш}^{ш}$), м;	
q_{cp}	середній тиск між цапфою і вкладишем,	$q_{cp} = 1,5 \dots 2,5 \text{ МПа}$;
φ	відношення довжини підшипника до діаметра цапфи,	$\varphi = \frac{a_{ш}^{ш}}{d_{шш}}$;
μ	в'язкість оливи, $\mu = 0,002 \text{ Па / с}$;	
ω	кутова частота обертання валу, $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$, рад / с;	
$\bar{y}_{(z)}$	максимальна величина прогину шатунної шийки вала	
	(Визначається з розрахунку вала або приймають $\bar{y}_{(z)} = 10^{-5}$), м;	
$H_{ск}$	середнє квадратичне відхилення мікронерівностей	
	(для 9 класу шорсткості $H_{ск} = (0,18 \dots 0,3) \cdot 10^{-6}$), м;	
Z	кількість підшипників.	

Абсолютний діаметральний зазор (δ_{cp}) визначається посадкою Н7 / f7 шатуна на шийку вала (рис.8.1а).

Його розраховують таким чином (таблиця 22):

- діаметр отвору
- діаметр вала
- відхилення

$$D_{max} = D + \Delta_{верх}^n, \text{ м},$$

$$D_{min} = D, \text{ м};$$

$$d_{max} = D - \Delta_{верх}^u, \text{ м},$$

$$d_{min} = D - \Delta_{нижн}^u, \text{ м};$$

$$\delta_{max} = D_{max} - d_{min}, \text{ м},$$

$$\delta_{min} = D_{min} - d_{max}, \text{ м}.$$

$$\delta_{cp} = \frac{\delta_{max} + \delta_{min}}{2}, \text{ М}.$$

Абсолютний діаметральний зазор

Відносний діаметральний зазор

$$\psi = \frac{\delta_{cp}}{d}.$$

Коефіцієнт навантаженості підшипника

$$\Phi = \frac{q_{cp} \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}.$$

Стійкість підшипника (ζ) визначають з графіка (рис.8.2). Товщина оливного шару складе

$$h_{min} = 0,5 (1 - \zeta) \cdot \psi \cdot d, \text{ м}.$$

Критичний зазор, при якому відбудеться торкання деталей (рис.8.1в)

$$h_{кр} = \bar{y}_{(z)} + 2H_{ск}, \text{ м}.$$

Коефіцієнт запасу надійності рідинного тертя в підшипнику

$$k = \frac{h_{min}}{h_{кр}}.$$

Для здійснення рідинного тертя $k > 1$, в підшипниках доводиться рахуватися з неминучими похибками виготовлення, складання і пружними деформаціями.

Повний коефіцієнт витрати (K) визначають за графіком (рис.8.3).

Кількість оливи, що видавлюється через торцеві зазори підшипника, складе

$$v = K \cdot \omega \cdot \psi \cdot l \cdot d^2, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Загальна витрата з усіх підшипників

$$V_{ш} = v \cdot z, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для корінних підшипників ковзання роблять аналогічний розрахунок, тоді загальна витрата оливи складе

$$V_n = V_{ш} + V_{к}, \text{ м}^3/\text{с}./\text{ с}.$$

де

$V_{ш}$ – загальна витрата оливи через шатунні підшипники;

$V_{к}$ – загальна витрата оливи через корінні підшипники.

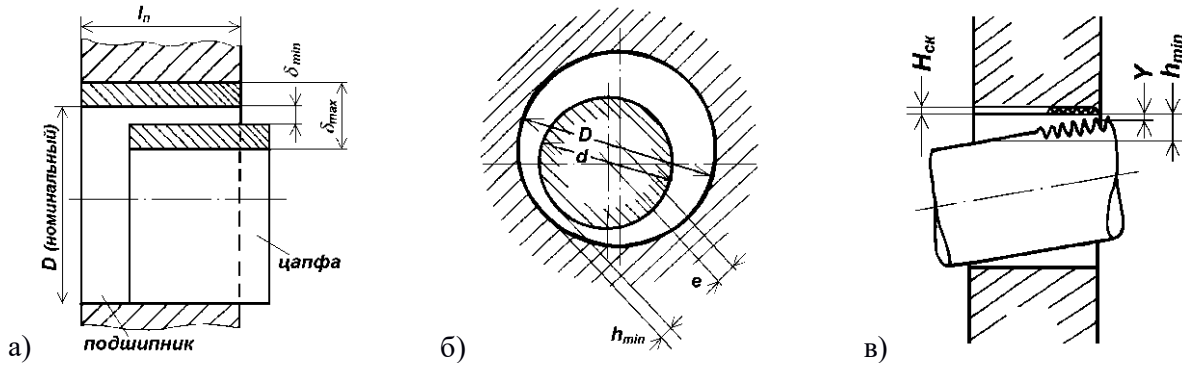
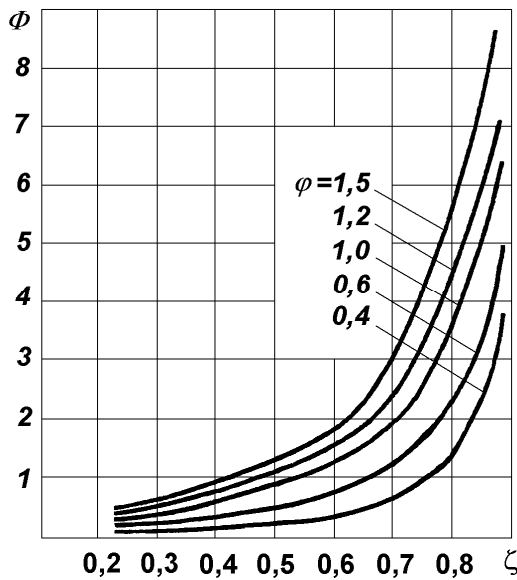


Рис.8.1. До розрахунку підшипника ковзання

Значення граничних відхилень отвору і валу при посадці H7 / f7

Таблиця 22

Граничні відхилення, 10 ⁻⁶ м		D, мм					
		до 10	10...18	18...30	30...50	50...80	80...120
отвори (підшипника)	нижнє	0	0	0	0	0	0
	верхнє	+15	+18	+21	+25	+30	+35
вала (цапфи)	нижнє	-13	-16	-20	-25	-30	-36
	верхнє	-28	-34	-41	-50	-60	-71



← Рис.8.2. До розрахунку коефіцієнта навантаження підшипника

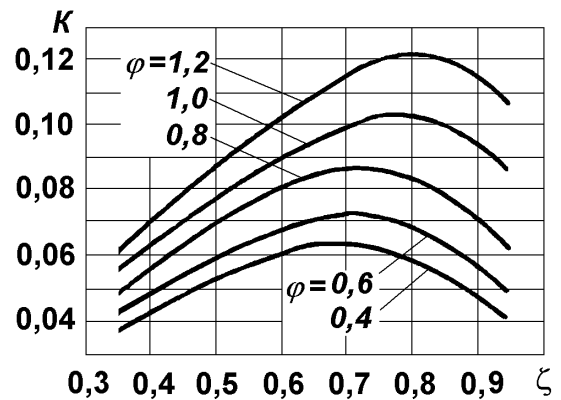


Рис.8.3. До розрахунку стійкості підшипника (K)

8.3. Розрахунок геометричних розмірів оливнонасосів

Продуктивність оливнонасоса визначають як

$$V_{MH} = (1,5 \dots 2) V_{max}, \text{ м}^3/\text{с},$$

де

V_{max} – найбільша витрата оливи в компресорі ($V_{тр}$ або V_n).

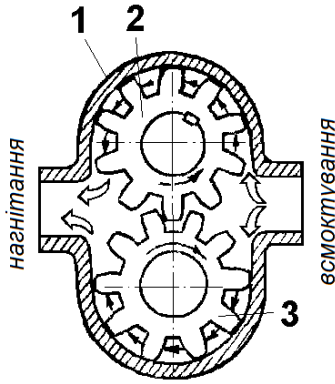


Рис.8.4. Шестерний оливнонасос: 1 - корпус; 2 - провідна шестерня, 3 - ведена шестерня

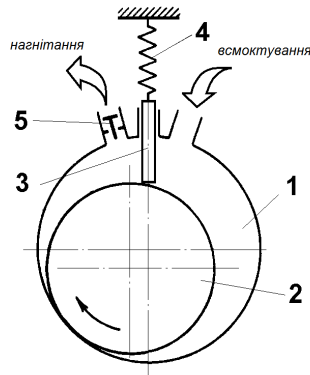


Рис.8.5. Ротаційний оливнонасос: 1 - циліндр (корпус); 2 - ротор; 3 - лопать; 4 - пружина; 5 - нагнітальний клапан

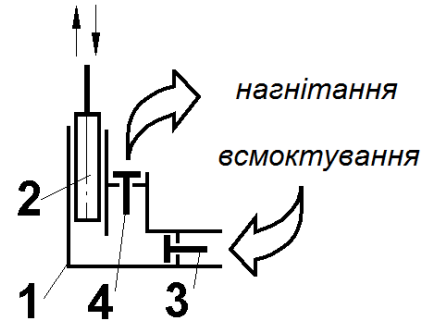


Рис.8.6. Плунжерний оливнонасос: 1 - корпус; 2 - плунжер; 3 - всмоктувальний клапан; 4 - нагнітальний клапан

Вибираючи конструкцію оливнонасоса, слід пам'ятати, що для безсальникових і герметичних компресорів оливнонасос повинен бути тільки реверсивним.

За обраною конструкцією оливнонасоса визначають будь-який з геометричних параметрів, усіма іншими задаються з конструктивних міркувань.

При відомій серійній моделі оливнонасоса з креслення прототипу можна скористатися його конструктивними розмірами. При цьому розрахунок оливнонасоса носитиме перевірочний характер.

Частота обертання ведучого вала оливнонасоса залежить від розташування і типу приводу від колінчастого вала компресора.

8.3.1. Шестерний оливнонасос

Залежності геометричних розмірів зубчастого зачеплення

$z_{1\min} = 6$ – мінімальна кількість зубів внутрішньої шестерні для внутрішнього зачеплення

$z_{1\min} = 10 \dots 14$ – мінімальна кількість зубів шестерень для зовнішнього зачеплення

$h = 2m$ – радіальна висота зуба

$d = mz$ – діаметр початкового кола шестерні

Стандартні значення модуля зачеплення 1.0; 1.25; 1.5; 2; 2.25; 2.5; 3 ... мм

8.3.1.1. Шестерений оливнонасос із зовнішнім зачепленням (рис.8.4)

Дані для розрахунку	d – діаметр початкового кола шестерні, мм; z – кількість зубів шестерні n – частота обертання ведучого вала оливнонасоса з урахуванням способу приводу оливнонасоса, об / с; λ_{MH} – коефіцієнт подавання оливнонасоса, $\lambda_{MH} = 0,7 \dots 0,75$. l – осьова довжина шестерні, м;
---------------------	--

Модуль зачеплення:

$$m = d / z , \text{ мм}$$

Конструктивна продуктивність оливнонасоса:

$$V_{\text{коп}} = 2\pi d l m n \lambda_{\text{MH}} , \text{ м}^3/\text{с}$$

За результатами розрахунку повинна виконуватися умова:

$$V_{\text{коп}} \geq V_{\text{MH}}$$

8.3.1.2. Шестерений оливо з внутрішнім зачепленням (рис.8.7)

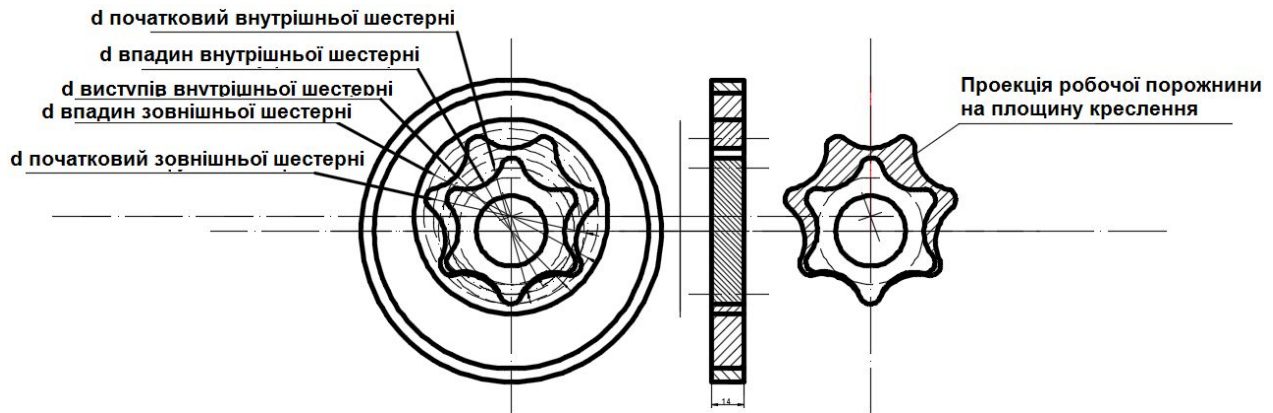


Рис.8.7. Схема шестереного оливнонасоса з внутрішнім зачепленням

Дані для розрахунку	d_1 – діаметр початкового кола внутрішньої шестерні, мм;
	$z_{1\text{min}} = 6$ – мінімальна кількість зубів ведучої шестерні для внутрішнього зачеплення
	n – частота обертання ведучого вала оливнонасоса з урахуванням способу приводу оливнонасоса, об / с;
	λ_{MH} – коефіцієнт подавання оливнонасоса, $\lambda_{\text{MH}} = 0,7 \dots 0,75$.
	l – осьова довжина шестерні, м;

модуль зачеплення

$$m = d_1 / z_1 , \text{ мм}$$

Радіальна площа поверхні внутрішньої шестерні

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} , \text{ мм}^2$$

Кількість зубів зовнішньої шестерні

$$z_2 = z_1 + 1$$

Діаметр початкової окружності зовнішньої шестерні

$$d_2 = m z_2 , \text{ мм}$$

Радіальна площа, обмежена зубами зовнішньої шестерні

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} , \text{ мм}^2$$

Проекція робочої порожнини на площину креслення

$$S = S_2 - S_1 , \text{ мм}$$

Максимальний об'єм всмоктувальної порожнини оливнонасоса

$$V_{\text{вс}} = S l , \text{ мм}^3$$

Конструктивна продуктивність оливнонасоса

$$V_{\text{коп}} = \frac{V_{\text{вс}} n}{\lambda_{\text{MH}}} , \text{ м}^3/\text{с}$$

За результатами розрахунку повинна виконуватися умова:

$$V_{\text{коп}} \geq V_{\text{MH}}$$

8.3.2. Ротаційний оливнонасос (рис.8.5)

Дані для розрахунку	D	діаметр циліндра, м;
	d	діаметр ротора, м;
	H	довжина ротора, м;
	n	частота обертання ротора, об / с;
	λ_{MH}	коефіцієнт подавання оливнонасоса, $\lambda_{MH} = 0,4$.

Продуктивність ротаційного оливнонасоса

$$V_{KOH} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot H \cdot n \cdot \lambda_{MH}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

За результатами розрахунку повинна виконуватися умова:

$$V_{KOH} \geq V_{MH}$$

8.3.3. Плунжерний оливнонасос (рис.8.6)

Дані для розрахунку	d	діаметр плунжера, м;
	h	хід плунжера, м;
	n	частота обертання валу компресора, об / с;
	λ_{MH}	коефіцієнт подавання оливнонасоса, $\lambda_{MH} = 0,5$.

Продуктивність плунжерного оливнонасоса

$$V_{KOH} = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot h \cdot n \cdot \lambda_{MH}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

За результатами розрахунку повинна виконуватися умова:

$$V_{KOH} \geq V_{MH}$$

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Вейнберг Б.С. Поршневые компрессоры холодильных машин. – М.: Машиностроение, 1965.
2. Зелиновский И.Х., Каплан Л.Г. Малые холодильные машины и установки. Справочник.. – М.: ВО Агропромиздат, 1989.
3. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие. – М.: Машиностроение, 1988.
4. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1975.
5. Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г. Холодильные машины и аппараты. – М.: Госторгиздат, 1960.
6. Таблицы и диаграммы термодинамических свойств рабочих веществ.
7. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / под ред. Н.Н. Кошкина. – Л.: Машиностроение, 1976.
8. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987.
9. Техника низких температур. Атлас / под ред. И.Р. Усюкина. – М.: Пищевая промышленность, 1977.
10. Холодильные машины и аппараты. Каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1975.
11. Холодильные компрессоры. Справочник / под ред. А.В. Быкова. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981.
12. Холодильные машины / под ред. Н.Н. Кошкин. – М.: Пищевая промышленность, 1973.
13. Холодильные машины / под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985.
14. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. – Л.: Машгиз, 1960.
15. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977.
16. <http://www.cmpcorp.com>
17. <http://www.ecopeland.com>
18. <http://www.bitzer.de>

ДОДАТКИ

Додаток 1

Основні дані поршневих компресорів, що випускаються в СНД

№ бази	тип компресора	розташування циліндрів	кількість циліндрів	частота обертання валу, 1 / с	хід поршня, мм	діаметр циліндра, мм	марка компресора	об'єм, описуваний поршнями компресора, $\times 10^2$, м ³ / с
I	непрямоточний, герметичний	горизонтальне	2	48	32	42	ПГ5	0,411
			3	48	32	42	ПГ7	0,616
			4	48	32	42	ПГ10	0,822
II	непрямоточний, сальниковий і безсальниковий	вертикальне	1	24	44	67,5	ПБ5	0,385
			1	24	64	67,5	ПБ7	0,555
			2	24	44	67,5	ПБ10	0,77
			2	24	64	67,5	ПБ14	1,11
			2	24	64	67,5	П14	1,11
		V-подібне	4	24	44	67,5	ПБ20	1,54
			4	24	44	67,5	П20	1,54
			4	24	64	67,5	ПБ28	2,22
			4	24	64	67,5	П28	2,22
			4	24	66	76	ПБ40	2,89
III	непрямоточний, сальниковий і безсальниковий	V-подібне	4	24	66	76	П40	2,89
			4	24	66	76	ПБ60	4,33
		W- подібне	6	24	66	76	П60	4,33
			6	24	66	76	ПБ80	5,78
		VV- подібне	8	24	66	76	П80	5,78
			8	24	66	76	ПБ110	8,35
IV	непрямоточний, сальниковий і безсальниковий	V-подібне	4	24	82	115	П110	8,35
			4	24	82	115	ПБ165	12,5
		W-подібне	6	24	82	115	П165	12,5
			6	24	82	115	ПБ220	16,7
		VV- подібне	8	24	82	115	П220	16,7
			8	24	82	115	ПБ220	16,7

(Додаток 1. Продовження)

№ бази	тип компресора	розташування циліндрів	кількість циліндрів	частота обертання валу, 1 /	хід поршня, мм	діаметр циліндра, мм	марка компресора	об'єм, описуваний поршнями компресора, $\times 10^2$, м ² / с
	непрямоточний герметичний	горизонтальне	1	23,6	22	36	ФГС0,22 *	0,052
			1	30	19	36	ФГН0,22**	0,05
			1	23,6	22	36	ФГС0,45	0,052
		V- подібне	2	23,6	18	36	ФГН0,45	0,088
		горизонтальне	1	23,6	27	36	ФГС0,55	0,064
		V-подібне	2	24	27	36	ФГН0,55	0,1
			2	23,6	18	36	ФГС0,7	0,088
		горизонтальне	1	30	22	36	ФГС0,7	0,063
		V- подібне	2	23,6	28	36	ФГС1,1	0,1
			2	30	16	36	ФГС1,1	0,093
I	непрямоточний, герметичний	горизонтальне	2	24	40	50	ФГ2,8	0,38
			4	24	40	50	ФГ5,6	0,76
	непрямоточний, безсальниковий	вертикальне	2	16	50	67,5	ФВБС4	0,57
			2	24	50	67,5	ФВ6	0,855
			2	24	50	67,5	ФВБС6	0,855
II	непрямоточний, сальниковий і безсальниковий	V-подібне	4	16	50	67,5	ФВБС9	1,14
			4	24	50	67,5	ФУ12	1,71
			4	24	50	67,5	ФУБС12	1,71
			4	24	50	76	ФУ15	2,176
			4	24	50	76	ФУБС15	2,176
		VV-подібне	8	16	50	67,5	ФУУБС18	2,28
			8	24	50	67,5	ФУУ25	3,42
			8	24	50	67,5	ФУУБС25	3,42
III	непрямоточний	вертикальне	2	24	70	101,6	ФВ20	2,72
	прямоточний		2	24	70	82	АВ22	1,79
	непрямоточний	V-подібне	4	24	70	101,6	ФУ40	5,44
	прямоточний		4	24	70	82	АУ45	3,58
	непрямоточний	VV- подібне	8	24	70	101,6	ФУУ80	10,88
	прямоточний		8	24	70	82	АУУ90	7,16
IV	прямоточний, сальниковий	вертикальне	2	16	130	150	АВ100	7,35
		V-подібне	4	16	130	150	АУ200	14,7
		VV- подібне	8	16	130	150	АУУ400	29,4
V	непрямоточний, сальниковий, крейцкопфний	опозитне	2	8,35	220	280	АО600	440
			4	8,35	220	280	АО200	880

Додаток 2
Каталоги електродвигунів

Каталоги вбудованих електродвигунів
(Для безсальникових і герметичних компресорів)

Марка електродвигуна	Номінальна потужність, кВт	Частота обертання валу, об / хв	ККД, %	Момент інерції ротора, кгм
AB-41-2	5,5	2900	86	0,032
AB-42-2	7,5		87	0,042
AB-51-2	10		88	0,129
AB-52-2	13		88	0,174
AB-41-4	4	1440	86	0,042
AB-42-4	5,5		87	0,057
AB-51-4	7,5		88,5	0,165
AB-52-4	10		88,5	0,224
AB-41-6	3	955	81,5	0,042
AB-42-6	4		83	0,057
AB-51-6	5,5	965	85,5	0,164
AB-52-6	7,5		87	0,229
AB-61-2	17	2920	88	0,300
AB-62-2	22		88	0,380
AB-71-2	30	2930	88	0,620
AB-72-2	40		89	0,780
AB-81-2	55	2940	89	1,5
AB-82-2	75		90	1,9
AB-61-2	13	1450	88,5	0,43
AB-62-2	17		89	0,55
AB-71-2	22		90	1,1
AB-72-2	30		91	1,3
AB-81-4	40	1470	91,5	2,2
AB-82-4	55		92,5	2,8
AB-61-6	10	965	88	0,43
AB-62-6	13		88	0,55
AB-71-6	17	970	90	1,6
AB-72-6	22		90,5	2,0
AB-81-6	30	980	91	3,5
AB-82-6	40		91,5	4,4
AB-61-8	7,5	725	86,5	0,76
AB-62-8	10		87,5	0,93
AB-71-8	13	730	89	1,6
AB-72-8	17		89,5	2,0
AB-81-8	22	735	90,5	3,5
AB82-8	30		91	4,4

Додаток 2. Продовження)

Каталоги електродвигунів для сальникових компресорів

Марка електро-двигуна	Номінальна потужність, кВт	Частота обертання валу, об / хв	ККД, %		Марка електро-двигуна	Номінальна потужність, кВт	Частота обертання валу, об / хв	ККД, %
Синхронна частота обертання 3000 об / хв					Синхронна частота обертання 1500 об / хв			
AIP50A2	0,09	2650	60		AIP50A4	0,06	1330	53
AIP50B2	0,12		63		AIP50B4	0,09		57
AIP56A2	0,18	2730	68		AIP56A4	0,12	1350	63
AIP56B2	0,25		69		AIP56B4	0,18		64
AIP63A2	0,37		72		AIP63A4	0,25	1320	68
AIP63B2	0,55	2800	75		AIP63B4	0,37		68
AIP71A2	0,75		78,5		AIP71A4	0,55	1350	70,5
AIP71B2	1,1	2850	79		AIP71B4	0,75		73
AIP80A2	1,5		81		AIP80A4	1,1	1390	75
AIP80B2	2,2		83		AIP80B4	1,5		78
AIP90L2	3		84,5		AIP90L4	2,2	1410	81
AIP100S2	4		87		AIP100S4	3		82
AIP100L2	5,5	2890	88		AIP100L4	4	1440	85
AIP112M2	7,5		87,5		AIP112M4	5,5		85,5
AIP132M2	11	2900	88		AIP132S4	7,5	1450	87,5
AIP160S2	15		90		AIP132M4	11		87,5
AIP160M2	18,5		90,5		AIP160S4	15	1470	90
AIP180S2	22	2910	90,5		AIP160M4	18,5		90,5
AIP180M2	30		91,5		AIP180S4	22	1480	90,5
AIP200M2	37	2940	91,5		AIP180M4	30		92
AIP200L2	45		92		AIP200M4	37		92,5
AIP225M2	55		92,5		AIP200L4	45		92,5
AIP250S2	75		93		AIP225M4	55		93
AIP250M2	90		93		AIP250S4	75	1460	94
					AIP250M4	90		94
					AIP280S4	100	1470	93,5
					AIP280M4	132		94
					AIP3150S4	160	1470	93,5
					AIP315M4	200		94
					AIP355S4	250		94,5
					AIP344M4	315		94,5

(Додаток 2. Продовження)

Марка електро-двигуна	Номінальна потужність, кВт	Частота обертання валу, об / хв	ККД, %	Марка електро-двигуна	Номінальна потужність, кВт	Частота обертання валу, об / хв	ККД, %
Синхронна частота обертання 1000 об / хв				Синхронна частота обертання 750 об / хв			
AIP63A6	0,18	860	56	AIP71B8	0,25	690	56
AIP63B6	0,25		59	AIP80A8	0,37	695	60
AIP71A6	0,37	920	65	AIP80B8	0,55		64
AIP71B6	0,55		68,5	AIP90LA8	0,75		70
AIP80A6	0,75		70	AIP90LB8	1,1		72
AIP80B6	1,1		74	AIP100L8	1,5	700	76
AIP90L6	1,5		76	AIP112A8	2,2		76,5
AIP100L6	2,2	950	81	AIP112B8	3		79
AIP112A6	3		81	AIP132S8	4		83
AIP112B6	4		82	AIP132M8	5,5		83
AIP132S6	5,5	960	85	AIP160S8	7,5	725	87
AIP132M6	7,5		85,5	AIP160M8	11		87,5
AIP160S6	11	970	88	AIP180M8	15	730	89
AIP160M6	15		88	AIP200M8	18,5		89
AIP180M6	18,5	980	89,5	AIP200L8	22		90
AIP200M6	22		90	AIP225M8	30		90,5
AIP200L6	30		90	AIP250S8	37	735	92,5
AIP225M6	37		91	AIP250M8	45		92,5
AIP250S6	45		92,5	AIP280S8	55	725	92
AIP250M6	55		92,5	AIP280M8	75		93
AIP280S6	75		92,5	AIP315S8	90	735	93
AIP280M6	90		93	AIP315M8	110		93
AIP315S6	110		93	AIP355S8	132		93,5
AIP315M6	132		93,5	AIP355M8	160		93,5
AIP355S6	160		94				
AIP355M6	200		94,5				

Додаток 3

Нормальні розміри

1,0	4,0	17 ***	67 **	260 ***	1060 ***
0,05 ***	4,2 ***	18 ***	71 **	280 **	1120 **
1,1 **	4,5 **	19 ***	75 ***	300 ***	1180 ***
1,15 ***	4,8 ***	20 *	80 *	320 *	1250 *
1,2 *	5,0 *	21 ***	85 ***	340 ***	1320 ***
1,3 ***	5,3 ***	22 **	90 **	360 **	1400 **
1,4 **	5,6 **	24 ***	85 ***	380 ***	1500 ***
1,5 ***	6,0 ***	25	100	400	1600
1,6	6,3	26 ***	105 ***	420 ***	1700 ***
1,7 ***	6,7 ***	28 **	110 **	450 **	1800 **
1,8 **	7,1 **	30 ***	120 ***	480 ***	1900 ***
1,9 ***	7,5 ***	32 *	125 *	500 *	2000 *
2,0 *	8,0 *	34 ***	130 ***	530 ***	2120 ***
2,1 ***	8,5 ***	36 **	140 **	560 **	2240 **
2,2 **	9,0 **	38 ***	150 ***	600 ***	2360 ***
	9,5 ***				
2,4 ***	10	40	160	630	2500
2,5	10,5 ***	42 ***	170 ***	670 ***	2650 ***
2,6 ***	11 **	45 **	180 **	710 **	25800 **
2,8 **	11,5 ***	48 ***	190 **	750 ***	3000 ***
3,0 ***	12 *	50 *	200 *	800 *	3150 *
3,2 *	13 ***	53 ***	210 ***	850 **	3350 ***
3,4 ***	14 **	56 **	220 **	900 **	3550 **
3,6 **	15 ***	60 ***	240 ***	950 ***	3750 ***
3,8 ***	16	63	250	1 000	4000

Примітка:

Числам без зірочок слід надавати перевагу перед числами з однією зірочкою; числам з однією зірочкою – числам з двома зірочками і т.д.

Стандарт встановлює ряди нормальних лінійних розмірів (діаметрів, довжин, висот і т.д.) в інтервалі 0,001 ... 20 000 мм.

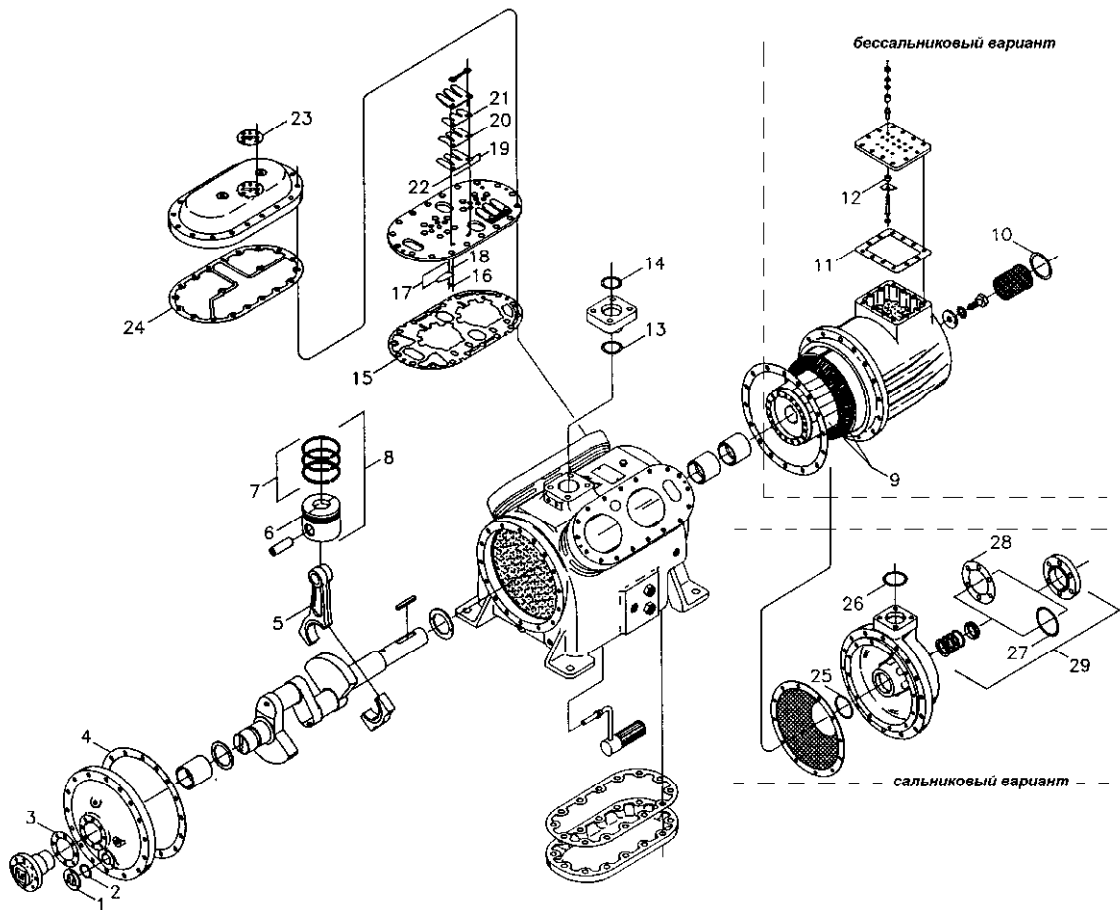
Додаток 4

Сортамент труб, які застосовуються у холодильних машинах і теплових насосах

умовний прохід, D_y , мм	зовнішній діаметр, D , мм	внутрішній діаметр, d , мм	товщина стілки, $\delta_{ст}$, мм	Площа живого перетину, $\times 10^4$, м ²
Сталеві безшовні труби (для роботи з аміаком і фреонами)				
3	6	4	1,0	0,126
6	10	6	2,0	0,283
8	12	8	2,0	0,503
10	14	10	2,0	0,785
15	18	14	2,0	1,54
20	22	18	2,0	2,53
25	32	27,5	2,25	5,95
32	38	33,5	2,25	8,8
40	45	40,5	2,25	12,8
50	57	50	3,5	19,6
70	76	69	3,5	37,4
80	89	82	3,5	52,8
100	108	100	4,0	78,5
125	133	125	4,0	123
150	159	150	4,5	177
200	219	207	6,0	337
250	273	259	7,0	528
300	325	309	8,0	751
350	377	357	10,0	1006
400	426	404	11,0	1370
мідні труби (для роботи з фреонами)				
3	6	4	1,0	0,25
6	9	7	1,0	0,385
8	10	8	1,0	0,505
10	12	10	1,0	0,785
15	18	15	1,5	1,76
20	24	21	1,5	3,46
25	28	25	1,5	4,91
32	36	32	2,0	8,05
40	45	40	2,5	12,5
50	55	50	2,5	19,6
70	75	70	2,5	38,48

Додаток 5

Конструкції сучасних поршневих компресорів



Додаток 5.1. Компресор середньої продуктивності фірми «DUNHAM-BUSH»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; подвійного виконання (можливий сальниковий і безсальниковий варіант), одноступеневий; чотирициліндровий, У-подібний; блокартерний; колінчастий вал двухопорний двухолінчатий, корінні підшипники ковзання

Специфікація

ліва кришка

шатунно-поршнева група

безсальниковий варіант

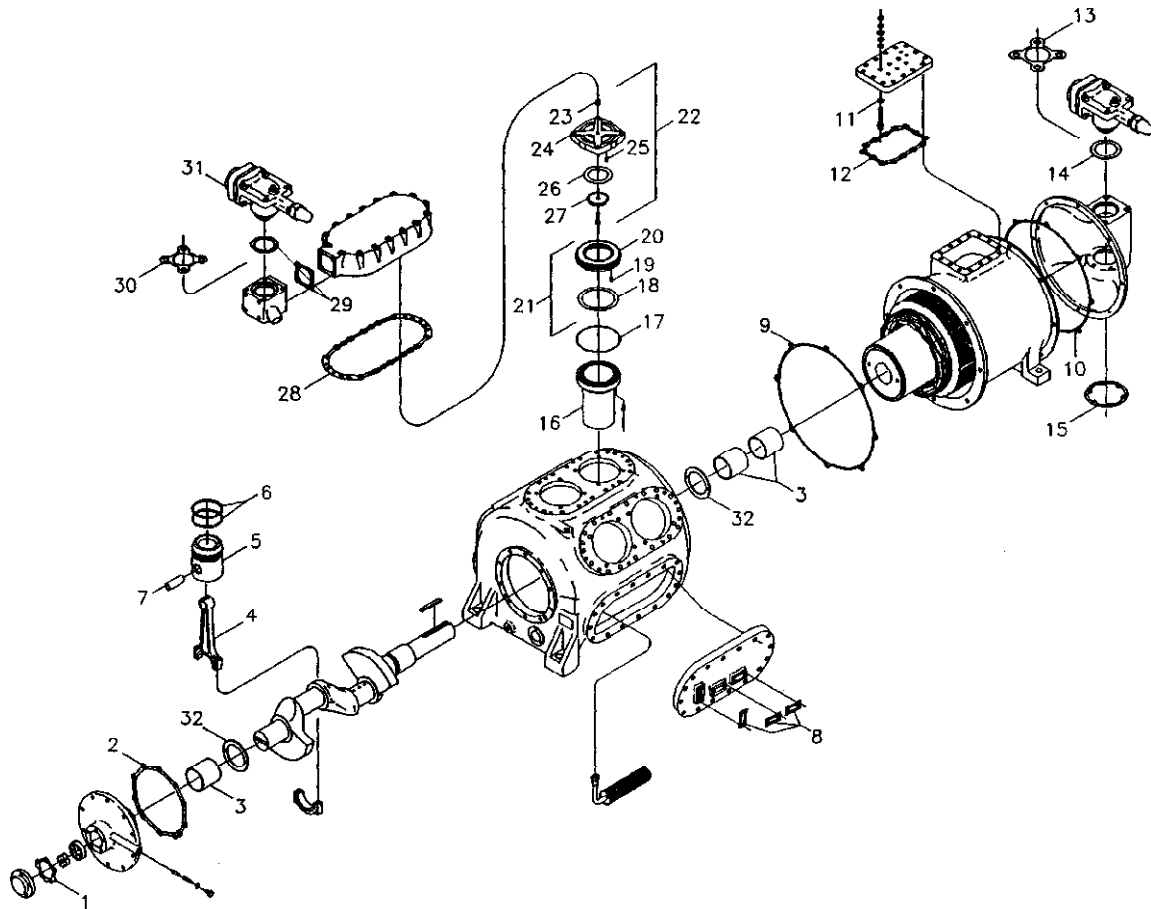
нагнетательная лінія

клапанна група

верхня кришка циліндра

сальниковий варіант

- 1 - гайка оглядового вікна; 2 - скло; 3, 4 - прокладка
 5 - шатун; 8 - поршнева група (6 - поршень; 7 - кільця)
 9 - вбудований електродвигун; 10 - фільтр-грязевик; 11 - прокладка;
 12 - контакти підключення електродвигуна
 13, 14 - прокладка
 15 - прокладка; 16,17,18 - язичковий всмоктувальний клапан;
 19,20,21,22 - язичковий нагнітальний клапан;
 23 - пристрій автоматичного контролю; 24 - прокладка
 25,26 - прокладка; 29 - сальник (27 - нерухоме кільце; 28 - прокладка)



Додаток 5.2. Компресор великої продуктивності фірми «YORK»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; безсальниковий, одноступеневий; шестициліндровий, W-подібний; блокартерний; корінний вал двухопорний двухколінчатий, корінні підшипники ковзання

Специфікація

ліва кришка

корінні підшипники ковзання

шатунно-поршнева група

бічна кришка картера

безсальниковиц варіант

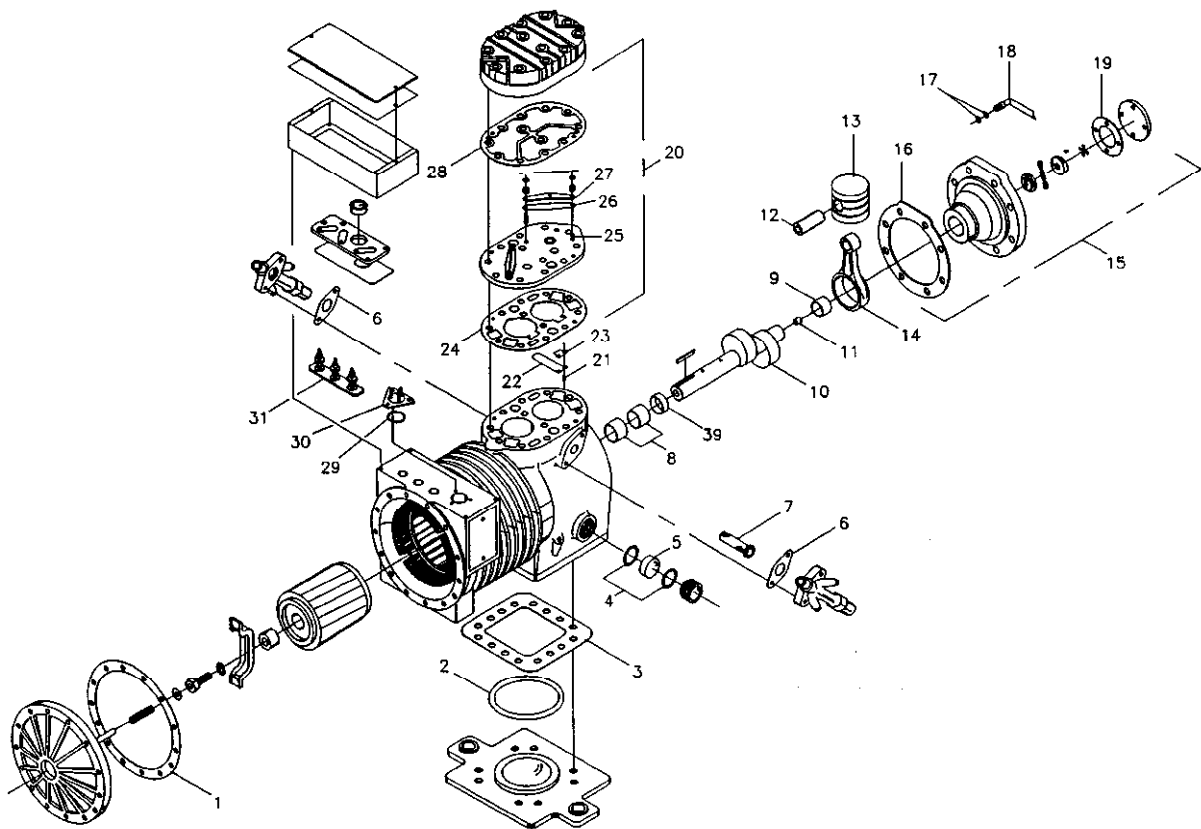
нагнетательная лінія

базова деталь

клапанна група

верхня кришка циліндра

- 1,2 - прокладка
- 3 - вкладиш; 32 - стопорне кільце
- 4 - шатун; 5 - поршень; 6 - кільця; 7 - палець
- 8 - оглядові вікна
- 9,10,12,13,14,15 - прокладка;
- 11 - контакти підключення електродвигуна
- 13, 14 - прокладка
- 16 - гільза циліндра
- 21 - кільцевий периферійний всмоктувальний клапан
(17 - прокладка; 18 - пластина клапана; 19 - пружина;
20 - розетка всмоктувального і сідло нагнітального клапана);
- 22 - кільцевий нагнітальний клапан
(23 - болтове кріплення клапана; 24 - розетка; 25 - пружина;
26 - пластина клапана; 27 - сідло)
- 28,29,30 - прокладка; 31 - нагнітальний вентиль



Додаток 5.3. Компресор малої продуктивності фірми «COPELAND»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; безсальниковий, одноступеневий; двоциліндровий, вертикальний; блоккартерний; корінний вал двухексцентриковий, корінні підшипники ковзання

Специфікація

*ліва кришка
картер*

1 - прокладка
2,3 - прокладка нижньої кришки; 4 - прокладка оглядового скла;
5 - оглядове скло; 6 - прокладка всмоктувального і нагнітального вентилів; 7 - фільтр-грязевик; 29,30,31 - підключення електродвигуна
8,9 - вкладиш; 10 - эксцентрик; 11 - оливоутримувальна пробка вала

*вал і корінні підшипники
ковзання
шатунно-поршнева група*

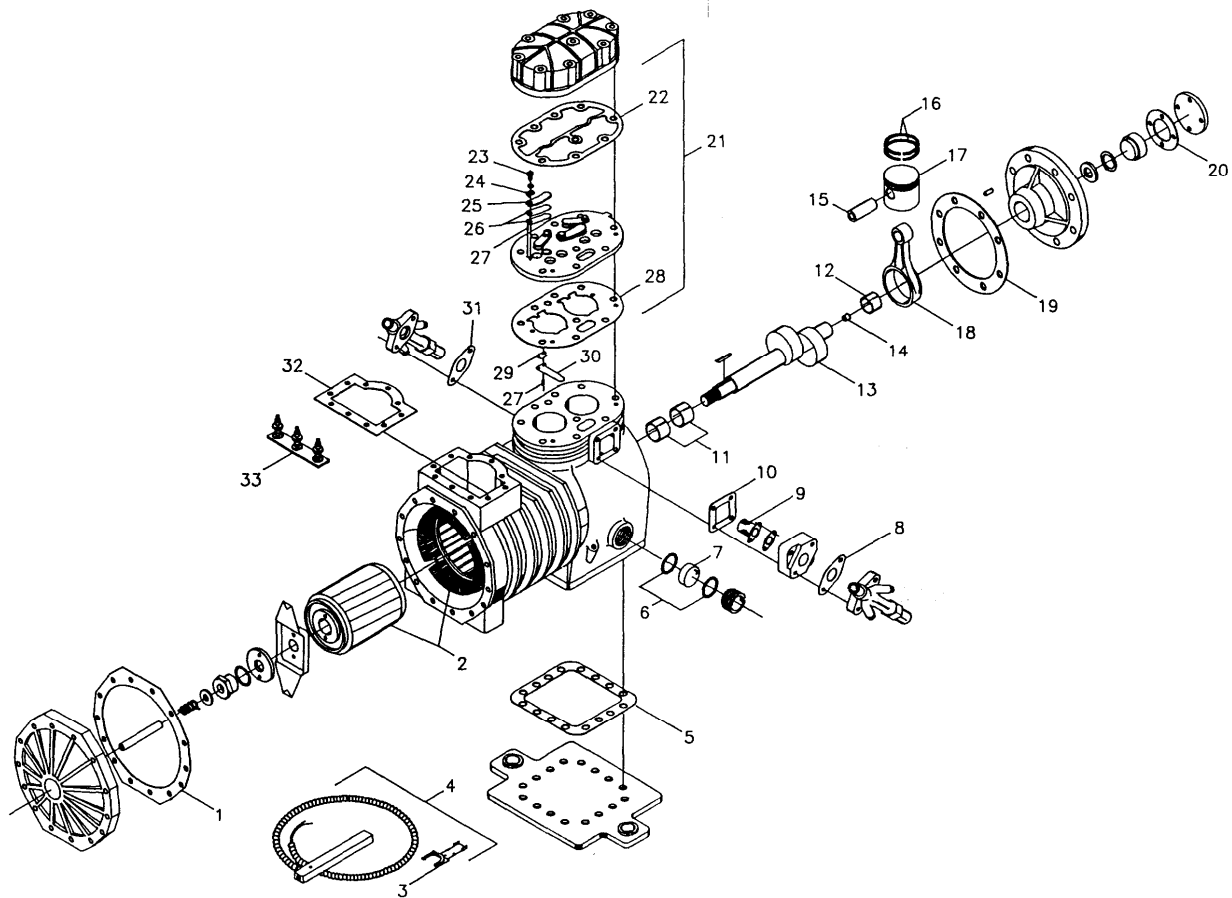
12 - поршневий палець; 13 - поршень; 14 - шатун (без роз'єму нижньої головки); ущільнювальні кільця відсутні

оливонасос

15 - відцентровий оливонасос
(16,19 - прокладка; 17,18 - оливний трубопровід)

клапанна група (20)

21,22,23 - язичковий всмоктувальний клапан; 24,28 - прокладка;
25 - клапанна плита; 26 - пластина нагнітального стрічкового клапана;
27 - обмежувач підйому нагнітального клапана



Додаток 5.4. Компресор середньої продуктивності фірми «COPELAND»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; безсальниковий, одноступеневий;
двоциліндровий, вертикальний; блокартерний; корінний вал
двухексцентриковий, корінні підшипники ковзання

Специфікація

*ліва кришка
картер*

1 - прокладка
2 - електродвигун; 3,4 - пристрій автоматичного контролю; 5 - прокладка
нижньої кришки; 6,7 - оглядове скло; 8,9,10 - всмоктувальний клапан;
31 - нагнітальний клапан; 32,33 - підключення електродвигуна

*вал і корінні підшипники
ковзання*

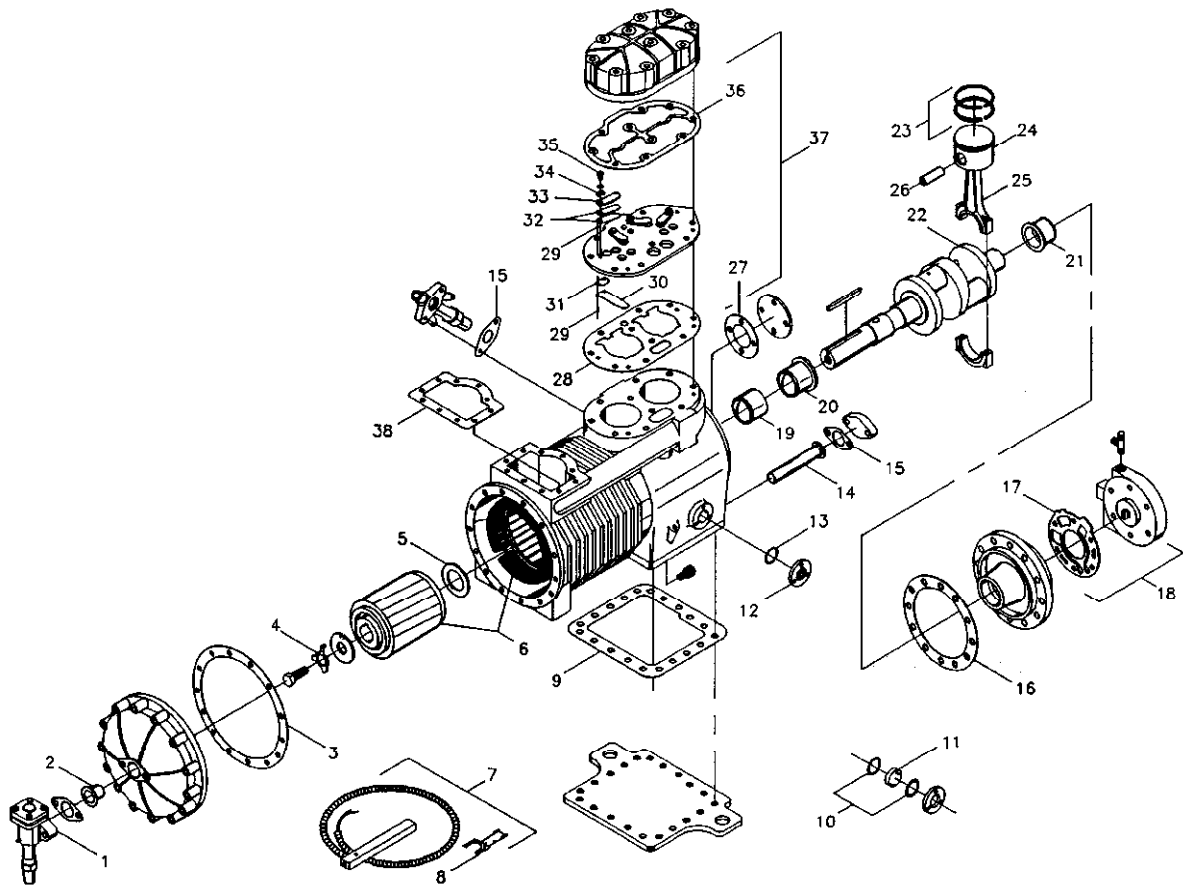
11,12 - вкладиш; 13 - ексцентрик; 14 - оливоутримувальна пробка вала

шатунно-поршнева група

15 - поршковий палець; 16 - кільця; 17 - поршень;
18 - шатун (без роз'єму нижньої головки)

*оливонасос
клапанна група (21)*

20 - відцентровий оливопонасос (19 - прокладка)
22,28 - прокладка; 23-27 - язичковий нагнітальний клапан;
27,29,30 - язичковий всмоктувальний клапан



Додаток 5.5. Компресор середньої продуктивності фірми «COPELAND»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; безсальниковий, одноступеневий;
двоциліндровий, вертикальний; блокартерний; корінний вал
двухколінчатий двухпорний, корінні підшипники ковзання

Специфікація

*ліва кришка
картер*

1 - вентиль всмоктувальний; 2 - фільтр-грязевик; 3 - прокладка
4 - стопорна шайба; 5 - стопорне кільце; 6 - електродвигун; 7,8 - пристрій
автоматичного контролю; 9 - прокладка нижньої кришки;
10,11,12,13 - оглядове скло; 14,15 - оливний фільтр;
27,38 - прокладка

*права кришка
вал і корінні підшипники
ковзання*

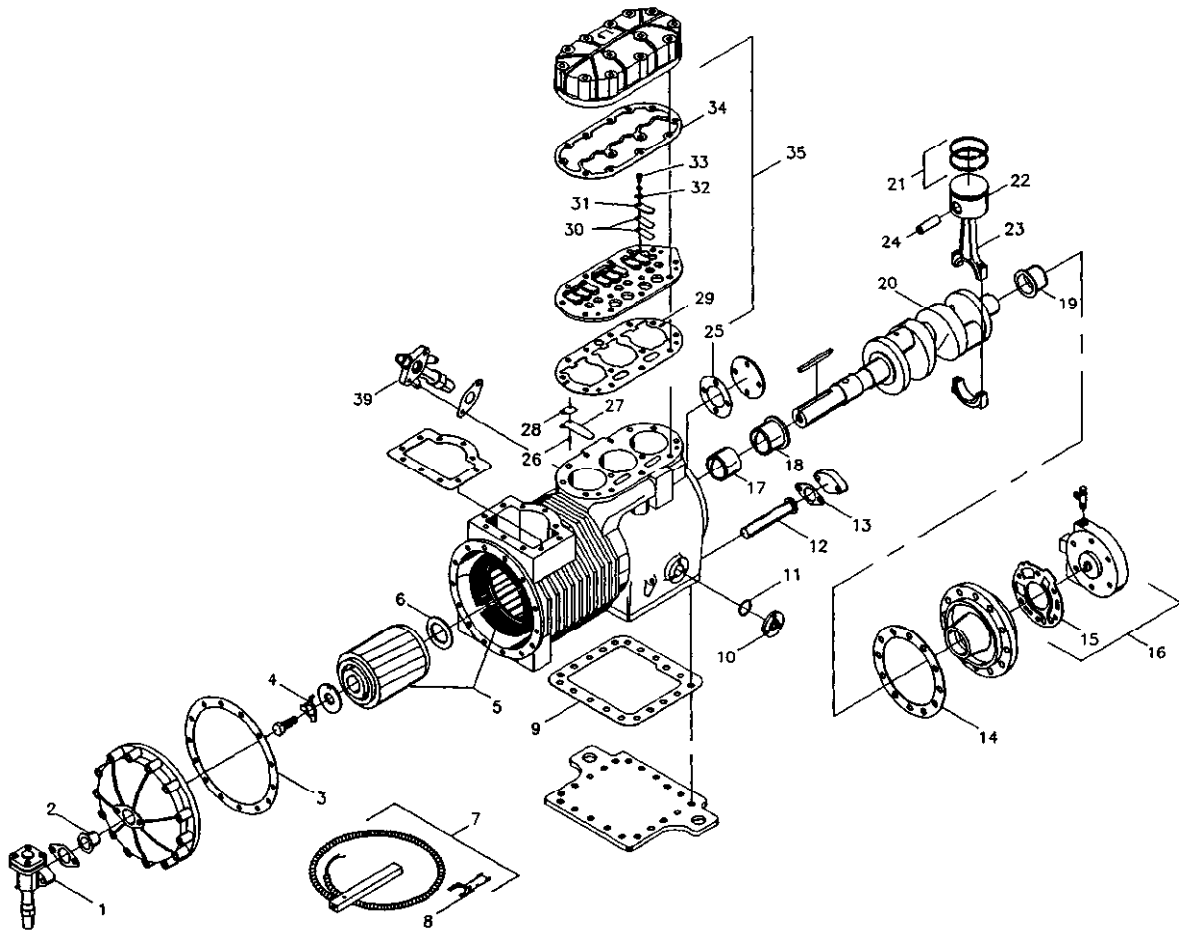
16 - прокладка; 17 - оливонасос; 18 - кришка
19,20,21 - вкладиш; 22 - колінчастий вал

шатунно-поршнева група

23 - кільця; 24 - поршень; 25 - шатун (з прямим роз'ємом нижньої
голівки); 26 - поршневий палець

клапанна група (37)

28,36 - прокладка; 29-31 - язичковий всмоктувальний клапан;
32-35 - язичковий нагнітальний клапан



Додаток 5.6. Компресор середньої продуктивності фірми «COPELAND»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; безсальниковий, одноступеневий; трициліндровий, вертикальний; блокартерний; корінний вал трьохколінчатий двухопорний з кутом заклинювання колін 120°, корінні підшипники ковзання

Специфікація

*ліва кришка
картер*

1 - вентиль всмоктувальний; 2 - фільтр-грязевик; 3 - прокладка
4 - стопорна шайба; 5 - електродвигун; 6 - стопорне кільце; 7,8 - пристрій автоматичного контролю; 9 - прокладка нижньої кришки; 10,11 - оглядове скло; 12,13 - оливний фільтр; 39 - вентиль нагнітальний

*права кришка
вал і корінні підшипники
ковзання*

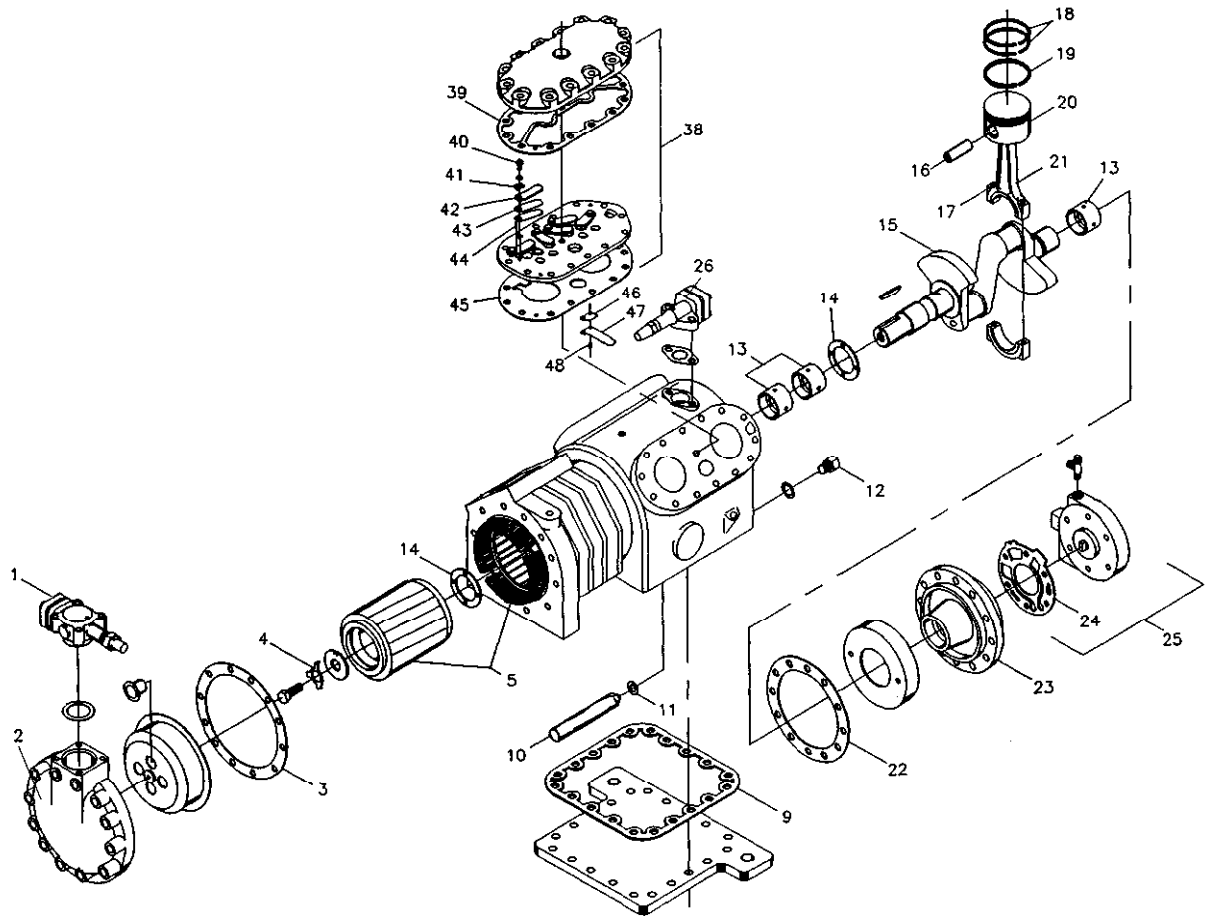
14 - прокладка; 15 - оливнонасос; 16 - кришка
17,18,19 - вкладиш; 20 - колінчастий вал

шатунно-поршнева група

21 - кільця; 22 - поршень; 23 - шатун (з прямим роз'ємом нижньої головки); 24 - поршневий палець

клапанна група (35)

29,34 - прокладка; 26-28 - язичковий всмоктувальний клапан;
30-33 - язичковий нагнітальний клапан



Додаток 5.7. Компресор середньої продуктивності фірми «COPELAND»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфние, непрямоточный; Безсальниковим, одноступеневий; чотирициліндровий, V-подібний; блоккартерний; корінний вал двухколенчатий двухопорный, корінні підшипники ковзання

Специфікація

*ліва кришка
картер*

1 - вентиль всмоктувальний; 2 - ліва кришка; 3 - прокладка
4 - стопорная шайба; 5 - электродвигун; 9 - прокладка нижньої кришки;
10,11 - оливний фільтр; 12 - масляна пробка; 26 - вентиль нагнітальний
13 - вкладиш; 14 - стопорне кільце; 15 - колінчастий вал

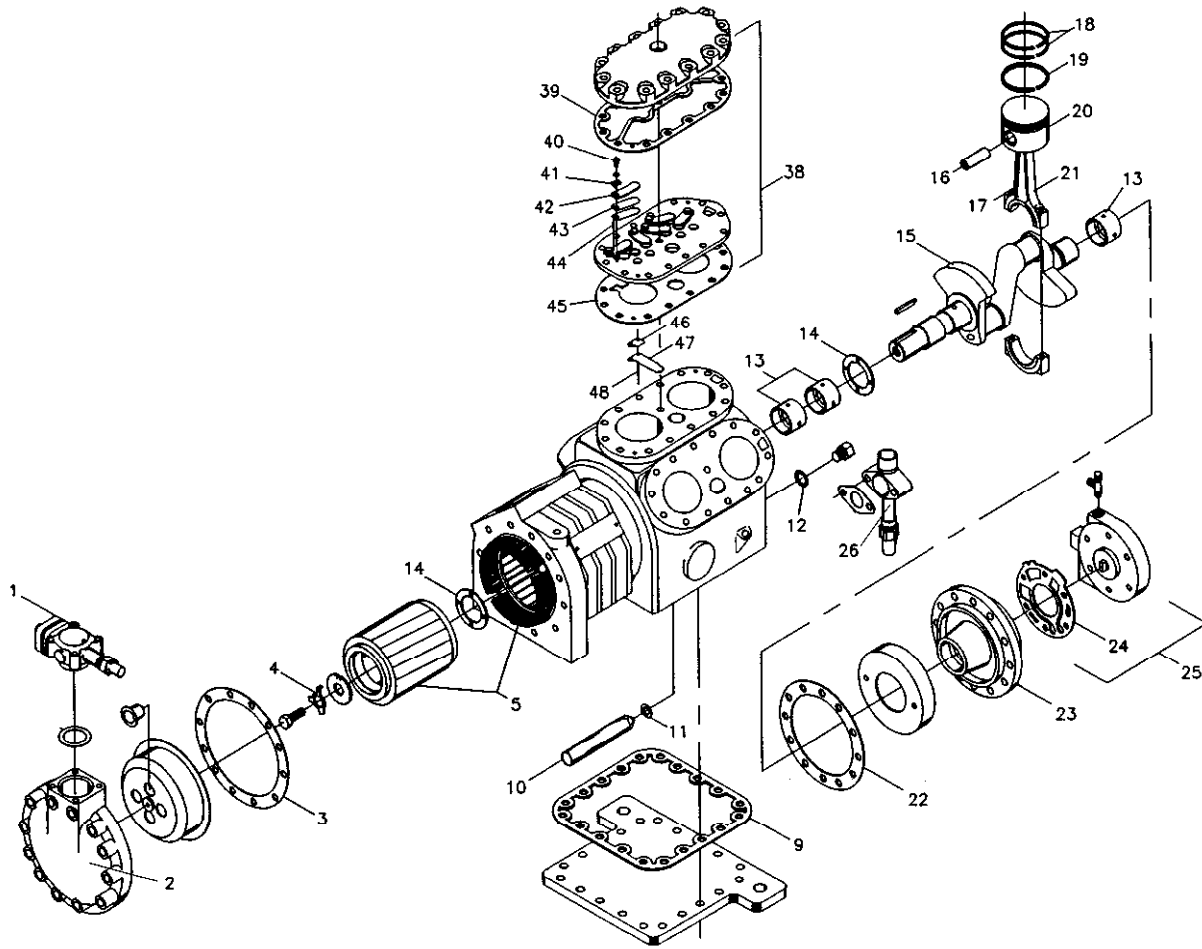
*вал і корінні підшипники
ковзання*

шатунно-поршнева група

16 - поршневий палець; 17 - шатунний болт; 18 - ущільнювальні кільця;
19 - маслосъемное кільце; 20 - поршень; 21 - шатун (з прямим роз'ємом
нижньої головки)

*права кришка
клапанна група (38)*

22 - прокладка; 23 - корпус підшипника; 24 - оливонасос; 25 - кришка
39,45 - прокладка; 40-44 - язичковий нагнітальний клапан; 46-48 -
язичковий всмоктувальний клапан



Додаток 5.8. Компресор середньої продуктивності фірми «COPELAND»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; безсальниковий, одноступеневий; шестициліндровий, W-подібний; блокартерний; корінний вал двохколінчатий двухпорний, корінні підшипники ковзання

Специфікація

*ліва кришка
картер*

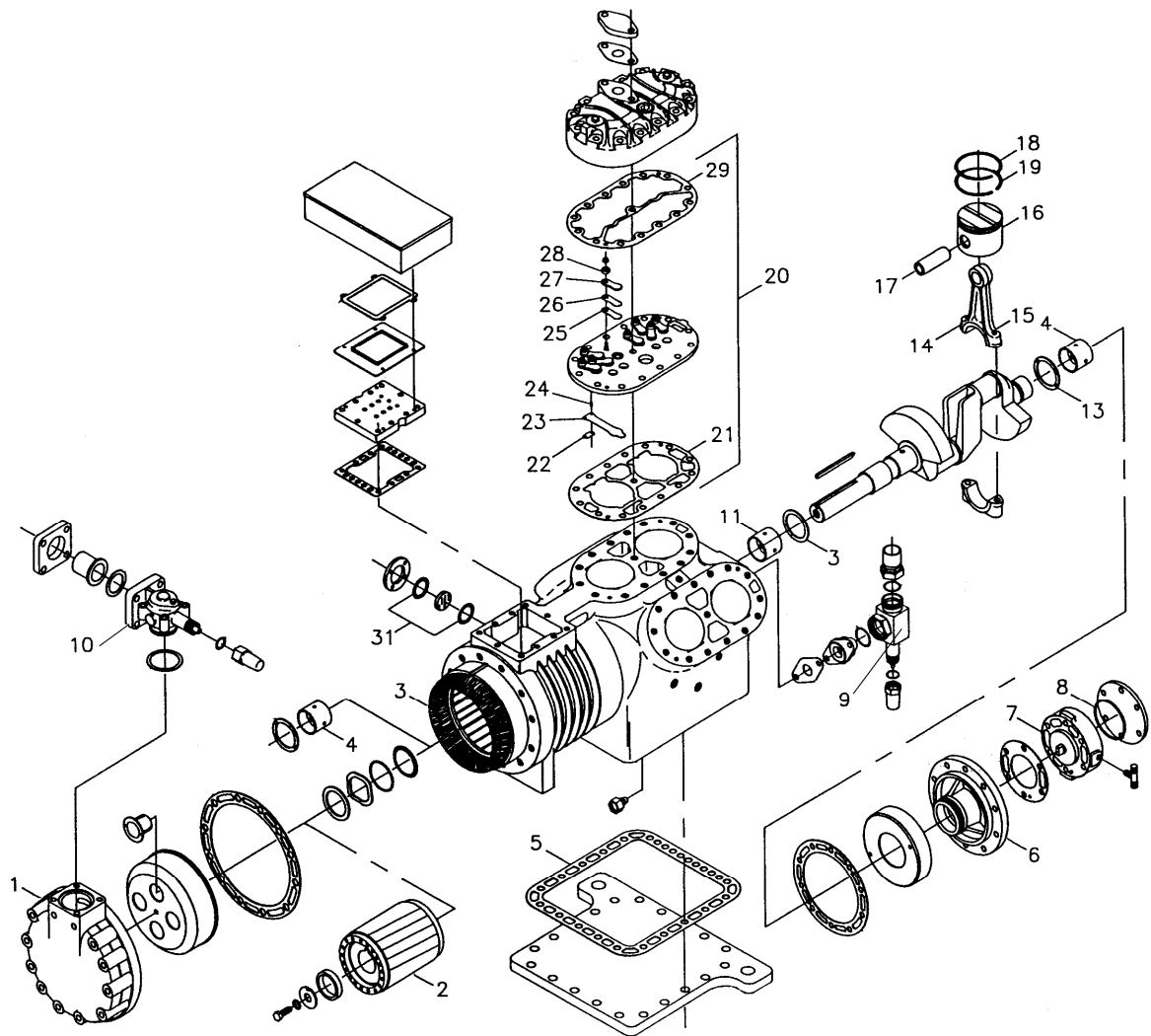
1 -вентіль всмоктувальний; 2 - ліва кришка; 3 - прокладка
4 - стопорна шайба; 5 - електродвигун; 9 - прокладка нижньої кришки;
10,11 - оливний фільтр; 12 - оливна пробка; 26 - вентиль нагнітальний
13 - вкладиш; 14 - стопорне кільце; 15 - колінчастий вал

*вал і корінні підшипники
ковзання
шатунно-поршнева група*

16 - поршневий палець; 17 - шатунний болт; 18 - ущільнювальні кільця;
19 - оливоз'ємне кільце; 20 - поршень; 21 - шатун (з прямим роз'ємом
нижньої головки)

*права кришка
клапанна група (38)*

22 - прокладка; 23 - корпус підшипника; 24 - оливнонасос; 25 - кришка
39,45 - прокладка; 40-44 - язичковий нагнітальний клапан;
46-48 - язичковий всмоктувальний клапан



Додаток 5.9. Компресор середньої продуктивності фірми «AIR TEMP»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; безсальниковий, одноступеневий; шестициліндровий, W-подібний; блоккартерний; корінний вал двухолінчатий двухопорний, корінні підшипники ковзання

Специфікація

ліва кришка

картер

корінні підшипники ковзання

права кришка

шатунно-поршнева група

клапанна група (20)

1 - ліва кришка; 10 - всмоктувальний клапан

2 - електродвигун; 5 - прокладка нижньої кришки; 9 - клапан нагнітальний; 31 - оглядове скло

3,4,11,13 - вкладиш

6 - корпус підшипника; 7 - оливозасос; 8 - кришка

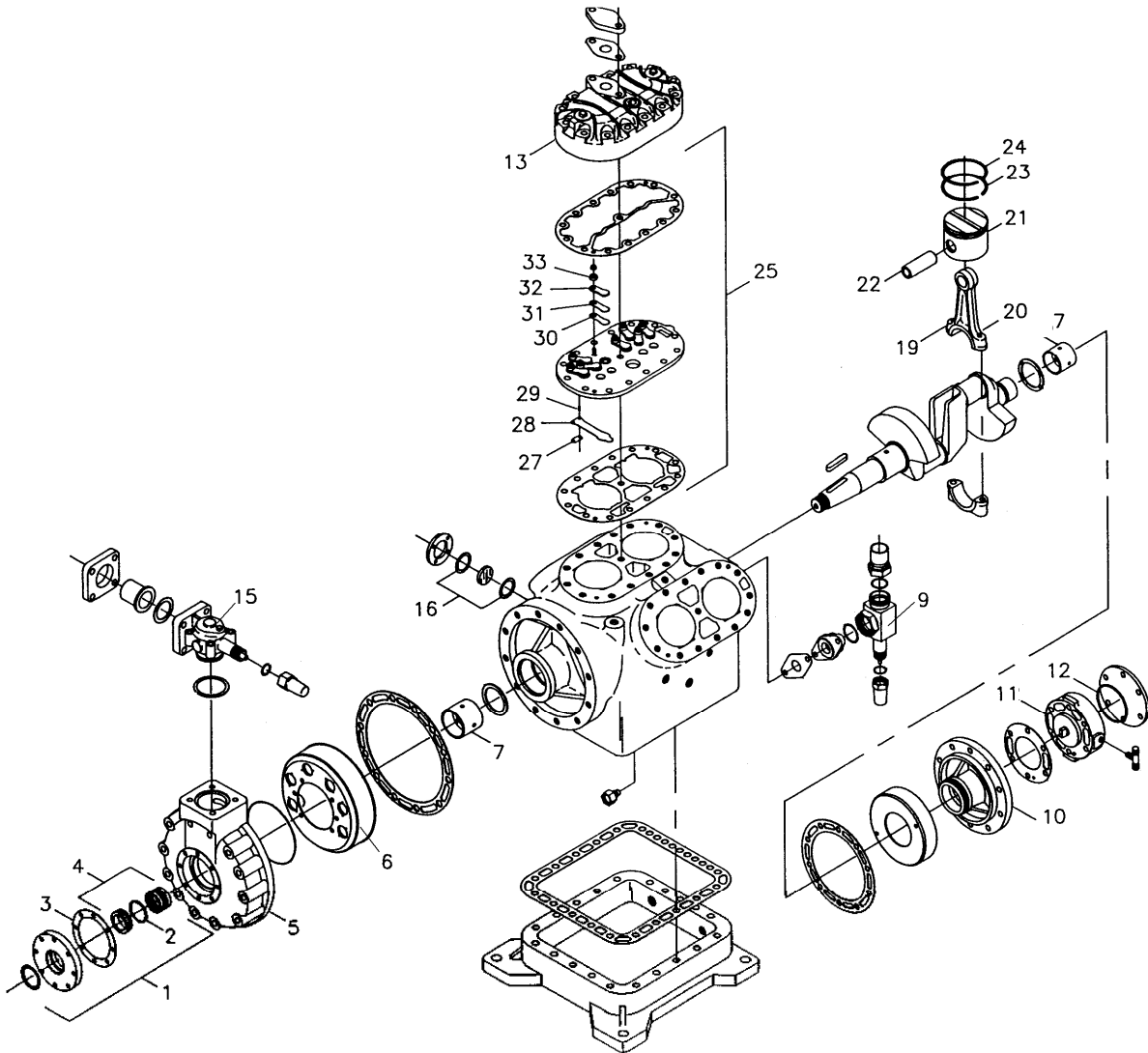
14 - шатун (з прямим роз'ємом нижньої головки); 15 - шатунний болт;

16 - поршень; 17 - поршковий палець; 18 - кільце ущільнювача;

19 - оливоз'ємне кільце

21,29 - прокладка; 22-24 - язичковий всмоктувальний клапан;

25-28 - язичковий нагнітальний клапан



Додаток 5.10. Компресор середньої продуктивності фірми «AIR TEMP»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; сальниковий, одноступеневий;
шестициліндровий, W-подібний; блокартерний; корінний вал
двухколінчатий двухпорний, корінні підшипники ковзання

Специфікація

ліва кришка (5)

1 - сальник; 2,3,4 - кільця сальника; 15 - вентиль всмоктувальний

картер

9 - вентиль нагнітальний; 16 - оглядове вікно;

корінні підшипники ковзання

7 - вкладиш підшипника

права кришка

10 - корпус підшипника; 11 - корпус оливозасоса; 12 - права кришка

шатунно-поршнева група

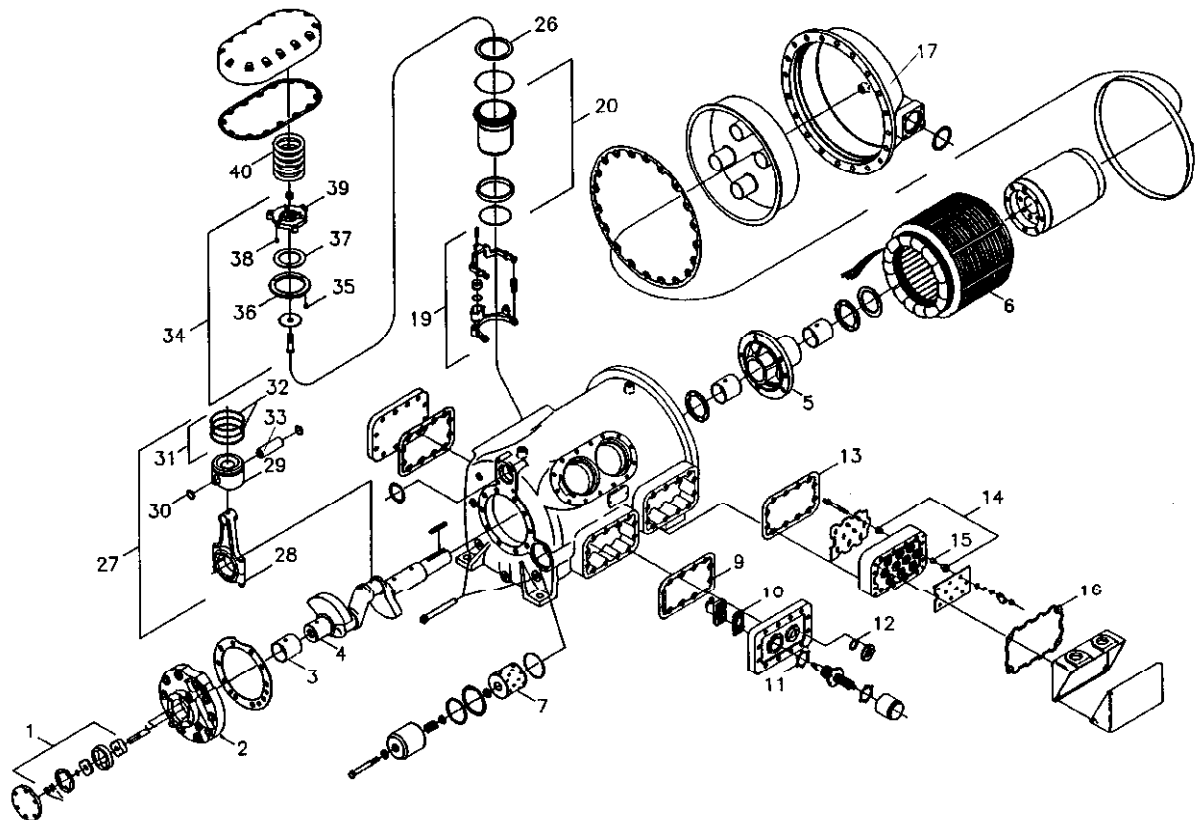
19 - шатун; 20 - шатунний болт; 21 - поршень; 22 - поршковий палець;

23 оливоз'ємне кільце; 24 - ущільнювальне кільце

клапанна група (25)

13 - верхня кришка циліндрів; 27-28 - язичковий всмоктувальний клапан;

30-33 - язичковий нагнітальний клапан



Додаток 5.11. Компресор середньої продуктивності фірми «AIR TEMP»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; безсальниковий, одноступеневий; чотирициліндровий, V-подібний; блоккартерний; корінний вал двухолінчатий двухпорний, корінні підшипники ковзання

Специфікація

ліва кришка

картер

вал і корінні підшипники

ковзання

права кришка

шатунно-поршнева група
(27)

клапанна група

1 - оливозасос; корпус оливозасоса

7 - оливий фільтр; 9-12 - бічна кришка з оглядовими вікнами;

13-16 - кришка і підключення електродвигуна

3 - вкладиш підшипника; 4 - вал

5 - корпус підшипника; 6 - електродвигун; 17 - права кришка

28 - шатун; 29 - поршень; 30 - стопорне кільце; 31 - кільця

(32 - ущільнювальні; 33 - оливоз'ємне); 33 - поршневий палець

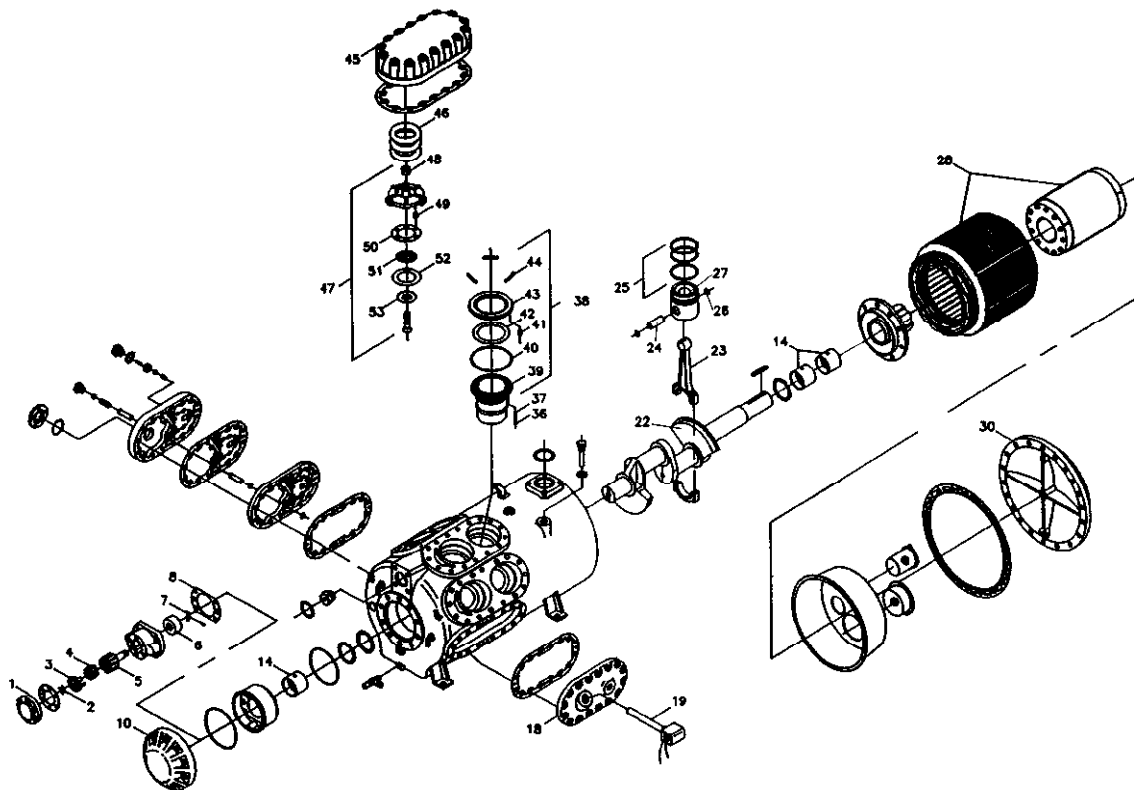
19 - пристрій для регулювання холодопродуктивності (віджимання

периферійного всмоктувального клапана); 20 - гільза зі всмоктувальним

клапаном; 26 - пластина всмоктувального клапана; 35 - пружина

всмоктувального клапана; 34 - нагнітальний кільцевої клапан (36 - сідло;

37 - пластина; 38 - пружина; 39 - розетка; 40 - буферна пружина



Додаток 5.12. Компресор середньої продуктивності фірми «TRANE»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; безсальниковий, одноступеневий; восьмициліндровий, VV-подібний; блокартерний; корінний вал двохколінчатий двохпорний, корінні підшипники ковзання

Специфікація

ліва кришка

1-8 - шестерний реверсивний оливонасос; 10 - ліва кришка;

картер

18- бічна кришка; 19 - підключення електродвигуна

вал і корінні підшипники ковзання

14 - вкладиш підшипника; 22 - вал

права кришка

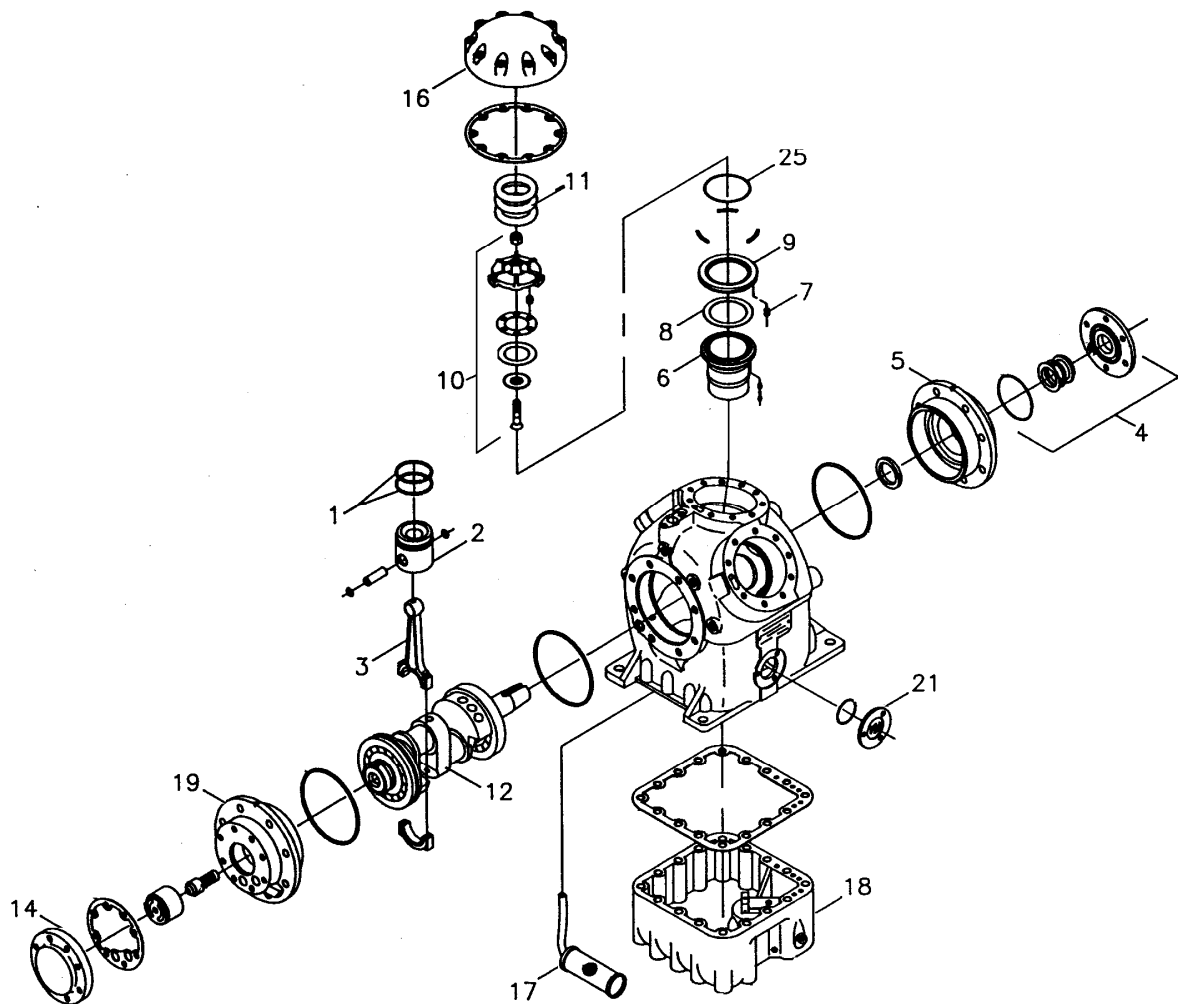
28 - електродвигун; 30 - права кришка

шатунно-поршнева група

23 - шатун; 24 - поршневий палець; 25 - кільця (ущільнювальні та оливоз'ємне); 26 - стопорне кільце; 27 - поршень

клапанна група

36-38 - гільза зі всмоктувальним клапаном; 36,37 - пристрій для регулювання холодопродуктивності (віджимання периферійного всмоктувального клапана); 40 - прокладка; 41 - пружина всмоктувального клапана; 42 - пластина всмоктувального клапана; 43 - розетка всмоктувального і сідло нагнітального клапана; 44 - проставочні шайби; 47 - нагнітальний кільцевий клапан (48 - гайка; 49 - пружина; 50 - демпферна пластина; 51 - прокладка; 52 - пластина клапана; 53 - сідло; 46 - буферна пружина; 47 - верхня кришка циліндрів



Додаток 5.13. Компресор середньої продуктивності фірми «CARRIER»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, непрямоточний; сальниковий, одноступеневий;
трициліндровий, W-подібний; блокартерний; корінний вал
двухколінчатий двухопорний, корінні підшипники кочення

Специфікація

ліва кришка

картер

вал

права кришка

шатунно-поршнева група

клапанна група

14 - кришка; 19 - оливнонасос

17 - оливний фільтр; 18 - нижня кришка; 21 - оглядове вікно

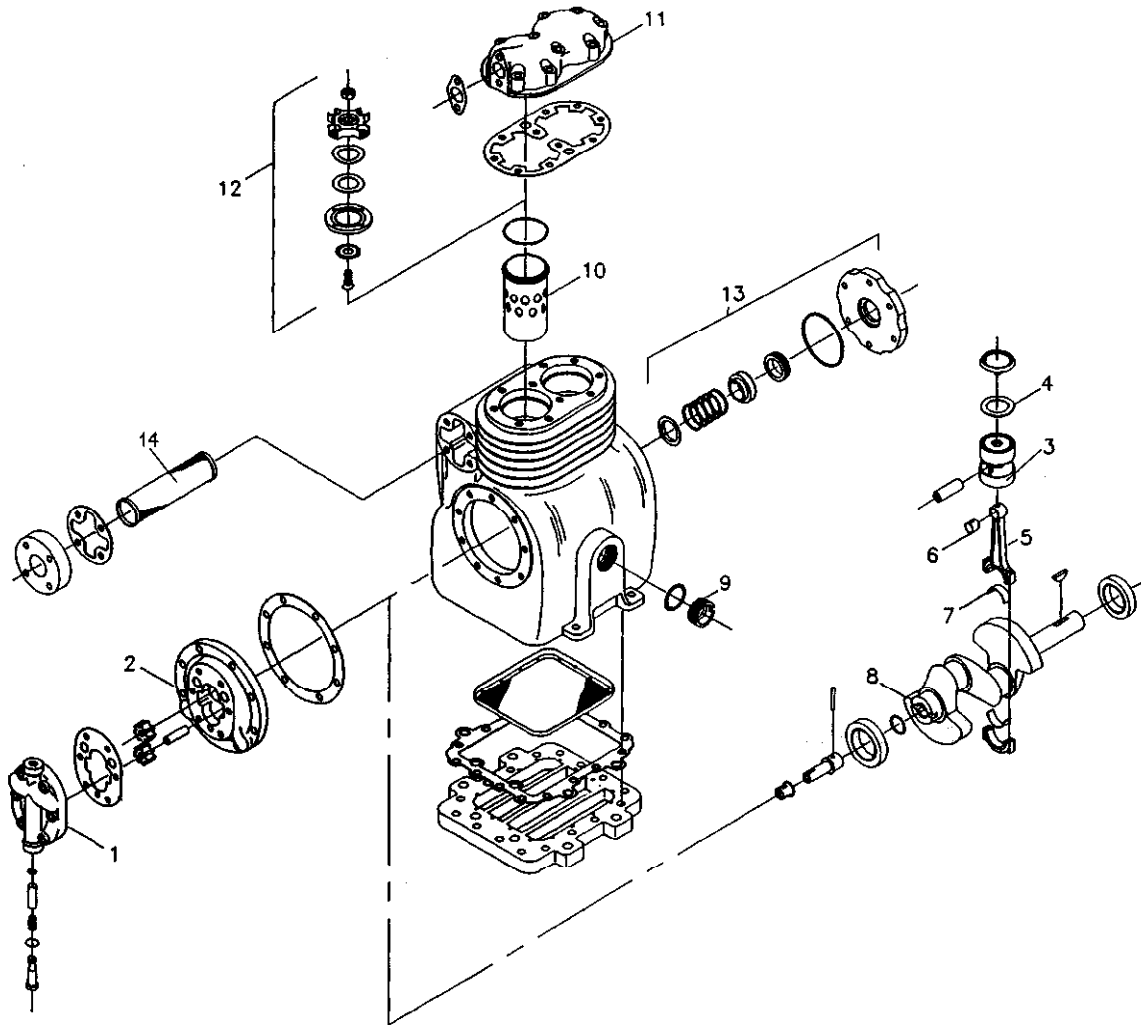
12 - вал з корінними підшипниками кочення. Звернути увагу: шатунні шийки вала мають різну довжину, так як три шатуна розподіляються на двох шатунних шийках вала як «1 + 2»

4 - двосторонній сальник; 5 - кришка сальника

1 - кільця; 2 - поршень; 3 - шатун

6 - гільза; 7-9 - кільцевий периферійний всмоктувальний клапан;

25 - прокладка; 10 - кільцевий нагнітальний клапан; 11 - буферна пружина; 16 - верхня кришка циліндрів



Додаток 5.14. Компресор середньої продуктивності фірми «CARRIER»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, прямоточний; сальниковий, одноступеневий;
двоциліндровий, вертикальний; блокартерний; корінний вал
двухколінчатий двухпорний, корінні підшипники ковзання

Специфікація

ліва кришка

1 - кришка; 2 - шестерний оливнонасос

картер

9 - оглядове вікно; 14 - фільтр-грязевик

вал

8 - вал з корінними підшипниками ковзання

права кришка

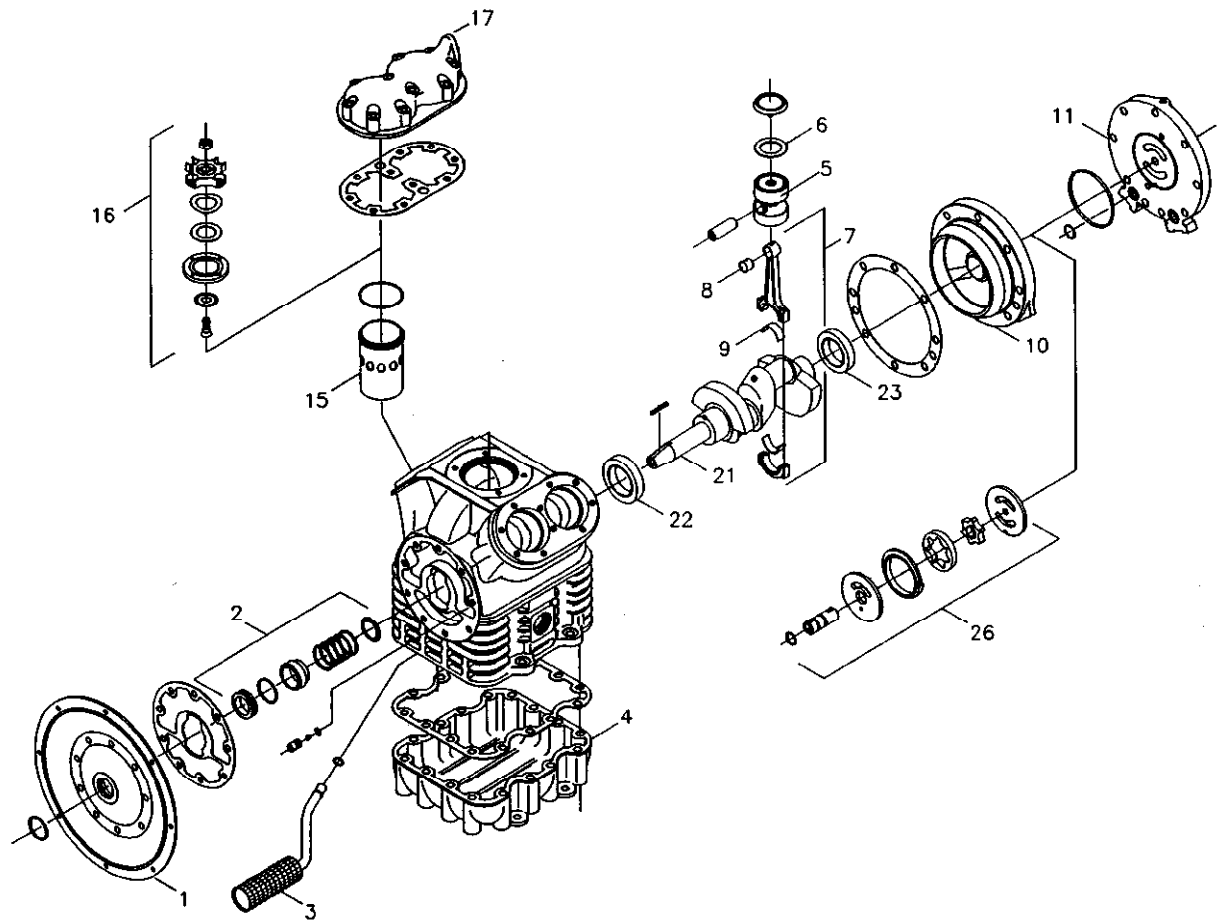
13 - односторонній сальник

шатунно-поршнева група

3 - прохідний поршень; 4 - всмоктувальний кільцевий інерційний клапан;
5 - шатун; 6 - втулка верхньої головки шатуна; 7 - вкладиш нижньої
головки шатуна

клапанна група

10 - гільза циліндра з прохідними вікнами; 12 - кільцевий нагнітальний
клапан; 11 - верхня кришка циліндрів



Додаток 5.15. Компресор середньої продуктивності фірми «CARRIER»:

класифікаційні ознаки

бескрейцкопфний, прямоточний; сальниковий, одноступеневий; чотирициліндровий, V-подібний; блоккартерний; корінний вал двохколінчатий двухопорний, корінні підшипники ковзання

Специфікація

ліва кришка

1 - кришка; 2 - односторонній сальник

картер

3 - оливний фільтр; 4 - нижня кришка

вал

21 - вал; 22,23 - корпус підшипників ковзання

права кришка

10 - корпус оливнонасоса; 11 - кришка; 26 - шестерний оливнонасос з внутрішнім зачепленням

шатунно-поршнева група

5 - прохідний поршень; 6 - всмоктувальний кільцевий інерційний клапан; 7 - шатун; 8 - втулка верхньої головки шатуна; 9 - вкладиш нижньої головки шатуна

клапанна група

15 - гільза циліндра з прохідними вікнами; 16 - кільцевий нагнітальний клапан; 17 - верхня кришка циліндрів