

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ТЕСЕТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ**

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
проф., докт. техн. наук
М. І. Сотник
«___» _____ 2023 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА
на тему “РОЗРОБКА РЕГУЛЬОВАНОГО
АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРОДВИГУНА
З ПОХИЛИМ БЛОКОМ”**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи
та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

(підпис)

Чигрин А. М.

(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Кулініч С. П.

(прізвище, ініціали)

Суми 2023

Сумський державний університет
ТЕСЕТ
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки
Спеціальність 131 «Прикладна механіка»
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
проф., докт. техн. наук
М. І. Сотник
« ___ » _____ 2023р.

ЗАВДАННЯ
до кваліфікаційної роботи магістра
Чигрину Артему Михайловичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи “Розробка регульованого аксіально-поршневого гідродвигуна з похилим блоком”

затверджена наказом по університету від" _____ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи 20.12.2023 р

3. Вихідні дані до роботи: робочий об'єм гідродвигуна 320 см^3 , тиск на вході 32 МПа, тиск на виході 0,6 МПа, частота обертання 2000 хв^{-1} .

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно вирішити)

1. Опис конструкції і принципу дії гідродвигуна

2. Визначення розмірів гідродвигуна

3. Розрахунок на міцність деталей та вузлів гідродвигуна

4. Розділ з економіки

5. Охорона праці та безпека життєдіяльності

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Складальне креслення гідродвигуна

2. Робочі креслення деталей та вузлів гідродвигуна

Всього 4 аркуші формату А1

6. Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Опис конструкції і принципу дії гідродвигуна	15.10.2023	
2	Визначення розмірів гідродвигуна	31.10.2023	
3	Розробка складального креслення гідродвигуна	10.11.2023	
5	Розрахунок на міцність деталей та вузлів гідродвигуна	20.11.2023	
6	Розробка робочих креслень деталей та вузлів гідродвигуна	30.11.2023	
7	Розділ з економіки	10.12.2023	
8	Розділ з охорони праці	15.12.2023	
9	Оформлення РПЗ	20.12.2023	

7. Дата видачі завдання « ___ » _____ 2023р.

Студент- _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

РЕФЕРАТ

Записка: 61 с., 6 рис., 1 табл., 11 джерел.

Графічний матеріал: 4 аркуші формату А1.

ТЕМА РОБОТИ Розробка регульованого аксіально-поршневого гідродвигуна з похилим блоком

ОБ'ЄКТ РОЗРОБКИ –регульований аксіально-поршневий гідродвигун з похилим блоком.

МЕТА РОБОТИ – розробити конструкцію регульованого аксіально-поршневого гідродвигуна з похилим блоком.

Вибрана оптимальна конструктивна схема гідродвигуна. Виконані необхідні гідравлічні, механічні розрахунки та розрахунки на міцність. Розроблена конструкція гідродвигуна та робочі креслення основних деталей та вузлів гідродвигуна.

Ключові слова: ГІДРОДВИГУН, РОБОЧИЙ ОБ'ЄМ, ВАЛ, БЛОК ЦИЛІНДРІВ, ПОРШЕНЬ, РОЗПОДІЛДЬНИК.

Зміст

Технічне завдання	
Реферат	
Вступ	5
1 Опис конструкції й принципу дії гідродвигуна	7
2 Розрахунок та конструювання аксіально-поршневого гідродвигуна	19
2.1 Розрахунок розмірів блоку циліндрів	19
2.2 Розрахунок каналів і вікон блоку циліндрів	27
2.3 Розрахунок торцевого розподільника	29
2.4 Сили, що діють на блок і розподільник	30
3 Розрахунок на міцність	31
3.1. Розрахунок блоку циліндрів	31
3.2. Розрахунок сил , що діють на поршні	32
3.3 Розрахунок на міцність поршневої групи	33
3.4 Підбор підшипників	41
4 Параметри та види вібрації, її дія на організм людини	47
5 Сертифікація нової техніки	55
Висновки	59
Список літератури	60

Вступ

Роторна аксіально-поршнева гідромашина – це гідромашина, в котрій робочі камери обертаються відносно осі ротора, а осі поршня або плунжерів паралельні осі обертання чи складають із нею кут менше 45° . Насоси та гідродвигуни із аксіальним або близькому до аксіального роз положення циліндрів, є найбільш розповсюдженими в гідравлічних системах (гідроприводах). За характеристиками (параметри, коефіцієнт корисної дії) вони перевищують інші типи гідромашин.

Ці насоси і гідро двигуни отримали широке використання ще в кінці минулого століття на флоті багатьох країн (Англія, США, Японія), причому використовувались вони для виконання найбільш відповідальних функцій як наприклад керування кораблем та його озброєністю.

Вони мають найкращі з усіх гідромашин габаритні та вагові характеристики, відрізняються компактністю, високим ККД, можливістю використання для роботи при високих частотах обертання та високих тисках, мають відносно малу інертність, а також відносно прості за конструкцією.

Особливо слід відмітити їх високу енергоємність на одиницю ваги (питома енергоємність). В залежності від конструкції та величини робочого тиску питома енергоємність нерегульованих насосів та гідродвигунів знаходяться в межах 15 – 50 (більше значення відноситься до гідромашин, що працюють на більш високих тисках). В насосах та гідро двигунах із високої частотою обертання ($n=20000$ об/хв) енергоємність досягає 60 Н/кВт. Вага регульованих гідромашин рівної потужності більше нерегульованих у 2 рази; відповідно питома вага (тобто та, що приходить на одиницю потужності) нерегульованих насосів знаходиться 30 – 100 Н/кВт Н/кВт. Вагова перевага гідро двигунів цього типу у порівнянні із електродвигуном складає від ~ 80 раз для малої до ~ 12 раз для більшої потужності.

Особливістю розглянутих машин є відносно малий момент інерції частин, що обертаються, що має велике значення при використанні їх у якості гідродви-

гунів. Махові маси аксіально-поршневого гідродвигуна із потужністю 200 кВт складають менше 1/10 махових мас електродвигуна такої ж самої потужності. Маховий момент гідродвигуна потужністю 80 кВт дорівнює при частоті обертання $n = 1500$ об/хв лише $0,5 \text{ Н/см}^2$, замість 31 Н/см^2 для трифазного електродвигуна такої ж потужності у частоті обертання, тобто в 62 рази менше, ніж маховий момент електродвигуна. Важливим параметром для багатьох випадків застосування є також прийомистість (швидкодія) гідродвигуна при регулюванні обертання. Зміна напрямку обертання здійснюється в деяких випадках для цих гідродвигунів за 0,04с та від максимальної до нульової – за 0.02с.

Найбільш розповсюджене число циліндрів в аксіально-поршневих машинах це 7 – 9, діаметри циліндрів гідромашин (насосів, гідродвигунів) зазвичай знаходяться в межах від 10 до 50 мм, а робочі об'єми машин – в межах від 5 до 1000 см^3 . Максимальний кут між осями циліндрового блоку та валу зазвичай дорівнює в насосах 20° та 30° в гідродвигунах.

Частота обертання насосів загальномашинобудівного застосування середньої потужності дорівнює 1000 – 2000 об/хв; частота обертання гідродвигунів може бути вища у 1,5 рази, ніж у насосів тієї ж потужності та конструкції. Частота обертання подібних насосів та гідро двигунів в авіаційних гідросистемах зазвичай дорівнює 3000 – 4000 об/хв, але в окремих випадках застосовують гідромашини із значно вищою частотою обертання. За даними іноземних джерел виготовляються насоси із максимальною частотою обертання 20000 и 30000 об/хв та мінімальною – 5 – 10 об/хв.

Для спеціальної мети були створені малогабаритні гідродвигуни із робочим об'ємом $V=0,7 \div 1 \text{ см}^3/\text{об}$ (діаметр поршня $d=5 \div 6 \text{ мм}$, хід $h=4 \text{ мм}$, діаметр блоку $D=20 \text{ мм}$); витрати рідини такого мініатюрного гідродвигуна за рахунок великої частоти обертання досягає $20 \text{ дм}^3/\text{хв}$ при тиску 40 МПа.

Насоси та гідродвигуни із аксіальним розташуванням циліндрів застосовуються при тисках 20 – 40 МПа, більш рідко при високих тисках (насоси із подачею до $400 \text{ дм}^3/\text{хв}$ часто випускаються із робочим тиском до 55 МПа). Потужність

унікальних насосів та гідродвигунів, що випускаються для певних галузей промисловості (для прокатних станів), досягає 4000 – 4500кВт (подача/витрати до 8700 дм³/хв) й більше.

Насоси та гідродвигуни цих типів мають високий об'ємний ККД, який для більшості моделей досягає при оптимальних режимах роботи значень 0,97 – 0,98. Багато закордонних фірм дають гарантію для насосів із подачею 130 – 150 дм³/хв і тиском 35 МПа на об'ємний ККД не менше 0,99. Загальний ККД цих насосів складає приблизно 0,95.

Розрізняють гідромашини (насоси та гідродвигуни) із похилим циліндровим блоком та машини із похилим диском, розуміючи під першим аксіально-поршневі гідромашини, у яких вісь ведучої ланки (як правило валу) та вісь обертання ротора перетинаються, а під другими – аксіально-поршневі гідромашини , у яких вісь ведучої ланки та вісь обертання ротора співпадають, тобто у таких гідромашин ведуча ланка та ротор розташовані на одній вісі. Окрім перерахованого вище існує багато інших конструктивних відмінностей, однак зазвичай вони не є принциповими та граничні характеристичні можливості всіх машин цього типу в більшості випадків однакові.

1 Конструкція та принцип дії аксіально-поршневого гідродвигуна

1.1 Принцип дії аксіально-поршневого гідродвигуна із похилим блоком

Аксіально-поршневі гідродвигуни конструюються на основі кінематичних схем просторових механізмів, що перетворюють зворотно-поступальний рух поршнів в обертальний рух вала у напрямленні. Одна із схем такого гідродвигуна представлена на рис.1.1. Тут блок циліндрів 10, в якому знаходиться декілька поршнів 9, обертається разом із валом 3. Поршні постійно притискаються за допомогою спеціальних пружин або тиском рідини до упорного диску 3, виконаному заодно із валом.

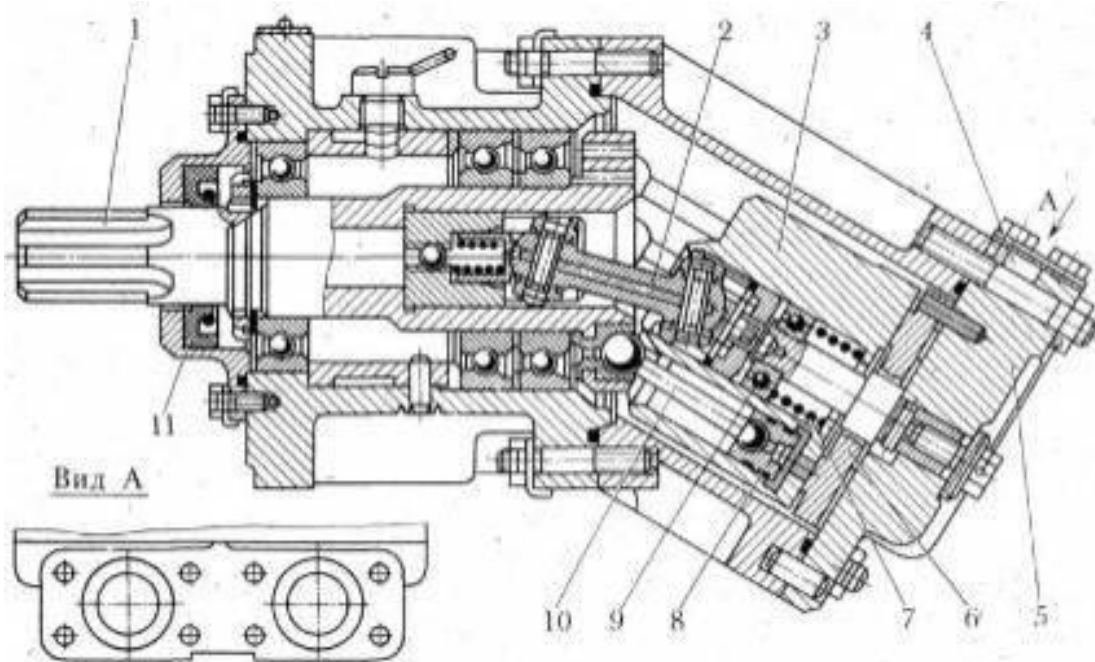


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема аксіально-поршневої гідромашини із похилим блоком

При обертанні блока поршні рухаються обертально-поступово. В результаті цього кожен поршень на протязі деякого періоду замінює внутрішній простір циліндру та витискає рідину, що знаходиться в ньому. Цей період має назву

«цикл нагнітання». На протязі наступного періоду поршень звільняє деякий простір всередині циліндру і він заповнюється рідиною. Цей період називається циклом всмоктування. Для протікання рідини циліндри мають спеціальні отвори 5 круглої чи овальної форми.

Величина повного ходу поршня від крайнього зовнішнього до крайнього внутрішнього положення залежить від діаметра D_6 кола, на котрому розташовуються центри утворюючих кол циліндрів й від кута нахилу γ блоку циліндрів (рис.1.1):

$$S_{oi} = D_6 \operatorname{tg} \gamma .$$

Об'єм рідини, що проходить через один циліндр за цикл у такому випадку буде дорівнювати:

$$W_{oi} = \frac{\pi d^2}{4} D_6 \operatorname{tg} \gamma , \quad (1.1)$$

де d – діаметр поршня.

Для підключення до гідравлічної лінії гідродвигун має два патрубкa напірний та зливний. Щоб рідина при обертанні блоку могла поступити в потрібні моменти часу в циліндри та протікати із напірного патрубкa в зливний, в гідродвигуні є спеціальний пристрій , що називається розподільником.

Конструкція такого розподільника, що зазвичай використовується в аксіально-поршневих гідромашинах показана на рис.1.2. Він називається розподільним диском.

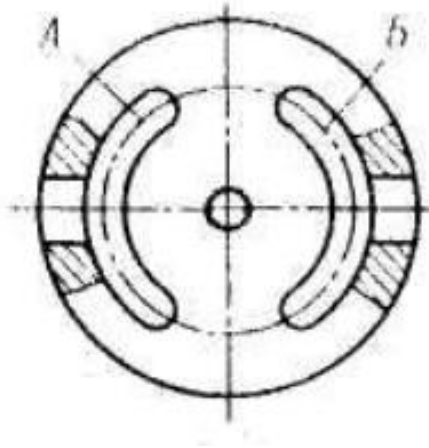


Рисунок 1.2 – Розподільний диск

Розподільний диск має два С-подібних вікна А та Б, відокремлених перемичками. Діаметр серединного кола цих вікон D_k дорівнює діаметру, на якому розташовані отвори для проходу рідини в циліндри. Ширина перемичок b_n виконується такою, щоб ці отвори надійно перекривались у момент, коли поршень переходить із одного циклу в інший. Площиною А розподільний диск притискається до дзеркала блоку циліндрів, протилежною стороною – до корпуса гідромашини. Вікна 12 та 13 при цьому з'єднуються із напірними та зливними (всмоктувальними для насоса) патрубками. Для того, щоб розподільник правильно працював важливо, щоб вісь симетрії розподільного диску знаходилась в площині головної нормалі OF (рис.1.1,а) похилого блоку. Канавка 4 (рис.1.2) служить для зменшення площі контакту з поверхнею блока, а ребра 5 – для збільшення поперечної жорсткості. В окремих випадках розподільний диск виконується як одноціле із кришкою насоса.

Показана на рис.1.1 схема аксіально-поршневої гідромашини не є єдиною можливою. Інший варіант можна отримати, якщо похилий блок міцно зв'язати із обертальним валом, а блок циліндрів закріпити нерухомо. Така схема також знаходить застосування. Для розподілення рідини в цьому випадку замість розподільного диску, що зображений на рис.2, застосовують клапани спеціальної конструкції або інші пристрої.

Третій варіант гідромашини (також із похилим блоком) можна отримати із схеми рис.1.1 якщо поршні зв'язати із цим диском за допомогою шатунів і шарнірів, а сам диск виконати обертальним в нахильній площині. Для передачі такого обертання від валу потребується спеціальний карданний шарнір.

1.2 Конструкція гідродвигуна

Регульовані аксіально-поршневі насоси та гідродвигуни серії 300 призначені для використання в приводах будівних та дорожніх машин. Гідродвигуни випускаються в однопоточному (тип 313...), двопоточному (тип 323...) та трипоточному (тип 333...) виконаннях. Регулювання здійснюється поворотом блоку навколо горизонтальної вісі в діапазоні 7-25°. Основними особливостями гідродвигунів цієї серії є відсутність поворотного корпусу та застосування торцевого розподільника, робочі та тильні сторони які утворені сферичними поверхнями.

Загальний вигляд гідродвигуна типа 313.16 показаний на рис.1.1. До конструкції входять: 1 – качаючий вузол; 2 — корпус; 3 — механізм повороту блоку циліндрів; 4 — регулятор тиску; 5 — кільце ущільнююче; 6 — кільце упорне; 7 — манжета; 8 — кришка. Качаючі вузли гідродвигунів серії 300 уніфіковані і подібні качаючими вузлами насосів та гідродвигунів типу 210.

Нерегульовані аксіально-поршневі гідромашини типу 210 (рис.1.4) також використовуються в гідросистемах будівних та дорожніх машин в силових вузлах об'ємного гідроприводу.

Гідромашина в режимі насоса працює наступним чином. При обертанні валу 40 шатуни 38 через внутрішні конічні розточки поршнів передають тангенціальну складову сили, необхідну для приведення блоку циліндрів 20 в обертальний рух. Фіксація блоку у просторі здійснюється за допомогою центрального шипа 1, сферична головка котрого закріплена у фланці вала 40, а хвостовик опирається на втулку 33, запресовану в центральний отвір нерухомого сферичного розподільника 32.

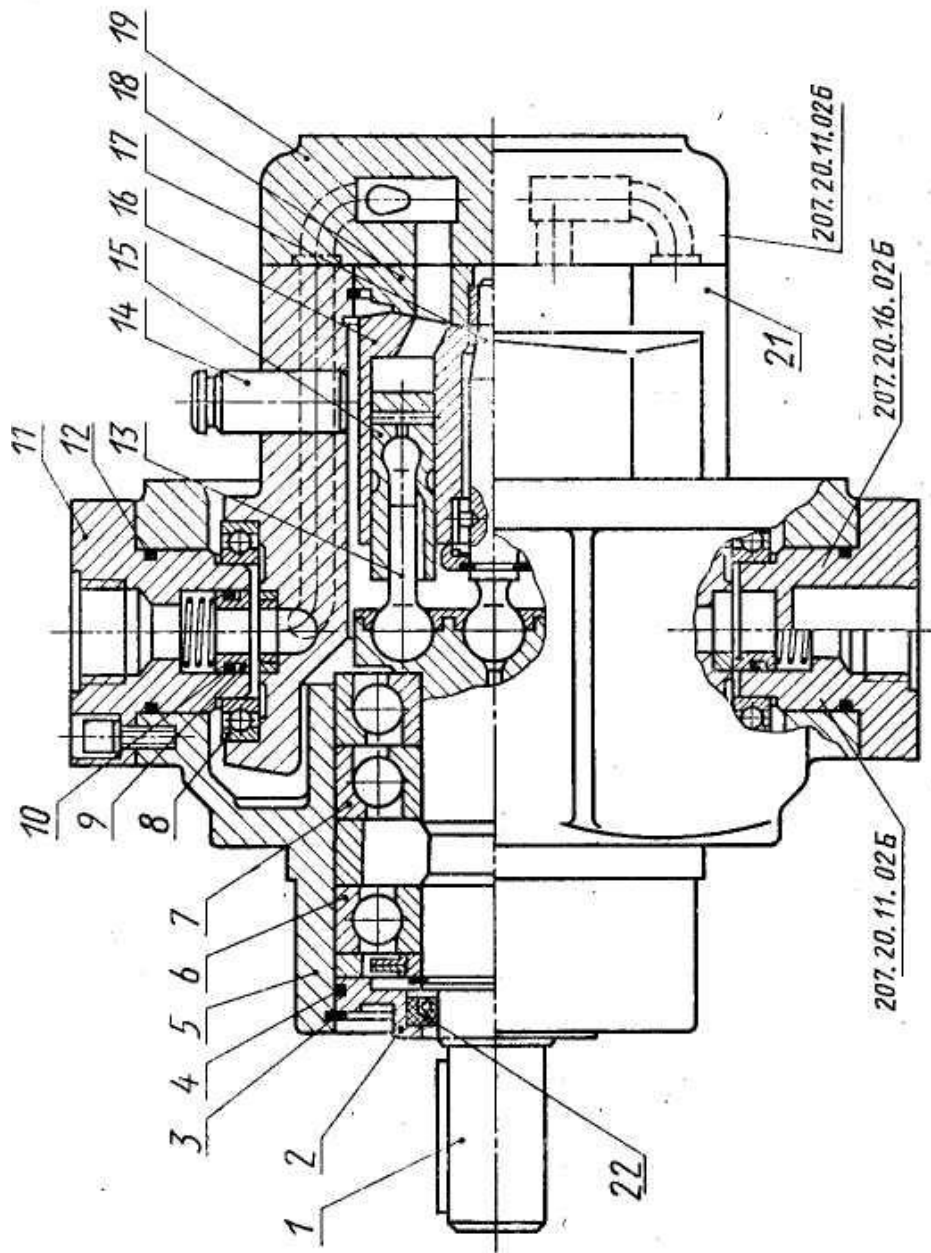


Рисунок 1.3 – Регульований аксіально-поршневий гідродвигун

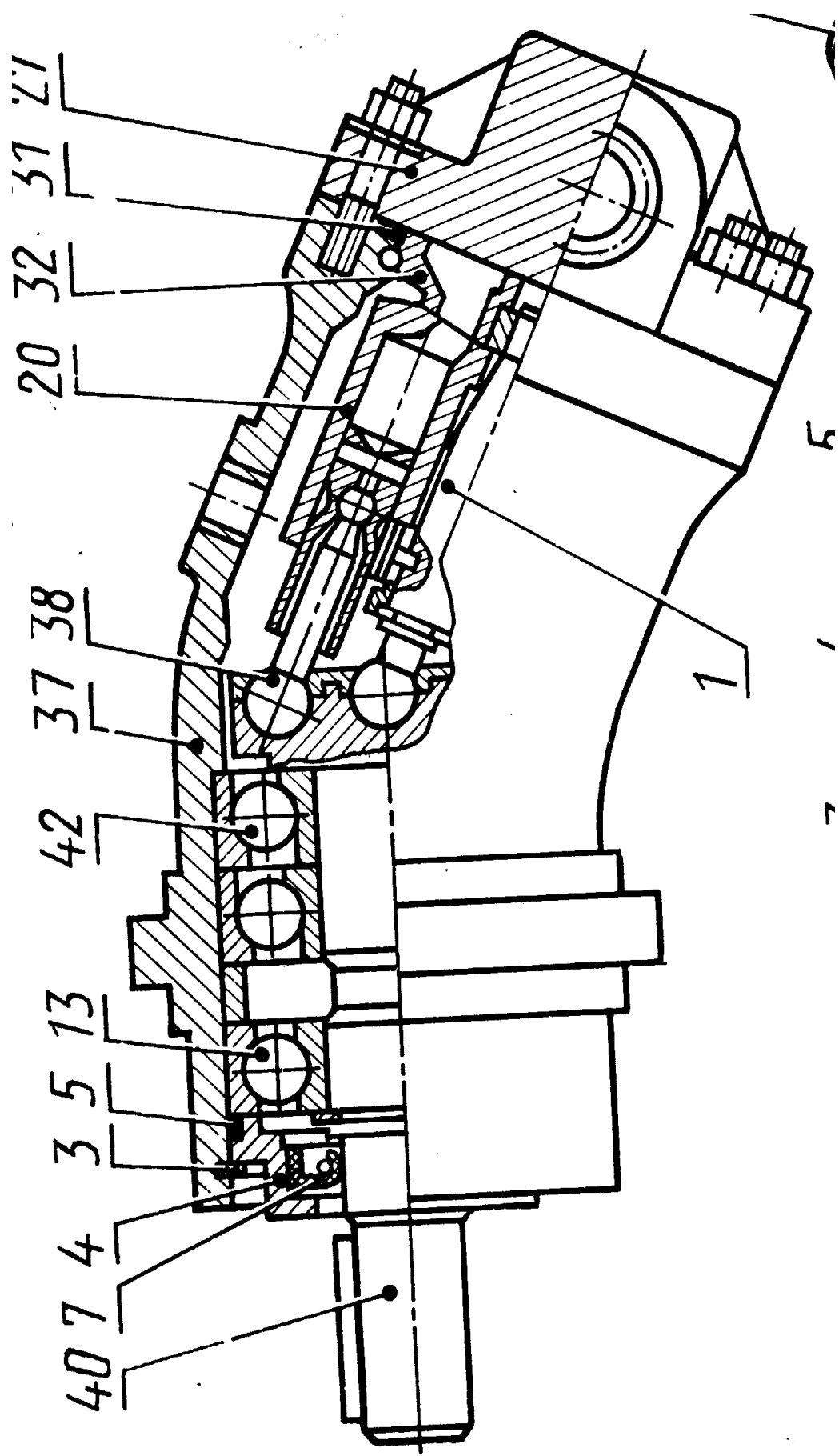


Рисунок 1.4 – Нерегульована аксіально-поршнева машина із похилим блоком

В силу похилого положення блоку циліндрів відносно вісі валу при обертанні блоку поршні роблять складний рух: обертальний разом із блоком циліндрів та зворотно-поступальне відносно стінок блоку циліндрів. За один оборот валу кожен поршень у відносному русі здійснює один подвійний хід, відповідний послідовному збільшенню і зменшенню об'ємів робочих камер циліндрів. При цьому за першу половину оберту валу розподільник забезпечує комутацію робочих камер із всмоктуваною, а у другій – із напірною лінією гідросистеми, підключеними до отворів у задній кришці 27 корпусу 37 насоса.

При експлуатації машини в режимі гідродвигуна робоча рідина із напірної лінії гідросистеми через отвір у кришці 27 та вікно розподільника 32 поступає в циліндри блоку 20, утворюючи сили гідростатичного тиску на поршні. Ці сили шатунами 38 передаються на опірний фланець та утворюють крутний момент на валу 40 насоса. Основним вузлом гідромашини є качаючий вузол (рис 1.5).

Він має наступні деталі: 1, 23, 27 упорні кільця; 2 – кільце стопорне; 3, 10 – втулки пружинні; 4, 5 – прокладки; 6 – втулка розпірна; 7 – гвинт; 8 – пластина притискувальна; 9 – шайба стопорна; 11, 22 – пружини тарільчасті; 12 – блок циліндрів; 13 – шип центральний; 14 – кільце пружинне; 15 – розподільник; 16, 17 – штифти; 18 – шатун; 19 – поршень; 20 – кільце; 21 – підшипник; 24 – кільце ущільнює; 25 – кришка; 26 – манжетне ущільнення; 28 – вал.

Схема регулювання робочого об'єму гідродвигуна приведена на рис 1.6.

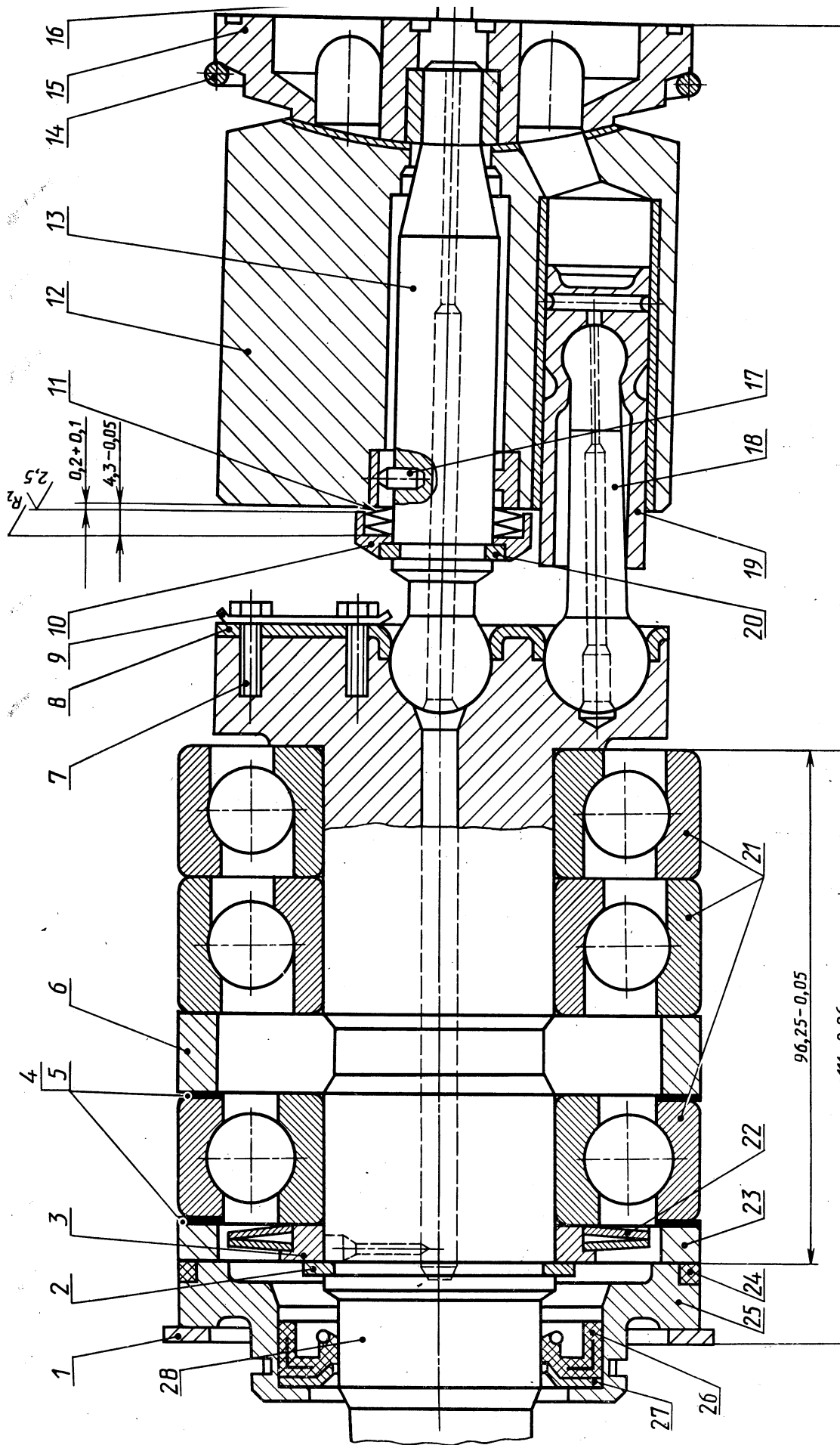


Рисунок 1.5 – Качающий узел аксиально-поршневой гидромашини із нахильним блоком

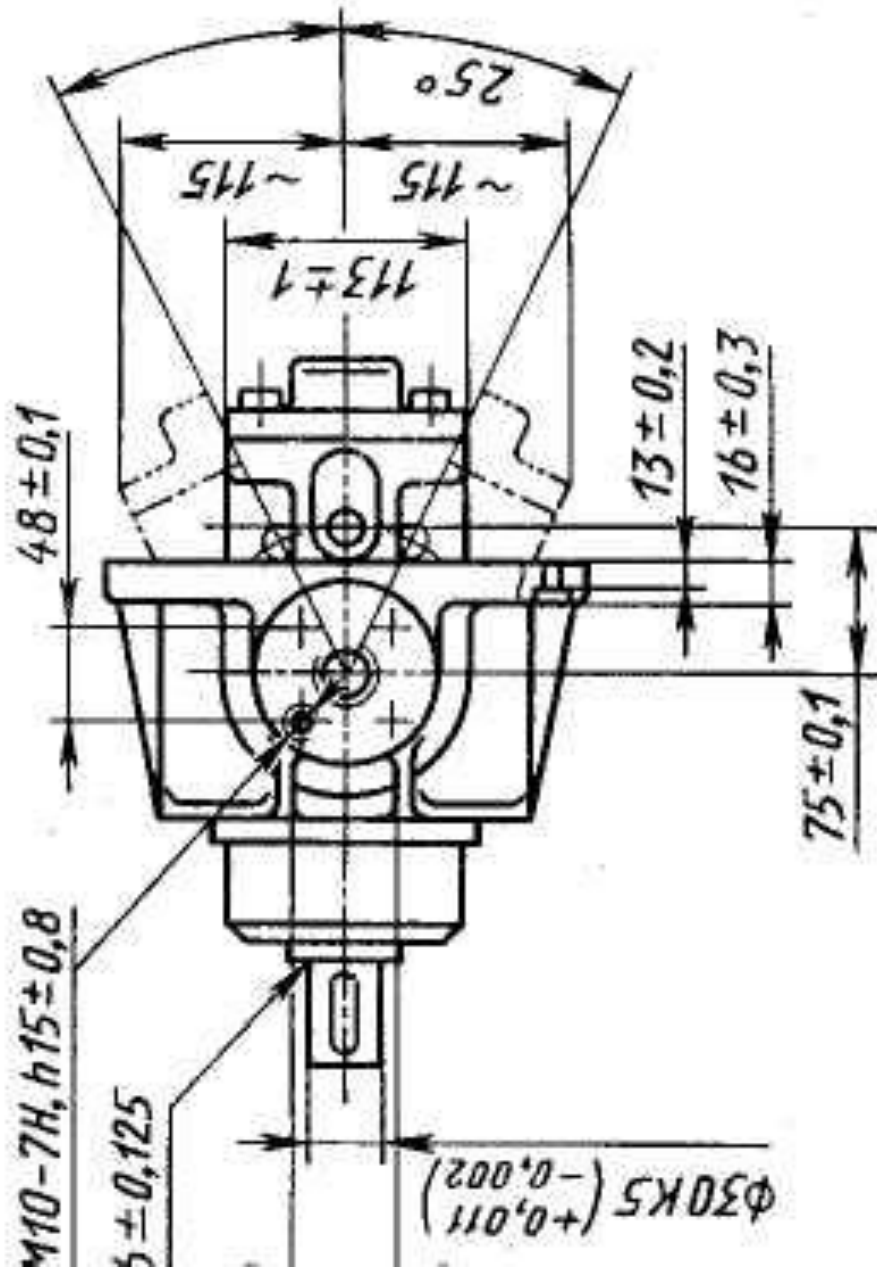


Рисунок 1.6 – Схема регулювання робочого об'єму гідродвигуна

2 Розрахунок та конструювання аксіально-поршневого гідродвигуна

Розрахунок та конструювання аксіально-поршневого гідродвигуна виконується за стандартною методикою [1].

2.1 Розрахунок блока циліндрів аксіально-поршневого гідродвигуна

Із технічної літератури відомий метод визначення розмірів блоку циліндрів по заданому робочому об'єму V (1,2,3). Розрахункова схема блоку циліндрів представлена на рисунку 2.1

При розрахунках необхідно враховувати, що для гідромашин із похилим диском робочий хід поршня буде:

$$H = D_{\text{ц}} \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.1)$$

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр кола розташування вісі циліндрів;

γ – кут нахилу диску.

Для гідромашин із похилим блоком робочий хід поршня буде:

$$H = D_{\text{ц}} K_{\text{д}} \sin \gamma, \quad (2.2)$$

де $K_{\text{д}}$ – дезаксіал;

γ – кут нахилу блоку.

Дезаксіал буде розраховуватись за цією формулою:

$$K_{\text{д}} = \frac{2}{1 + \cos \gamma}, \quad (2.3)$$

В усьому іншому розрахунок гідромашин із похилим диском та із похилим блоком циліндрів співпадає.

Згідно із формул (2.1) та (2.2) робочий хід поршня можна визначити для двох типів гідромашин наступним чином:

$$H = D_{ц} C, \quad (2.4)$$

При цьому для гідромашин із похилим диском буде:

$$C = \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.5)$$

а для гідромашин із похилим блоком:

$$C = K_{д} \sin \gamma, \quad (2.6)$$

Товщину стінок блоку циліндрів можна визначити за наступною залежністю:

$$b = \frac{d}{2}(A - 1), \quad (2.7)$$

$$\text{де } A = \frac{R}{r};$$

d – діаметр циліндра.

Діаметр кола розташування осей циліндрів визначається наступним чином:

$$D_{ц} = \frac{d + b}{\sin \frac{\pi}{z}}, \quad (2.8)$$

де z – число циліндрів у блоці.

Підставивши вираз (2.7) у (2.8), отримаємо

$$D_{\text{ц}} = \frac{d(A+1)}{2 \sin \frac{\pi}{z}}, \quad (2.9)$$

Нормальні напруги в товстостінних циліндрах визначаються за формулою:

$$\sigma = p \frac{2R^2}{R^2 - r^2}, \quad (2.10)$$

де p – розрахунковий тиск в гідروциліндрі.

Приймаємо:

$$p = 1,2p_{\text{н}}$$

$$p = 1,2 \cdot 32 = 38,4 \text{ МПа}$$

Якщо враховувати (2.7), то одержимо:

$$\sigma = p \frac{2A^2}{A^2 - 1}, \quad (2.11)$$

Із формули (2.11) маємо:

$$A = \sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}}, \quad (2.12)$$

де $[\sigma]$ – допустима напруга матеріалу блоку циліндрів.

Для насоса, що проектується беремо матеріал блоку циліндрів сталь 40Х.
Для обраного матеріалу $[\sigma]=250 \text{ МПа}$ [3].

За формулою (2.16) визначаємо:

$$A = \sqrt{\frac{250 + 38.4}{250 - 38.4}} = 1,29$$

Приймаємо : $A=1,3$.

Робочий об'єм гідродвигуна визначаємо за формулою:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} H \quad (2.13)$$

Із формули (2.13) із врахуванням (2.4, 2.5, 2.10) отримуємо

$$d = \sqrt[3]{\frac{8V \cdot \sin \frac{\pi}{z} 1000}{\pi \cdot z \cdot C(A + 1)}} \quad (2.14)$$

Приймаємо $\gamma=25^\circ$, $z=7$.

За формулами (2.6, 2.3) отримаємо:

$$K_d = \frac{2}{1 + \cos 25^\circ} = 1.049$$

$$C = 1.049 \cdot \sin 25^\circ = 0.443$$

Із (2.14) матимемо:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 320 \cdot \sin \frac{180}{7} \cdot 1000}{3.14 \cdot 7 \cdot 0.443 \cdot (1.3 + 1)}} = 36.7 \text{ мм}$$

Приймаємо: $d=36$ мм.

За формулою (2.8) розрахуємо:

$$D_{\text{ц}} = \frac{36 \cdot (1.3 + 1)}{2 \cdot \sin \frac{180}{7}} = 95.4 \text{ мм}$$

Округливши, маємо: $D_{\text{ц}} = 96$ мм.

А товщина стінок блоку циліндрів (2.7) буде:

$$b = \frac{36}{2} (1.3 - 1) = 5.4 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр блоку циліндрів як видно із рисунка 2.1 розраховується наступним чином:

$$D_{\text{н}} = D_{\text{ц}} + d + 2b, \tag{2.15}$$

$$D_{\text{н}} = 96 + 36 + 2 \cdot 5.4 = 142.8 \text{ мм}$$

а внутрішній його діаметр:

$$D_{\text{в}} = D_{\text{ц}} - d - 2b, \tag{2.16}$$

$$D_{\text{в}} = 96 - 36 - 2 \cdot 5.4 = 48.2 \text{ мм.}$$

Приймаємо:

$$D_H = 143\text{мм},$$

$$D_B = 48\text{мм}.$$

Товщина дна блоку циліндрів зазвичай рахується так:

$$b_{\text{ц}} = 1,5b, \quad (2.17)$$

$$b_{\text{ц}} = 1.5 \cdot 5.4 = 8.1\text{мм}.$$

Ширина технологічної проточки δ_T (рис.2.1) обирається за ДСТУ 8820-69:

$\delta_T = 1$	при	$d \leq 5$
$\delta_T = 1,6$	при	$5 < d \leq 10$
$\delta_T = 2$	при	$10 < d \leq 25$
$\delta_T = 3$	при	$25 < d \leq 50$
$\delta_T = 5$	при	$50 < d \leq 100$
$\delta_T = 8$	при	$d > 100$

Довжина поршня обирається:

$$l_1 = 2,5d,$$

$$l_1 = 2.5 \cdot 36 = 90\text{мм}$$

Як видно із рис.2.1, довжина розточки у блоці циліндрів буде дорівнювати:

$$l_2 = H + l_1 + \delta_T,$$

$$H = 96 \cdot 0.443 = 42.5\text{мм}$$

$$l_2 = 42.5 + 90 + 3 = 135.5 \text{ мм}$$

Довжину всього блоку можна розрахувати за формулою:

$$L = l_2 + b_{\text{ц}}$$

$$L = 135.5 + 8.1 = 143.6 \text{ мм.}$$

Розміри деталей насоса уточнюються при конструкторській розробці.

Об'єм блоку циліндрів (в м³) можна розрахувати при наближеній залежності:

$$W = L \frac{\pi}{4} (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2 - z \cdot d^2) \cdot 10^{-9},$$

$$W = 143.6 \frac{3.14}{4} (143^2 - 48^2 - 7 \cdot 36^2) \cdot 10^{-9} = 1.02 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Знаючи густину матеріалу ρ (кг/м³), можна розрахувати масу блока циліндрів (кг)

$$M = W \cdot \rho, \tag{2.21}$$

$$M = 1.02 \cdot 10^{-3} \cdot 7.8 \cdot 10^3 = 7.96 \text{ кг}$$

Момент інерції блоку також можна розрахувати за наближеною залежністю:

$$I = \frac{\rho \cdot \pi}{32} \left[L(D_H^4 - D_B^4) - 2 \cdot z \cdot d^2 \cdot D_H^2 \cdot l_2 \right] \cdot 10^{-15}$$

$$I = \frac{7.8 \cdot 10^3 \cdot 3.14}{32} [143.6(143^4 - 48^4) - 2 \cdot 7 \cdot 36^2 \cdot 96^2 \cdot 143.6] \cdot 10^{-15} \\ = 0.029 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Лінійні розміри розраховуються в мм, тому для отримання моменту інерції в розмірності $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ в формулу (2.21) вводиться множник 10^{-15} .

Отримані розрахунковим шляхом геометричні розміри блоку циліндрів необхідно округлити до найближчої величини з ряду нормальних лінійних розмірів ДСТУ 6636 – 69. Причому лінійні розміри, для яких допуск можливий в обидва боки, округлюються до найближчого стандартного значення в більшу або меншу сторону. Внутрішній діаметр блоку округляється до найближчого розміру, а зовнішній діаметр – до найближчого більшого розміру. Після остаточного вибору розмірів блоку циліндрів необхідно визначити за формулою (2.17) фактичну величину робочого об'єму гідромашини – головного параметра, що впливає на всі її вихідні характеристики. Потім визначаємо відхилення робочого об'єму гідромашини від заданого значення:

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{V}{V_H} \right| \cdot 100\%$$

де V – задане значення робочого об'єму $V = 320 \text{ см}^3$;

V_H – величина робочого об'єму, що була визначена із отриманих розмірів блоку циліндрів.

$$V_H = \frac{3.14 \cdot 3.6^2}{4} \cdot 4.25 \cdot 7 = 316.7 \text{ см}^3$$

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{316.7}{320} \right| \cdot 100 = 1.03\%$$

2.2 Розрахунок каналів і вікон блоку циліндрів

Враховуючи, що гідродвигун працює при мінімальному тиску 0,6МПа приймаємо допустиму швидкість у вхідному та вихідному патрубках $v_{\text{доп}} = 9$ м/с.

Діаметр патрубків:

$$d_{\text{патр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{\text{доп}} \cdot \eta_0}}, \quad (2.28)$$

де η_0 – об'ємний ккд;

Q – витрати через гідродвигун.

Витрати через гідродвигун визначаються за формулою:

$$Q = Vn$$

$$Q = \frac{320 \cdot 2000}{1000} = 640 \text{ дм}^3/\text{хв}$$

$$d_{\text{патр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 640}{3,14 \cdot 9 \cdot 0,96 \cdot 60000}} = 39,6 \text{ мм}$$

Приймаємо найближчий більший діаметр $d = 40$ мм.

Уточнюємо швидкість руху рідини:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_k^2 \cdot \eta_0},$$

$$v = \frac{4 \cdot 640 \cdot}{3.14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0.96 \cdot 60000} = 8.7 \text{ м/с}$$

Площа вікна на дні циліндру при допустимій швидкості $v_{\text{доп}} = 9 \text{ м/с}$.

$$f_{\text{ок}} = \frac{Q}{nv_{\text{доп}} \eta_0},$$

де

$$n = \frac{z \pm 1}{2}$$

кількість циліндрів, що підключені одночасно до однієї лінії.

$$n = \frac{7 \pm 1}{2} = 3 \div 4$$

$$f_{\text{ок}} = \frac{640}{3 \cdot 9 \cdot 0.96 \cdot 60000} = 4.12 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^2$$

Площа поршня:

$$F_{\text{пор}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4},$$

$$F_{\text{пор}} = \frac{3.14 \cdot (36 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 1.02 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт, що визначає форму вікна:

$$K_{\text{ц}} = \frac{f_{\text{ок}}}{F_{\text{пор}}}, \quad (2.29)$$

$$K_{\text{ц}} = \frac{4.12 \cdot 10^{-4}}{1.02 \cdot 10^{-3}} = 0.41 < 0.95$$

Тобто вікно не є круглим.

Радіус округлення:

$$\rho = 1,16d(1 - \sqrt{1 - 0,675K_{\text{ц}}}),$$

$$\rho = 1.16 \cdot 36 \cdot (1 - \sqrt{1 - 0.675 \cdot 0.41}) = 6.25 \text{ мм}$$

Кути , що визначають розміри вікна

$$\psi_1 = \arcsin \frac{d}{D_{\text{ц}}},$$

$$\psi_1 = \arcsin \frac{36}{96} = 22.0^\circ$$

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2\rho}{D_{\text{в}}}$$

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot 6.25}{96} = 7.5^\circ$$

$$\psi_2 = \psi_1 - \psi_3,$$

$$\psi_2 = 22.5^\circ - 7.5^\circ = 15^\circ$$

2.3 Розрахунок торцевого розподільника

Кут, який припадає на серповидне вікно:

$$2\beta = \frac{2\pi}{z} \left(3 - \frac{1}{z} \right),$$

$$2\beta = \frac{2 \cdot 3.14}{7} \left(3 - \frac{1}{7} \right) = 146.94^\circ$$

Ширина серповидного вікна:

$$a = 2\rho,$$

$$a = 2 \cdot 6.25 = 12.5 \text{ мм}$$

Площа серповидного вікна:

$$f_c = \frac{\pi \cdot D_c}{360} 2\beta \cdot a,$$

$$f_c = \frac{3.14 \cdot 96 \cdot 10^{-3}}{360} 146.94^\circ \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 1.23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

2.4 Сили, що діють на блок та розподільник

Сила, що притискає блок до розподільника

$$R_{\text{пр max}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{\text{max}} \cdot p_n,$$

$$R_{\text{пр max}} = \frac{3.14 \cdot (36 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 4 \cdot 32 \cdot 10^6 = 130 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сила, що віджимає блок від розподільника

$$R_{\text{від}} = \frac{f_c \cdot p_n}{2} + \frac{\pi(D_n^2 - D_v^2)p_n}{16},$$

$$\begin{aligned} R_{\text{від}} &= \frac{1.23 \cdot 10^{-3} \cdot 32 \cdot 10^6}{2} + \frac{3.14 \cdot [(143 \cdot 10^{-3})^2 - (48 \cdot 10^{-3})^2] \cdot 32 \cdot 10^6}{16} \\ &= 114 \cdot 10^3 \text{ Н} \end{aligned}$$

Відношення між силою що притискається та віджимається:

$$m = \frac{130 \cdot 10^3}{114 \cdot 10^3} = 1.14$$

Враховуючи те, що мінімальне необхідне відношення між цими силами:

$$m = \frac{R'_{\text{приж}}}{R_{\text{отж}}} = 1,1$$

то пружину для притискання ставити немає необхідності.

3 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

Розрахунки на міцність виконуємо за стандартною методикою [2]

3.1 Розрахунок блоку циліндрів

Приймаємо матеріалу блоку

сталь 40Х для якої:

- допустима напруга

$$[\sigma] = 250 \text{ МПа};$$

- коефіцієнт Пуасона

$$\mu = 0,28;$$

- модуль пружності

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

- допустима деформація

$$\delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм.}$$

Перевірка блоку на міцність.

Перевірка блоку на міцність розраховується за формулою:

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} p_p \leq [\sigma], \quad (3.1)$$

де p_p – розрахунковий тиск

$$p_p = p k_p$$

де $k_p=1,4$ – коефіцієнт навантаження.

$$p_p = 32 \cdot 1.4 = 44.8 \text{ МПа}$$

$$\sigma = \frac{1.3^2 + 1}{1.3^2 - 1} 44.8 = 174.7 \text{ МПа} < [\sigma] = 250 \text{ МПа}$$

Розраховуємо блок на жорсткість:

$$\delta = \frac{d}{E} \left(\frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) p_H \leq \delta_{\text{доп}}, \quad (3.2)$$

$$\delta = \frac{36 \cdot 10^{-3}}{2.1 \cdot 10^5} \left(\frac{1.3^2 + 1}{1.3^2 - 1} + 0.28 \right) \cdot 32 \cdot 10^6 = 5.8 \text{ мкм} < \delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм}$$

3.2 Розрахунок сил, що діють на поршні:

Сила, яку прикладена до поршня:

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} p$$

$$F_{\text{п}} = \frac{3.14 \cdot (36 \cdot 10^{-3})^2}{4} 32 \cdot 10^6 = 32.6 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Проекції сил, що діють на поршень:

$$F_N = F_{\text{п}} \cdot \cos \gamma, \quad (3.3)$$

$$F_N = 32.6 \cdot 10^3 \cos 25^\circ = 29.5 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$F_A = F_{\text{п}} \cdot \sin \gamma, \quad (3.4)$$

$$F_A = 32.6 \cdot 10^3 \sin 25^\circ = 13.8 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарне значення крутного моменту на валу

$$M_{T\Sigma} = \sum M_{Ti} = F_{\text{п}} \sin \gamma \cdot R_{\text{д}} \sum_{i=1}^k \sin[\varphi + (k-1)\alpha] \quad (3.4)$$

де R_d – радіус диску.

$$R_d = K_d \cdot R_6$$

$$R_d = 1.049 \cdot \frac{96}{2} = 50.35 \text{ мм}$$

При куті повороту блока $\varphi = 0^\circ$ крутний момент на валу:

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= 32.6 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 50.35 \cdot 10^{-3} \\ &\cdot [\sin[0 + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[0 + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] \\ &+ \sin[0 + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[0 + (4 - 1) \cdot 51^\circ 25']] = 1657 \text{ Нм} \end{aligned}$$

При куті повороту $\varphi = 17^\circ$

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= 32.6 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 50.35 \cdot 10^{-3} \\ &\cdot [\sin[17^\circ + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[17^\circ + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] \\ &+ \sin[17^\circ + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[17^\circ + (4 - 1) \cdot 51^\circ 25']] \\ &= 1696 \text{ Нм} \end{aligned}$$

При куті повороту $\varphi = 34^\circ$

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= 32.6 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 50.35 \cdot 10^{-3} \\ &\cdot [\sin[34^\circ + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[34^\circ + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] \\ &+ \sin[34^\circ + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25']] = 1695 \text{ Нм} \end{aligned}$$

Сумарна радіальна сила, що діє на підшипники:

$$\sum R_{\text{рад}} = K \cdot F_n \cdot \sin \gamma, \quad (3.5)$$

$$\sum R_{\text{рад}} = 4 \cdot 32.6 \cdot 10^3 \sin 25^\circ = 55 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на підшипники:

$$\sum R_{\text{ос}} = K \cdot F_n \cdot \cos \gamma \quad (3.6)$$

$$\sum R_{\text{ос}} = 4 \cdot 32.6 \cdot 10^3 \cos 25^\circ = 118 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

3.3 Розрахунок на міцність поршневої групи

Розрахункова схема поршня приведена на рис. 3.1.

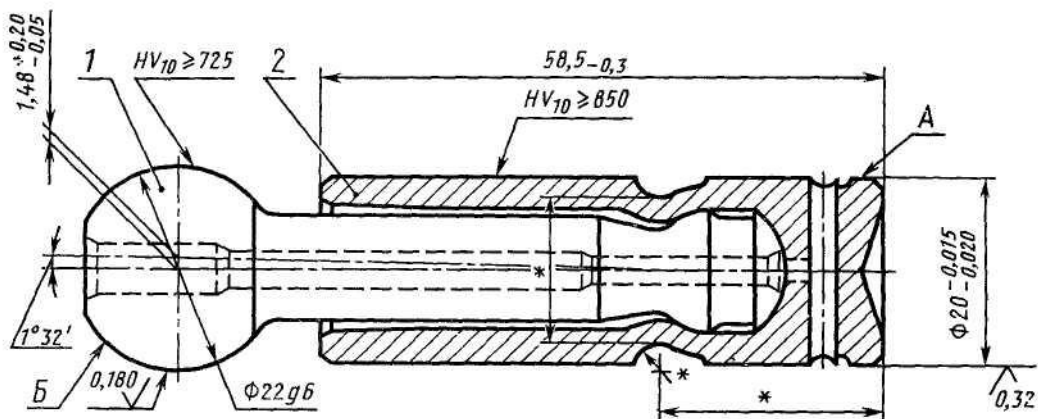


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема поршня

Для поршня приймаємо матеріал сталь 20ХН3А, для шатуна – сталь 40Х.

Допустимі напруги для прийнятих матеріалів згідно [2]

$$[\sigma] = 250 \text{ МПа.}$$

Перевірка міцності по опорних поверхнях шатуна.

Діаметр шатуна визначається із залежності

$$\frac{d_{\text{п}}^2}{2d_{\text{ш}}^2} = 0,99 \dots 0,96$$

Приймаємо

$$\frac{d_{\text{п}}^2}{2d_{\text{ш}}^2} = 0,96$$

Тоді діаметр шатуна буде рівний

$$d_{\text{ш}} = \frac{36 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{2 \cdot 0,96}} = 26,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо $d_{\text{ш}}=26$ мм.

Діаметр сферичної голівки визначається із залежності

$$[\sigma] \geq \frac{4f_{\text{п}}p_{\text{р}}}{\pi k_{\text{с}} d_{\text{сф}}^2}$$

де $[\sigma]$ – допустима контактна напруга в парі поршень-п'ята;

$f_{\text{п}}$ – площа поршня;

$p_{\text{р}}$ – розрахунковий тиск у насосі;

$k_{\text{с}}$ – коефіцієнт використання площі опорної поверхні;

$d_{\text{сф}}$ – діаметр сферичної голівки.

Приймаємо коефіцієнт використання площі опорної поверхні

$$k_c = 1$$

Допустима контактна напруга для прийнятих матеріалів згідно [2]

$$[\sigma] = 100 \text{ МПа.}$$

Визначаємо

$$d_{c\phi} = \sqrt{\frac{4 f_n p_p}{\pi k_c [\sigma]}}$$

$$d_{c\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,14 \cdot (36 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 100}} = 27,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

З конструктивних міркувань приймаємо

$$d_{c\phi} = 28 \text{ мм}$$

Напруга з боку поршня

$$\sigma = \frac{4 f_n p_0}{\pi \cdot K_c \cdot D_{\text{штн}}^2} \leq [\sigma],$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (36 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (28 \cdot 10^{-3})^2} = 73,8 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напруга на поверхні шатуна із боку диску

$$\sigma = \frac{4f_n p_n}{\pi \cdot K_c \cdot D_{шд}^2} \leq [\sigma] \quad (3.8)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (36 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (36 \cdot 10^{-3})^2} = 44,8 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напряга вигину

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{\min}} \quad (3.9)$$

де $M_{и}$ – вигинаючий момент

W_{\min} – момент опору в мінімальному перетині.

Вигинаючий момент визначається за формулою:

$$M_{и} = \frac{M_{T\Sigma u=0}}{R_d \cdot 7} L_{ш} \quad (3.10)$$

де $L_{ш}$ – довжина шатуна.

Довжина шатуна визначається з залежності

$$L_{ш} = 1.2 \div 1.5 L_{п}$$

$$L_{ш} = 1.4 \cdot 90 = 126 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$L_{ш} = 126 \text{ мм}$$

Вигинаючий момент

$$M_u = \frac{1696 \cdot 126 \cdot 10^{-3}}{50,35 \cdot 7 \cdot 10^{-3}} = 290,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент супротиву

$$W_{\min} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}{32} \left(1 - \frac{d_{\text{см}}^4}{d_{\text{ш}}^4} \right), \quad (3.11)$$

де $d_{\text{ш}}$ – діаметр шатуна,

$d_{\text{см}}$ – діаметр отвору для змащування.

Приймаємо

$$d_{\text{см}} = 4 \text{ мм.}$$

За формулою (3.11) визначаємо:

$$W_{\min} = \frac{3,14 \cdot (26 \cdot 10^{-3})^2}{32} \left(1 - \left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{26 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 1,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

За формулою (3.9) визначаємо:

$$\sigma_u = \frac{290,7}{1,65 \cdot 10^{-6}} = 176,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Напруга стиску шатуна

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot F_n}{\pi(d_{\text{ш}}^2 - d_{\text{см}}^2)}, \quad (3.12)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot 32,6 \cdot 10^3}{3,14 \left[(26 \cdot 10^{-3})^2 - (4 \cdot 10^{-3})^2 \right]} = 61,7 \text{ МПа}$$

Сумарна напруга

$$\sigma_{рш} = \sigma_{cm} + \sigma_{н}$$

$$\sigma_{рш} = 61,7 + 176,2 = 238,9 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт гнучкості

$$\lambda = \frac{4L_{ш}}{\sqrt{d_{ш}^2 + d_{cm}^2}}, \quad (3.13)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 126 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{(26 \cdot 10^{-3})^2 - (4 \cdot 10^{-3})^2}} = 19,6$$

Коефіцієнт форми $\psi_B = 0,96$.

Умова міцності при циклічному характері навантаження

$$\sigma_{ри} = \psi_B \frac{\sigma_T}{2K_{ш}}, \quad (3.14)$$

де $K_{ш}$ – запас міцності,

ψ_B – коефіцієнт форми,

σ_T – межа текучості матеріалу шатуна.

$$\sigma_T = 800 \text{ МПа [2].}$$

Приймаємо

$$K_{ш} = 1.6$$

$$\psi_{\sigma} \frac{\sigma_m}{2K_{ш}} = \frac{800 \cdot 10^6}{2 \cdot 1.6} \cdot 0.96 = 250 \text{ МПа} > 238.9 \text{ МПа} .$$

Умови міцності виконуються.

Розрахунок шатуна на поздовжню стійкість проводимо по формулі Ейлера

$$F_{np} = \frac{\pi^2 EI_{ш}}{L_{ш}^2}, \quad (3.15)$$

де $I_{ш}$ – момент інерції шатуна.

$$I_{ш} = \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{64} \left(1 - \frac{d_{см}^4}{d_{ш}^4} \right)$$

$$I_{ш} = \frac{3.14 \cdot (26 \cdot 10^{-3})^4}{64} \left(1 - \left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{26 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 2.18 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$F_{np} = \frac{3.14^2 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 2.18 \cdot 10^{-8}}{(126 \cdot 10^{-3})^2} = 70.9 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Коефіцієнт стійкості

$$K_y = \frac{F_{np}}{F_n}$$

$$K_y = \frac{70.9 \cdot 10^3}{32.6 \cdot 10^3} = 2,17$$

Умова стійкості $K_y > 2$ дотримана.

3.4 Підбор підшипників.

Мінімальний діаметр вала d_b визначається з залежності

$$d_{vmin} = \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi[\tau]}}$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу,

$[\tau]$ – допустима напруга кручення.

Вибираємо матеріал вала сталь 40Х. Для цього матеріалу

$$[\tau] = 50 \text{ МПа}$$

$$d_{vmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1696}{3.14 \cdot 50 \cdot 10^6}} = 55.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо

$$d_b = 60 \text{ мм}$$

Діаметр вала під підшипники приймаємо

$$d_{\text{вп}} = 75\text{мм}$$

Схема розподілу радіального навантаження на підшипники приведена на рис.3.2.

Оскільки мінімальне радіальне переміщення повинне бути в манжеті, то цю точку приймаємо за точку обертання зовнішньої балки.

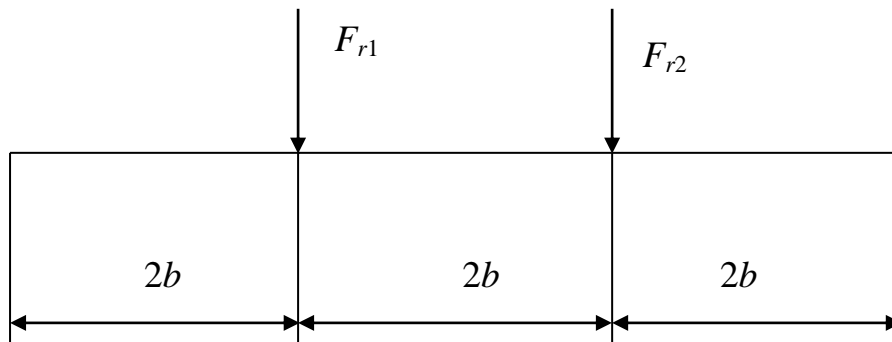


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема валу

b – ширина підшипника, м.

Тоді складаємо рівняння моментів:

$$M_2 = 2b \cdot F_{r2};$$

$$M = 6b \cdot R_{\text{рад}};$$

$$M_1 = 4b \cdot F_{r1};$$

$$M = M_1 + M_2;$$

$$6b \cdot R_{\text{рад}} = 2b \cdot F_{r2} + 4bF_{r1};$$

Приймаємо, що підшипники в 1 і 2 опори однакові, але в 1 опорі здвоєний підшипник, приймаємо:

$$F_{r2} = \frac{F_{r1}}{2} = \frac{F_A}{3}; \quad (3.16)$$

$$F_{r2} = \frac{13.8 \cdot 10^3}{3} = 4600 \text{ Н.}$$

$$F_{r1} = 2 \cdot 4100 = 9200 \text{ Н}$$

У першій опорі застосовується здвоєний радіально-упорний підшипник середньої серії 46313 ДЕРЖСТАНДАРТ 831-75.

Його розміри:

$$d = 75 \text{ мм,}$$

$$D = 145 \text{ м,}$$

$$b = 72 \text{ мм,}$$

$$\alpha = 26^\circ,$$

$$C_a = 11600 \text{ Н,}$$

$$C_{0a} = 93870 \text{ Н.}$$

Згідно схеми навантаження:

$$F_{a1} = l_2 F_{r2} + F_A; \quad (3.17)$$

Приймаємо $l_2 = l_1 = 0,30 \text{ м.}$

Тоді осьове зусилля в першій опорі:

$$F_{a1} = 0,3 \cdot 4600 + 1750 = 3130 \text{ Н}$$

В другій = опорі:

$$F_{a2} = l_2 F_{r2}; \quad (3.18)$$

$$F_{a2} = 0,30 \cdot 4600 = 1380H .$$

В другій опорі застосовуємо кульковий радіальний підшипник 315 ДЕРЖ-СТАНДАРТ 8338-75 з розмірами:

$$d = 75 \text{ мм},$$

$$D = 145 \text{ мм},$$

$$b = 36 \text{ мм},$$

$$\alpha = 26^\circ,$$

$$C_a = 80400 \text{ Н},$$

$$C_{0a} = 76200 \text{ Н}.$$

Для першої опори:

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{3130}{9200} = 0,34 \geq e.$$

Згідно [3]

$$e = 0,26,$$

$$x = 0,57,$$

$$\psi = 0,93.$$

Еквівалентне навантаження:

$$P_1 = xF_{r1} + \psi F_{a1}; \quad (3.19)$$

$$P_1 = 0,57 \cdot 9200 + 0,93 \cdot 3130 = 8150H .$$

Номінальна довговічність підшипників у першій опорі:

$$L = \left(\frac{11600}{8150} \right)^3 = 687 \text{ млн. обертів.}$$

Довговічність підшипників в 1 опорі при частоті 2000 об/хв:

$$L_n = \frac{687 \cdot 10^6}{2000 \cdot 60} = 3435 \text{ годин.}$$

Для другої опори:

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1380}{4600} = 0,3;$$

тобто. $l = 0,30$, $x = 0,56$, $\psi = 1,45$.

Еквівалентне навантаження:

$$P_2 = 0,56 \cdot 4600 + 1,45 \cdot 1380 = 4580H .$$

Номінальна довговічність в другій опорі:

$$L_2 = \left(\frac{50200}{4580} \right)^3 = 2120 \text{ млн. обертів.}$$

Довговічність підшипника:

$$L_{п2} = \frac{2120 \cdot 10^6}{60 \cdot 2000} = 16400 \text{ годин.}$$

Таким чином, довговічність підшипникового вузла визначає перша опора

4 Параметри та види вібрації, її дія на організм людини

Під вібрацією розуміють механічні коливання твердого тіла. Найпростішим видом таких коливань є гармонійні коливання, при яких відбувається почергове наростання та спадання в часі (за синусоїдальним законом) значень рухомої точки чи механічної системи.

Вібрації виникають, зазвичай, при роботі машин та механізмів, які мають неврівноважені і незбалансовані частини, що обертаються чи здійснюють зворотно-поступальний рух. До такого устаткування належать оброблювальні верстати, штампувальні та ковальські молоти, електро- та пневмоперфоратори, електроприводи, насосні установки, компресори, механізований інструмент та ін. При роботі даного устаткування вібрація відіграє негативну роль. У той же час, вібрацію застосовують і для інтенсифікації виробничих процесів, наприклад, при ущільненні бетонних сумішей, роздрібнюванні та сортуванні інертних матеріалів, розвантажуванні та сортуванні сипучих матеріалів. Вібрація характеризується абсолютними та відносними параметрами.

До основних абсолютних параметрів належать: вібропереміщення (s) – миттєве значення кожної з координат, які описують положення тіла, чи матеріальної точки під час вібрації; амплітуда вібропереміщення (A) – найбільше відхилення точки, яка коливається з певною частотою, від положення рівноваги, м; віброшвидкість (v) – кінематичний параметр, що дорівнює швидкості переміщення (перша похідна вібропереміщення) точки, яка коливається з певною частотою, м/с; віброприскорення (a) – кінематичний параметр, що дорівнює прискоренню переміщення (друга похідна вібропереміщення) точки, яка коливається з певною частотою, м/с²; період вібрації (T) – найменший інтервал часу, через який під час періодичної вібрації повторюється кожне значення величини, яка характеризує вібрацію, с; частота вібрації (f) – величина, обернено пропорційна періоду вібрації, яка показує кількість коливань за одиницю часу точки під час вібрації, Гц.

Оскільки абсолютні параметри, що характеризують вібрацію змінюються в широких межах, то на практиці частіше використовують відносні параметри – рівні, які визначаються відносно опорного (порогового) значення відповідного параметра і вимірюються в децибелах (дБ). Стандартні опорні значення наступні:

амплітуди вібропереміщення $A_0 = 8 \cdot 10^{-12}$ м; віброшвидкості $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с; віброприскорення $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с².

Найчастіше для оцінки вібрації використовують логарифмічний рівень віброшвидкості L_v , який визначається за формулою:

$$L = 201g(v/v_0) \text{ (дБ)},$$

де v – абсолютне значення віброшвидкості, м/с;

v_0 – опорне значення віброшвидкості, м/с.

За способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та місцеву (локальну) вібрацію. Загальна вібрація передається на тіло людини, яка сидить або стоїть, переважно через опорні поверхні – сидіння, підлогу. Локальна вібрація передається через руки працюючих при контакті з ручним механізованим інструментом, органами керування машинами та обладнанням, деталями, які обробляються і т. п. Можлива також одночасна дія загальної та локальної вібрації.

Наприклад, при роботі на дорожньо-будівельних машинах на руки передається локальна вібрація від органів керування, а на все тіло – від машини через сидіння.

Залежно від джерела виникнення загальна вібрація підрозділяється на:

транспортну, яка діє на операторів (водіїв) транспортних засобів (автомобілі, трактори); транспортно-технологічну, яка діє на операторів машини з обмеженою рухливістю та таких, що рухаються тільки по спеціально підготовлених поверхнях виробничих приміщень, промислових майданчиків та гірничих виробок (екскаватори, промислові та будівельні крани, автотранспортувачі, авто- та електрокари);

технологічну, яка діє на операторів стаціонарних машин або передається на робочі місця, що не мають джерел вібрації (метало- і деревооброблювальні верстати, ковальсько-пресувальне устаткування, насосні станції, бурові вишки).

Загальну технологічну вібрацію за місцем дії поділяють на такі типи:

- на постійних робочих місцях виробничих приміщень підприємств;
- на робочих місцях складів, їдалень, побутових, чергових та інших виробничих приміщень, де немає джерел вібрації;
- на робочих місцях заводоуправлінь, конструкторських бюро, лабораторій, обчислювальних центрів, медпунктів, конторських приміщень, робочих кімнат та інших приміщень для працівників розумової праці.

За джерелом виникнення локальну вібрацію поділяють на таку, що передається від:

- ручних машин або ручного механізованого інструменту, органів керування машинами та устаткуванням;
- ручних інструментів без двигунів (наприклад, рихтувальні молотки) та деталей, які обробляються.

За часовими характеристиками загальні та локальні вібрації поділяються на:

- постійні, для яких величина віброприскорення чи віброшвидкості змінюється менше ніж у два рази (менше 6 дБ) за робочу зміну;
- непостійні, для яких вищеперераховані параметри вібрації змінюються не менше ніж у два рази (6 дБ і більше) за робочу зміну.

В свою чергу, непостійні вібрації поділяються на:

- коливні, рівні яких безперервно змінюються в часі;
- переривчасті, коли контакт з вібрацією в процесі роботи переривається, причому довжина інтервалів, під час яких має місце контакт, становить більше 1с;

– імпульсні, що складаються з одного або кількох вібраційних впливів (наприклад, ударів), кожен довжиною менше ніж 1 с, при частоті їх дії менше ніж 5,6 Гц

При дії вібрації на організм людини спостерігаються зміни в діяльності серцевої та нервової систем, спазм судин, зміни у суглобах, що призводить до обмеження їх рухомості. При нетривалій дії вібрації працівник передчасно втомлюється, при цьому його продуктивність праці знижується. Тривала дія вібрації може спричинити професійне захворювання – вібраційну хворобу. Під час розвитку цієї хвороби з'являється оніміння, відчуття повзання мурашок, біль у суглобах тощо. Слід зазначити, що ефективне лікування вібраційної хвороби можливе лише на ранній стадії її розвитку. Особливо небезпечна вібрація робочих місць з частотою, яка є резонансною з частотою коливання окремих органів чи частин тіла людини, що може призвести до їх механічного пошкодження. Для більшості внутрішніх органів людини частота власних коливань становить 6– 12 Гц.

Ступінь та характер впливу вібрації на організм людини залежить не лише від виду та параметрів, а також і від напрямку її дії. Тому вібрація поділяється залежно від осей ортогональної системи координат X, Y, Z, вздовж яких вона діє. Особливо чутливий організм людини до вертикальної загальної вібрації (вздовж осі Z), коли коливання передаються від ніг до голови

Нормування вібрації

Розрізняють гігієнічне та технічне нормування вібрації. При гігієнічному нормуванні регламентуються відповідні умови щодо захисту від вібрації людини, а при технічному – щодо захисту машин, устаткування, механізмів і т. п. від дії вібрації, яка може призвести до їх пошкодження чи передчасного виходу з ладу.

Основними нормативними документами з охорони праці стосовно вібрації є ГОСТ 12.1.012-90 та ДСН 3.3.6.039-99.

Дія вібрації на організм людини залежить від таких її характеристик: інтенсивності, спектрального складу, тривалості впливу, напрямку дії. Гігієнічна

оцінка вібрації, що діє на людину у виробничих умовах здійснюється за допомогою таких методів:

- частотного (спектрального) аналізу її параметрів;
- інтегральної оцінки по спектру частот параметрів, що нормуються;
- дози вібрації;

При частотному (спектральному) аналізі параметрами, що нормуються є середні квадратичні значення (квадратний корінь із середнього арифметичного квадрата значення в певному інтервалі часу) віброшвидкості v та віброприскорення a , або їх логарифмічні рівні у дБ в діапазоні октавних смуг із середньгеометричними частотами:

- 1,0; 2,0; 4,0; 8,0; 16,0; 31,5; 63,0 Гц – для загальної вібрації;
- 8,0; 16,0; 31,5; 63,0; 125,0; 250,0; 500,0; 1000,0 Гц – для локальної вібрації.

При використанні методу інтегрованої оцінки по спектру частот параметром, що нормується, є коректоване значення віброшвидкості чи віброприскорення що вимірюється за допомогою спеціальних фільтрів, або обчислюється за формулами, наведеними в ДСН 3.3.6.039-99.

При дії непостійної вібрації (крім імпульсної) параметром, що нормується, є вібраційне навантаження (доза вібрації, еквівалентний коректований рівень), одержане робітником протягом зміни та зафіксоване спеціальним приладом або обчислене для кожного напрямку дії вібрації (X , Y , Z) за формулою:

$$D = \int_0^t U^2(t) dt$$

або

$$L_{кор.екв} = L_{кор} + 10 \lg(t/t_{зм})$$

де $U(t)$ – коректоване по частоті значення параметра вібрації в момент часу t , m/s^2 або m/s ;

t – час дії вібрації, год;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

При дії імпульсної вібрації з піковим рівнем віброприскорення від 120 до 160 дБ, параметром, що нормується є кількість вібраційних імпульсів за зміну (годину), в залежності від тривалості імпульсу (таблиця в ДСН 3.3.6.039-99).

Гігієнічні норми вібрації, що діє на людину у виробничих умовах встановлені для тривалості 480 хв. (8 год). При дії вібрації, яка перевищує гранично допустимий рівень, сумарний час її дії протягом робочої зміни повинен бути меншим. У табл. 4.1 наведено допустимий сумарний час дії локальної вібрації в залежності від перевищення її гранично допустимого рівня.

Таблиця 4.11

Перевищення гранично допустимого рівня вібрації, дБ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Допустимий сумарний час дії локальної вібрації в залежності від перевищення її гранично допустимого рівня, хв	384	302	240	191	151	120	95	76	60	48	38	30

Заходи та засоби захисту від вібрації

Заходи та засоби захисту від вібрації за організаційною ознакою поділяються на колективні та індивідуальні.

Колективні заходи та засоби віброзахисту можна підрозділити за такими напрямками:

- зниження вібрації в джерелі її виникнення;
- зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела;
- організаційно-технічні заходи;
- лікувально-профілактичні заходи.

Зменшення вібрації в джерелі її виникнення досягається шляхом застосування таких кінематичних та технологічних схем, які усувають чи мінімально знижують дію динамічних сил. Так, вібрація ослаблюється при заміні кулачкових

та кривошипних механізмів на механізми, що обертаються з рівномірною швидкістю, механічних приводів – на гідравлічні і т. п. Зменшення вібрації досягається також статичним та динамічним зрівноважуванням механізмів та об'єктів, що обертаються. Слід зазначити, що дія динамічних сил може посилитись внаслідок спрацювання окремих механізмів, появи зазорів та люфтів, поганого зчеплення деталей, що призводить до посилення вібрації. При проектуванні устаткування важливо передбачити недопущення резонансних режимів його роботи. Це досягається раціональним вибором маси та жорсткості коливальної системи або частоти змушувальної сили.

Контакту працівника з віброоб'єктом, а відтак і шкідливої дії вібрації можна уникнути шляхом використання дистанційного керування, автоматичного контролю та сигналізації, а також застосування захисного огороження. Якщо цього досягти неможливо, то необхідно при контакті працівника з віброоб'єктом домогтися зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела змушувальної сили. Це можна досягти за допомогою вібропоглинання, віброгасіння та віброізоляції.

Вібропоглинання (вібродемпфірування) полягає в штучному збільшенні втрат у коливальній системі, при цьому енергія вібрації перетворюється в тепло. На практиці для цього найчастіше використовують конструктивні

матеріали з великим внутрішнім тертям (пластмаси, сплави марганцю та міді, магнієві сплави і т. п.) або наносять на поверхні, що вібрують, шар пружно-в'язких матеріалів, які збільшують внутрішнє тертя в коливній системі (покриття поверхонь, що вібрують, гумою та пружно-в'язкими мастиками на основі полімерів, мащення вузлів та з'єднань).

Динамічне віброгасіння полягає у збільшенні реактивного опору коливної системи. Засоби динамічного віброгасіння за принципом дії поділяється на ударні та динамічні віброгасники. Останні за конструктивною ознакою можуть бути пружинними, маятниковими, ексцентриковими та гідравлічними. Вони, зазвичай, являють собою додаткову коливну систему, яка встановлюється на агрегаті.

Причому маса та жорсткість цієї системи підібрані таким чином, що в кожний момент часу збуджуються коливання, які знаходяться в протифазі з коливаннями агрегату. Недоліком динамічних віброгасників є те, що вони налаштовані на певну частоту, яка відповідає їх резонансному режиму коливання.

5 Сертифікація нової техніки

Види сертифікації та її мета

Сертифікація продукції в Україні поділяється на обов'язкову та добровільну.

Сертифікація продукції здійснюється уповноваженими на те органами з сертифікації

- підприємствами, установами і організаціями з метою:
- запобігання реалізації продукції, небезпечної для життя, здоров'я та майна громадян і навколишнього природного середовища;
- сприяння споживачеві в компетентному виборі продукції;
- створення умов для участі суб'єктів підприємницької діяльності в міжнародному економічному, науково-технічному співробітництві та міжнародній торгівлі.

Державна система сертифікації

Державну систему сертифікації створює державний комітет України по стандартизації, метрології та сертифікації - національний орган України з сертифікації, який проводить та координує роботу щодо забезпечення її функціонування, а саме:

- визначає основні принципи, структуру та правила системи сертифікації України;
- затверджує переліки продукції, що підлягає обов'язковій сертифікації, та визначає її запровадження;
- призначає органи з сертифікації продукції;
- абзац п'ятий статті 14 виключено встановлює правила визнання сертифікатів інших країн;
- розглядає спірні питання з випробувань і дотримання правил сертифікації продукції;

- веде Реєстр державної системи сертифікації;
- організує інформаційне забезпечення з питань сертифікації.

Державний комітет України по стандартизації, метрології та сертифікації в межах своєї компетенції несе відповідальність за дотримання правил і порядку сертифікації продукції.

Обов'язкова сертифікація

1. Сертифікація на відповідність обов'язковим вимогам нормативних документів проводиться виключно в державній системі сертифікації.

2. Обов'язкова сертифікація в усіх випадках повинна включати перевірку та випробування продукції для визначення її характеристик і подальший державний технічний нагляд за сертифікованою продукцією.

3. Випробування з метою обов'язкової сертифікації повинні проводитися акредитованими випробувальними лабораторіями (центрами) методами, які визначені відповідними нормативними документами, а за відсутності цих документів - методами, що визначаються органом з сертифікації чи органом, який виконує його функції. Результати випробувань, проведених зазначеними лабораторіями (центрами), у подальшому не потребують підтвердження іншими акредитованими випробувальними лабораторіями (центрами). Повторні випробування за визначеними характеристиками цієї продукції не проводяться, крім випадків, коли відповідно до законодавства встановлена недостовірність результатів випробувань. Сертифікації продовольчої сировини та харчових продуктів тваринного походження здійснюються після проведення ветеринарно-санітарної експертизи та видачі відповідних ветеринарних документів.

Сертифікат і знак відповідності державної системи сертифікації

Під час проведення сертифікації та у разі позитивного рішення органу з сертифікації заявникові видається сертифікат та право маркувати продукцію спеціальним знаком відповідності.

Форма, розміри і технічні вимоги до знаку відповідності визначаються державним стандартом.

Знак відповідності не може бути застосований, якщо порушено правила його використання.

Сертифікація продукції, що імпортується

Відповідність продукції (товару), яка ввозиться і реалізується на території України, обов'язковим вимогам норм і стандартів, що діють в Україні, має підтверджуватися сертифікатом або свідоцтвом про визнання іноземного сертифіката, виданим або визнаним Державним комітетом України по стандартизації, метрології та сертифікації або уповноваженим (акредитованим) ним органом.

Державний комітет України по стандартизації, метрології та сертифікації на підставі виданих сертифікатів відповідності або свідоцтв про визнання іноземного сертифіката включає сертифіковану продукцію до Єдиного реєстру сертифікованої в Україні продукції.

Органи митного контролю здійснюють митне оформлення імпортованих товарів на підставі зазначеного Єдиного реєстру в порядку, встановленому Кабінетом Міністрів України.

Державний комітет України по стандартизації, метрології та сертифікації здійснює контроль за наявністю сертифікатів для товарів, що реалізуються юридичними або фізичними особами на митній території України.

Оплата робіт, пов'язаних з обов'язковою сертифікацією продукції

1. Оплаті підлягають всі види робіт, пов'язані з обов'язковою сертифікацією продукції: підготовчі, експертні, щодо акредитації, атестації, випробування, контролю та реєстрації.

2. Кошти, витрачені заявником на обов'язкову сертифікацію продукції, відносяться на собівартість.

3. Вартість робіт, пов'язаних з обов'язковою сертифікацією продукції, визначається в договорі між замовником і виконавцем.

Відповідальність органів з сертифікації продукції та випробувальних лабораторій (центрів), що проводять обов'язкову сертифікацію

Орган з сертифікації продукції при проведенні обов'язкової сертифікації несе відповідальність за:

- необґрунтовану чи неправомірну видачу сертифіката відповідності;
- порушення правил сертифікації.

Акредитована випробувальна лабораторія (центр) несе відповідальність за недостовірність результатів випробувань.

Якщо дії, вказані в пункті 1 цієї статті, не завдали шкоди споживачеві, громадянам, їхньому майну та навколишньому природному середовищу, орган, винний у порушенні правил, сплачує до державного бюджету України подвійну вартість виконаних робіт на підставі рішення Державного комітету України по стандартизації, метрології та сертифікації. При повторному аналогічному порушенні правил сертифікації орган з сертифікації продукції та випробувальна лабораторія (центр) позбавляються акредитації в державній системі сертифікації.

Збитки (включаючи очікуваний і неодержаний прибуток), завдані виробником споживачам, їхньому майну, та шкода, заподіяна навколишньому природному середовищу діями, вказаними в пункті 1 цієї статті, підлягають відшкодуванню за рахунок органу, що проводив обов'язкову сертифікацію, в порядку, встановленому чинним законодавством, і цей орган позбавляється акредитації в державній системі сертифікації.

ВИСНОВКИ

Під час виконання кваліфікаційної роботи магістра в основному розділі, було розроблено нерегульований аксіально-поршневий гідродвигун із похилим блоком.

Були проведені розрахунки розмірів гідродвигуна. Також , проведені розрахунки на міцність.

За результатами розрахунків були побудовані такі робочі креслення: складальне креслення аксіально-поршневого гідродвигуна із похилим блоком, креслення блоку циліндрів, креслення валу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Гідравлічні машини : навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. 100 с
2. Гідравліка машинотракторних агрегатів : навч. посіб. / О. М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 160 с.
3. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій / укладач Е. В. Колісниченко, А. С. Мандрика, В. О Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 176 с.
4. Гідравліка і гідропривод: довідник / В.Г. Федоров, Н.С. Мамелюк, О.І. Кепко, О.С. Пушка; за ред. В.Г.Федорова. Умань: Видавничополіграфічний центр «Візаві», 2017. – 135 с
5. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: Підручник для здобувачів вищої освіти / Д. П. Журавель, І. П. Паламарчук, С. М. Уманський, В. І. Паламарчук; за ред. Д. П. Журавля. – Київ: ЦП «Компринт», 2021. – 449 с
6. Системи гідроприводів : навч. посіб./Г.А. Крутіков, М.Г. Стрижак; за ред. Г.А. Крутікова – Х. : НТУ «ХП», 2014. – 220 с.
7. Гідравліка, гідро- та пневмопривод [Текст] : підручник / за ред.: О.О. Федорця, О.Ф. Саленка. — 2-ге вид., перероб. і доп. — К. : Знання, 2009. — 502 с
8. Кононенко, А.П. Об'ємні гідравлічні машини гідроприводів [Текст] : навч. посіб. / А. П. Кононенко. — Донецьк : ДонНТУ, 2011. — 292 с
9. Кулінченко, В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід [Текст] : підручник / В. Р. Кулінченко. — Київ : ЦНЛ, 2006. — 616 с
10. Основи охорони праці: Підручник. 2-ге видання, доповнене та перероблене. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз'яков, Л. О. Мітюк. За ред. К. Н. Ткачука і М. О. Халімовського. — К.: Основа, 2016 — 448 с.

11. Економіка підприємства : підручник / під заг. ред. д.е.н., проф. Ковальської Л.Л. та проф. Кривов'язюка І.В. Київ : Видавничий дім «Кондор», 2020. 700 с.