

**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 регульованого аксіально-поршневого
гідромотору з похилим блоком**

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

Виконавець роботи

(підпис)

Гуцал А. М.

(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Кулініч С. П.

(прізвище, ініціали)

Суми 2022

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

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу бакалавра студентові
Гуцалу Андрію Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1.Тема роботи: Розробка регульованого 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 $V=250\text{ см}^3$, частота обертання валу $n=1500\text{ хв}^{-1}$.

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: 42 с., 7 рис., 1 табл., 5 джерел.

Графічний матеріал: 4 аркуші формату А1.

Розраховано розміри основних деталей та вузлів регульованого аксіально-поршневого гідромотору з похилим блоком, розроблена конструкція гідромотору, виконано розрахунки на міцність деталей та вузлів гідромотору. Розглянуті характеристика професійного стресу та методи його зниження

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 гідромотора	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. Характеристика професійного стресу та методи його зниження	34
Висновки	41
Література	42

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата	131.01.ВР.000.00 ПЗ			
Изм Лист		№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.	Гуцал				Регульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком Пояснювальна записка	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Кулініч					ВР	4	42
Нач. бюро						СумДУ ГМдн-84-о		
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
-------------	----------------	--------------	-------------	----------------

					131.01. 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 $25\text{-}30^\circ$ в насосах з похилим блоком і $20\text{-}25^\circ$ 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

Интв. № подл.	Подпись и дата
Взам. интв. №	Интв. № дубл.
Подпись и дата	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.01. ВР.000.00ПЗ

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.

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

1. Опис конструкції та принципу дії гідромотору

Регульовані аксіально-поршневі насоси й гідромотори типу 207 (рис. 1.1), використовуються в гідросистемах будівельних і дорожніх машин, у силових вузлах об'ємного гідроприводу. Регулювання робочого об'єму гідромотора відбувається за рахунок повороту блока циліндрів в горизонтальній площині на кут 7-25°

Гідромашина в режимі насоса працює в такий спосіб. При обертанні валу 1 шатуни 13 через внутрішні конічні розточки поршнів передають тангенціальну складову сили, необхідної для приведення блоку циліндрів 16 в обертовий рух. Фіксація блоку відносно поворотного корпусу 21 здійснюється за допомогою центрального шипа, сферична головка якого закріплена у фланці валу 1, а хвостовик опирається на втулку, запресовану в центральний отвір сферичного розподільника 18. 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 19, отворами в поворотному корпусі 21 та фланці 11 [1].

При експлуатації машини в режимі гідромотора робоча рідина з напірної лінії гідросистеми через отвір у фланці 11, поворотному корпусі 21 і вікно розподільника 18 надходить у циліндр блоку 16, створюючи сили гідростатичного тиску на поршні. Ці сили шатунами 13 передаються на опорний фланець і створюють крутний момент на валу 1 гідромотора.

Основним вузлом гідромашини є перекачуючий вузол (1.2). Його конструкція містить наступні деталі: 1, 23, 27 – кільця упорні; 2 – кільце стопорне; 3, 10 –

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	8
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

втулки пружини; 4,5 - прокладки; 6 - втулка розпірна; 7 - гвинт; 8 - пластина при-
тискна; 9 - шайба стопорна; 11, 12 - пружини тарілчасті; 12 – блок циліндрів; 13 -
шип центральний; 14 - кільце пружинне; 15 - розподільник; 16, 17 - штифти; 18 -

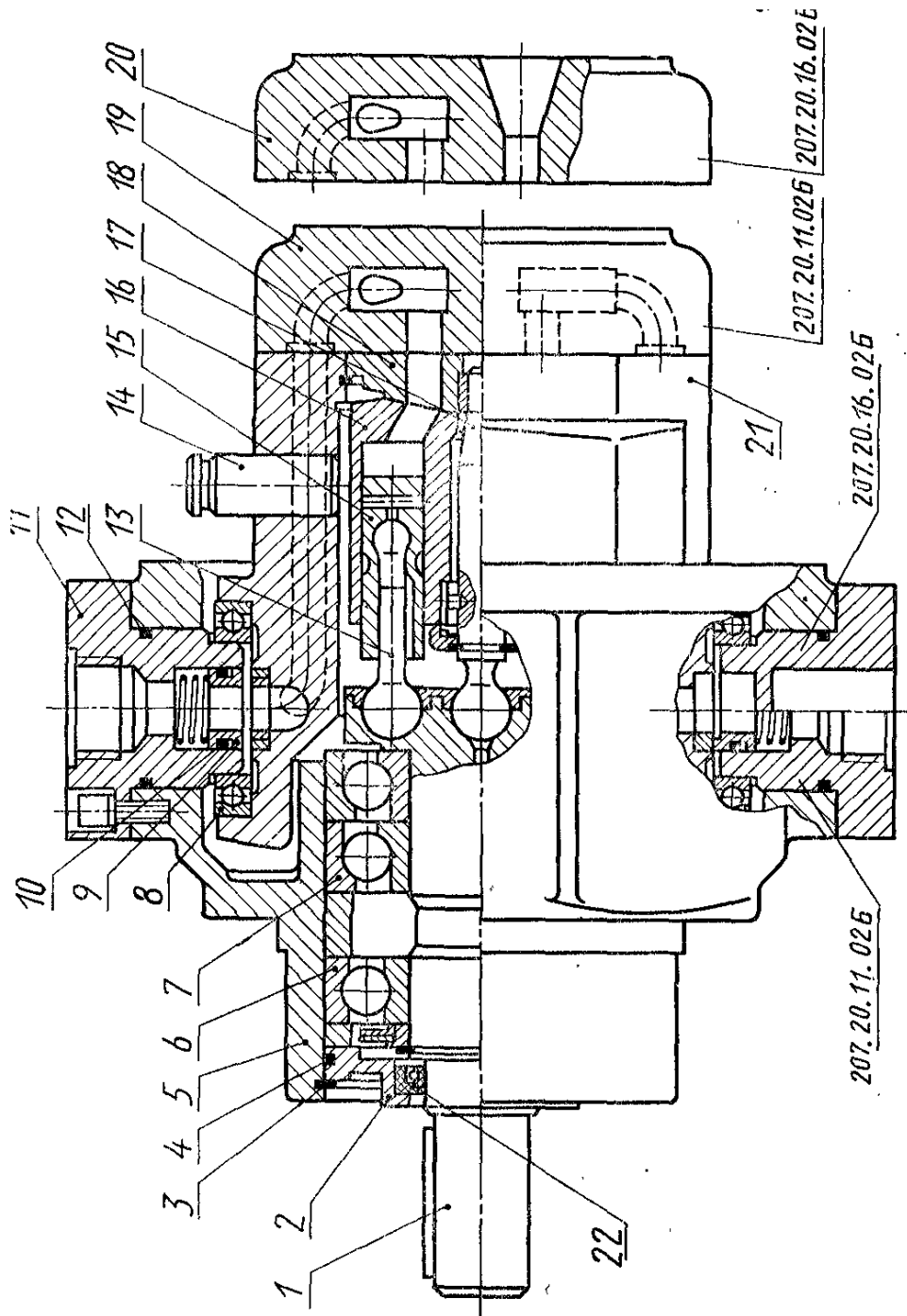


Рисунок 1.1 – Регульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

131.01. ВР.000.00ПЗ

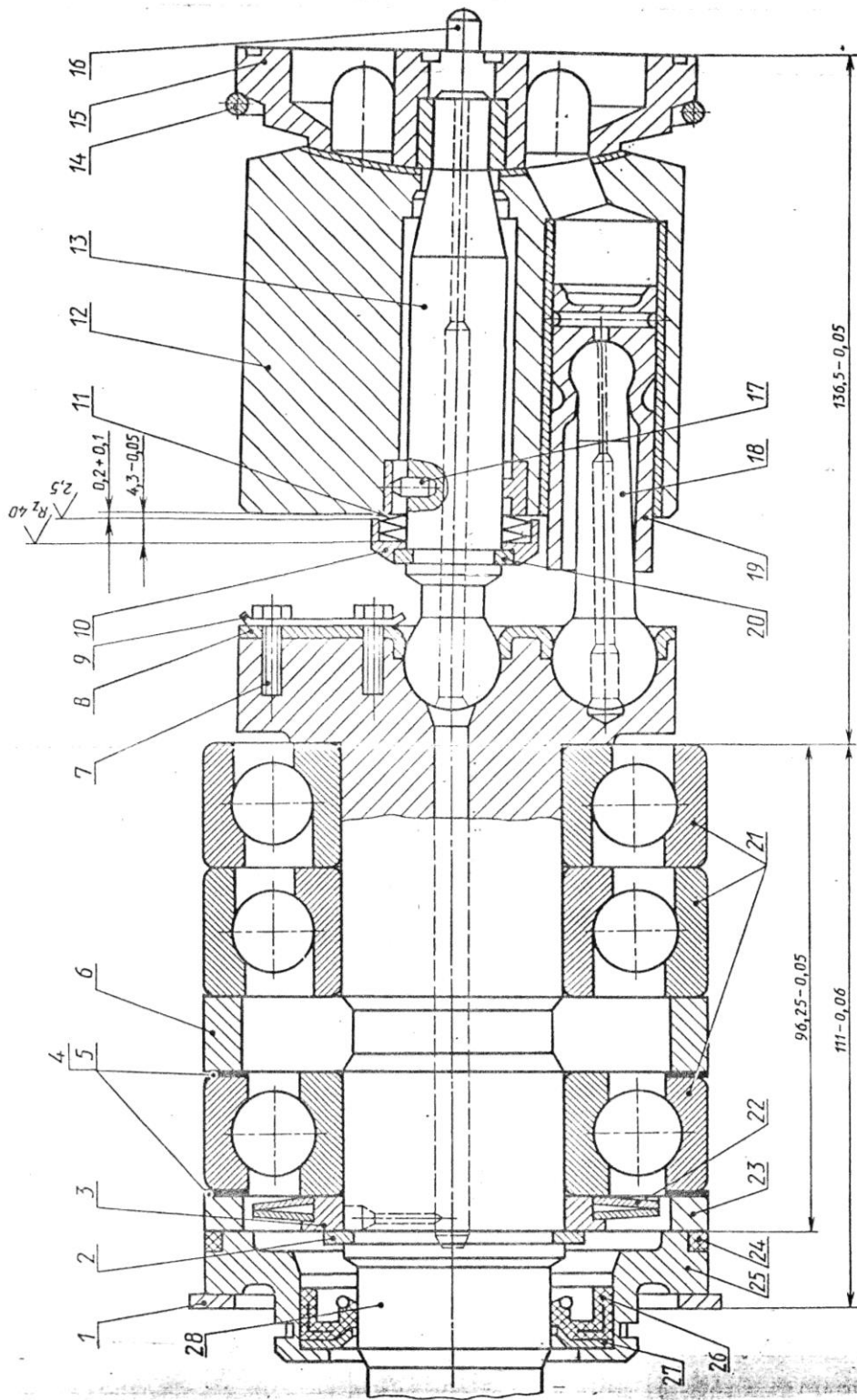


Рисунок 1.2 – Перекачивающий узел

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

131.01. ВР.000.00ПЗ

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

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата	<p style="text-align: center;">131.01. ВР.000.00ПЗ</p>
Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата	
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

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	131.01. 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

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.01. 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
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.01. ВР.000.00ПЗ				
				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

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 250 \cdot \sin \frac{180^\circ}{7} 1000}{3,14 \cdot 7 \cdot 0,325(1,3 + 1)}} = 37,5 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$d=38\text{мм.}$$

По формулі (2.6) отримуємо

$$D_y = \frac{38 \cdot (1,3 + 1)}{2 \sin \frac{180^\circ}{7}} = 100,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$D_y = 100\text{мм.}$$

Товщина стінок блока циліндрів (2.5)

$$b = \frac{38}{2} (1,3 - 1) = 5,7\text{мм}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	15
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

$$D_n = 100 + 38 + 2 \cdot 5,7 = 149,4 \text{ мм}$$

а внутрішній його діаметр

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

$$D_g = 100 - 38 - 2 \cdot 5,7 = 50,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$D_n = 150 \text{ мм,}$$

$$D_g = 50 \text{ мм.}$$

Товщина дна блоку циліндрів звичайно приймається

$$b_{\text{ц}} = 1,5b, \quad (2.15)$$

$$b_{\text{ц}} = 1,5 \cdot 5,7 = 8,6 \text{ мм.}$$

Ширина технологічної проточки δ_T (рис.2.1) вибирається по ГОСТ 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	$d > 100$

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	16

Довжина частини поршня, яка знаходиться в блоці циліндрів, вибирається

$$l_1 = 2,5d,$$

$$l_1 = 2,5 \cdot 38 = 95 \text{ мм.}$$

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

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

З (2.3) знаходимо

$$H = 0,325 \cdot 100 = 32,5 \text{ мм}$$

$$l_2 = 32,5 + 95 + 3 = 130,5 \text{ мм}$$

Довжину всього блока можна вирахувати по формулі

$$L = l_2 + b_u$$

$$L = 130,5 + 8,6 = 139,1 \text{ мм.}$$

Розміри деталей гідромотора уточнюються при конструкторській розробці.

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

$$W = L \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_g^2 - z \cdot d^2) \cdot 10^{-3},$$

$$W = 139,1 \frac{3,14}{4} (150^2 - 50^2 - 7 \cdot 38^2) \cdot 10^{-3} = 1081 \text{ см}^3$$

Инд. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подпись и дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	17
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

$$M = 1081 \cdot 8,2 \cdot 10^{-3} = 8,86 \text{ кг}$$

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

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

$$I = \frac{8,2 \cdot 10^3 \cdot 3,14}{32} [139,1 \cdot (150^4 - 50^4) - 2 \cdot 7 \cdot 38^2 \cdot 100^2 \cdot 130,5] \cdot 10^{-15}$$

$$= 3,48 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	18
-----	------	----------	-------	------	---------------------	----

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

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

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

$$V_n = \frac{3,14 \cdot 3,8^2}{4} \cdot 3,25 \cdot 7 = 158,0 \text{ см}^3$$

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{258,0}{250} \right| \cdot 100\% = 3,20\%$$

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

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

$$Q_m = 258,0 \cdot \frac{1500}{60 \cdot 10^6} = 6,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	19
-----	------	----------	-------	------	---------------------	----

$$d_{кан} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,45 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 8 \cdot 0,96}} = 0,033 м$$

Приймаємо $d_{кан} = 32 мм$.

Уточнюємо швидкість руху рідини

$$v = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot d_{кан}^2 \cdot \eta_0}$$

$$v = \frac{4 \cdot 6,45 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot (32 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,96} = 8,33 м/с$$

Площа вікна $f_{ок}$ в дні циліндра при допустимій швидкості $v_{доп} = 8 м/с$.

$$f_{ок} = \frac{Q}{n v_{доп} \eta_0}$$

де $n = \frac{z \pm 1}{2}$ – кількість циліндрів одночасно відключених до лінії.

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

$$f_{ок} = \frac{6,45 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 8 \cdot 0,96} = 2,80 \cdot 10^{-4} м^2$$

Площа поршня

$$F_{пор} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	20
-----	------	----------	-------	------	---------------------	----

$$F_{нор} = \frac{3,14 \cdot (38 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 11,30 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт, який визначає форму вікна

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

$$K_y = \frac{2,80 \cdot 10^{-4}}{11,30 \cdot 10^{-4}} = 0,25 < 0,95,$$

тобто, вікно не кругле.

Радіус округлення

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

$$\rho = 1,16 \cdot 38 \left(1 - \sqrt{1 - 0,675 \cdot 0,25}\right) = 3,89 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\rho = 4 \text{ мм.}$

Кути, які визначають розміри вікна

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

$$\psi_1 = \arcsin \frac{38 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} = 22,3^\circ$$

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

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

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} = 4,6^\circ.$$

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

$$\psi_2 = 22,3 - 4,6 = 17,7^\circ$$

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

$$a = 2\rho,$$

$$a = 2 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Площа серповидного вікна

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

$$f_c = \frac{3,14 \cdot 75 \cdot 10^{-3}}{360^\circ} 146^\circ 56' \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 7,69 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

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

2.4. Сили, що діють на блок і розподільник.

Зусилля, що притискає блок до розподільника визначається по формулі

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

$$F_{\text{пр.мах}} = \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} 4 \cdot 32 \cdot 10^6 = 145 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Зусилля, що віджимає блок визначається по формулі

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

$$F_{\text{отж}} = \frac{7,69 \cdot 10^{-4} \cdot 32 \cdot 10^6}{2} + \frac{3,14 \cdot (0,150^2 - 0,05^2) \cdot 32 \cdot 10^6}{16} = 138,9 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.01. 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.

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

$$A = \frac{38 + 2 \cdot 5,7}{30} = 1,3$$

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

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
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.01. ВР.000.00ПЗ				
				24

$$\delta = \frac{38 \cdot 10^{-3}}{2,0 \cdot 10^5} \left(\frac{1,3^2 - 1}{1,3^2 + 1} + 0,28 \right) \cdot 32 = 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ м} < \delta_{\text{дон}}$$

3.2. Розрахунок поршня

3.2.1. Визначення розмірів поршня

Розрахункова схема поршня приведена на рис. 3.1

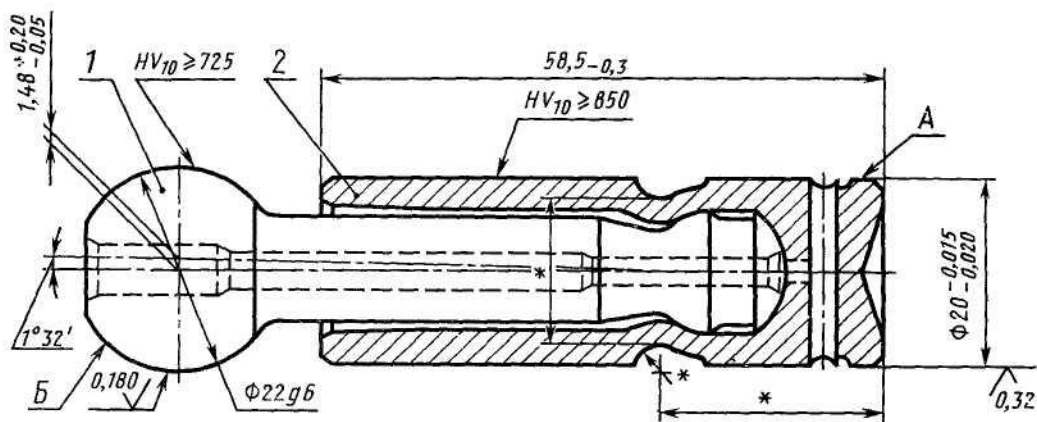


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема поршня

Попередньо приймаємо довжину поршня

$$L_n = 2,75d.$$

$$L_n = 2,75 \cdot 38 = 104,5 \text{ мм.}$$

Діаметр сферичної головки визначається з формули

Ив. № подл.	Подпись и дата	Ив. № дубл.	Ив. № дубл.	Ив. № дубл.	Ив. № дубл.	131.01. ВР.000.00ПЗ	25
Взам. инв. №	Подпись и дата	Ив. № дубл.	Ив. № дубл.	Ив. № дубл.	Ив. № дубл.		
Ив. № подл.	Подпись и дата	Ив. № дубл.	Ив. № дубл.	Ив. № дубл.	Ив. № дубл.		
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Ив. № дубл.		

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

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 20ХН3А, для шатуна – сталь 40Х.

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

Площа поршня визначається по формулі:

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

$$f_n = \frac{3,14 \cdot (38 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 11,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт використання площі опорної поверхні $k_c = 1$.

З формули (3.2) визначаємо

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

$$d_{c\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,3 \cdot 10^{-4} \cdot 38,4}{3,14 \cdot 1 \cdot 100}} = 23,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

З конструктивних міркувань приймаємо

$$d_{c\phi} = 24 \text{ мм}$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.01. ВР.000.00ПЗ				26

Діаметр отвору для підвода змащування

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

$$d_{cm} = (0,04 \dots 0,08) \cdot 38 = 1,5 \dots 3,0 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{cm} = 2 \text{ мм}$.

3.2.2. Розрахунок сил, що діють на поршень

Сила тиску

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

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} 32 \cdot 10^6 = 36,3 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Проекції сил, що діють на поршень

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

$$F_N = 36,3 \cdot 10^3 \cdot \cos 25^\circ = 32,9 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

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

$$F_A = 36,3 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ = 15,3 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сумарне значення крутного моменту на валу

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	27
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

$$R_\delta = 1,05 \cdot \frac{100}{2} = 42 \text{ мм}$$

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

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= \sum M_{T\phi=0} = 36,3 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ \cdot 52,5 \cdot 10^{-3} (\sin(0 + (1 - 1)51^\circ 25') + \\ &+ \sin(0 + (2 - 1)51^\circ 25') + \sin(0 + (3 - 1)51^\circ 25') + \sin(0 + (4 - 1)51^\circ 25')) \\ &= 1365 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

При куті повороту $\phi = 17^\circ$

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= \sum M_{T\phi=17} \\ &= 36,3 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ \cdot 61,95 \cdot 10^{-3} (\sin(17 + (1 - 1)51^\circ 25') + \\ &+ \sin(17 + (2 - 1)51^\circ 25') + \sin(17 + (3 - 1)51^\circ 25') \\ &+ \sin(17 + (4 - 1)51^\circ 25')) = 1270 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

При куті повороту $\phi = 34^\circ$

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= \sum M_{T\phi=34} \\ &= 36,3 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ \cdot 61,95 \cdot 10^{-3} (\sin(34 + (1 - 1)51^\circ 25') + \\ &+ \sin(34 + (2 - 1)51^\circ 25') + \sin(34 + (3 - 1)51^\circ 25') \\ &+ \sin(34 + (4 - 1)51^\circ 25')) = 1275 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	28			
							Изм	Лист	№ докум.

Сумарна радіальна сила, що діє на поршень

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

$$\sum R_{rad} = 4 \cdot 36,3 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ = 61,4 \cdot 10^3 \text{ H}$$

Сумарна осьова сила, що діє на поршень

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

$$\sum R_{oc} = 4 \cdot 36,3 \cdot 10^3 \cdot \cos 25^\circ = 132 \cdot 10^3 \text{ H}$$

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.

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14(38 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 32 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (24 \cdot 10^{-3})^2} = 80,2 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

Напряга по опорній поверхні зі сторони диска

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

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

$$\sigma = \frac{4 \cdot 3,14(38 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 32 \cdot 10^6}{4 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot (42 \cdot 10^{-3})^2} = 26,2 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]$$

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

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

$$M_u = \frac{1365 \cdot 0,15}{52,5 \cdot 10^{-3} \cdot 7} = 557,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	30
-----	------	----------	-------	------	---------------------	----

Приймаємо

$$\frac{d_n^2}{2d_{ш}^2} = 0,96$$

Тоді діаметр шатуна буде

$$d_{ш} = \frac{38 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{2 \cdot 0,96}} = 27,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приймаємо $d_{ш} = 28$ мм.

По формулі (3.12) визначаємо

$$W_{min} = \frac{3,14 \cdot (28 \cdot 10^{-3})^3}{16} \left[1 - \left(\frac{2 \cdot 10^{-3}}{28 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right] = 4,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

По формулі (3.10) визначаємо

$$\sigma_u = \frac{557,1}{4,3 \cdot 10^{-6}} = 129,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Напруга стискання шатуна

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

$$\sigma_{ст} = \frac{4 \cdot 36,3 \cdot 10^3}{3,14[(28 \cdot 10^{-3})^2 - (2 \cdot 10^{-3})^2]} = 59,0 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

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
131.01. ВР.000.00ПЗ				31

$$\sigma_{pu} = 59,0 + 129,5 = 186,5 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт гнучкості

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

$$\lambda = \frac{4 \cdot 0,15}{\sqrt{(28 \cdot 10^{-3})^2 - (2 \cdot 10^{-3})^2}} = 21,4$$

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.

$$\psi_b \frac{\sigma_m}{2K_{ш}} = \frac{800 \cdot 10^6}{2 \cdot 1,8} \cdot 0,96 = 211 \text{ МПа} > 188,5 \text{ МПа}$$

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
131.01. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

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

$$I_{uu} = \frac{3,14 \cdot (28 \cdot 10^{-3})^4}{64} \left(1 - \left(\frac{2 \cdot 10^{-3}}{28 \cdot 10^{-3}} \right)^4 \right) = 3,02 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$F_{np} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,02 \cdot 10^{-8}}{(150 \cdot 10^{-3})^2} = 83,4 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Коефіцієнт стійкості

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

$$K_y = \frac{83,4 \cdot 10^3}{36,3 \cdot 10^3} = 2,3$$

Умова стійкості $K_y > 2$ витримується.

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

4. Характеристика професійного стресу та методи його зниження

Однією з найважливіших задач ефективної організації трудового процесу є запобігання професійному стресу.

Стрес властивий будь-якій професії, зокрема пов'язаної з інтелектуальним навантаженням. Взагалі поняття «стрес» має більше 40 різних визначень. Стрес за визначенням Г.Сельє – це неспецифічна реакція організму у відповідь на дуже сильну дію зовні (стрес-фактор), яка перевищує норму, а також відповідна реакція нервової системи. За класифікацією Г. Сельє розвиток стресового стану має три стадії (рис. 4.1).

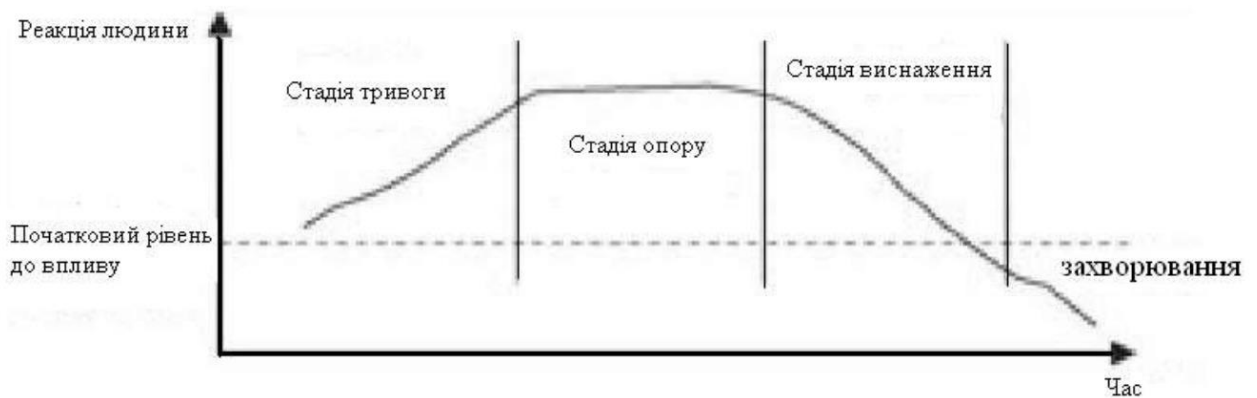


Рисунок 4.1 – Стадії розвитку стресу за Г. Сельє

1. Стадія тривоги викликає мобілізацію організму, за якої відбуваються біологічні реакції, що зумовлюють можливість боротьби або втечі. Відбуваються фізіологічні зміни: звуження судин, згущення крові, підвищення тиску, відтік крові від шкіри, збільшення печінки, селезінки, посилення роботи нирок тощо.

2. Стадія опору. Організм намагається опиратися загрози або справлятися з нею. Якщо загроза продовжує діяти і її не можна уникнути, організм адаптується до стресу і продовжує працювати у змінених умовах.

3. Стадія виснаження (дезорганізації). Якщо дія стресу продовжується і

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

людина неспроможна адаптуватися, це виснажує ресурси тіла. Ті самі реакції, які дозволяють опиратися короточасним стресорам (підсилення напруження м'язів, недопускання ознак болю, припинення травлення, високий тиск крові), за тривалої дії шкідливі.

Одним з різновидів стресу є професійний (виробничий) стрес, який проявляється в психологічних і соматичних реакціях на напружені ситуації в професійній діяльності людини. За результатами дослідження портала *rabota.ua* 81% українців відчувають стрес на робочому місці. Причини розвитку професійного стресу наведені на рис. 4.2.

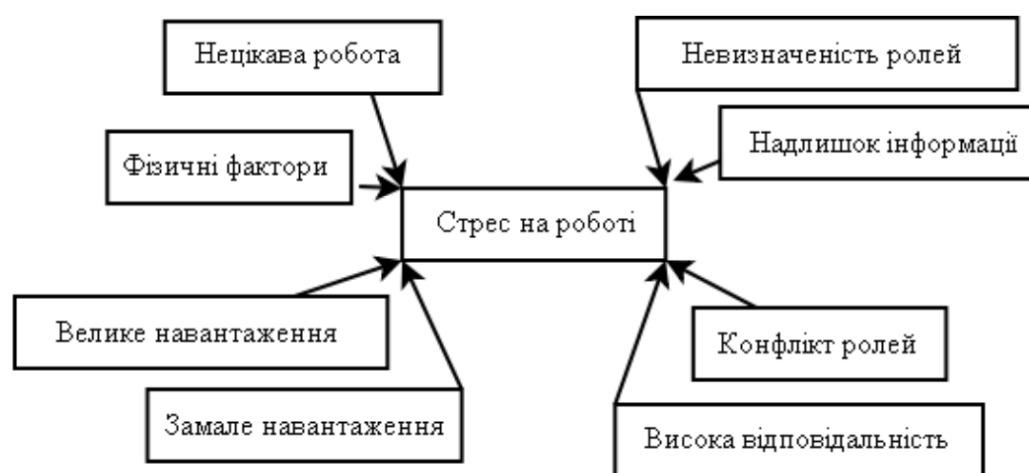


Рисунок 4.2 – Причини виникнення професійного стресу

Найбільш небезпечним для людини є розвиток хронічного стресу, його прояви наведені у табл. 4.1. За даними SECO з 2000 р. до 2017 р. кількість працівників, які страждають на хронічний стрес, виросло з 26,6% до 37%.

На фоні хронічного професійного стресу розвивається синдром професійного вигорання (*burnout syndrome*) як сукупність негативних переживань, пов'язаних з професійною діяльністю, колективом, організацією; цей стан призводить до виснаження емоційно-енергетичних та особистісних ресурсів людини, що потенціює деформацію особистості професіонала.

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

Таблиця 3.2 – Симптоми хронічного стресу

<p>Прояви у сфері мислення</p> <ul style="list-style-type: none"> - втрата концентрації уваги, суб'єктивне відчуття «ослаблення пам'яті» - легке відволікання - втрата ініціативи, професійних інтересів - негативні думки - схильність до прийняття поспішних рішень або відкладання прийняття рішення 	<p>Прояви на рівні поведінки</p> <ul style="list-style-type: none"> - стурбованість, метушливість, що заважає сконцентруватися на завданні - втрата апетиту або переїдання - неспокійний сон - конфліктність - збільшення невиходів на роботу - схильність до нещасних випадків - ухилення від відповідальності - зловживання палінням, алкоголем, залежність від транквілізаторів та снодійного
<p>Психовегетативні симптоми</p> <ul style="list-style-type: none"> - задишка, стійкі головні болі - підвищення серцебиття, високий тиск - розлад шлунку, нудота - підвищена стомлюваність - невизначені болі в різних частинах тіла - схильність до алергічних реакцій, шкіряний висип - часті простудні захворювання - двоїння в очах 	<p>Прояви у сфері емоцій</p> <ul style="list-style-type: none"> - збентеженість, роздратованість - поганий настрій, швидкі зміни настрою - нерішучість, відсутність ентузіазму - нездатність відчувати симпатію до інших людей - втрата впевненості, занижена самооцінка - незадоволеність роботою та життям у цілому, почуття втоми

За визначенням ВОЗ синдром професійного вигорання – це стан фізичного, емоційного або мотиваційного виснаження, що характеризується порушенням продуктивності роботи та втомою, підвищенням схильності до соматичних захво-

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.01. ВР.000.00ПЗ

рювань, а також вживанням алкоголю чи психоактивних речовин з метою отримання тимчасового полегшення, що має тенденцію до розвитку фізіологічної залежності та суїцидальної поведінки (рис. 4.3). Згідно з клінічним підходом, синдром вигорання розцінюється як психічний розлад, який зумовлює особистісні властивості суб'єкта, зокрема, особливості його реагування на стрес. Відповідно до цього підходу, професійне вигорання класифікується як патологічний синдром у Міжнародному класифікаторі хвороб (МКХ–10).



Рисунок 4.3 – Основні складові синдрому професійного вигорання

До складових синдрому професійного вигорання входять також фрустрація і професійна деформація. Фрустрація (від лат. frustratio – омана, марне очікування) – це емоційний стан, ознакою якого є дезорганізація свідомості та діяльності в стан безнадійності, втрати перспективи. Існують такі різновиди фрустрації як агресивність, діяльність за інерцією, депресивні стани, характерними для яких є сум, невпевненість, безсилля, відчай. Фрустрація виникає у результаті конфліктів особистості з іншими, особливо в колективі, в якому людина не отримує підтримки, співчутливого ставлення.

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

					131.01. ВР.000.00ПЗ
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

Професійна деформація характеризується змінами якостей особистості (стереотипів сприймання, ціннісних орієнтацій, характеру, способів спілкування та поведінки тощо), змінами рівня виразності професійних якостей фахівця, що відбуваються під впливом змісту, умов, тривалості діяльності та індивідуальних психологічних особливостей людини.

Таким чином, синдром професійного вигорання можна трактувати як стресову реакцію на виробничі і емоційні вимоги, які перевищують ресурси організму і походять від надмірної відданості людини своїй роботі із нехтування особистісним життям і відпочинком. Таким чином, до професійного вигорання схильні такі групи робітників:

- 1) співробітники, які за родом служби змушені багато та інтенсивно спілкуватися з різними людьми, знайомими і незнайомими;
- 2) люди, які відчують постійний внутрішньо особистісний конфлікт у зв'язку з роботою;
- 3) працівники, професійна діяльність яких проходить в умовах гострої нестабільності і хронічного страху втрати робочого місця;
- 4) на фоні перманентного стресу синдром вигорання проявляється в тих умовах, коли людина потрапляє в нову, незвичну обстановку, в якій він повинен проявити високу ефективність. Наприклад, після лояльних умов навчання у вищому навчальному закладі на денному відділенні молодий фахівець починає виконувати роботу, пов'язану з високою відповідальністю, і гостро відчуває свою некомпетентність. У цьому випадку симптоми професійного вигорання можуть проявитися вже після шести місяців роботи;
- 5) синдрому вигорання більше схильні жителі великих мегаполісів, які живуть в умовах нав'язаного спілкування та взаємодії з великою кількістю незнайомих людей у громадських місцях.

В останні десятиріччя сформувався поняття стрес-менеджменту – це грамотне управління своїм станом і поведінкою під час сильного фізичного або психо-

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
					131.01. ВР.000.00ПЗ					38
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						

логічного навантаження. Існує декілька методів і засобів подолання психологічного, у тому числі виробничого стресу (табл. 4.2).

Для працівників напевно найбільш важливими є методи саморегуляції та самоменеджменту. Самоменеджмент для робітника є технологією ефективного управління собою для забезпечення більш успішного і продуктивного виконання своїх обов'язків, збереження здоров'я і активного, зацікавленого ставлення до життя.

Таблиця 3.3 – Методи подолання стресів

Типи стрес-факторів	Засоби подолання
Область мудрого прийняття	<ul style="list-style-type: none"> - м'язова релаксація - глибоке дихання - візуалізація – використання позитивних образів - раціональна терапія - рефреймінг
Область конструктивних дій	<ul style="list-style-type: none"> - вибір правильної стратегії - постановка адекватної мети - тренінг спеціальних навичок - тренінг управління часом
Область суб'єктивних стресів	<ul style="list-style-type: none"> - подолання оцінного підходу - навички позитивного мислення - зміна неадекватних переконань - блокування небажаних думок
Область саморегуляції	<ul style="list-style-type: none"> - аутотренінг - нейролінгвістичне програмування - тренінг впевненості у собі - релаксація - дихальні техніки - біологічний зворотний зв'язок (biofeedback)

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	131.01. ВР.000.00ПЗ

Саморегуляція – це здатність людини підтримувати свій психічний тонус та працездатність за несприятливих умов. Психічна саморегуляція – це здатність людини цілеспрямовано змінювати роботу різних психофізіологічних функцій, що вимагає особливих засобів контролю за дійсністю. До цих засобів належать:

1. Прийнята суб'єктом ціль його довільної активності.
2. Модель значущих умов діяльності.
3. Програма власне виконавчих дій.
4. Система критеріїв успішності діяльності.
5. Контроль: інформація про реально досягнені результати.
6. Оцінка відповідності цілі і реально досягнутих результатів.
7. Рішення про необхідність та характер корекції діяльності.

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.01. ВР.000.00ПЗ				
				40

ВИСНОВКИ

В результаті виконання кваліфікаційної роботи розроблений регульований 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.

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.01. ВР.000.00ПЗ				41

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

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.01. ВР.000.00ПЗ				
				42