

**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
насосу з похилим блоком**

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

Виконавець роботи

(підпис)

Кириченко В. В.

(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
Кириченку Віталію Віталійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1.Тема роботи: Розробка нерегульованого аксіально-поршневого насосу 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 $V=160\text{ см}^3$, частота обертання валу $n=3000\text{ хв}^{-1}$.

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

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

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

- складальне креслення насосу;
- робочі креслення деталей та вузлів насосу – всього 4 аркуші формату А1

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 насосу	27.04.2022	
2	Розрахунок розмірів насосу	05.05.2022	
3	Розробка складального креслення насосу	10.05.2022	
4	Розрахунок на міцність деталей та вузлів насосу	15.05.2022	
5	Розробка робочих креслень деталей та вузлів насосу	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 насосу з похилим блоком, розроблена конструкція насосу, виконано розрахунки на міцність деталей та вузлів насосу. Виконано аналіз небезпек техносфери

Ключові слова: НАСОС, РОЗПОДІЛЬНИК, ПОРШЕНЬ, БЛОК ЦИЛІНДРІВ, ША-ТУН, ВАЛ

Зміст

Завдання	
Реферат	5
Вступ	5
1. Опис конструкції та принципу дії насосу	8
2. Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насосу	12
2.1 Розрахунок блоку циліндрів аксіально-поршневого насоса	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 Аналіз небезпек техносфери	34
Висновки	44
Література	45

Підпись и дата									
Индв. № дубл.									
Взам. инв. №									
Підпись и дата									
						131.01.ВР.000.00 ПЗ			
Индв. № подл.	Изм Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Нерегульований аксіально-поршневий насос з похилим блоком Пояснювальна записка	Лит.	Лист	Листов	
	Разраб.	Кириченко				ВР	4	49	
	Провер.	Кулініч							
	Нач. бюро								
	Н. контр.	Кулініч							
	Утв.								
						СумДУ ГМз-83-0с			

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		

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

1. Опис конструкції та принципу дії насосу

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
131.01. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				8

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

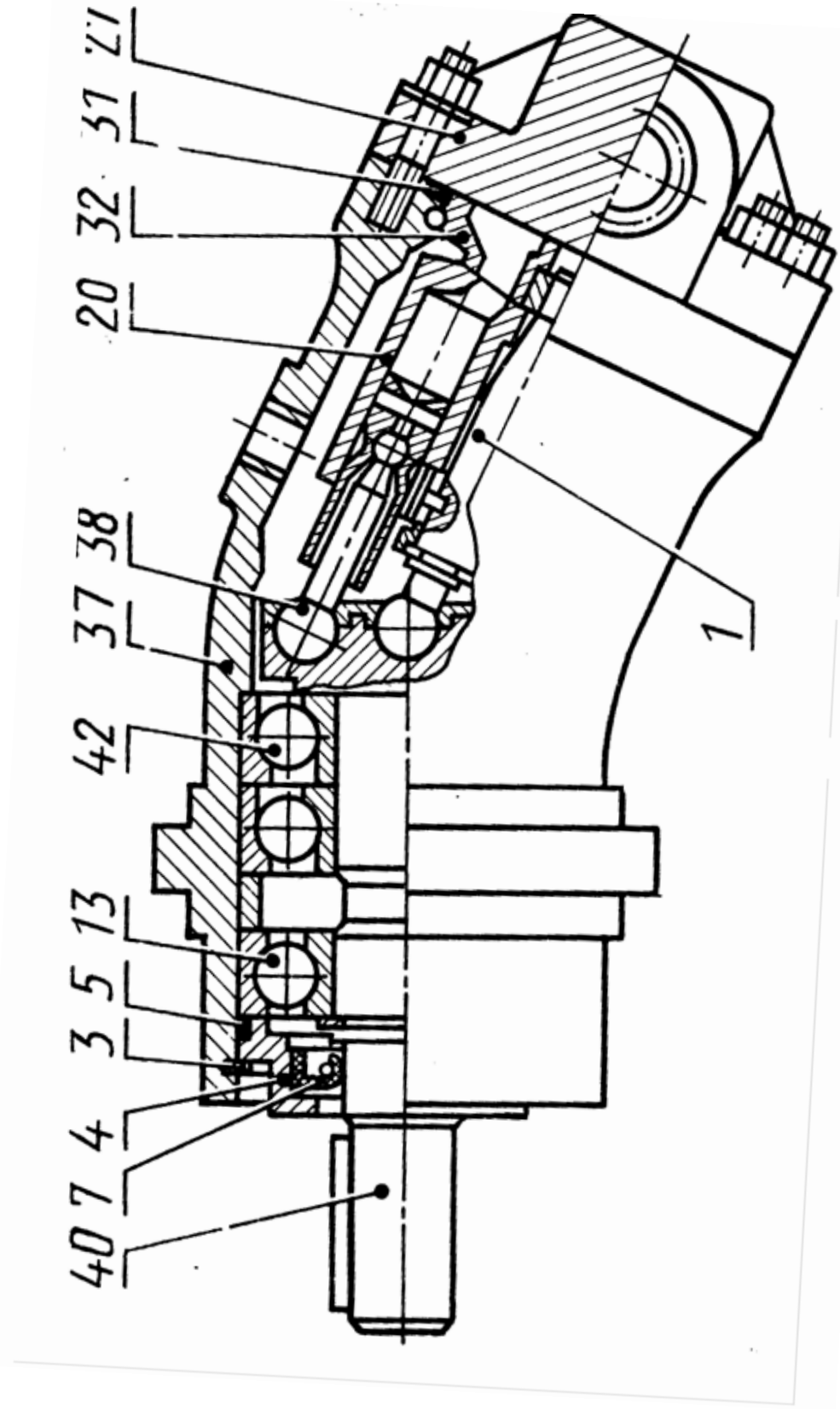


Рисунок 1.1 – Нерегульований аксіально-поршневий насос з похилим блоком

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

131.01. ВР.000.00ПЗ

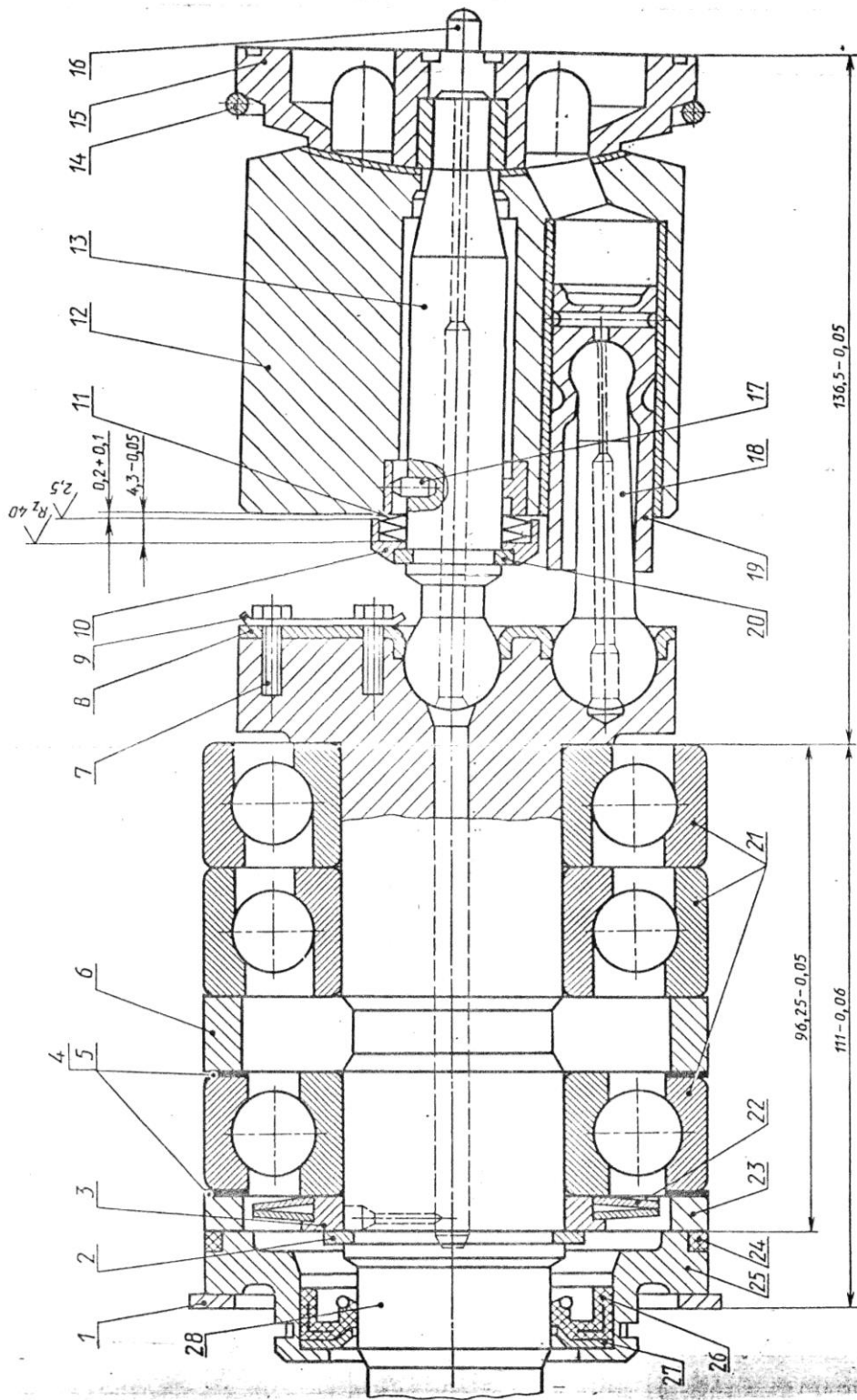


Рисунок 1.2 – Перекачивающий узел

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

2. Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насосу

2.1. Розрахунок блоку циліндрів аксіально-поршневого насоса.

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 насосу 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
131.01. 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

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 160 \cdot \sin \frac{180^\circ}{7} 1000}{3,14 \cdot 7 \cdot 0,325(1,3 + 1)}} = 32,3 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$d=32 \text{ мм.}$$

По формулі (2.6) отримуємо

$$D_u = \frac{32 \cdot (1,3 + 1)}{2 \sin \frac{180^\circ}{7}} = 94,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$D_u = 85 \text{ мм.}$$

Товщина стінок блока циліндрів (2.5)

$$b = \frac{32}{2} (1,3 - 1) = 4,8 \text{ мм}$$

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

					131.01. ВР.000.00ПЗ	
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		15

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

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

$$D_n = 85 + 32 + 2 \cdot 4,8 = 126,6\text{мм}$$

а внутрішній його діаметр

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

$$D_{\text{в}} = 85 - 32 - 2 \cdot 4,8 = 43,4\text{мм.}$$

Приймаємо

$$D_n = 128\text{мм,}$$

$$D_{\text{в}} = 42\text{мм.}$$

Товщина дна блоку циліндрів звичайно приймається

$$b_{\text{ц}} = 1,5b, \quad (2.15)$$

$$b_{\text{ц}} = 1,5 \cdot 4,8 = 7,2\text{мм.}$$

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	131.01. ВР.000.00ПЗ	16

Довжина поршня вибирається

$$l_1 = 2,5d,$$

$$l_1 = 2,5 \cdot 32 = 80\text{мм.}$$

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

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

З (2.3) знаходимо

$$H = 0,325 \cdot 85 = 27,6\text{мм}$$

$$l_2 = 27,6 + 80 + 3 = 110,6\text{мм}$$

Довжину всього блока можна вирахувати по формулі

$$L = l_2 + b_u$$

$$L = 110,6 + 7,2 = 117,8\text{мм.}$$

Розміри деталей насоса уточнюються при конструкторській розробці.

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

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

$$W = 117,8 \frac{3,14}{4} (128^2 - 42^2 - 7 \cdot 32^2) \cdot 10^{-3} = 689,5 \text{ см}^3$$

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

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

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

$$M = 689,5 \cdot 8,2 \cdot 10^{-3} = 5,65 \text{ кг}$$

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

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

$$I = \frac{8,2 \cdot 10^3 \cdot 3,14}{32} [117,8 \cdot (128^4 - 42^4) - 2 \cdot 7 \cdot 32^2 \cdot 85^2 \cdot 80] \cdot 10^{-15}$$

$$= 1,85 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

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:

Підпис і дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підпис і дата	
Инв. № подл.	

131.01. 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.

$$V_n = \frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4} \cdot 2,76 \cdot 7 = 155,4 \text{ см}^3$$

$$\varepsilon = \left| 1 - \frac{155,4}{160} \right| \cdot 100\% = 2,87\%$$

2.2. Розрахунок каналів та вікон блоку циліндрів

Враховуючи, що насос 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 – теоретична подача насоса.

Теоретична подача насоса визначається за формулою

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

$$Q_m = 155,5 \cdot \frac{1500}{60 \cdot 10^6} = 3,89 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

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

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

$$d_{кан} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,89 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 8 \cdot 0,96}} = 0,025 м$$

Приймаємо $d_{кан} = 25 мм$.

Уточнюємо швидкість руху рідини

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

$$v = \frac{4 \cdot 3,89 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,96} = 8,25 м/с$$

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.

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

$$f_{ок} = \frac{3,89 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 8 \cdot 0,96} = 1,69 \cdot 10^{-4} м^2$$

Площа поршня

$$F_{пор} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

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

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

$$F_{нор} = \frac{3,14 \cdot (32 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 8,04 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт, який визначає форму вікна

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

$$K_u = \frac{1,69 \cdot 10^{-4}}{8,04 \cdot 10^{-4}} = 0,21 < 0,95,$$

тобто, вікно не кругле.

Радіус округлення

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

$$\rho = 1,16 \cdot 32 \left(1 - \sqrt{1 - 0,675 \cdot 0,21}\right) = 2,73 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\rho = 3 \text{ мм.}$

Кути, які визначають розміри вікна

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

$$\psi_1 = \arcsin \frac{32 \cdot 10^{-3}}{85 \cdot 10^{-3}} = 21,1^\circ$$

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

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

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{85 \cdot 10^{-3}} = 4,1^\circ.$$

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

$$\psi_2 = 21,1 - 4,1 = 17^\circ$$

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

$$a = 2\rho,$$

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

Площа серповидного вікна

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

$$f_c = \frac{3,14 \cdot 70 \cdot 10^{-3}}{360^\circ} 146^\circ 56' \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 5,38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Ив. № 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

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

$$F_{\text{пр.мах}} = \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} 4 \cdot 32 \cdot 10^6 = 103 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Зусилля, що віджимає блок визначається по формулі

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

$$F_{\text{отж}} = \frac{5,38 \cdot 10^{-4} \cdot 32 \cdot 10^6}{2} + \frac{3,14 \cdot (0,118^2 - 0,042^2) \cdot 32 \cdot 10^6}{16} = 85 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

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.

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

$$A = \frac{32 + 2 \cdot 4,8}{32} = 1,3$$

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

Розрахунок блока 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

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

3.2. Розрахунок поршня

3.2.1. Визначення розмірів поршня

Розрахункова схема поршня приведена на рис. 3.1

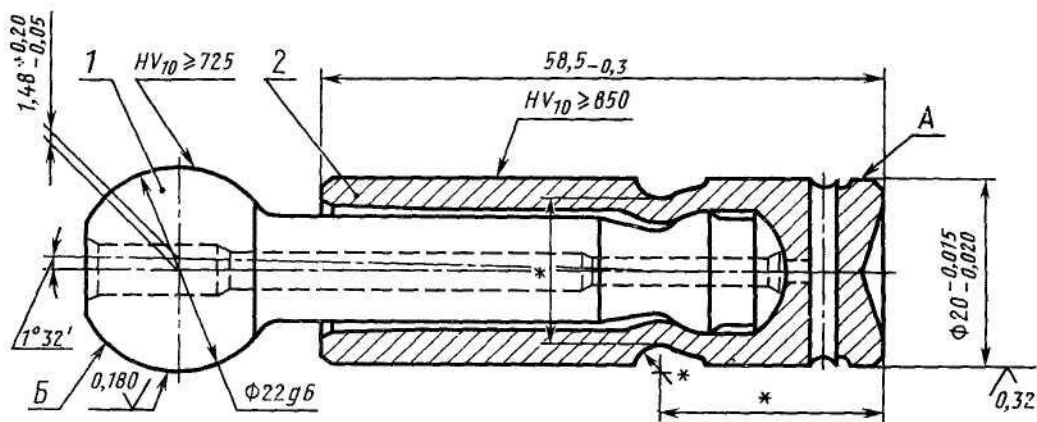


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема поршня

Попередньо приймаємо довжину поршня

$$L_n = 2,75d.$$

$$L_n = 2,75 \cdot 32 = 90 \text{ мм.}$$

Діаметр сферичної головки визначається з формули

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

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

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:

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

$$f_n = \frac{3,14 \cdot (32 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 8,04 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт використання площі опорної поверхні $k_c = 1$.

З формули (3.2) визначаємо

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

$$d_{c\phi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,04 \cdot 10^{-4} \cdot 38,4}{3,14 \cdot 1 \cdot 100}} = 19,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

З конструктивних міркувань приймаємо

$$d_{c\phi} = 24 \text{ мм}$$

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	26
-----	------	----------	-------	------	---------------------	----

Діаметр отвору для підвода змащування

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

$$d_{cm} = (0,04 \dots 0,05) \cdot 32 = 1,28 \dots 2,56 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{cm} = 2 \text{ мм}$.

3.2.2. Розрахунок сил, що діють на поршень

Сила тиску

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

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} 32 \cdot 10^6 = 25,7 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Проекції сил, що діють на поршень

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

$$F_N = 25,7 \cdot 10^3 \cdot \cos 25^\circ = 23,3 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

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

$$F_A = 25,7 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ = 10,9 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

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.

$$R_\delta = 1,05 \cdot \frac{118}{2} = 61,95 \text{ мм}$$

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

$$\begin{aligned} M_{T\Sigma} &= \sum M_{T\phi=0} = 25,7 \cdot 10^3 \cdot \sin 25^\circ \cdot 61,95 \cdot 10^{-3} (\sin(0 + (1 - 1)51^\circ 25') + \\ &+ \sin(0 + (2 - 1)51^\circ 25') + \sin(0 + (3 - 1)51^\circ 25') + \sin(0 + (4 - 1)51^\circ 25')) \\ &= 912 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

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
131.01. 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
131.01. ВР.000.00ПЗ				
				29

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

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

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. №	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

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

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
131.01. ВР.000.00ПЗ				31

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

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

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

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

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

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
				32

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

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

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

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.

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

4. Аналіз небезпек техносфери

Об'єктом аналізу небезпек є система "людина - машина - навколишнє середовище (ЛМС)", в якій в єдиний комплекс, призначений для виконання певних функцій, об'єднані технічні об'єкти, люди і навколишнє середовище, які взаємодіють один з одним. Основними компонентами такої системи є людина, машина, середа, а складні процеси, що відбуваються між основними компонентами, потребують управління [2, 5].

З принципу ієрархічності управління випливає, що система ЛМС є багаторівневою, а при переході від одного рівня до іншого компоненти системи ЛМС повинні зазнавати зміни. Ієрархія ділить людей як би на "людини", який формулює завдання, організує, управляє, і "людини", який спільно з технікою утворює компонент "машина", що безпосередньо здійснює задум. Інакше кажучи, людина системи ЛМС більш високого рівня (рис. 4.1) розглядає людей і техніку системи ЛМС більш низького рівня як єдиний компонент - своєрідну людино-машину, призначену для виконання певних функцій.

У компонент "середовище" в загальному випадку можуть входити люди, що не входять в підсистему "людина - машина", зі штучною середовищем їх життєдіяльності, виробнича середу (технічна, соціальна і т.д.), навколишнє середовище (наприклад, частина "чистої" природи - природного середовища проживання людини).

Крім рівнів і компонентів, в системі ЛМС доцільно виділити окремі стадії життєвого циклу. Для простоти можна обмежитися наступними з них: стадія проектування, коли визначаються завдання, формується вимоги, розраховуються параметри, розробляються креслення; стадія створення, коли в процесі виготовлення або виробництва концепція і конструкція починають втілюватися в життя; стадія експлуатації, коли система ЛМС здійснює покладені на неї робочі функції і потім ліквідується

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата	131.01. ВР.000.00ПЗ	34
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

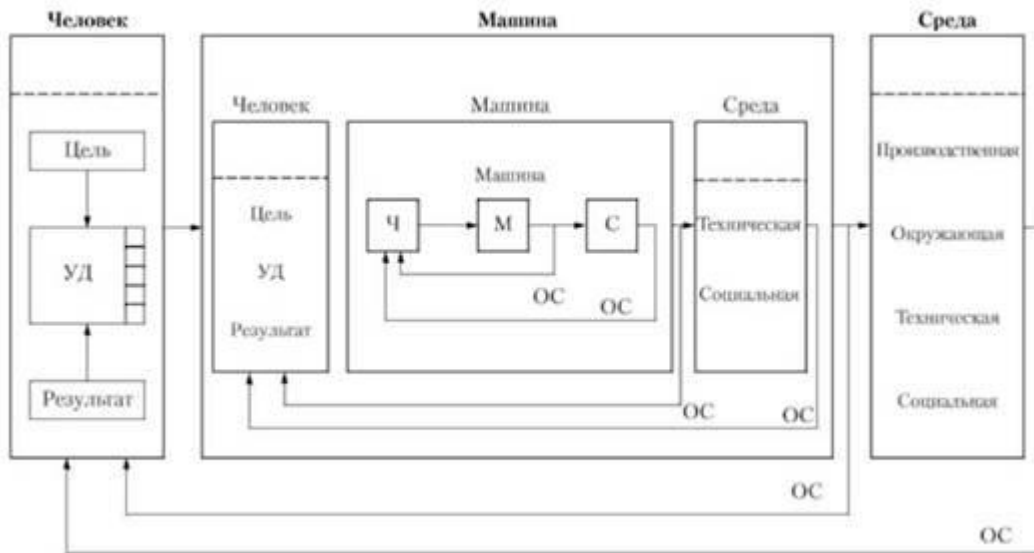


Рисунок 4.1 – Схематичне зображення системи ЛМС:

Ч - чоловік; М - машина; С - среда; ОС - зворотний зв'язок; УД - керуючі дії

Таким чином, з точки зору аналізу та управління небезпеками необхідно розглядати і аналізувати структурні елементи системи ЛМС, показані на рис. 4.2.

Взаємодія компонентів, що входять в систему ЛМС, може бути штатним і нештатним. Позаштатне взаємодія може виражатися у вигляді надзвичайних подій (ПП) - небажаних, незапланованих, ненавмисних подій, що порушують звичайний хід речей і відбуваються у відносно короткий відрізок часу. Катастрофи, аварії, нещасні випадки будемо називати ПП-нещастями, або скорочено н-НП. Відмови та інциденти зазвичай передують н-НП, але можуть мати і самостійне значення.

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

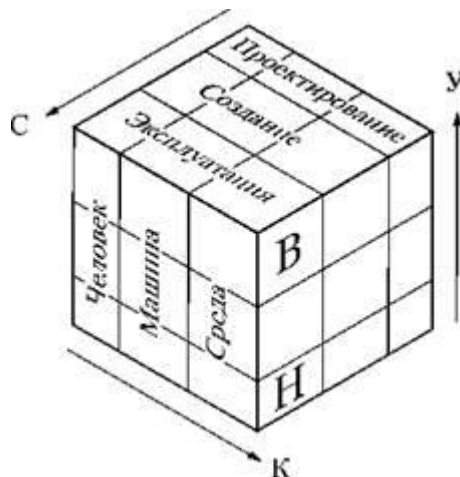


Рисунок 4.2 – Структурні елементи системи ЛМС:

У - рівні: В - вищий, Н - нижчий; С - стадії життєвого циклу; К – компоненти

Аналіз небезпек робить передбачуваними перераховані вище ПП і, отже, їх можна запобігти відповідними заходами. До головних моментам аналізу небезпек відноситься пошук відповідей на наступні питання. Які об'єкти є небезпечними? Які ПП можна запобігти? Які ПП можна усунути повністю і як часто вони матимуть місце? Які ушкодження непереборні ПП можуть завдати людям, матеріальним об'єктам, навколишньому середовищу?

Пошук причин НП в кінцевому рахунку призводить до аналізу системи управління небезпеками. На різних стадіях життєвого циклу системи ЛМС функціональні моделі системи управління небезпеками (СУО) можуть складатися з різних елементів, при цьому обов'язковою є наявність інформаційної системи, зворотних зв'язків і алгоритму функціонування. Найбільш складною є функціональна модель СУО на стадії експлуатації системи ЛМС (рис. 6.3), в якій "людина", вибираючи мету, створить керуючі дії, що роблять вплив на компоненти "машина" і "Середя". Результат цих дій аналізується інформаційною системою управління небезпеками, яка проводить відбір та обробку інформації, а також пропонує варіанти можливих рішень при виявленні відхилень у роботі системи. В якості керуючого дії розглядається також

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
131.01. ВР.000.00ПЗ				36

програма управління небезпеками (ПУО), яка включає такі складові, як політика, що проводиться менеджментом у сфері безпеки; технічні вимоги (наприклад, стандарти), закладені в ПУО; організаційні та інформаційні моменти, а також наявність ресурсів для виконання завдань, поставлених ПУО. Крім цього, програма включає системи профілактики - готовності, реагування та відновлення.

Наявність зворотних зв'язків та інформаційної системи дозволяє здійснювати збір даних за відхиленнями, відмов, ПП і т.д., проводити аналіз небезпек і їх ранжування, порівнювати результати функціонування системи ЛМС з програмою управління небезпеками, приймати рішення і вибирати і здійснювати керуючі дії. У виробничій системі ЛМС інформаційні функції, зокрема, виконують: рапорти інспекторів, акти розслідування НП, протоколи атестації робочих місць, інструкції з безпеки і т.д. За рахунок зворотних зв'язків забезпечується стійкість функціонування СУО і її розвиток за наявності позитивних зворотних зв'язків.

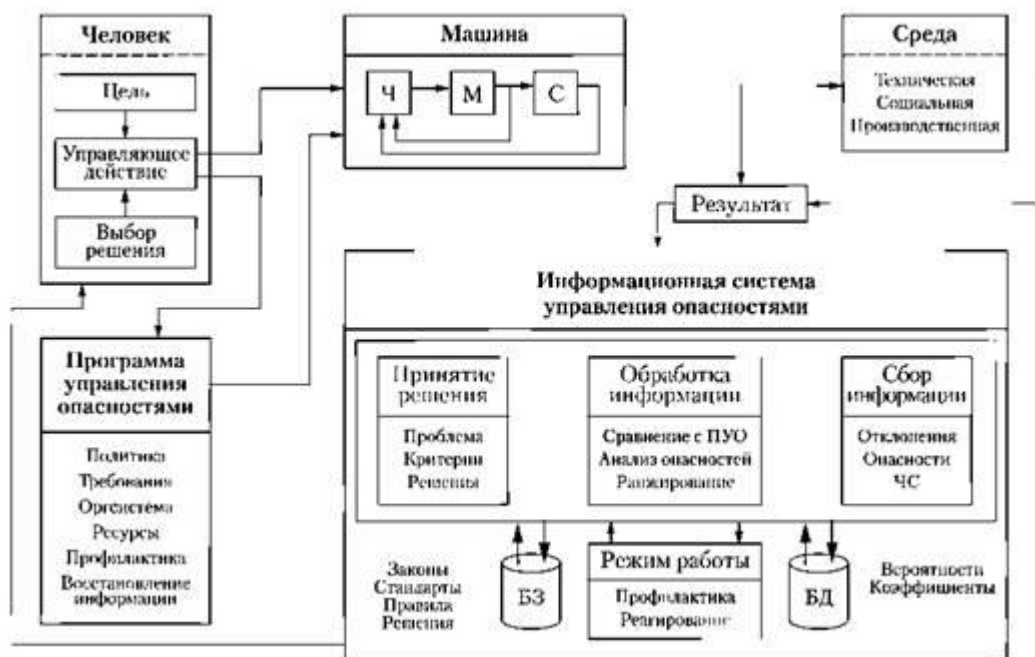


Рисунок 4.3. Структурні елементи системи управління небезпеками на стадії експлуатації

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

131.01. ВР.000.00ПЗ

Якісний аналіз небезпек дозволяє визначити джерела небезпек, потенційні н-ПП, ПП-ініціатори, послідовності розвитку подій, ймовірності ПП, величину ризику, величину наслідків, шляхи запобігання НП і пом'якшення наслідків.

На практиці аналіз небезпек починають з грубого дослідження, що дозволяє ідентифікувати в основному джерела небезпек. Потім при необхідності дослідження можуть бути поглиблені, і може бути проведений детальний якісний аналіз. Вибір того чи іншого якісного методу аналізу залежить від переслідуваної мети, призначення об'єкта і його складності. Встановлення логічних зв'язків необхідно для розрахунку ймовірностей НП. Методи розрахунку ймовірностей і статистичний аналіз є складовими частинами кількісного аналізу небезпек. Коли вдасться оцінити збиток, можна провести чисельний аналіз ризику. При аналізі небезпек завжди беруть до уваги використовувані матеріали, робочі параметри системи, наявність і стан контрольно-вимірювальних засобів. Дослідження закінчують пропозиціями щодо мінімізації або запобігання небезпек.

Якісні методи аналізу небезпек включають: попередній аналіз небезпек, аналіз наслідків відмов, аналіз небезпек за допомогою дерева причин, аналіз небезпек за допомогою дерева наслідків, аналіз небезпек методом потенційних відхилень, аналіз помилок персоналу, прічиннослідственну аналіз.

Попередній аналіз небезпек (ПАТ) зазвичай здійснюють у наступному порядку:

- - Вивчають технічні характеристики об'єкта, системи, процесу, а також використовувані енергетичні джерела, робочі середовища, матеріали; встановлюють їх пошкоджують властивості;
 - - Встановлюють закони, стандарти, правила, дії яких поширюються на даний технічний об'єкт, систему, процес;
- перевіряють технічну документацію на відповідність законам, правилам, принципам і нормам стандартів безпеки;

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

- Складають перелік небезпек, в якому зазначають ідентифіковані джерела небезпек (системи, підсистеми, компоненти), ушкоджують фактори, потенційні ПП, виявлені недоліки.

При проведенні ПЛО особливу увагу приділяють наявності вибухопожежо-небезпечних та токсичних речовин, виявленню компонентів об'єкта, в яких можливе їх присутність, потенційним ПП від неконтрольованих реакцій і при перевищенні тиску. Після того як виявлені великі системи технічного об'єкта, які є джерелами небезпеки, їх можна розглянути окремо і більш детально досліджувати за допомогою інших методів аналізу, описаних нижче.

Аналіз наслідків відмов (АПО) - переважно якісний метод ідентифікації небезпек, заснований на системному підході і має характер прогнозу. Цим методом можна оцінити небезпечний потенціал будь-якого технічного об'єкта. АПО зазвичай здійснюють у наступному порядку:

- - Технічну систему (об'єкт) підрозділяють на компоненти;
- - Для кожного компонента виявляють можливі відмови, використовуючи, наприклад, алгоритм, рекомендований в роботі вивчають потенційні ПП, які може викликати той чи інший відмова на досліджуваному технічному об'єкті;
- - Результати записують у вигляді таблиці;
- - Відмови ранжирують по небезпекам і розробляють запобіжні заходи, включаючи конструкційні зміни.

Аналіз наслідків відмов може виявити необхідність застосування інших, більш ємних методів ідентифікації небезпек. Крім того, в результаті аналізу відмов можуть бути зібрані і документально оформлені дані про частоту відмов, необхідні для кількісної оцінки рівня небезпек розглянутого технічного об'єкта.

Аналіз небезпек за допомогою дерева причин потенційного ПП (АОДП) зазвичай виконують у наступному порядку. Спочатку вибирають потенційне ПП (наприклад, н-ПП або який-небудь відмову, який може призвести до н-ПП). Потім виявляють всі фактори, які можуть призвести до заданого ПП (системи, підсистеми, події, зв'язку і т.д.). За результатами цього аналізу будують орієнтований

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

граф. Вершина (корінь) цього графа занумерован потенційним НП. Тому граф є деревом. У нашому випадку дерево складається з усіх тих причин - подій, які роблять можливим задане НП.

Проведення АОДП можливо тільки після детального вивчення робочих функцій усіх компонентів розглянутої технічної системи. На роботу системи впливає людський фактор, наприклад, можливість здійснення оператором помилки. Тому бажано всі потенційні інциденти - "відмови операторів" вводити в зміст дерева причин. Дерево відображає статистичний характер подій. Побудовою декількох дерев можна відобразити їх динаміку, тобто розвиток подій у часі.

Після завершення АОДП можна від якісних характеристик приступити до кількісного аналізу.

Аналіз небезпек за допомогою дерева наслідків потенційного ПП (АОДПО) відрізняється від АОДП тим, що у разі АОДПО задається потенційне ПП - ініціатор і досліджують всю групу подій - наслідків, до яких воно може призвести. Таким чином, між подіями мається тимчасова залежність. АОДПО можна проводити на будь-якому об'єкті. Як і АОДП, він вимагає хорошого знання об'єкта. Тому, перед тим як проводити АОДПО, необхідно ретельно вивчити об'єкт, допоміжне обладнання, параметри навколишнього середовища, організаційні питання.

Аналіз небезпек методом потенційних відхилень (АОМПО): відхилення - режим функціонування якого-небудь об'єкта, системи, процесу або будь-якої її частини (компонента), що відрізняється в тій чи іншій мірі від конструкторського призначення (задуму). АОМПО зазвичай передуює ПАТ.

Метод потенційних відхилень (МПО) - процедура штучного створення відхилень за допомогою ключових слів. Цим методом аналізують небезпеки герметичних процесів і систем. Найбільшого поширення він отримав в хімічній промисловості.

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	40

Аналіз помилок персоналу (АОП) включає наступні етапи: вибір системи і виду роботи; визначення мети; ідентифікацію виду потенційної помилки; ідентифікацію наслідків; ідентифікацію можливості виправлення помилки; ідентифікацію причини помилки; вибір методу запобігання помилки; оцінку ймовірності виправлення помилки; розрахунок ризику; вибір шляхів зниження ризику.

Причинно-наслідковий аналіз (ПСА) виявляє причини події НП. Проте ПСА є складовою частиною загального аналізу небезпек. Він завершується прогнозом нових ПП і складанням плану заходів щодо їх попередження. Аналіз починають із збору інформації, яка покликана описати ПП точно і об'єктивно. Складають перелік подій, що передували ПП, при цьому звертають увагу на те, що реєстровані реальні події і факти бувають двох видів: що носять випадковий характер і мають постійний характер. Останні беруть участь у виникненні ПП опосередковано і в поєднанні з випадковими подіями. Наприклад, погана конструкція огорож на машині (факт, що носить постійний характер) сприяла проникненню руки оператора в небезпечну зону (випадкова подія). Перелік може містити достатньо велика кількість подій, що передували НП, і по ньому важко дати необхідні висновки. У цьому випадку доцільно побудувати орієнтований графдереву причин. Побудова починають з останній стадії розвитку подій, а саме з ПП-нещастя. По кожному попередні події послідовно ставлять такі питання.

Логічна узгодженість дерева причин контролюється шляхом постановки до кожного попереднього події наступних питань.

Процес створення дерева причин спонукає дослідника до збору і глибокого аналізу інформації. По закінченні роботи дослідник має групу факторів і діаграму розвитку н-НП.

Логічна структура дерева причин така, що за відсутності хоча б одного з попередніх подій н-ПП відбутися не може. Це є хорошою основою для того, щоб сформулювати попереджувальні заходи з метою: а) виключити повторення н-ПП даного типу; б) уникнути більш-менш аналогічних н-ПП (ЧП, які мають зданим ПП загальні ознаки).

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	41

При кількісному аналізі небезпек складні системи розбивають на безліч підсистем. Підсистемою називають частина системи, яку виділяють за певною ознакою, відповідальному конкретним цілям і задачам функціонування системи (наприклад, підсистема управління безпекою купа). В рамках цих завдань підсистема може розглядатися як самостійна система. Таким чином, ієрархічна структура складної системи така, що дозволяє її розбивати на підсистеми різних рівнів, причому підсистеми нижчих рівнів входять складовими частинами в підсистеми вищих рівнів. Підсистеми в свою чергу складаються з компонентів - частин системи, які розглядаються без подальшого членування як єдине ціле.

Кількісним показником небезпек системи є також ризик, для оцінки якого використовуються різні математичні формулювання (див. Параграф 1.3).

Аналіз ризику, обумовленого наявністю джерела шкідливої дії, складається з етапу оцінки ризику, супроводжуваного дослідженнями, і етапу управління ризиком (рис. 6.4). На етапі оцінки встановлюють, які наслідки викликають різні дози і в різних умовах в даному колективі. На етапі управління ризиком аналізують різні альтернативи і вибирають найбільш підходящі керуючі впливи.

У процесі управління ризиком виділяють управління технічним ризиком (УТР) і керування корпоративним ризиком (УКР).

УТР є процес, в результаті якого приймаються рішення про згоду з відомим ризиком або про необхідність усунення небезпеки і пом'якшення наслідків. Методи УТР засновані на інженерних знаннях і можуть в якості своєї цілі ставити, наприклад, задачу підвищення надійності системи.

УКР може мати на увазі:

- а) зменшення ризику. Зменшення ризику можна досягти технічним шляхом або організаційними методами, наприклад управлінням небезпеками в режимі реагування;
- б) анулювання ризику. Анулювання неприйнятно великого ризику можна здійснити, наприклад, шляхом скасування будь-якого виробництва, зміною виробничого процесу або заміною небезпечних матеріалів на безпечні;

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

• в) збереження ризику. Ризик може бути збережений при його знанні й незнанні. Однак у цьому пункті мається на увазі, що управлінський персонал свідомо вирішує зберегти відомий йому ризик;

г) передачу ризику. Ризик може бути переданий, наприклад, з одного цеху в інший або змінникам разом з технікою.



Рисунок 4.4 – Схема аналізу ризику, обумовленого джерелом, яке впливає на здоров'я

З метою прийняття остаточного рішення результати оцінки ризику розглядають з урахуванням інженерних, економічних і політичних аспектів.

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

131.01. ВР.000.00ПЗ

ВИСНОВКИ

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

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

131.01. ВР.000.00ПЗ

44

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				
				45