

**Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
ЦЗДФН
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки**

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
Сотник М. І.
« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

**Розробка нерегульованого аксіально-поршневого
гідромотору з похилим блоком**

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

Виконавець роботи

(підпис)

Воронов І. І.

(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Кулініч С. П.

(прізвище, ініціали)

Суми 2022

Сумський державний університет
ЦЗДФН
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки
спеціальність 131 “Прикладна механіка
освітня програма “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедрою ПГМ
_____ М.І. Сотник
« ____ » _____ 2022р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу бакалавра студентові
Воронову Іллі Ігоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1.Тема роботи: Розробка нерегульованого аксіально-поршневого гідромотору з похилим блоком

затверджена наказом по університету від" ____ р. № _____

2.Термін здачі студентом закінченої роботи 10.06.2022 р.

3.Вихідні дані до роботи: : – тиск $p=32\text{МПа}$, робочий об'єм $V=125\text{ см}^3$, частота обертання валу $n=3000\text{ хв}^{-1}$.

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

- опис конструкції і принципу дії гідромотору;
- визначення розмірів гідромотору;
- розрахунок на міцність деталей та вузлів гідромотору;
- охорона праці та безпека життєдіяльності;

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

- складальне креслення гідромотору;
- робочі креслення деталей та вузлів гідромотору – всього 4 аркуші формату

A1

2. Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи*

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

* призначаються при необхідності рішенням кафедри за поданням керівника роботи

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання	Примітка
1	Опис конструкції та принципу дії гідромотору	27.04.2022	
2	Розрахунок розмірів гідромотору	05.05.2022	
3	Розробка складального креслення гідромотору	10.05.2022	
4	Розрахунок на міцність деталей та вузлів гідромотору	15.05.2022	
5	Розробка робочих креслень деталей та вузлів гідромотору	25.05.2022	
6	Охорона праці та безпека життєдіяльності	05.06.2022	
7	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки	10.06.2022	

7. Дата видачі завдання

«6» квітня 2022р.

Студент-

(підпис)

Керівник роботи

(підпис)

Кулініч С.П.

(Прізвище, ініціали)

Реферат

Записка: 45 с., 7 рис., 1 табл., 5 джерел.

Графічний матеріал: 4 аркуші формату А1.

Розраховано розміри основних деталей та вузлів аксіально-поршневого гідромотору з похилим блоком, розроблена конструкція гідромотору, виконано розрахунки на міцність деталей та вузлів гідромотору. Розглянуто класифікацію небезпек.

Ключові слова: ГІДРОМОТОР, РОЗПОДІЛЬНИК, ПОРШЕНЬ, БЛОК ЦИЛІНДРІВ, ШАТУН, ВАЛ

Зміст

Завдання	
Реферат	5
Вступ	5
1. Опис конструкції та принципу дії гідромотору	8
2. Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого гідромотору	12
2.1 Розрахунок блоку циліндрів аксіально-поршневого гідромотору	12
2.2. Розрахунок каналів та вікон блоку циліндрів	19
2.3. Розрахунок торцевого розподільника	22
2.4 Сили, що діють на блок і розподільник	23
3. Розрахунки на міцність	24
3.1. Розрахунок блока циліндрів	24
3.2. Розрахунок поршня	25
3.3. Розрахунок на міцність поршневої групи	29
4. Класифікація небезпек	34
Висновки	42
Література	43

Подпись и дата										
Инва. № дубл.										
Взам. инв. №										
Подпись и дата					131.03.BP.000.00 ПЗ					
Инва. № подл.	Изм Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Нерегульований аксіально-поршковий гідромотор з похилим блоком Пояснювальна записка			Лит.	Лист	Листов
	Разраб.	Воронов						ВР	4	43
	Провер.	Кулініч								
	Нач. бюро									
	Н. контр.	Кулініч								
	Утв.									

ВСТУП

Роторна аксіально-поршнева гідромашина - це гідромашина у якої робочі камери обертаються відносно осі ротора, а осі поршнів або плунжерів паралельні осі обертання або складають з нею кут менше 45° . Насоси і гідромотори з аксіальним або близьким до аксіального розташування циліндрів є найбільш поширеними в гідравлічних системах (гідроприводах). За кількістю різновидів конструктивного виконання вони набагато перевершують інші типи гідромашин.

Ці насоси отримали широке застосування ще наприкінці минулого сторіччя на флоті багатьох країн (Росія, Англія, США, Японія), причому застосовувалися вони для виконання найбільш відповідальних функцій, як наприклад, управління кораблем та його озброєнням.

Вони мають найкращі з усіх типів гідромашин габаритні і вагові характеристики, відрізняються компактністю, високим к.к.д., придатні для роботи при високих частотах обертання і високих тисках, мають порівняно малу інерційність.

Особливо слід зазначити їхню високу енергоємність на одиницю ваги (питома вага). Залежно від конструкції та величини робочого тиску питома вага регульованих насосів з ручним керуванням подачею знаходяться в межах 30 – 100 Н/кВт (більші значення відносяться до насосів, що працюють на більш високих тисках). У насосах з високою частотою обертання ($n=20000$ об/хв) енергоємність досягає 120 Н/кВт. Вага нерегульованих насосів рівної потужності менше регульованих у 2 рази; відповідно питома вага (тобто вага насоса на одиницю потужності) нерегульованих насосів знаходиться в межах 15 - 50 Н / кВт. Вагова перевага насосів цього типу в порівнянні з електродвигуном становить від ~80 разів для малої до ~12 разів для великої потужності.

Особливістю розглянутих машин є відносно малий момент інерції частин, що обертаються, що має істотне значення при використанні їх як гідромоторів. Махові маси аксіально-поршневого гідромотора потужністю 200 кВт. складають

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	5
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

менше 1/10 махових мас електродвигуна такої ж потужності. Маховий момент гідромотора потужністю 80 кВт дорівнює при частоті обертання $n = 1500 \text{ об/хв}$ лише $0,5 \text{ Н/см}^2$, замість 31 Н/см^2 для трифазного електродвигуна такої ж потужності і частоті обертання, тобто. у 62 рази менше, ніж маховий момент електродвигуна.

Важливим параметром для багатьох випадків застосування є також швидкодія насоса при регулюванні подачі. Зміна подачі від нульової до максимальної здійснюється в деяких типах цих насосів за $0,04 \text{ с}$ і від максимальної до нульової – за $0,02 \text{ с}$.

Найбільш поширене число циліндрів в аксіально-поршневих машинах дорівнює 7 – 9, діаметри циліндрів гідромашин (насосів, гідромоторів) зазвичай знаходиться в межах від 10 до 50 мм, а робочі об'єми машин – в межах від 5 до 1000 см^3 . Максимальний кут між осями валу і циліндрового блоку зазвичай дорівнює $25-30^\circ$ в насосах з похилим блоком і $20-25^\circ$ між блоком і нохилою шайбою в насосах з похилою шайбою.

Частота обертання насосів загальномашинобудівного застосування середньої потужності дорівнює $3000 - 5000 \text{ хв}^{-1}$; частота обертання гідромоторів може бути вищою приблизно в 1,5 рази, ніж у насосів тієї ж конструкції та потужності. Частота обертання подібних насосів в авіаційних гідросистемах зазвичай дорівнює $5000 - 8000 \text{ хв}^{-1}$, проте в окремих випадках застосовують насоси зі значно більшою частотою обертання. За даними іноземних джерел виготовляються насоси з максимальною частотою обертання 20000 та 30000 хв^{-1} та мінімальною $5 - 10 \text{ хв}^{-1}$.

Для спеціальних цілей створені малогабаритні насоси на робочий об'єм $V=0,7 \div 1 \text{ см}^3$ (діаметр поршня $d=5 \div 6 \text{ мм}$, хід $h=4 \text{ мм}$, діаметр блоку $D=20 \text{ мм}$); подача такого мініатюрного насоса досягає (за рахунок високої частоти обертання) $20 \text{ дм}^3/\text{хв}$ при тиску 20 МПа .

Насоси та гідромотори з аксіальним розташуванням циліндрів застосовуються при тисках $21 - 35 \text{ МПа}$ і рідше при більш високих тисках (насоси

Инд. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подпись и дата
--------------	----------------	--------------	--------------	----------------

з подачею до 400 дм³/хв часто випускаються на робочі тиски до 55 МПа). Потужність унікальних насосів, що випускаються для деяких галузей промисловості (для прокатних станів та ін), досягає 4000 - 4500кВт (подача до 8700 дм³/ хв) і більше.

Насоси та гідромотори цих типів мають високий об'ємний к.п.д., який для більшості моделей досягає для оптимальних режимів роботи значень 0,97 – 0,98. Багато зарубіжних фірм гарантують для насосів з подачею 130 – 150 дм³/хв об'ємний к.к.д. при тиску 35 МПа щонайменше 0,99. Загальний к.к.д. цих насосів становить приблизно 0,95.

Розрізняють гідромашини (насоси та гідромотори) з похилим циліндровим блоком і машини з похилим диском, розуміючи під першим аксіально-поршневі гідромашини, у яких вісь вілу та вісь обертання ротора перетинаються, а під другими – аксіально-поршневі гідромашини, у яких вісь вала і вісь обертання ротора збігаються, тобто. у таких гідромашин вал та ротор розташовані на одній осі. Крім зазначеного, існує багато інших конструктивних відмінностей, проте вони зазвичай не є важливими і граничні характеристичні можливості всіх машин цього типу в більшості випадків рівноцінні.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
				7

1. Опис конструкції та принципу дії гідромотору

Нерегульовані аксіально-поршневі насоси й гідромотори типу 210 (рис. 1.1), використовуються в гідросистемах будівельних і дорожніх машин у силових вузлах об'ємного гідроприводу.

Гідромашина в режимі насоса працює в такий спосіб. При обертанні валу 40 шатуни 38 через внутрішні конічні розточки поршнів передають тангенціальну складову сили, необхідної для приведення блоку циліндрів 20 в обертовий рух. Фіксація блоку в просторі здійснюється за допомогою центрального шипа 1, сферична головка якого закріплена у фланці валу 40, а хвостовик опирається на втулку 33, запресовану в центральний отвір нерухливого сферичного розподільника 32. У силу похилого розташування блоку циліндрів щодо осі валу при обертанні блоку поршні роблять складний рух: обертальний, разом із блоком циліндрів і зворотно-поступальний щодо стінок блоку циліндрів. За один оберт валу поршень у відносному русі робить один подвійний хід, що відповідає послідовному збільшенню й зменшенню об'ємів робочих камер циліндрів. При цьому за першу половину оберту валу розподільник забезпечує комутацію робочих камер з всмоктувальною, а в другий - з напірною лінією гідросистеми, підключеними до отворів у задній кришці 27 корпусу 37 гідромотора. [1].

При експлуатації машини в режимі гідромотора робоча рідина з напірної лінії гідросистеми через отвір у кришці 27 і вікно розподільника 32 надходить у циліндр блоку 20, створюючи сили гідростатичного тиску на поршні. Ці сили шатунами 38 передаються на опорний фланець і створюють крутний момент на валу 40 гідромотора.

Основним вузлом гідромашини є перекачуючий вузол (1.2). Його конструкція містить наступні деталі: 1, 23, 27 - кільця упорні; 2 - кільце стопорне; 3, 10 - втулки пружини; 4,5 - прокладки; 6 - втулка розпірна; 7 - гвинт; 8 - пластина притискна; 9 - шайба стопорна; 11, 12 - пружини тарілчасті; 12 - блок циліндрів; 13 - шип центральний; 14 - кільце пружинне; 15 - розподільник; 16, 17 - штифти; 18 -

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				8

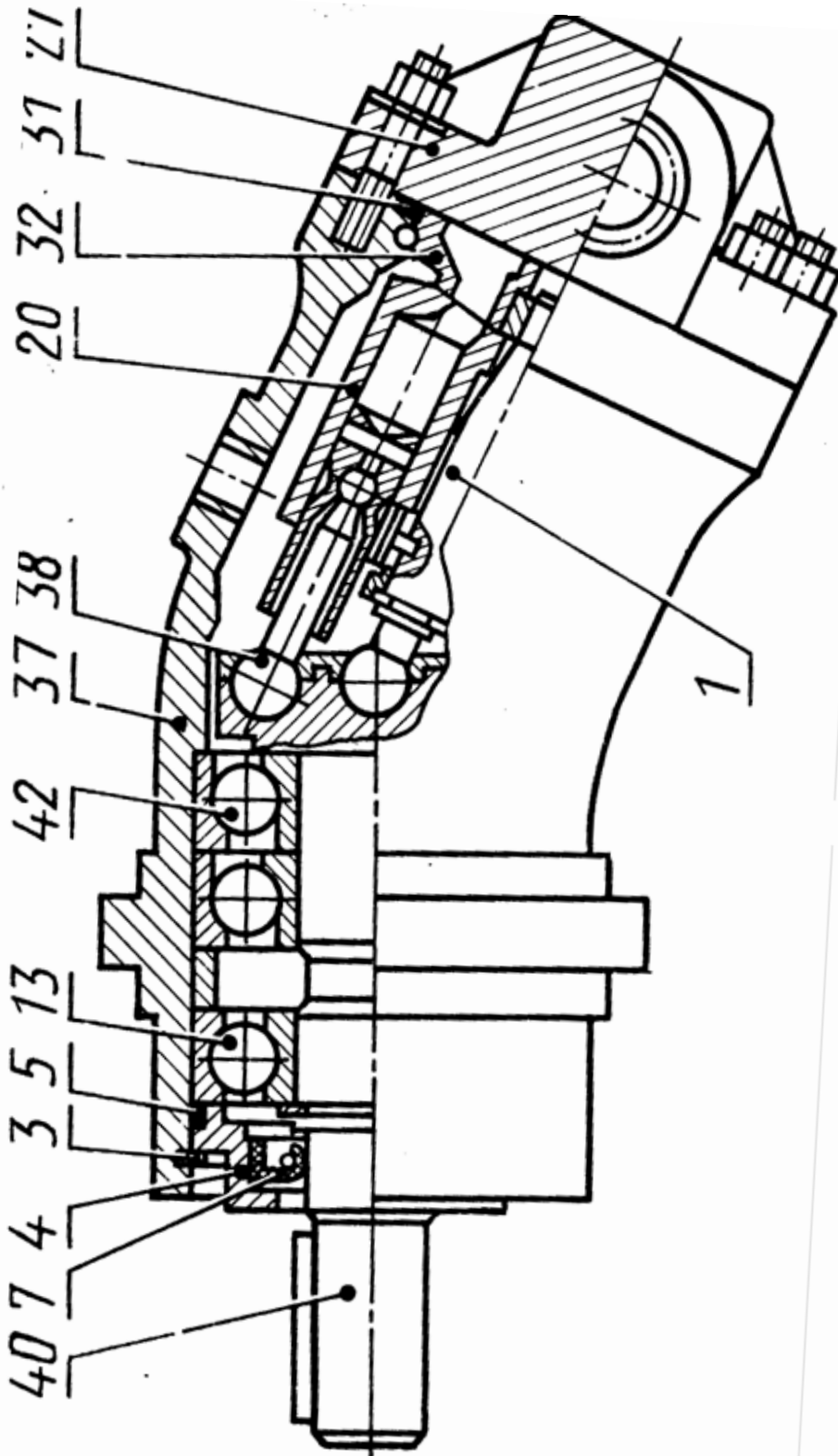


Рисунок 1.1 – Нерегульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

131.03. ВР.000.00ПЗ

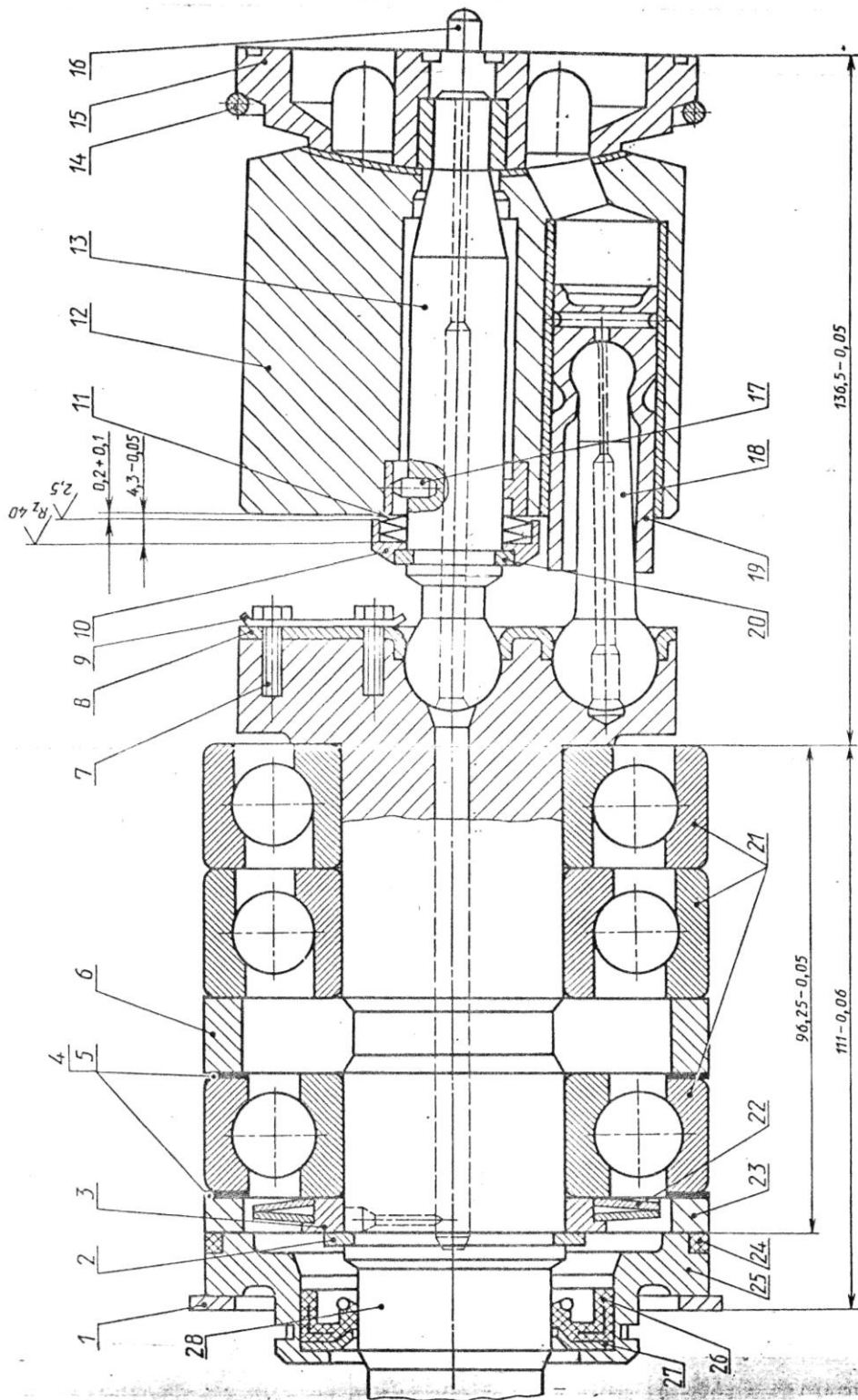


Рисунок 1.2 – Перекачующий узел

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

131.03. ВР.000.00ПЗ

шатун; 10 - поршень; 20 - кільце; 21 - підшипник; 24 - кільце ущільнювальне; 25 - кришка; 26 - манжетне ущільнення; 28 - вал.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ				
					11				

2. Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого гідромотору

2.1. Розрахунок блоку циліндрів аксіально-поршневого гідромотору

З технічної літератури відома методика визначення розмірів блоку циліндрів за заданим робочим об'ємом V [1,2,3]. Розрахункова схема блоку циліндрів представлена на рис.2.1.

При розрахунку необхідно враховувати, що для гідромашин із похилим блоком робочий хід поршня становить

$$H = D_y K_\delta \sin \gamma, \quad (2.1)$$

де K_δ - дезаксіал;

γ – кут нахилу блоку.

Дезаксіал розраховується за формулою

$$K_\delta = \frac{2}{1 + \cos \gamma}, \quad (2.2)$$

Згідно з формулами (2.1) та (2.2) робочий хід поршня можна визначити наступним чином

$$H = D_y C, \quad (2.3)$$

При цьому для гідромашин з похилим блоком циліндрів

$$C = K_\delta \sin \gamma, \quad (2.4)$$

Товщину стінок блоку циліндрів можна визначити за наступною залежністю

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	12.
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$b = \frac{d}{2}(A - 1), \quad (2.5)$$

де $A = \frac{R}{r}$.

d – діаметр циліндра.

Діаметр кола розташування осей циліндрів визначається наступним чином

$$D_u = \frac{d + b}{\sin \frac{\pi}{z}} \quad (2.6)$$

де z – число циліндрів в блоці.

Підставивши вираз (2.5) у (2.6), отримаємо

$$D_u = \frac{d(A + 1)}{2 \sin \frac{\pi}{z}} \quad (2.7)$$

Нормальні напруги в товстостінних циліндрах визначаються за формулою [1]

$$\sigma = p \frac{2R^2}{R^2 - r^2} \quad (2.8)$$

де p – розрахунковий тиск в гідроциліндрі.

Приймаємо

$$p = 1,2p_n$$

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

С урахуванням (2.5) отримуємо

Инвар. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
				13

$$\sigma = p \frac{2A^2}{A^2 - 1} \quad (2.9)$$

З формули (2.9) отримуємо

$$A = \sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} \quad (2.10)$$

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

Для проєктованого насосу приймаємо матеріал блоку циліндрів:
бронза БрОСН10-2-3.

Для вибраного матеріалу $[\sigma]=150\text{МПа}$ [3].

По формулі (2.10) визначаємо

$$A = \sqrt{\frac{150 + 38,4}{150 - 38,4}} = 1,30$$

Приймаємо $A=1,3$.

Робочий об'єм гідромотору визначається по формулі

$$V = \frac{\pi d^2}{4} H. \quad (2.11)$$

З формули (2.11) урахуванням (2.2, 2.3, 2.8) отримуємо

$$d = \sqrt[3]{\frac{8V \cdot \sin \frac{\pi}{z} 1000}{\pi \cdot z \cdot C(A + 1)}} \quad (2.12)$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				14

В формулі (2.12) множник 1000 переводить робочий об'єм см³ в мм³. Результат отримуємо в мм.

Приймаємо $\gamma=25^\circ$, $z=7$.

По формулі (2.4) отримуємо

$$C = \sin 25^\circ \frac{2}{1 - \cos 25^\circ} = 0.325$$

По формулі (2.12) отримуємо

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 125 \cdot \sin \frac{180^\circ}{7} 1000}{3,14 \cdot 7 \cdot 0,325(1,3 + 1)}} = 29,8 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$d=30\text{мм.}$$

По формулі (2.6) отримуємо

$$D_u = \frac{30 \cdot (1,3 + 1)}{2 \sin \frac{180^\circ}{7}} = 79,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$D_u = 80\text{мм.}$$

Товщина стінок блока циліндрів (2.5)

$$b = \frac{30}{2} (1,3 - 1) = 4,5\text{мм}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подпись и дата	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	15
-----	------	----------	-------	------	---------------------	----

Зовнішній діаметр блоку циліндрів, як видно з рис.2.1, визначається наступним чином:

$$D_n = D_{\text{ц}} + d + 2b, \quad (2.13)$$

$$D_n = 80 + 30 + 2 \cdot 4,5 = 119 \text{ мм}$$

а внутрішній його діаметр

$$D_{\text{в}} = D_{\text{ц}} - d - 2b, \quad (2.14)$$

$$D_{\text{в}} = 80 - 30 - 2 \cdot 4,5 = 41 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$D_n = 120 \text{ мм,}$$

$$D_{\text{в}} = 40 \text{ мм.}$$

Товщина дна блоку циліндрів звичайно приймається

$$b_{\text{ц}} = 1,5b, \quad (2.15)$$

$$b_{\text{ц}} = 1,5 \cdot 4,5 = 6,8 \text{ мм.}$$

Ширина технологічної проточки $\delta_{\text{т}}$ (рис.2.1) вибирається по ГОСТ 8820-69:

$\delta_{\text{т}} = 1$	при	$d \leq 5$
$\delta_{\text{т}} = 1,6$	при	$5 < d \leq 10$
$\delta_{\text{т}} = 2$	при	$10 < d \leq 25$
$\delta_{\text{т}} = 3$	при	$25 < d \leq 50$
$\delta_{\text{т}} = 5$	при	$50 < d \leq 100$
$\delta_{\text{т}} = 8$	при	$d > 100$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	16

Довжина частини поршня, яка знаходиться в блоці циліндрів, вибирається

$$l_1 = 2,5d,$$

$$l_1 = 2,5 \cdot 30 = 75 \text{ мм.}$$

Як видно з рис.2.1, довжина розточки в блоці циліндрів буде дорівнювати

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

З (2.3) знаходимо

$$H = 0,325 \cdot 80 = 26 \text{ мм}$$

$$l_2 = 26 + 75 + 3 = 104 \text{ мм}$$

Довжину всього блока можна вирахувати по формулі

$$L = l_2 + b_u$$

$$L = 104 + 6,8 = 110,8 \text{ мм.}$$

Розміри деталей гідромотора уточнюються при конструкторській розробці.

Об'єм блоку циліндрів W (в см^3) можна визначити по наближеній залежності

$$W = L \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_g^2 - z \cdot d^2) \cdot 10^{-9},$$

$$W = 110,8 \frac{3,14}{4} (120^2 - 40^2 - 7 \cdot 30^2) \cdot 10^{-3} = 565,6 \text{ см}^3$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	17
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

За густиною матеріалу блока ρ (кг/см³), можна визначити масу M блока циліндрів (кг)

$$M = W \cdot \rho, \quad (2.16)$$

$$M = 565,6 \cdot 8,2 \cdot 10^{-3} = 4,64 \text{ кг}$$

Момент інерції блока I (кг/м²) також можна визначити по наближеній залежності

$$I = \frac{\rho \cdot \pi}{32} [L(D_n^4 - D_g^4) - 2 \cdot z \cdot d^2 \cdot D_u^2 \cdot l_2] \cdot 10^{-15} \quad (2.17)$$

$$I = \frac{8,2 \cdot 10^3 \cdot 3,14}{32} [110,8 \cdot (120^4 - 40^4) - 2 \cdot 7 \cdot 30^2 \cdot 80^2 \cdot 75] \cdot 10^{-15}$$

$$= 1,34 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Лінійні розміри вказані в мм, тому для отримання моменту інерції в розмірності кг·м² в формулу (217) введено множник 10⁻¹⁵.

Отримані розрахунковим шляхом геометричні розміри блоку циліндрів необхідно округлити до найближчої величини з ряду нормальних лінійних розмірів ГОСТ 6636 – 69. При цьому лінійні розміри, для яких допуск можливий в обидві сторони, округляються до найближчого стандартного значення у більшу чи меншу сторону. Внутрішній діаметр блоку заокруглюється до найближчого розміру, а зовнішній діаметр – до найближчого більшого розміру.

Після остаточного вибору розмірів блоку циліндрів необхідно визначити за формулою (2.11) 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:

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

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

де V – задане значення робочого об'єму $V = 169 \text{ см}^3$;

V_n – величина робочого об'єму, визначеного з отриманих розмірів блока циліндрів.

$$V_n = \frac{3,14 \cdot 3^2}{4} \cdot 2,6 \cdot 7 = 128,6 \text{ см}^3$$

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{128,6}{125} \right| \cdot 100\% = 2,88\%$$

2.2. Розрахунок каналів та вікон блоку циліндрів

Враховуючи, що гідромотор працює при мінімальному тиску 0,6Мпа, приймаємо допустиму швидкість у вхідному та вихідному каналах $v_{дон} = 8 \text{ м/с}$.

Діаметр каналів

$$d_{кан} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot v_{дон} \cdot \eta_0}} \quad (2.18)$$

де η_0 – об'ємний к.к.д.;

Q_m – витрати через гідромотор.

Витрати через гідромотор визначаються за формулою

$$Q_m = Vn \quad (2.19)$$

$$Q_m = 128,6 \cdot \frac{3000}{60 \cdot 10^6} = 6,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				19

$$F_{нор} = \frac{3,14 \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 7,06 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт, який визначає форму вікна

$$K_u = \frac{f_{ок}}{F_{нор}} \quad (2.20)$$

$$K_u = \frac{2,79 \cdot 10^{-4}}{7,06 \cdot 10^{-4}} = 0,40 < 0,95,$$

тобто, вікно не кругле.

Радіус округлення

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

$$\rho = 1,16 \cdot 30 \left(1 - \sqrt{1 - 0,675 \cdot 0,40}\right) = 5,07 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\rho = 5 \text{ мм.}$

Кути, які визначають розміри вікна

$$\psi_1 = \arcsin \frac{d}{D_u}$$

$$\psi_1 = \arcsin \frac{30 \cdot 10^{-3}}{80 \cdot 10^{-3}} = 22,1^\circ$$

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2\rho}{D_u}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				21

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{80 \cdot 10^{-3}} = 7,2^\circ.$$

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

$$\psi_2 = 22,1 - 7,2 = 14,9^\circ$$

2.3. Розрахунок торцевого розподільника

Кут, який приходить на серповидне вікно

$$2\beta = \frac{360^\circ}{z} \left(3 - \frac{1}{z} \right)$$

$$2\beta = \frac{2 \cdot 3,14}{7} \left(3 - \frac{1}{7} \right) = 146^\circ 56'$$

Ширина серповидного вікна

$$a = 2\rho,$$

$$a = 2 \cdot 5 \cdot 10^{-6} = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Площа серповидного вікна

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

$$f_c = \frac{3,14 \cdot 65 \cdot 10^{-3}}{360^\circ} 146^\circ 56' \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 6,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				22.

2.4. Сили, що діють на блок і розподільник.

Зусилля, що притискає блок до розподільника визначається по формулі

$$F_{\text{пр.мах}} = \frac{\pi d^2}{4} n_{\text{мах}} p_{\text{н}} \quad (2.21)$$

$$F_{\text{пр.мах}} = \frac{3,14 \cdot 0,030^2}{4} 4 \cdot 32 \cdot 10^6 = 90,5 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Зусилля, що віджимає блок визначається по формулі

$$F_{\text{отж}} = \frac{f_c \cdot p_{\text{н}}}{2} + \frac{\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2)p_{\text{н}}}{16} \quad (2.22)$$

$$F_{\text{отж}} = \frac{6,52 \cdot 10^{-4} \cdot 32 \cdot 10^6}{2} + \frac{3,14 \cdot (0,120^2 - 0,04^2) \cdot 32 \cdot 10^6}{16} = 90,9 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
				23

3. Розрахунки на міцність [1, 4]

3.1. Розрахунок блока циліндрів

Прийнятий матеріал блока – бронза БрОСН10-2-3:

- допустима напруга $[\sigma] = 150 \text{ МПа};$
- коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,28;$
- модуль пружності $E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ МПа};$
- допустима деформація $\delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм}.$

Перевірка блока на міцність виконується по формулі:

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

де $p_p = k_p p_n$ – козрахунковий тиск;

$k_p = 1,2$ – коефіцієнт навантаження.

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

$$A = \frac{30 + 2 \cdot 4,5}{30} = 1,3$$

$$\sigma = \frac{1,3^2 + 1}{1,3^2 - 1} \cdot 38,4 = 149,7 \text{ МПа} < [\sigma] = 150 \text{ МПа}$$

Розрахунок блоку на жорсткість виконується по формулі

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

Ивв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ивв. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	24
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\delta = \frac{30 \cdot 10^{-3}}{2,0 \cdot 10^5} \left(\frac{1,3^2 - 1}{1,3^2 + 1} + 0,28 \right) \cdot 32 = 5,7 \cdot 10^{-6} \text{ м} < \delta_{\text{дон}}$$

3.2. Розрахунок поршня

3.2.1. Визначення розмірів поршня

Розрахункова схема поршня приведена на рис. 3.1

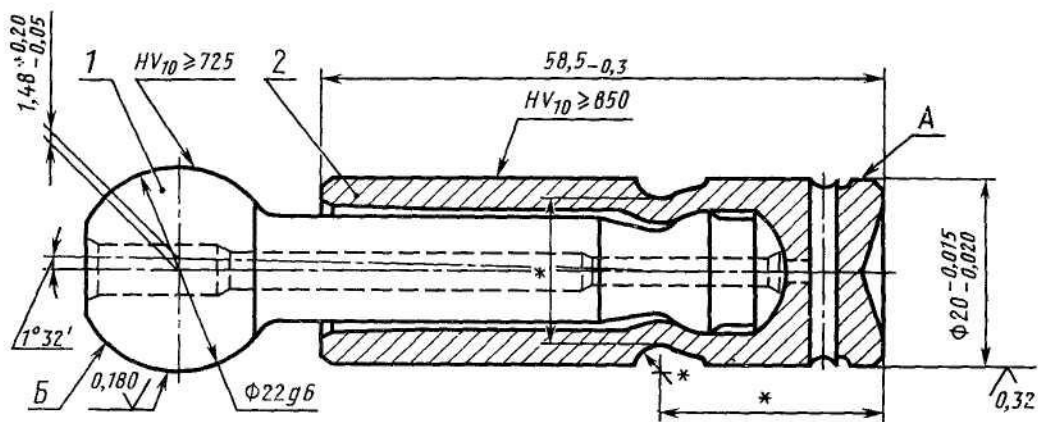


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема поршня

Попередньо приймаємо довжину поршня

$$L_n = 2,75d.$$

$$L_n = 2,75 \cdot 30 = 82,5 \text{ мм.}$$

Діаметр сферичної головки визначається з формули

Ив. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Инв. № дубл.
Изм	Лист
№ докум.	Подп.
Дата	

131.03. ВР.000.00ПЗ

$$[\sigma] \geq \frac{4f_n p_p}{\pi k_c d_{c\phi}^2} \quad (3.3)$$

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

f_n – площа поршня;

p_p – розрахунковий тиск в насосі;

k_c – коефіцієнт використання площі опорної поверхні;

$d_{c\phi}$ – діаметр сферичної головки.

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

Допустима напруга для прийнятих матеріалів згідно [1] – $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$.

Площа поршня визначається по формулі:

$$f_n = \frac{\pi d_n^2}{4}$$

$$f_n = \frac{3,14 \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 7,06 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт використання площі опорної поверхні $k_c = 1$.

З формули (3.2) визначаємо

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

$$d_{c\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,06 \cdot 10^{-4} \cdot 38,4}{3,14 \cdot 1 \cdot 100}} = 18,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

З конструктивних міркувань приймаємо

$$d_{c\phi} = 20 \text{ мм}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	26
-----	------	----------	-------	------	---------------------	----

Діаметр отвору для підвода змащування

$$d_{cm} = (0,04 \dots 0,08)d,$$

$$d_{cm} = (0,04 \dots 0,08) \cdot 30 = 1,2 \dots 2,4 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{cm} = 2 \text{ мм}$.

3.2.2. Розрахунок сил, що діють на поршень

Сила тиску

$$F_{\Pi} = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} p_{\text{H}}$$

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 0,030^2}{4} 32 \cdot 10^6 = 22,6 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Проекції сил, що діють на поршень

$$F_N = F_n \cdot \cos \gamma \quad (3.4)$$

$$F_N = 22,6 \cdot 10^3 \cdot \cos 25^\circ = 20,5 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$F_A = F_n \cdot \sin \gamma \quad (3.5)$$

$$F_A = 22,6 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ = 9,6 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарне значення крутного моменту на валу

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	27

$$M_{T\Sigma} = \sum_{i=1}^{k=4} M_{Ti} = F_n \sin\gamma R_\delta \sum_{i=1}^{k=4} \sin[\phi + (K - 1)\alpha] \quad (3.6)$$

де $R_\delta = K_\delta \cdot R_\delta$ – радіус диска.

$$R_\delta = 1,05 \cdot \frac{80}{2} = 42 \text{ мм}$$

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

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= \sum M_{T\phi=0} = 22,6 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ \cdot 42 \cdot 10^{-3} (\sin(0 + (1 - 1)51^\circ 25') + \\ &+ \sin(0 + (2 - 1)51^\circ 25') + \sin(0 + (3 - 1)51^\circ 25') + \sin(0 + (4 - 1)51^\circ 25')) \\ &= 912 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

При куті повороту $\phi = 17^\circ$

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= \sum M_{T\phi=17} \\ &= 25,7 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ \cdot 61,95 \cdot 10^{-3} (\sin(17 + (1 - 1)51^\circ 25') + \\ &+ \sin(17 + (2 - 1)51^\circ 25') + \sin(17 + (3 - 1)51^\circ 25') \\ &+ \sin(17 + (4 - 1)51^\circ 25')) = 870 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

При куті повороту $\phi = 34^\circ$

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= \sum M_{T\phi=34} \\ &= 25,7 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ \cdot 61,95 \cdot 10^{-3} (\sin(34 + (1 - 1)51^\circ 25') + \\ &+ \sin(34 + (2 - 1)51^\circ 25') + \sin(34 + (3 - 1)51^\circ 25') \\ &+ \sin(34 + (4 - 1)51^\circ 25')) = 875 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

Инд. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
				28

Сумарна радіальна сила, що діє на поршень

$$\sum R_{rad} = K \cdot F_n \cdot \sin \gamma \quad (3.7)$$

$$\sum R_{rad} = 4 \cdot 25,7 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ = 43,4 \cdot 10^3 \text{ H}$$

Сумарна осьова сила, що діє на поршень

$$\sum R_{oc} = K \cdot F_n \cdot \cos \gamma \quad (3.7)$$

$$\sum R_{oc} = 4 \cdot 25,7 \cdot 10^3 \cdot \cos 25^\circ = 93,2 \cdot 10^3 \text{ H}$$

3.3. Розрахунок на міцність поршневої групи

Перевірка міцності по опорним поверхням шатуна.

Напряга зі сторони поршня

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

где $K_c = 1$ – коефіцієнт використання площі опорної поверхні.

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14(32 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 32 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2} = 52,4 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напряга по опорній поверхні зі сторони диска

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
				29

$$\sigma = \frac{4f_n p_n}{\pi \cdot K_c \cdot D_{ш\delta}^2} \leq [\sigma] \quad (3.9)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14(32 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 32 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (36 \cdot 10^{-3})^2} = 25,3 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напряга згину

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_{min}} \quad (3.10)$$

де M_u – згинаючий момент;

W_{min} – момент опору в мінімальному перерізі.

Згинаючий момент визначається по формулі

$$M_u = \frac{M_{T\Sigma u=0}}{R_\delta \cdot n} L_{ш} \quad (3.11)$$

$$M_u = \frac{912 \cdot 0,12}{61,95 \cdot 10^{-3} \cdot 7} = 252,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору

$$W_{min} = \frac{\pi \cdot d_{ш}^3}{16} \left(1 - \frac{d_{см}^4}{d_{ш}^4} \right)_{min} \quad (3.12)$$

де $d_{ш}$ – діаметр шатуна.

Діаметр шатуна визначається з залежності

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

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	30

Приймаємо

$$\frac{d_n^2}{2d_{ш}^2} = 0,96$$

Тоді діаметр шатуна буде

$$d_{ш} = \frac{32 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{2 \cdot 0,96}} = 23,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо $d_{ш} = 24$ мм.

По формулі (3.12) визначаємо

$$W_{min} = \frac{3,14 \cdot (24 \cdot 10^{-3})^3}{16} \left[1 - \left(\frac{2 \cdot 10^{-3}}{24 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right] = 2,05 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

По формулі (3.10) визначаємо

$$\sigma_u = \frac{252,4}{2,05 \cdot 10^{-6}} = 123,0 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Напруга стискання шатуна

$$\sigma_{ст} = \frac{4 \cdot F_n}{\pi(d_{ш}^2 - d_{см}^2)} \quad (3.13)$$

$$\sigma_{ст} = \frac{4 \cdot 25,7 \cdot 10^3}{3,14[(24 \cdot 10^{-3})^2 - (2 \cdot 10^{-3})^2]} = 57,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Сумарна напруга

$$\sigma_{рш} = \sigma_{ст} + \sigma_u$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				31

$$\sigma_{pu} = 57,2 + 123,0 = 180,3 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт гнучкості

$$\lambda = \frac{4L_{ш}}{\sqrt{d_{ш}^2 - d_{см}^2}} \quad (3.14)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 0,12}{\sqrt{(24 \cdot 10^{-3})^2 - (2 \cdot 10^{-3})^2}} = 20,1$$

Коефіцієнт форми $\psi_b = 0,96$.

Умова міцності при циклічному характері навантаження

$$\sigma_{pu} = \psi_b \frac{\sigma_m}{2K_{ш}} \quad (3.15)$$

де $K_{ш}$ – запас міцності.

$$\psi_b \frac{\sigma_m}{2K_{ш}} = \frac{800 \cdot 10^6}{2 \cdot 1,8} \cdot 0,96 = 211 \text{ МПа} > 180,2 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Розрахунок шатуна на повздовжню стійкість проводимо по формулі Ейлера

$$F_{np} = \frac{\pi^2 EI_{ш}}{L_{ш}^2} \quad (3.16)$$

де $I_{ш}$ – момент інерції шатуна.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

$$I_{uu} = \frac{\pi \cdot d_{uu}^4}{64} \left(1 - \frac{d_{cm}^4}{d_{uu}^4} \right)$$

$$I_{uu} = \frac{3,14 \cdot (24 \cdot 10^{-3})^4}{64} \left(1 - \left(\frac{2 \cdot 10^{-3}}{24 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 1,63 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$F_{np} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,63 \cdot 10^{-8}}{(120 \cdot 10^{-3})^2} = 53,5 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Коефіцієнт стійкості

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

$$K_y = \frac{53,5 \cdot 10^3}{25,7 \cdot 10^3} = 2,1$$

Умова стійкості $K_y > 2$ витримується.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.03. ВР.000.00ПЗ				
				33

4. Класифікація небезпек

В процесі життєдіяльності людину постійно супроводжують ті чи інші небезпеки, тому вивчення їх особливостей, умов прояву, наслідки впливу – одне з основних завдань БЖД. Життєвий досвід людини показує, що шкоду людині може нанести будь-яка діяльність: робота на виробництві (трудова діяльність), різні види відпочинку, розваги та навіть діяльність, пов'язана з навчанням.

Очевидно, що центральним поняттям безпеки життєдіяльності є небезпека, вона є явищем, процесом, об'єктом, властивостями, які здатні за певних умов завдати шкоди здоров'ю чи життю людини як прямо, так і згодом.

Небезпека (згідно з ДСТУ 2293:2014 «Охорона праці. Терміни та визначення понять») – джерело чи ситуація, що потенційно може призвести до травмування, погіршення здоров'я чи смерті людини, завдати шкоду майну, довкіллю, чи їх комбінація.

Небезпека властива всім системам, які мають енергію, хімічні або біологічні активні компоненти, а також характеристики, які не відповідають умовам життєдіяльності людини.

Науково-технічний прогрес та пов'язані з ним механізація і автоматизація, впровадження інформаційних технологій, застосування нових матеріалів, збільшення швидкості машин, потужності установок, використання більш ефективних джерел енергії, привносить в сучасний процес життєдіяльності низку переваг та зручностей, робить працю більш продуктивною та з меншими фізичними навантаженнями. Водночас виникають нові небезпеки, які за своїм впливом та наслідками значно переважають попередні. Це обумовлено:

- впровадженням принципово нових технологій та видів техніки, розвитком атомної енергетики, освоєнням космічного простору та ін.;
- зростанням споживання всіх видів енергії та природних ресурсів;
- глобальними змінами природного середовища («парниковий» ефект, озонні діри, кислотні дощі тощо);

Подпись и дата						
Инв. № дубл.						
Взам. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	34

– збільшенням концентрації та виникненням нових забруднювачів навколишнього середовища (природного і виробничого), зокрема високотоксичних хімічних сполук, мутагенних та канцерогенних органічних речовин та ін.;

– посиленням інформаційного тиску на психіку людини, що спричинює значну кількість психічних розладів;

– появою нових захворювань (наркоманія, СНІД та ін.);

– посиленням військового протистояння в локальних та міжнаціональних конфліктах, поширенням тероризму, загостренням криміногенної обстановки.

Виходячи з цього розрізняють:

Техногенно-виробничі небезпеки, які обумовлені господарською діяльністю людини, техногенно-виробничі небезпеки також називають антропогенними небезпеками;

Природно-екологічні небезпеки, які обумовлені причинами природного характеру;

Соціально-економічні небезпеки, які обумовлені причинами соціального, економічного і психологічного характеру.

В окрему групу можна виділити військові небезпеки, які обумовлені військовими діями, роботою військово-промислового комплексу, терористичними актами.

Кожна людина відчуває небезпеку інтуїтивно і розуміє значення її по своєму. Згідно з висновками експертів ООН, більшість людей пов'язують відчуття небезпеки з буденними проблемами й повсякчасними клопотами, а не ґрунтують його на побоюванні глобальних катастроф чи міжнародних конфліктів. Захист житла, робочого місця, достатку, здоров'я, довкілля – основні проблеми безпечного самопочуття людини. Таким чином, небезпеки за пріоритетами, що прийняті в ЄС, поділяються на:

1. Безпека здоров'я.
2. Безпека їжі.
3. Екологічна безпека.

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата
---------------	----------------	--------------	---------------	----------------

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	35

4. Особова безпека.
5. Економічна безпека.
6. Суспільна безпека.
7. Політична безпека.

Аналіз небезпек показує, що між ними може існувати причинно наслідковий зв'язок, згідно з яким одна небезпека може бути причиною виникнення інших небезпек. За цією ознакою всі небезпеки поділяються на дві групи:

1) основні небезпеки – це небезпеки, в ході реалізації яких відповідні чинники небезпеки безпосередньо впливають на людину і навколишнє середовище;

2) ініціюючі небезпеки – це небезпеки, реалізація яких, окрім дії на людину і навколишнє середовище, є причиною виникнення нових, як правило основних, небезпек. Ініціюючими небезпеками можуть бути:

– промислові підприємства і технологічне устаткування, під час роботи або аварії яких можуть виникати основні небезпеки (наприклад, для підприємств хімічної промисловості основними небезпеками є вихід хімічних (токсичних) речовин – пожежонебезпечність, а ініціюючими – вибухонебезпека);

– екстремальні природні явища (землетруси, виверження вулканів, сели, обвали, урагани, смерчі, снігопад, ожеледь, лютий мороз або жара, підвищення рівня ґрунтових вод і ін.);

– несприятливі зміни екологічної обстановки (зниження вмісту кисню у водоймищі, зміна складу атмосфери, гідросфери та ін.);

– застосування зброї (війни, терористичні акти, випробування зброї і ін.).

Небезпека тісно пов'язана з чинниками небезпеки, кожна небезпека впливає на людину або навколишнє середовище за рахунок їхньої прямої дії.

Чинник небезпеки – це складова якого-небудь процесу або явища, викликана джерелом небезпеки, що характеризується фізичними, хімічними або біологічними діями з небажаними наслідками для людини.

Чинник небезпеки оцінюється відповідними параметрами, наприклад, повітряна ударна хвиля – через надмірний тиск на фронті, електростатичне поле – через

Ив. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подпись и дата	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	36

напруженість електричного поля, отруйні хімічні речовини – через концентрацію в навколишньому середовищі.

Чинники небезпеки класифікуються:

1. За часом виявлення негативних наслідків:

- імпульсні – чинники, наслідки дії яких виявляються в процесі дії або відразу після;
- кумулятивні – чинники, у яких виявляється ефект накопичення після неодноразової дії.

2. За характером дії:

- активні – чинники, дія яких на людину не залежить від людини;
- пасивні – чинники, дія яких на людину залежить від дій людини.

3. За наслідках для людини:

- чинники, що викликають стомлення або відчуття дискомфорту;
- чинники, що викликають незначні пошкодження;
- чинники, що викликають травми середньої тяжкості;
- чинники, що викликають серйозні травми;
- чинники, що викликають непрацездатність;
- чинники, що викликають смертельний результат.

4. За збитками:

- чинники, які завдають соціального збитку;
- чинники, які завдають економічного збитку;
- чинники, які завдають технічного збитку.

5. За сферою прояву:

- чинники, що виявляються в побутовій сфері;
- чинники, що виявляються у виробничій сфері;
- чинники, що виявляються в спорті;
- чинники, що виявляються в ДТП;
- військові чинники небезпеки.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	37
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Всі чинники небезпеки поділяються на фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

До фізичних чинників небезпеки належать чинники, взаємодія яких з людиною і навколишнім середовищем заснована на перетворенні енергії. До них належать такі:

- механічні (характеризуються потенційною або кінетичною енергією),
- термічні (характеризуються тепловою енергією),
- електричні (характеризуються електричною енергією),
- електромагнітні (характеризуються енергією електромагнітних коливань).

До фізичних факторів належать:

- підвищені або понижені: температура, вологість, атмосферний тиск; підвищена швидкість руху повітря;
- недостатня освітленість;
- машини, механізми або їх елементи, що рухаються або обертаються;
- конструкції, що руйнуються;
- елементи середовища, нагріті до високих температур;
- устаткування, що має підвищений тиск або розрідження;
- підвищені рівні електромагнітного, іонізуючого та акустичного випромінювання; підвищений рівень статичної електрики; підвищений рівень електричної напруги;
- перебування на висоті; невагомість і ряд інших.

Хімічні чинники небезпеки – це токсичні речовини різного агрегатного стану, здатні викликати які-небудь види загальної, місцевої або віддаленої несприятливої дії на організм людини.

Біологічними чинниками небезпеки є:

- а) патогенні мікроорганізми, до яких належать бактерії, рикетсії, гриби, віруси, спірохети, найпростіші і продукти їх життєдіяльності – токсини;
- б) організми, до яких належать тварини, комахи, рослини.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата
-------------	----------------	--------------	-------------	----------------

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	38

До патогенних мікроорганізмів належать мікроорганізми, що викликають інфекційні захворювання. Патогенні мікроорганізми, виникають при:

1) певному поєднанні природно-кліматичних умов і соціальних чинників, що ведуть до значного підвищення концентрації патогенних мікроорганізмів у навколишньому середовищі;

2) аваріях з викидом біологічних небезпечних речовин у довкілля, а також у разі застосування біологічної зброї.

Бактерії – це одноклітинні мікроорганізми рослинної форми. Бактерії різноманітні за розмірами і формою. Бактерії існують і розмножуються як в живих тканинах, так і в штучному живильному середовищі (спеціально приготованої суміші живильних речовин). Одна бактерія здатна за добу дати потомство, що налічує мільярди тіл.

Віруси – це найменші мікроорганізми. Їх розміри в сотні раз менше розмірів бактерій і складають тисячні частки мікрона. Віруси можуть існувати і розмножуватися тільки в живих тканинах.

Рикетсії – це особлива група мікроорганізмів, що мають ознаки як бактерій, так і вірусів: на вигляд і за розмірами рикетсії близькі до бактерій, а за умовами існування близькі до вірусів – для їх зростання і розмноження необхідні тільки живі тканини.

Гриби – це мікроорганізми рослинної природи, що мають складну будову і форму. Їх розміри коливаються від декількох до сотень мікронів. Гриби утворюють грибниці (міцелії) і спори, які тісно пов'язані між собою: спори – це засіб розмноження і розповсюдження грибів, а грибниці (міцелії) – це форма існування грибів. Гриби добре ростуть і розмножуються як в живих

тканинах, так і в штучних живильних середовищах і викликають захворювання, звані мікозами. Поверхневі мікози (лишаї) вражають шкіру, волосся, нігті, глибокі мікози виникають при проникненні гриба глибоко в організм.

Токсини – це продукти життєдіяльності патогенних мікроорганізмів. Ток-

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата
---------------	----------------	--------------	---------------	----------------

					131.03. ВР.000.00ПЗ	39
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

сини мають високу токсичність – отруєння в 90 випадках з 100 призводить до загибелі. Утворення токсинів відбувається в різні періоди існування мікроорганізмів. Токсин може бути тісно пов'язаний з мікроорганізмом і виділяється в навколишнє середовище після руйнування клітинки (наприклад, збудники чуми) або ж токсин виділяється в навколишнє середовище в процесі життя мікроорганізму (наприклад, ботулізм).

Психофізіологічні чинники небезпеки (або чинники трудового процесу) визначаються видом виконуваних робіт; тяжкістю праці; нервовими навантаженнями, що виникають під час роботи.

Види виконуваних робіт бувають такі:

– статична робота – це процес скорочення м'язів, необхідний для підтримки тіла або його частин у просторі. Цей вид робіт характеризується величиною утримуваного вантажу або прикладених зусиль;

– динамічна робота – це процес скорочення м'язів, що призводить до переміщення вантажу, тіла людини або його окремих частин; при цьому створюються сприятливі умови для функціональних систем організму, залучених до роботи;

– розумова робота – це робота, пов'язана з прийомом і обробкою різноманітної інформації; супроводжується нервово-емоційною напругою.

Тяжкість праці визначається м'язовим навантаженням, монотонністю і напруженістю виконуваних робіт. М'язове навантаження залежить від величини навантаження і тривалості дії. Монотонність роботи – виконання роботи за певним ритмом. Чим менше інтервал часу, що затрачується на виконання операції (дії), тим більш монотонна робота. Напруженість роботи визначається її продуктивністю.

Нервові навантаження визначаються значущістю роботи, її небезпекою, відповідальністю, а також конкретними характеристиками роботи: числом об'єктів спостереження, тривалістю зосередженого спостереження, густиною сигналів, змінністю роботи категорією зорових робіт, об'ємом оперативної пам'яті, інтелектуальною напругою, монотонністю виконуваних операцій.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата
-------------	----------------	--------------	-------------	----------------

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	40

Можливий негативний вплив роботи на людину:

- при статичній нарузі м'язів при недостатньому кровопостачанні розвиваються захворювання м'язової і периферичної нервової системи;
- при інтенсивній м'язовій роботі відбувається зміна стану крові (підвищується осмотичний тиск і відносна в'язкість);
- при зниженні рухової активності людини (гіпокінезія) погіршується реактивність організму і підвищується емоційна напруга, що формує серцевосудинну патологію (переважно в осіб розумової праці);
- при важкій і тривалій роботі розвивається стомлення (супроводжується зниженням працездатності), також при стомленні може зменшуватися вміст еритроцитів і гемоглобіну в периферичній крові;
- перенапруження аналізаторів призводить до стомлення і, залежно від аналізатора, до різних змін стану функціональних систем організму людини;
- монотонність праці веде до передчасної втоми і нервового виснаження;
- емоційні перевантаження призводять до зміни серцево-судинної діяльності (підвищується кров'яний тиск, тахікардія), збільшення об'єму легеневої вентиляції, підвищення температури тіла і до інших зсувів вегетативних функцій організму.

Таким чином, життєдіяльність людства не може бути безкомпромісною, спокійною. На життєдіяльність людини завжди впливають різні негативні чинники, які виникають як унаслідок діяльності людей, так і природного середовища. Захист у цих випадках людей і природного середовища є специфічним видом діяльності.

Ив. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подпись и дата	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	41

ВИСНОВКИ

В результаті виконання кваліфікаційної роботи розроблений нерегульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком, що відповідає параметрам, зазначеним у технічному завданні. Розрахунки на міцність підтвердили правильність вибору конструкції гідромотора і матеріалів для виготовлення основних деталей і вузлів гідромотора.

Ивв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ивв. № дубл.	Подпись и дата		
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.03. ВР.000.00ПЗ	42

ЛІТЕРАТУРА

1. Исаев Ю. М. Расчет и конструирование аксиально-поршневых насосов : учебное пособие / Исаев Ю.М.; М-во высш. и сред. спец. образования РСФСР, Ленингр. политехн. ин-т им. М.И. Калинина. - Ленинград : ЛПИ, 1979. - 98 с

2. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. / Учебник для вузов. М., «Машиностроение», 1974, с. 606.

3. Бим-Бад Б.М., Кабаков М.Г., Прокофьев В.Н., Стесин С.П. Атлас конструкций гидромашин и гидропередат / Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. — М.: Машиностроение, 1990. — 136 с.:

4. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХП», 2020. – 275 с

5 Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; М-во освіти і науки України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.03. ВР.000.00ПЗ					43					
											Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата