

**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 НЕРЕГУЛЬОВАНОГО
АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРОДВИГУНА
З ПОХИЛИМ БЛОКОМ”**

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

Виконавець роботи

(підпис)

Кандиба Є. В.

(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
Кандибі Єгору Валерійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи “Розробка нерегульованого 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 250 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 гідродвигунаВсього 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: 59 с., 6 рис., 1 табл., 11 джерел.

Графічний матеріал: 4 аркуші формату А1.

ТЕМА РОБОТИ Розробка нерегульованого аксіально-поршневого гідродвигуна з похилим блоком

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

МЕТА РОБОТИ – розробити конструкцію нерегульованого 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 | 38 |
| 4 Нормування і контроль у галузі охорони праці | 44 |
| 5 Виробничий процес в інженерній діяльності | 48 |
| Висновки | 57 |
| Література | 58 |

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 гідромоторів 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 гідродвигунів 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.

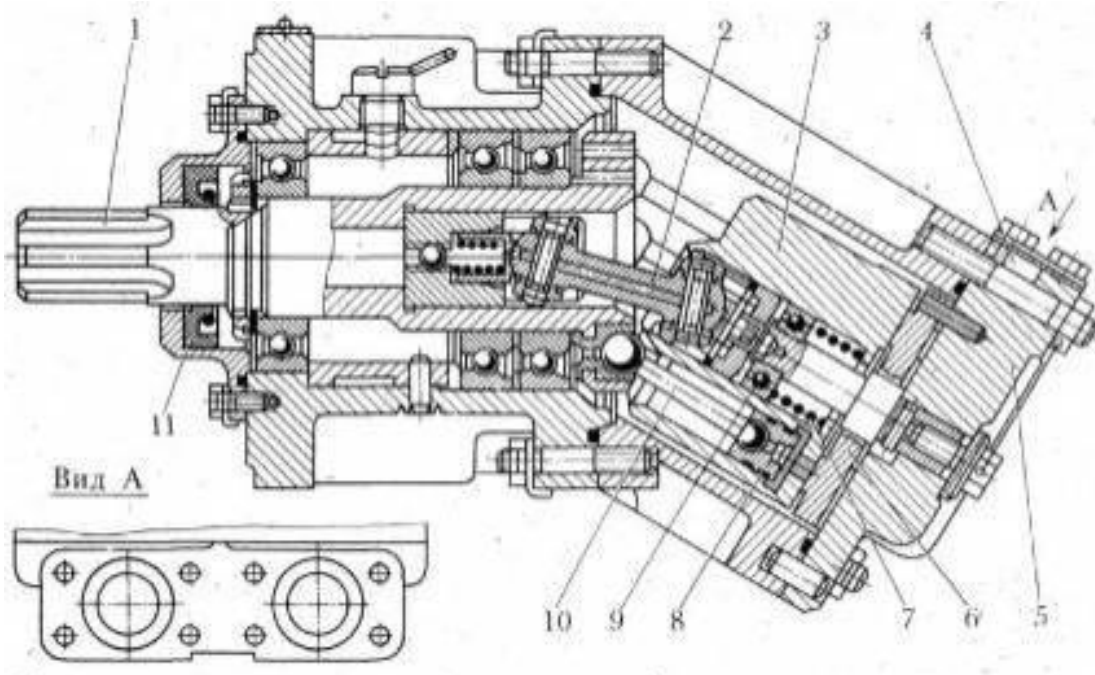


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема аксіально-поршневої гідромашини із похилим блоком

При обертанні блока поршні двигаются 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):

$$S_{0i} = D_6 \operatorname{tg} \gamma .$$

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

$$W_{0i} = \frac{\pi d^2}{4} D_6 \operatorname{tg} \gamma , \quad (1.1)$$

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.

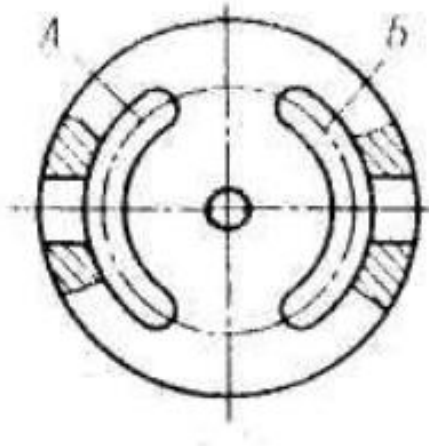


Рисунок 1.2 – Розподільний диск

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 корпусу 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

Нерегульовані аксіально-поршневі гідромашини типу 210 (рис.1.3) 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. 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 вала 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 (рис1.3).

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 ущільнюче; 25 – кришка; 26 – манжетне ущільнення; 28 – вал.

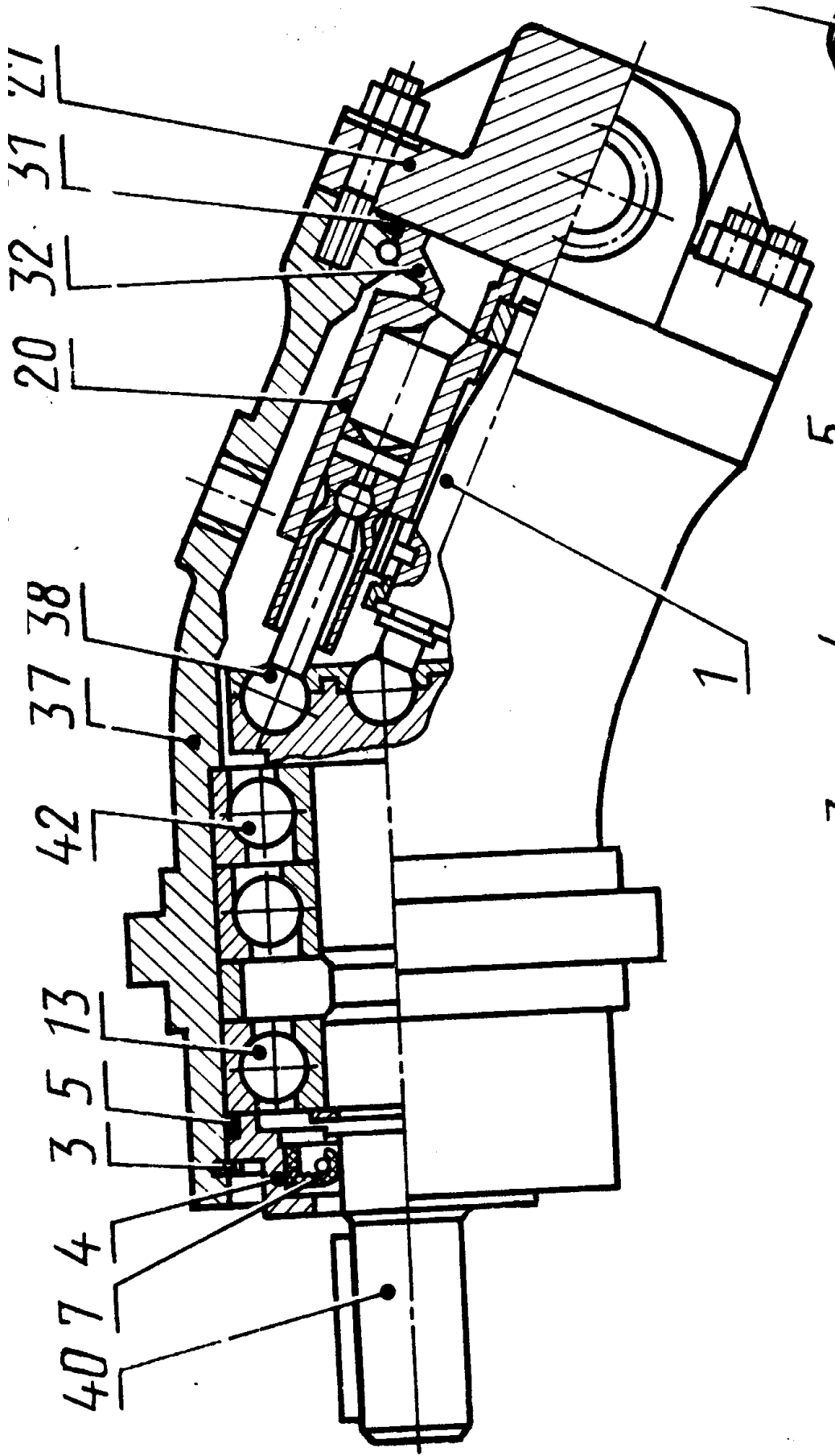


Рисунок 1.3 – Нерегульована аксіально-поршнева машина із похилим блоком

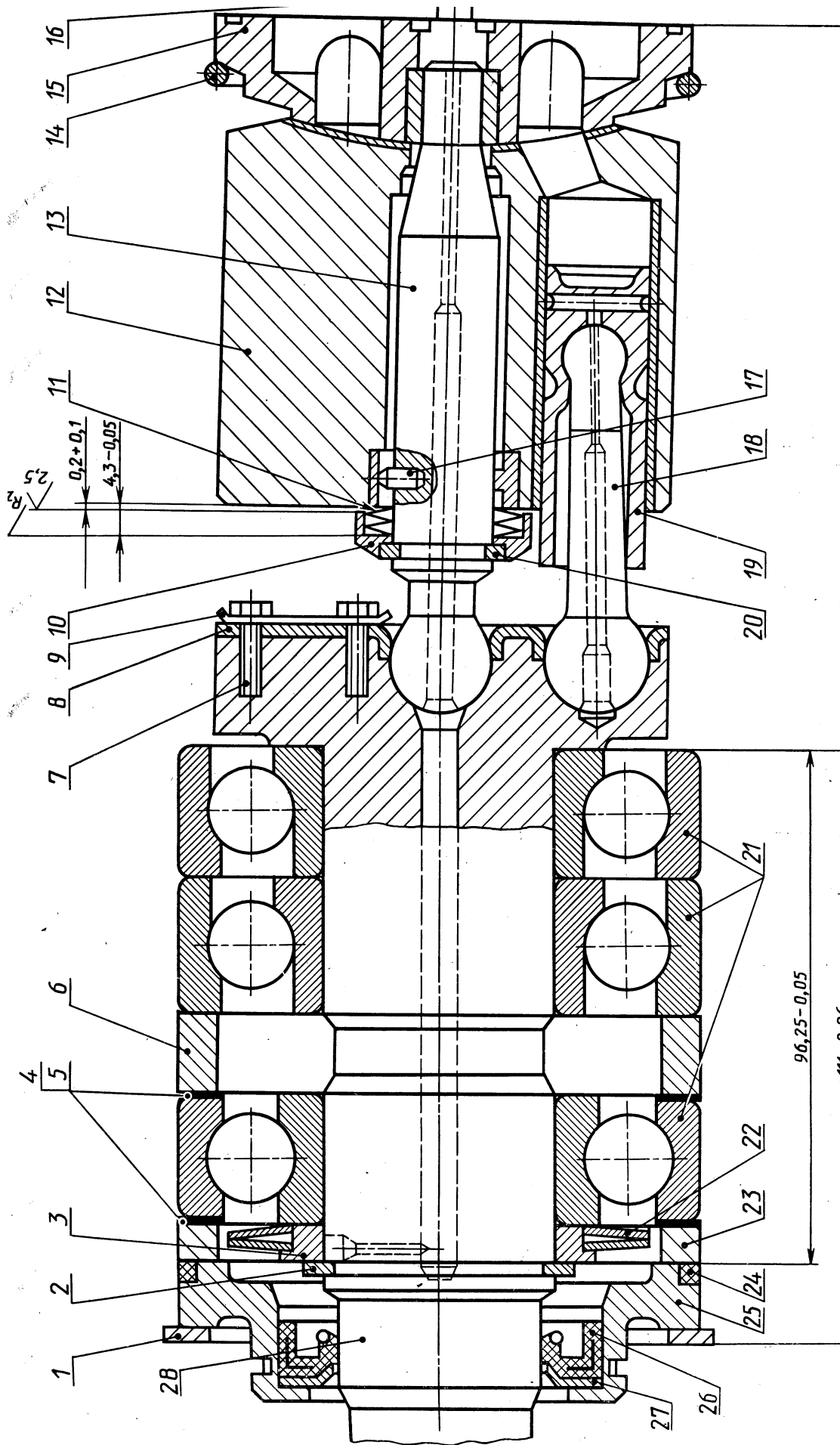


Рисунок 1.4 – Качающий узел аксиально-поршневой гидромашини із нахильним блоком

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 гідроциліндрі.

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 гідромотора 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:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 250 \cdot \sin \frac{180}{7} \cdot 1000}{3.14 \cdot 7 \cdot 0.443 \cdot (1.3 + 1)}} = 33.8 \text{ мм}$$

Приймаємо: $d=34$ мм.

За формулою (2.8) розрахуємо:

$$D_{\text{ц}} = \frac{34 \cdot (1.3 + 1)}{2 \cdot \sin \frac{180}{7}} = 90.1 \text{ мм}$$

Округливши, маємо: $D_{\text{ц}} = 92$ мм.

А товщина стінок блоку циліндрів (2.7) буде:

$$b = \frac{34}{2} (1.3 - 1) = 5.1 \text{ мм}$$

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

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

$$D_{\text{н}} = 92 + 34 + 2 \cdot 5.1 = 136.2 \text{ мм}$$

а внутрішній його діаметр:

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

$$D_{\text{в}} = 92 - 34 - 2 \cdot 5.1 = 47.8 \text{ мм.}$$

Приймаємо:

$$D_H = 138\text{мм},$$

$$D_B = 46\text{мм}.$$

Товщина дна блоку циліндрів зазвичай рахується так:

$$b_{\text{ц}} = 1,5b, \tag{2.17}$$

$$b_{\text{ц}} = 1.5 \cdot 5.1 = 7.6\text{мм}.$$

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:

$$l_1 = 2,5d,$$

$$l_1 = 2.5 \cdot 34 = 85\text{мм}$$

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

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

$$H = 92 \cdot 0.443 = 40.8\text{мм}$$

$$l_2 = 40.8 + 85 + 3 = 128.3\text{мм}$$

Довжину всього блоку можна розрахувати за формулою:

$$L = l_2 + b_{\text{ц}}$$

$$L = 128.3 + 7.6 = 135.9\text{мм.}$$

Розміри деталей насоса уточнюються при конструкторській розробці.

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

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

$$W = 135.9 \frac{3.14}{4} (138^2 - 46^2 - 7 \cdot 34^2) \cdot 10^{-9} = 9.4 \cdot 10^{-4} \text{м}^3$$

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

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

$$M = 9.4 \cdot 10^{-4} \cdot 7.8 \cdot 10^3 = 7.35\text{кг}$$

Момент інерції блоку також можна розрахувати за наближеною залежністю:

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

$$I = \frac{7.8 \cdot 10^3 \cdot 3.14}{32} [135.9(138^4 - 46^4) - 2 \cdot 7 \cdot 34^2 \cdot 92^2 \cdot 128.3] \cdot 10^{-15} \\ = 0.024 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

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 $V = 250 \text{ см}^3$;

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

$$V_H = \frac{3.14 \cdot 3.4^2}{4} \cdot 4.08 \cdot 7 = 259.3 \text{ см}^3$$

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{259.3}{250} \right| \cdot 100 = 3.7\%$$

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 $v_{\text{доп}} = 9 \text{ м/с}$.

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:

$$Q = Vn$$

$$Q = \frac{250 \cdot 2000}{1000} = 500 \text{ дм}^3/\text{хв}$$

$$d_{\text{патр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 500}{3,14 \cdot 9 \cdot 0,96 \cdot 60000}} = 33,9 \text{ мм}$$

Приймаємо найближчий більший діаметр $d = 32 \text{ мм}$.

Уточнюємо швидкість руху рідини:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{к}}^2 \cdot \eta_0},$$

$$v = \frac{4 \cdot 500 \cdot}{3.14 \cdot (32 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0.96 \cdot 60000} = 10.7 \text{ м/с}$$

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.

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

$$f_{\text{ок}} = \frac{500}{3 \cdot 9 \cdot 0.96 \cdot 60000} = 3.22 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^2$$

Площа поршня:

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

$$F_{\text{пор}} = \frac{3.14 \cdot (34 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 9.08 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт, що визначає форму вікна:

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

$$K_{\text{ц}} = \frac{3.22 \cdot 10^{-4}}{9.08 \cdot 10^{-4}} = 0.35 < 0.95$$

Тобто вікно не є круглим.

Радіус округлення:

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

$$\rho = 1.16 \cdot 34 \cdot (1 - \sqrt{1 - 0.675 \cdot 0.35}) = 5.0\text{мм}$$

Кути , що визначають розміри вікна

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

$$\psi_1 = \arcsin \frac{34}{92} = 21.7^\circ$$

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

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot 5}{92} = 6.2^\circ$$

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

$$\psi_2 = 21.7^\circ - 6.2^\circ = 15.5^\circ$$

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:

$$a = 2\rho,$$

$$a = 2 \cdot 5 = 10\text{мм}$$

Площа серповидного вікна:

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

$$f_c = \frac{3.14 \cdot 92 \cdot 10^{-3}}{360} 146.94^\circ \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 1.18 \cdot 10^{-3} \text{м}^2$$

2.4 Сили, що діють на блок та розподільник

Сила, що притискає блок до розподільника

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

$$R_{\text{пр max}} = \frac{3.14 \cdot (34 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 4 \cdot 32 \cdot 10^6 = 116 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сила, що віджимає блок від розподільника

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

$$R_{\text{від}} = \frac{1.18 \cdot 10^{-3} \cdot 32 \cdot 10^6}{2} + \frac{3.14 \cdot [(138 \cdot 10^{-3})^2 - (46 \cdot 10^{-3})^2] \cdot 32 \cdot 10^6}{16}$$

$$= 102 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Відношення між силою що притискається та віджимається:

$$m = \frac{116 \cdot 10^3}{102 \cdot 10^3} = 1.14$$

Враховуючи те, що мінімальне необхідне відношення між цими силами:

$$m = \frac{R'_{\text{приск}}}{R_{\text{отжс}}} = 1,1$$

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:

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

$$\delta = \frac{34 \cdot 10^{-3}}{2.1 \cdot 10^5} \left(\frac{1.3^2 + 1}{1.3^2 - 1} + 0.28 \right) \cdot 32 \cdot 10^6 = 5.6 \text{ мкм} < \delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм}$$

3.2 Розрахунок сил, що діють на поршні:

Сила, яку прикладена до поршня:

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

$$F_{\text{п}} = \frac{3.14 \cdot (34 \cdot 10^{-3})^2}{4} 32 \cdot 10^6 = 29 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Проекції сил, що діють на поршень:

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

$$F_N = 29 \cdot 10^3 \cos 25^\circ = 26.3 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

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

$$F_A = 29 \cdot 10^3 \sin 25^\circ = 12.3 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарне значення крутного моменту на валу

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

де R_d – радіус диску.

$$R_d = K_d \cdot R_6$$

$$R_d = 1.049 \cdot \frac{92}{2} = 48.25 \text{ мм}$$

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

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= 29 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 48.25 \cdot 10^{-3} \\ &\cdot [\sin[0 + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[0 + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] \\ &+ \sin[0 + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[0 + (4 - 1) \cdot 51^\circ 25']] = 1295 \text{ Нм} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= 29 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 48.25 \cdot 10^{-3} \\ &\cdot [\sin[17^\circ + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[17^\circ + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] \\ &+ \sin[17^\circ + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[17^\circ + (4 - 1) \cdot 51^\circ 25']] \\ &= 1325 \text{ Нм} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= 29 \cdot 10^3 \sin 25^\circ \cdot 48.25 \cdot 10^{-3} \\ &\cdot [\sin[34^\circ + (1 - 1) \cdot 51^\circ 25'] + \sin[34^\circ + (2 - 1) \cdot 51^\circ 25'] \\ &+ \sin[34^\circ + (3 - 1) \cdot 51^\circ 25']] = 1324 \text{ Нм} \end{aligned}$$

Сумарна радіальна сила, що діє на підшипники:

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

$$\sum R_{\text{рад}} = 4 \cdot 29 \cdot 10^3 \sin 25^\circ = 49 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на підшипники:

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

$$\sum R_{\text{ос}} = 4 \cdot 29 \cdot 10^3 \cos 25^\circ = 105 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

3.3 Розрахунок на міцність поршневої групи

Розрахункова схема поршня приведена на рис. 3.1.

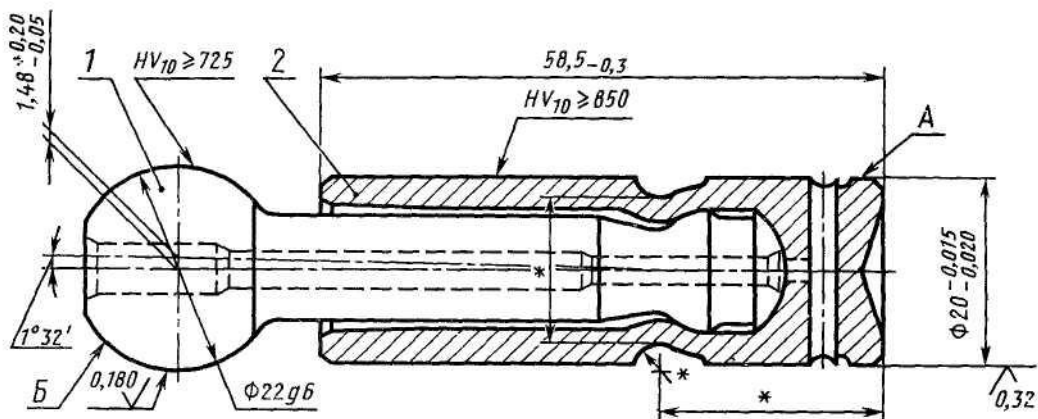


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема поршня

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

$$d_{\text{ш}} = \frac{34 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{2 \cdot 0,96}} = 24,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо $d_{\text{ш}}=25\text{мм}$.

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

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

$$d_{c\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,14 \cdot (34 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 100}} = 22,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

З конструктивних міркувань приймаємо

$$d_{c\phi} = 28 \text{ мм}$$

Напруга з боку поршня

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

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (34 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (28 \cdot 10^{-3})^2} = 71,6 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напруга на поверхні шатуна із боку диску

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

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14 (34 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 44,8 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (34 \cdot 10^{-3})^2} = 44,8 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

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

$$L_{ш} = 1.2 \div 1.5 L_{п}$$

$$L_{ш} = 1.4 \cdot 85 = 119 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$L_{ш} = 120 \text{ мм}$$

Вигинаючий момент

$$M_u = \frac{1325 \cdot 120 \cdot 10^{-3}}{48,25 \cdot 7 \cdot 10^{-3}} = 270,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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:

$$W_{\min} = \frac{3,14 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2}{32} \left(1 - \left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{25 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 1,53 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

За формулою (3.9) визначаємо:

$$\sigma_u = \frac{270,8}{1,53 \cdot 10^{-6}} = 177,0 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Напруга стиску шатуна

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

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot 29 \cdot 10^3}{3,14 \left[(25 \cdot 10^{-3})^2 - (4 \cdot 10^{-3})^2 \right]} = 60,6 \text{ МПа}$$

Сумарна напруга

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

$$\sigma_{рш} = 60,6 + 177,0 = 237,6 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт гнучкості

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

$$\lambda = \frac{4 \cdot 120 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{(25 \cdot 10^{-3})^2 - (4 \cdot 10^{-3})^2}} = 19,5$$

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.

$$\sigma_r = 800 \text{ МПа [2].}$$

Приймаємо

$$K_{ш} = 1.6$$

$$\psi_{\sigma} \frac{\sigma_m}{2K_u} = \frac{800 \cdot 10^6}{2 \cdot 1.6} \cdot 0.96 = 250 \text{ МПа} > 237.6 \text{ МПа} .$$

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.

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

$$I_{ш} = \frac{3.14 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^4}{64} \left(1 - \left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{25 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 1.87 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$F_{np} = \frac{3.14^2 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 1.87 \cdot 10^{-8}}{(120 \cdot 10^{-3})^2} = 63.8 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Коефіцієнт стійкості

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

$$K_y = \frac{63.8 \cdot 10^3}{29 \cdot 10^3} = 2,2$$

Умова стійкості $K_y > 2$ дотримана.

3.4 Підбор підшипників.

Мінімальний діаметр вала d_b визначається з залежності

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

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу,

$[\tau]$ – допустима напруга кручення.

Вибираємо матеріал вала сталь 40Х. Для цього матеріалу

$$[\tau] = 50 \text{ МПа}$$

$$d_{bmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1325}{3.14 \cdot 50 \cdot 10^6}} = 51.3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо

$$d_b = 55 \text{ мм}$$

Діаметр вала під підшипники приймаємо

$$d_{\text{вп}} = 65\text{мм}$$

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.

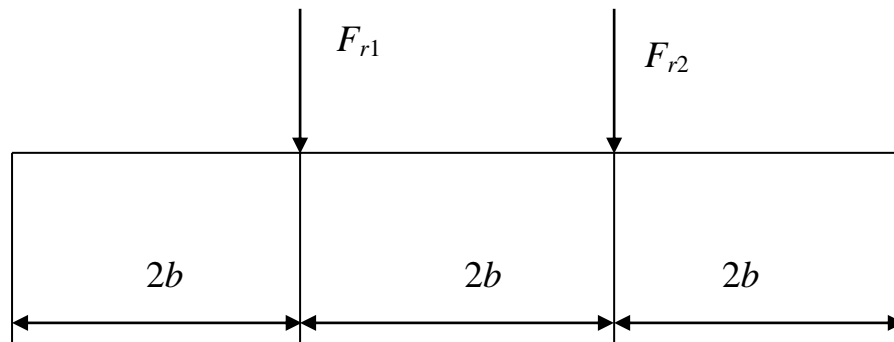


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема валу

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:

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

$$F_{r2} = \frac{12.3 \cdot 10^3}{3} = 4100 \text{ Н.}$$

$$F_{r1} = 2 \cdot 4100 = 8200 \text{ Н}$$

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

Його розміри:

$$d = 65 \text{ мм,}$$

$$D = 125 \text{ м,}$$

$$b = 65 \text{ мм,}$$

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

$$C_a = 81600 \text{ Н,}$$

$$C_{0a} = 73770 \text{ Н.}$$

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:

$$F_{a1} = 0,3 \cdot 4110 + 1530 = 2760 \text{ Н}$$

В другій = опорі:

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

$$F_{a2} = 0,30 \cdot 4110 = 1230 \text{ Н} .$$

В другій опорі застосовуємо кульковий радіальний підшипник 313 ДЕРЖ-СТАНДАРТ 8338-75 з розмірами:

$$d = 65 \text{ мм},$$

$$D = 125 \text{ мм},$$

$$b = 32 \text{ мм},$$

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

$$C_a = 50200 \text{ Н},$$

$$C_{0a} = 36600 \text{ Н}.$$

Для першої опори:

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2760}{8200} = 0,34 \geq e.$$

Згідно [3]

$$e = 0,26,$$

$$x = 0,57,$$

$$\psi = 0,93.$$

Еквівалентне навантаження:

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

$$P_1 = 0,57 \cdot 8200 + 0,93 \cdot 2760 = 7240H .$$

Номінальна довговічність підшипників у першій опорі:

$$L = \left(\frac{81600}{7240} \right)^3 = 723 \text{ млн. обертів.}$$

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

$$L_n = \frac{723 \cdot 10^6}{2000 \cdot 60} = 3615 \text{ годин.}$$

Для другої опорі:

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1230}{4100} = 0,3;$$

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

Еквівалентне навантаження:

$$P_2 = 0,56 \cdot 4100 + 1,45 \cdot 1230 = 24080H .$$

Номінальна довговічність в другій опорі:

$$L_2 = \left(\frac{50200}{4080} \right)^3 = 2390 \text{ млн. обертів.}$$

Довговічність підшипника:

$$L_{п2} = \frac{2390 \cdot 10^6}{60 \cdot 2000} = 19900 \text{ годин.}$$

Таким чином, довговічність підшипникового вузла визначає перша опора

4 Нормування і контроль у галузі охорони праці

Значне місце в питаннях створення безпечних і здорових умов праці займає розроблення і впровадження нормативної документації в галузі охорони праці. Це правила з техніки безпеки і норми з виробничої санітарії, вимоги вибухобезпеки, пожежобезпеки, електробезпеки і т.д.

Ці вимоги є юридично обов'язковими як для адміністрації, так і для робітників і службовців. При недотриманні цих правил і норм винуватці юридично відповідальні. Види відповідальності: дисциплінарна, адміністративна, кримінальна, матеріальна.

За сферою дії правила і норми з техніки безпеки і виробничої санітарії діляться на:

- а) загальні (єдині);
- б) міжгалузеві;
- в) галузеві.

Загальні, тобто єдині правила і норми поширюються на всі галузі народного господарства і закріплюють найважливіші гарантії безпеки та гігієни праці. Наприклад, всі ДСТУ системи стандартів безпеки праці.

Міжгалузеві правила і норми закріплюють гарантії безпеки або в декількох галузях або на окремих типах устаткування.

Галузеві правила і норми поширюються тільки на окрему галузь виробництва. Містять гарантії безпеки та гігієни праці, специфічні для даної галузі (залізничний, авіатранспорт і т.д.).

До числа норм з техніки безпеки та виробничої санітарії відносять норми, що встановлюють заходи індивідуального захисту працівників від професійних захворювань і виробничих травм. Ці норми, зокрема, передбачають таке: на роботах зі шкідливими умовами праці, а також тих, що виконуються в особливих температурних умовах, або пов'язаних із забрудненням, робітникам і службовцям видаються безкоштовно згідно з встановленими нормами спецодяг,

спеціальне взуття і інші засоби індивідуального захисту. Вони є власністю підприємства, яке повинне організувати зберігання, чищення і ремонт їх. У свою чергу, робітники і службовці зобов'язані користуватися в робочий час видаваними їм ЗІЗ.

На роботах, пов'язаних із забрудненням, робітникам і службовцям видається безкоштовно згідно з встановленими нормами мило (400 г на місяць). На роботах, де можливий вплив на шкіру шкідливо діючих речовин, видаються безкоштовно згідно з встановленими нормами засобами для змивання і знешкодження.

В Україні затверджено положення про створення державних нормативних актів з охорони праці – (ДНАОП). Це норми, інструкції, вказівки та інші види державних нормативних актів з охорони праці, обов'язкові для виконання і дотримання усіма підприємствами і установами, затверджені ДНАОП, вносяться до Державного реєстру, який видає Держнаглядохоронпраці. ДНАОП кодуються. Промисловість України кодується згідно з класифікатором за галузями і підгалузями чотиризначним кодом.

Приклад кодування для міжгалузових нормативних актів:

ДНАОП 0.00 – 3.05 – 97 назва документа,

де ДНАОП – скорочена назва нормативного акта; 0.00 – державні органи, які затвердили нормативний акт.

Види державних нормативних актів:

1. Правила;
2. Стандарти;
3. Норми;
4. Положення, статути;
5. Інструкції, керівництва, вказівки;
6. Рекомендації, вимоги;
7. Технічні умови безпеки;
8. Переліки, інші.

В Україні розробляються державні стандарти України (ДСТУ), що невдовзі повинні замінити ще частково діючі міждержавні стандарти Системи стандартів безпеки праці (ССБП) як вид нормативно-технічної документації в галузі охорони праці.

Система стандартів безпеки праці (ССБП) – це комплекс взаємозв'язаних стандартів, спрямованих на забезпечення безпеки праці, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці. Розробка стандартів здійснюється на основі глибоких наукових досліджень, новіших досягнень науки і техніки вченими, спеціалістами різних галузей народного господарства, працівниками служб охорони праці. Стандарти безпеки праці поділяються на міждержавні (ГОСТ), державні (ДСТУ), міжгалузеві (ГСТУ), галузеві (ОСТ), стандарти підприємств (СТПССБП). Державні стандарти охорони праці — це норми і правила, що поширюються на всі галузі господарства незалежно від форми власності та виду діяльності: будівельні, санітарні норми й правила; правила розміщення електроустановок споживачів; правила дорожнього руху; положення «Про розслідування та облік нещасних випадків» тощо.

Міжгалузеві норми і правила – це такі норми й правила, що регламентують охорону праці в кількох галузях або в окремих видах виробництва.

Галузеві норми і правила розробляються на основі загальнодержавних, міжгалузевих законодавчих актів, норм та правил з урахуванням специфіки виробництва для певної галузі господарства. Вони поширюються лише на підприємства й установи даної галузі.

Державні та галузеві стандарти України, чинні станом на 1 січня 2001 р., наведено в офіційному виданні Держстандарту України «Каталог нормативних документів – 2001 р.», міждержавні стандарти, чинні станом на 1 березня 2001 р. – у нумераційному покажчику / «Міждержавні стандарти–2001 р.»

Державні, міжгалузеві і галузеві нормативні акти, стандарти, технічні умови охорони праці переглядаються в міру впровадження досягнень науки і техніки, але не рідше одного разу на 10 років.

Стандарти підприємств з безпеки праці є складовою системи стандартів безпеки праці. На підприємствах загальне керівництво розробкою стандартів здійснює керівник (власник) чи головний інженер, організаційно-методичне керівництво покладено на служби стандартизації за участю служб охорони праці. Створюються такі стандарти підприємств з безпеки праці: організаційно-методичні, які визначають організацію роботи з охорони праці на підприємстві, організацію навчання та інструктаж працівників з безпеки праці, порядок нагляду за об'єктами підвищеної небезпеки, порядок проведення аналізу травматизму тощо; вимоги безпеки до виробничого устаткування; вимоги безпеки до технологічних процесів; вимоги до забезпечення працівників засобами індивідуального захисту (вимоги до організації забезпечення працівників засобами індивідуального захисту і до експлуатації цих засобів, порядок видачі індивідуальних засобів захисту тощо). Для забезпечення безпеки праці стандарти підприємств мають важливе значення. Вони виконують такі функції: є законом підприємства, що підвищує відповідальність керівників та відповідних служб за охорону праці; дозволяють упорядкувати і систематизувати вимоги безпеки до устаткування, технологічних процесів; дають можливість зосередити увагу не тільки на виявленні причин травматизму і профзахворюваності, а й на створенні умов для зниження травматизму та профзахворюваності. Впровадження стандартів на підприємствах, в установах та організаціях полягає в конкретній реалізації їх вимог у забезпеченні безпеки праці. Стандарти використовуються згідно з комплексними заходами щодо досягнення встановлених нормативів безпеки, гігієни праці й виробничої санітарії, розроблених на основі обстеження устаткування, технологічних процесів, фактичного санітарно-технічного та протипожежного стану робочих місць.

5 Виробничий процес в інженерній діяльності

Виробничий процес – це сукупність взаємозалежних основних, допоміжних і обслуговуючих процесів праці і знарядь праці з метою створення споживчих вартостей – корисних предметів праці, необхідних для виробничого або особистого споживання, згідно[18]. У процесі виробництва робітники впливають на предмети праці за допомогою знарядь праці і створюють нові готові продукти, наприклад, верстати, автомобілі, товари народного споживання і т. д. Предмети і знаряддя праці, будучи речовинними елементами виробництва, на підприємстві знаходяться у визначеному взаємозв'язку один з одним: конкретні предмети може бути оброблено тільки визначеними знаряддями праці; вже самі по собі вони мають системні властивості. Однак жива праця повинна охопити ці речі і тим самим почати процес перетворення їх у продукт. Таким чином, виробничий процес – це насамперед трудовий процес, оскільки ресурси, використовувані людиною на його вході, як інформація, так і матеріальні засоби виробництва є продуктом попередніх процесів праці. Розрізняють основні, допоміжні та обслуговуючі виробничі процеси (рис. 9.1).

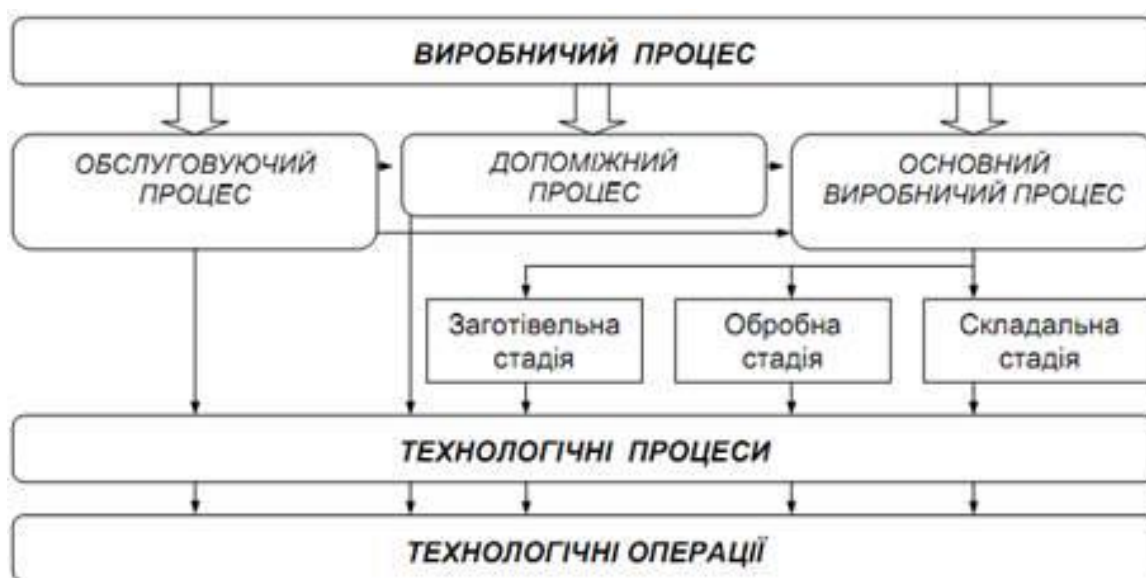


Рисунок 9.1 – Структура виробничого процесу

Основні виробничі процеси – це та частина процесів, у якій відбувається безпосередня зміна форм, розмірів, властивостей внутрішньої структури предме-

тів праці і перетворення їх у готову продукцію. Наприклад, на підприємстві сільсько-машинобудування процеси виготовлення деталей і складання з них підвuzлів, вузлів виробів у цілому.

До допоміжних виробничих належать такі процеси, результати яких використовуються безпосередньо в основних процесах, для забезпечення їх ефективного здійснення. Прикладами таких процесів є: виготовлення інструментів, пристосувань, засобів механізації й автоматизації власного виробництва, запасних частин для ремонту устаткування.

Обслуговуючі виробничі процеси – це процеси праці з надання послуг, необхідних для здійснення основних і допоміжних виробничих процесів. Наприклад, транспортування матеріальних потужностей, складські операції усіх видів, технічний контроль якості продукції й ін.

Основні, допоміжні й обслуговуючі виробничі процеси мають тенденції розвитку й удосконалення. Так, багато допоміжних виробничих процесів може бути передано спеціалізованим бригадам, що в більшості випадків забезпечує більш ефективно їх виконання. З підвищенням рівня механізації й автоматизації основних і допоміжних процесів, обслуговуючі процеси поступово стають невід'ємною частиною основного виробництва, відіграють організуючу роль в автоматизованих і особливо у гнучких автоматизованих виробництвах.

Методи організації виробництва

Методи організації виробництва являють собою сукупність способів, прийомів і правил раціонального сполучення основних елементів виробничого процесу в просторі і часі на стадіях функціонування, проектування й удосконалення організації виробництва.

Метод організації індивідуального виробництва. Цей метод використовується в умовах одиничного випуску продукції або виробництва її малими серіями і припускає: відсутність спеціалізації на робочих місцях; застосування широкоу-

ніверсального устаткування, розміщення його групами за функціональним призначенням; послідовне переміщення деталей з операції на операцію партіями.

Умови обслуговування робочих місць відзначаються тим, що робітники майже постійно користуються одним набором інструментів і невеликою кількістю універсальних пристосувань, потрібна лише періодична заміна інструменту, що затупився або зносився. На противагу цьому підвезення деталей до робочих місць і відправлення деталей за видачі нового завдання або за приймання закінченої роботи відбувається кілька разів протягом зміни. Тому виникає необхідність гнучкої організації транспортного обслуговування робочих місць.

Організації виробництва поточним методом. Застосування цього методу забезпечує виготовлення виробів одного найменування або типового ряду і потребує сукупності спеціальних організаційних заходів побудови виробничого процесу: розташування робочих місць за ходом технологічного процесу; спеціалізації кожного робочого місця для виконання однієї з операцій; передачі предметів праці з операції на операцію поштучно і дрібними партіями відразу ж після закінчення обробки; ритмічності випуску, синхронності операцій; детального пророблення організації технічного обслуговування робочих місць.

Потокова організація виробництва – це така форма організації виробництва, при якій операції виконуються у визначеній, заздалегідь установленій послідовності; мають рівновеликі завдання по випуску предметів праці за той самий період і виконуються одночасно. На підприємстві застосовується потік з вільним темпом – агрегатно-груповий. Ця система організації потоків характеризується підвищеною змінюваністю асортименту продукції, застосуванням агрегованого устаткування. Зміна моделей в агрегатно-груповому потоці не спричинює перебудови робочих місць, а обмежується зміною пристосувань, переміщенням одного або декількох виконавців з одного робочого місця на інше.

Потокове виробництво – це найбільш ефективна форма організації виробництва по масовому випуску продукції, що забезпечує високе зростання продуктивності праці, безперервність виробничого процесу і найвищий рівень якості.

Особливість організації потокового виробництва на сучасному етапі є керування великими колективами людей і динаміка розвитку галузей промислового виробництва, тобто швидка зміщуваність видів продукції. Потокове виробництво полягає в об'єднанні машин, що роблять аналогічний вид або тип продукції. Розрізняються два варіанти: група машин і виробничі лінії.

Якщо говорити про групу машин, то йдеться про устаткування, розміщене залежно від послідовності операцій. Коли йдеться про виробничу лінію, то устаткування розміщують по прямій лінії; цехи – на рівнобіжні лінії, що спеціалізуються на визначеному товарі (або типах товарів). При організації потокового виробництва необхідно враховувати тривалість замовлення, обсяг випуску, визначити категорію якості і технічний рівень виробничих ланок. При потоковому виробництві частіше використовують потокові лінії.

Потокова лінія – це група робочих місць, що розташовані в строгій послідовності операцій технологічного циклу, за якими закріплені певні операції. Декілька поточкових ліній складають цех.

Основні характеристики потокової лінії:

1. Закріплення за кожним робочим місцем тільки однієї операції по виготовленню деталей або збору продукції.
2. Розташування робочих місць по ходу лінії.
3. Після закінчення операції на наступне робоче місце деталі передають по одній.
4. Синхронізація продовження кожної операції технологічного процесу на потоковій лінії. Тобто операції повинні бути кратні такту лінії.
5. Механізація передачі деталей та виробів з одного робочого місця на інше.
6. Замкнутий характер виробництва, який включає всі роботи з виготовлення деталей та виробів.

Потокові лінії можуть відрізнятися одна від одної за такими характеристиками:

1. номенклатура виробів, що виготовляються;
2. рівень безупинності процесу;
3. рівень механізації та автоматизації;
4. умови наладки обладнання та ін.

При організації поточкових ліній розраховуються:

1. такт;
2. число робочих місць та робочих на поточної лінії;
3. синхронізація операцій; швидкість руху та довжина робочої стрічки конвеєру;
4. виробничі нормативи.

Основними напрямками поліпшення роботи поточкових ліній можуть бути: зниження простоїв обладнання; своєчасне подавання сировини і матеріалів; раціоналізація робочих місць потоку; поліпшення умов праці на робочих місцях; синхронізація роботи потоку; введення багатостатного обслуговування і суміщення професій.

При організації виробничих ділянок в умовах потоку велике значення має правильний вибір транспортних засобів – найефективнішими транспортними засобами є конвеєри. Існують три види конвеєрів: безперервний, пульсуючий і розподільний. Пульсуючий конвеєр характеризується тим, що виріб знімається з лінії і обробляється на робочому місці, потім виріб повертається на лінію, що здійснює його транспортування на інше робоче місце. Умовою роботи цієї лінії є рівність такту сумі часу оброблення деталі і часу транспортування.

Для організації поточкового виробництва в часі застосовується три види руху предметів праці: послідовний, рівнобіжний і змішаний.

Послідовний вид руху предметів праці має максимальний час складання і, як наслідок, найвищу собівартість. Рівнобіжний вид рухів предметів праці має мінімальний час зборки усіх видів руху предметів праці, але потребує обов'язкової кратності часу оброблення виробу на всіх операціях, а краще – рівності. Собівартість мінімальна.

Змішаний вид руху предметів праці має середній час складання виробу порівняно з рівнобіжним і послідовним видами і середнє значення собівартості. При цьому виді деталі можуть передаватися як поштучно, так і серіями або партіями, що виключає недоліки за тривалістю складання і перезавантаженню або недоавантаженню робочих місць, що характерно для перших двох видів.

Потоковий метод організації можна застосовувати за дотриманням таких умов:

а) обсяг випуску продукції досить великий і не змінюється протягом тривалого періоду часу;

б) конструкція виробу технологічна, окремі вузли і деталі піддаються транспортуванню, виріб можна розділяти на конструктивно-складальні одиниці, що особливо важливо для організації потоку з складання;

в) витрати часу за операціями може бути встановлено з достатньою точністю, синхронізовано і зведено до єдиної величини; забезпечується безперервна подача до робочих місць матеріалів, деталей, складальних вузлів; можливе повне завантаження устаткування.

Організація потокового виробництва пов'язана з проведенням низки розрахунків і підготовчих робіт, які пов'язані з апаратурно-механічним оснащенням виробництва та узгодження усіх його елементів. Вихідним моментом за проектування обсягу випуску продукції є такт потоку.

Такт – це проміжок часу між запуском (або випуском) двох суміжних виробів на лінії. Такт може бути середнім і робочим.

Для забезпечення повного завантаження устаткування і безперервності протікання виробничого процесу в потоковому виробництві здійснюється синхронізація (вирівнювання) операцій у часі. Після того як досягнуто синхронізацію операцій на потоковій лінії, складається план-графік її роботи, що полегшує контроль за використанням устаткування і робітників.

Однією з основних умов безперервної і ритмічної роботи поточкових ліній є організація міжопераційного транспорту. У потоковому виробництві транспортні

засоби використовуються не тільки для переміщення виробів, а й для регулювання такту роботи і розподілу предметів праці між рівнобіжними робочими місцями на лінії. Вибір транспортного засобу залежить від габаритів, маси оброблюваних деталей, типу і кількості устаткування, такту, ступеня синхронізації операцій.

Проектування потоку завершується розробленням раціонального планування лінії. В процесі планування необхідно дотримуватися таких вимог: передбачити зручні підходи до робочих місць для ремонту й обслуговування лінії, забезпечити безперервне транспортування деталей до різних робочих місць на лінії; виділити майданчики для нагромадження заділу і підходу до нього; передбачити на лінії робочі місця для виконання контрольних операцій.

Метод групової організації виробництва застосовується у випадку обмеженої номенклатури конструктивно і технологічно однорідних виробів, виготовлених повторюваними партіями. Суть методу полягає в зосередженні на ділянці різних видів технологічного устаткування для оброблення групи деталей за уніфікованим технологічним процесом.

Характерними ознаками організації виробництва є: подетальна спеціалізація виробничих підрозділів; запуск деталей у виробництво партіями за спеціально розробленими графіками; паралельно-послідовне проходження партій деталей за операціями; виконання на ділянках (у цехах) технологічно завершеного комплексу робіт.

Метод організації синхронізованого виробництва інтегрує ряд традиційних функцій організації виробничих процесів: оперативного планування, контролю складських запасів, управління якістю продукції. Суть методу зводиться до відмови від виробництва продукції великими партіями і створення безперервно-потокового багатопредметного виробництва, в якому на всіх стадіях виробничого циклу необхідний вузол або деталь поставляється до місця наступної операції точно в необхідний час.

Поставлена мета реалізується за допомогою створення групових, багатопредметних потокових ліній і використання принципу витягування в управлінні ходом виробництва. Основними правилами організації виробничого процесу в цьому випадку є:

1. виготовлення продукції дрібними партіями; формування серій деталей і застосування групової технології з метою скорочення часу налагодження устаткування;
2. перетворення складів матеріалів і напівфабрикатів на буфер-склади;
3. перехід від цехової структури виробництва до предметно-спеціалізованих підрозділів;
4. передача функцій управління безпосередньо виконавцям.

Метод синхронізованого виробництва припускає впровадження системи комплексного управління якістю, що ґрунтується на дотриманні таких принципів: контроль виробничого процесу; наочність результатів вимірювання показників якості; дотримання вимог до якості; самостійне виправлення браку; перевірка 100 % виробів; постійне підвищення якості.

Виробництво масовими партіями становило і становить на численних підприємствах основний тип виробництва, воно є апогеєм тейлористської індустріальної культури. У ситуації, коли основною формою конкурентної боротьби є цінова, пріоритет надається економіці з масовим виробництвом (великими партіями), а також процесу стандартизації продукції (коли клієнт обмежується відносно невеликим вибором) і стандартизації операцій, наслідки від якої виступають у вигляді поділу завдань і можливостей удатися до кваліфікованої робочої сили, вузько спеціалізованої і незначно пов'язаної із самим процесом виробництва. Виробництво масовими серіями означає виробництво максимально великими партіями, де зміну знарядь праці зведено до мінімуму, для того щоб скоротити до мінімуму витрати при випуску великої кількості продукції.

Багато іноземних конкурентів виступають за потокову систему виробництва з «виштовхуванням» оброблюваних виробів, що передбачає більш тісну коор-

динацію роботу виробничих ділянок. У цьому випадку оброблювані вироби послідовно «витягають» з попередньої ділянки в міру необхідності. Такі виробничі системи звичайно досить прості за структурою. Передача інформації від ділянки до ділянки в основному здійснюється за допомогою паперових карток («канбан»), а не за допомогою ЕОМ. Функціонування таких систем значною мірою визначається взаємодією сусідніх виробничих ділянок.

Використання іноземними фірмами системи «потокowego виробництва» є наймогутнішим важелем підтримки американської економіки в лідируючій групі світових економічно розвинутих країн.

ВИСНОВКИ

Під час виконання кваліфікаційної роботи магістра в основному розділі, було розроблено регульований 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.