

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
Ковальов І.О.
« ____ » _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему
Розробка нерегульованого аксіально-поршневого насоса
з похилим блоком

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

Виконавець роботи _____
(підпис)

Абу Хера Ала Ісса Мохамад
(прізвище, ініціали)

Керівник _____
(підпис)

Кулініч С. П.
(прізвище, ініціали)

Суми 2020

Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідраеромеханіки
освітня програма “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”
зі спеціальності 131 “Прикладна механіка”

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедрою ПГМ
_____ І.О.Ковальов
« ____ » _____ 2020р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу бакалавра студентові
Абу Хера Ала Ісса Мохамад

(прізвище, ім'я, по батькові)

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

затверджена наказом по університету від" ____ р. № _____

2.Термін задачі студентом закінченої роботи 10.06.2020 р.

3.Вихідні дані до роботи: робочий об'єм насоса 25 см^3 , частота обертання валу насосу $n = 3000 \text{ об/хв}$; число циліндрів $z = 7$, тиск насосу $p_n = 25 \text{ МПа}$; кут нахилу блоку циліндрів $\gamma = 25^\circ$

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

Опис конструкція і принципу дії аксіально-поршневого насосу

Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насосу

Розрахунки на міцність деталей та вузлів насосу

Технологія виробництва блоку циліндрів

Організаційні структури управління підприємством

Нормалізація мікрокліматичних умов робочої зони

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 конструкція і принципу дії аксіально-поршневого насосу	27.04.2020	
2	Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насосу	05.05.2020	
3	Розробка конструкції насосу	10. 05.2020	
4	Розрахунки на міцність деталей та вузлів насосу	15. 05.2020	
5	Технологія виробництва блоку циліндрів	20. 05.2020	
6	Організаційні структури управління підприємством	25. 05.2020	
7	Нормалізація мікрокліматичних умов робочої зони	31. 05.2020	
8	Розробка конструкції деталей та вузлів насосу	05. 06.2020	
9	Оформлення РПЗ	10.06.2020	

7. Дата видачі завдання «6» квітня 2020р.

Студент- _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

Кулініч С.П.
(Прізвище, ініціали)

Реферат

Пояснювальна записка: 50 с., 2 табл., 5 рис., 11 джерел.

Графічний матеріал: 4 аркуші формату А1.

Об'єкт розробки: нерегульований аксіально-поршневий насос.

Мета: розробка насосу, який забезпечує високий тиск, але працює при малих габаритах.

Підібрані стандартні вироби. Розроблена конструкція насосу. Виконані гідравлічні розрахунки, проведені розрахунки на міцність. Розроблений технологічний процес виготовлення блоку циліндрів.

Ключові слова: НАСОС, ГІДРОПРИВІД, ПОРШЕНЬ, РОЗПОДІЛЬНИК, ГІДРОЦИЛІНДР, ШАТУН, БЛОК ЦИЛІНДРІВ, РОБОЧА РІДИНА.

Технічне завдання

Реферат

Вступ.....	6
1 Опис конструкції й принцип дії насоса	11
2 Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насоса.....	15
2.1 Розрахунок потужності.....	15
2.2 Розрахунок розмірів блоку циліндрів.....	17
2.3 Розрахунок каналів і вікон блоку циліндрів.....	21
2.4 Розрахунок торцевого розподільника.....	24
2.5 Сили діючі на блок і розподільник.....	25
2.6 Розрахунок на міцність.....	27
2.6.1 Вибір матеріалу блоку.....	27
2.6.2 Перевірка блоку на міцність.....	27
2.6.3 Розрахунок шатуна й поршнів.....	27
2.6.4 Розрахунок сил діючих на поршні.....	29
2.6.5 Розрахунок на міцність поршневої групи.....	30
2.6.6 Розрахунок шатуна на повздожню стійкість.....	30
2.6.7 Розрахунок вала.....	32
2.6.8 Підбір підшипників.....	33
3 Організаційні структури управління підприємством	35
4 4. Нормалізація мікрокліматичних умов робочої зони.....	40
5 Технологія виготовлення блоку циліндрів	44
Висновки.....	49
Список літератури.....	50

Підпись и дата	Взам. инв. №	Индв. № дубл.	Підпись и дата	6.131.01.ВР.000.00ПЗ				
				Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Индв. № подл.	Разраб.	Абу Хера Ала Исса Мохамад	Насос аксіально-поршневий з похилим блоком Пояснювальна записка	Лит.	Лист	Листов		
	Провер.	Кулініч.		ВР	4	50		
	Нач. бюро			СумДУ ГМ-61				
	Н. контр.	Алексєєнко						
	Утв.							

Вступ [1]

Аксіально-поршневі насоси конструюються на основі кінематичних схем просторових механізмів, що перетворюють обертовий рух вала у зворотно-поступальний рух поршнів у напрямку, паралельному осі обертання цього вала. Вони діляться на дві групи: насоси з похилим диском і насоси з похилим блоком.

Схема насоса з похилим блоком наведена на малюнку В.1. У цьому насосі блок циліндрів 1 з поршнями 2 обертаються відносно своєї осі, що становить кут γ з віссю вала 3. Вал виконується як одне ціле з упорним диском 4. Для передачі руху поршням служать шатуни 5, шарнірно з'єднані з упорним диском і кожним з поршнів. Необхідною умовою, що забезпечує працездатність даної схеми, є спільне обертання вала й блоку. Для протікання рідини кожний циліндр має отвір круглої або овальної форми.

Щоб рідина при обертанні вала блоку могла надходити в потрібні моменти часу в циліндри й протікати з всмоктувального патрубку в напірний, у насосах є розподільний пристрій, що називають розподільником. Конструкція розподільника, використовуваного в аксіально-поршневих насосах показана на малюнку В.2.

Розподільник має два серпоподібних вікна 1 і 3 розділених перемичками 2. Діаметр середньої окружності цих вікон $D_{ок}$ дорівнює діаметру, на якому розташовані отвори для проходу рідини в циліндри. Ширина перемичок виконується такою, щоб ці отвори надійно перекривалися в моменти, коли поршень переходить від циклу нагнітання до циклу всмоктування (або навпаки від циклу всмоктування до циклу нагнітання).

Площина А розподільного диску притискається до блоку циліндрів, протилежною стороною – до корпусу насоса. Вікна 1 і 3 при цьому з'єднуються з напірним і зливальним патрубками.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ	5
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

До основних технічних параметрів аксіально-поршневих насосів ставляться: робочий об'єм, частота обертання вала, тиск нагнітання, теоретична дійсна подачі насоса, а також механічна потужність насоса, необхідна для правильного вибору двигуна.

Аналіз даних, виконаний не більш ніж 150 типорозмірах насоса [6], показує, що на робочі об'єми й частоти обертання вала покривають деяку область (малюнок В.3.). Загальна тенденція полягає в тому, що більшому значенню робочого V об'єму відповідає менше значення частоти обертання n .

Дійсна подача насоса Q_n пов'язана з теоретичною подачею співвідношенням:

$$Q_n = Q_m \cdot \eta_o;$$

де η_o - об'ємний ККД насоса.

Об'ємний ККД насоса залежить від багатьох факторів і коливається в межах $\eta_o = 0,92 - 0,98$. Найбільший вплив на ККД завдає нагнітання p_n й частота обертання n (мал. В.4). З мал. В.4 видно, що збільшення тиску нагнітання й частоти обертання зменшує об'ємний ККД.

Аксіально-поршневі насоси знаходять широке застосування при створенні джерел живлення гідравлічних приводів завдяки своїм перевагам: можливість створення високих тисків, малі габарити й маса, високі значення ККД. Необхідність створення насоса, що володіє цими якостями, і має необхідні параметри й обумовили вибір конструкції насоса, розроблюваної в даному дипломному проекті.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				6

1 Опис конструкції та принцип дії насоса

Нерегульовані аксіально-поршневі насоси 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 вала 40 шатуни 38 через внутрішні конічні розточення поршнів передають тангенціальну складову сили, необхідної для приведення блоку циліндрів 20 в обертотий рух. Фіксація блоку в просторі здійснюється за допомогою центрального шипа 1, сферична головка якого закріплена у фланці вала 40, а хвостовик опирається на втулку 33, запресовану в центральний отвір нерухливого сферичного розподільника 32. У силу похилого розташування блоку циліндрів щодо осі вала при обертанні блоку поршні роблять складний рух: обертальне разом із блоком циліндрів і зворотно-поступальне щодо стінок блоку циліндрів. За один оберт вала 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 вала розподільник забезпечує комутацію робочих камер в усмоктувальної, а в другий - з напірною лінією гідросистеми, підключеними до отворів у задній кришці 27 корпусу 37 насоса. [1].

При експлуатації машини в режимі гідромотора робоча рідина з напірної 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 –

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				7

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

6.131.01. ВР.000.00ПЗ

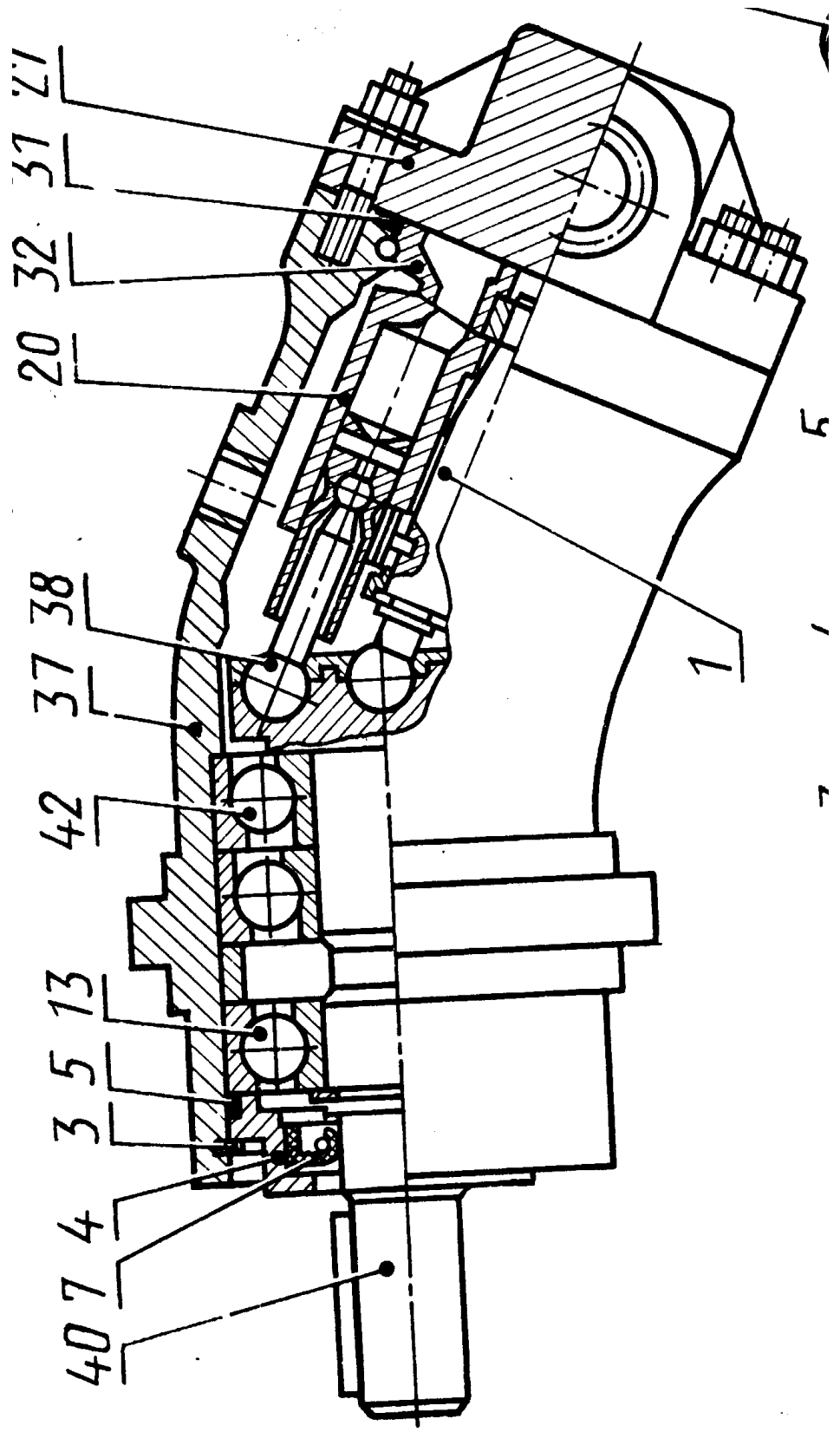


Рисунок 1.1. Нерегулируемый аксиально-поршневый насос с похилим блоком

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 - 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
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				
				9

2 Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насоса [2]

2.1 Розрахунок потужності

Аксіально-поршневий насос є енергетичною машиною, що перетворює енергію приводного двигуна в енергію потоку рідини.

Основною технічною характеристикою насоса є його робочий об'єм. Від робочого об'єму й частоти обертання вала приводного двигуна залежить подача насоса. Подача насоса визначається по формул:

$$Q = qn\eta_o, \quad (2.1)$$

де Q – подача насоса;
 q – робочий об'єм насоса;
 n – частота обертання вала;
 η_o - об'ємний ККД насоса.

Об'ємний ККД насоса завитий від в'язкості робочої рідини, зазорів між розточеннями в блоці циліндрів і поршнів, зазору між торцевим розподільником і блоком циліндрів, тиск робочої рідини, частоти обертання вала насоса. Згідно [1] він перебуває в межах 0,92- 0,98. Для проектування насоса приймаємо $\eta_o = 0,96$.

З урахуванням прийнятих значень із формули (2.1) знаходимо:

$$Q = \frac{25 \cdot 10^{-6} \cdot 3000 \cdot 0,96}{60} = 0,0012 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				10

Потужність на валу аксіально-поршневого насоса визначається про формулу:

$$N = \frac{Q\Delta p_n}{\eta_o \eta_m}, \quad (2.2)$$

де N – потужність на валу насоса;
 Δp_n – перепад тиску на насосі;
 η_m - механічний ККД насоса.

Механічний ККД аксіально-поршневих насосів залежить від сил тертя діючих у рухливих ланках насоса: у підшипниках ротора, у кульових шарнірах шатуна, між поршнем і блоком циліндрів. Для аксіально-поршневих насосів значення механічного ККД лежить у межах:

$$\eta_m = 0,92 - 0,96 \quad [1]$$

Для розрахунків приймаємо $\eta_m = 0,96$

Перепад тиску з урахуванням технічного завдання на насосі дорівнює $\Delta P = 25$ МПа.

З урахуванням прийнятого значення механічного ККД і отриманого перепаду тиску на насосі, по формулі (2.2) маємо:

$$N = \frac{1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 10^6}{0,96 \cdot 0,96} = 32,5 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Електродвигун підбирати не будемо, тому що привод здійснюється від привода дизельної машини.

2.2 Розрахунок розмірів блоку циліндрів

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ	11

Якщо робочий об'єм насоса визначений, завдання розрахунку полягає в тім, щоб установити розміри основних деталей і вузлів, що забезпечують одержання необхідної подачі при заданій частоті обертання валу, що задовольняють умові міцності при розрахунковому тиску в напірній лінії, що враховують необхідність забезпечення мінімальних втрат потужності й оптимальної довговічності.

Визначальний вплив на розміри насоса робить блок циліндрів і прийнята схема компонування. Вихідними даними для розрахунку блоку служать:

робочий об'єм насоса $q = 25 \text{ см}^3$, число циліндрів $z = 7$, тиск нагнітання $P_H = 20 \text{ МПа}$, і кут нахилу $\gamma = 25^\circ$.

Визначимо діаметр циліндра d (мал.2.1):

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q \sin \frac{\pi}{z}}{1,2z k_D \sin \gamma}}; \quad (2.3)$$

де q - робочий об'єм насоса;

$z = 7$ - число циліндрів;

$\gamma = 25^\circ$ - кут нахилу;

k_D - конструктивний коефіцієнт.

$$k_D = \frac{2}{1 + \cos \gamma}; \quad (2.4)$$

$$k_D = \frac{2}{1 + \cos 25^\circ} = 1,049;$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^{-6} \cdot \sin \frac{180^\circ}{7}}{1,2 \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 1,049 \cdot \sin 25^\circ}} = 0,015 \text{ м};$$

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

$d=0,015$ м.

Визначимо діаметр ділильної окружності D_B :

$$D_B = \frac{d(1+k_B)}{\sin \frac{\pi}{z}}; \quad (2.5)$$

де $k_B=0,2$ – конструктивний елемент;

$$D_B = \frac{0,015(1+0,2)}{\sin \frac{180^\circ}{7}} = 0,0458 \text{ м.}$$

$D_B=0,0458$ м.

Приймаємо $D_B=46$ (мм).

Визначимо діаметр внутрішнього розточення D_{BH} :

$$D_{BH} = D_B - (d + 2b_1) \quad (2.6)$$

де $b_1 = k_B \cdot d$;

$$b_1 = 0,2 \cdot 0,015 = 0,003;$$

$$D_{BH} = 0,046 - (0,015 + 2 \cdot 0,003) = 0,025 \text{ м};$$

$D_{BH}=0,025$ м.

Визначимо зовнішній діаметр D_{BH} :

$$D_{BH} = D_B + d + 2b_1; \quad (2.7)$$

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

$$D_{BH} = 0,046 + 0,015 + 2 \cdot 0,003 = 0,067 \text{ м.}$$

Перевірка на міцність.

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} P_p \leq \sigma_{\text{доп}}; \quad (2.8)$$

де P_p - розрахунковий тиск, МПа;

$$\sigma_{\text{доп}} - \text{допускається напруження, щоМ, } \sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_T}{3};$$

(2.9)

де $\sigma_T = 280$ МПа.

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{280}{3} = 93 \text{ МПа}$$

$$A = \frac{d + 2b_1}{d}; \quad (2.10)$$

$$A = \frac{0,015 + 2 \cdot 0,003}{0,015} = 1,4$$

Тоді одержимо:

$$\sigma = \frac{1,4^2 + 1}{1,4^2 - 1} \cdot 25 \cdot 10^6 = 77,1 \text{ МПа.}$$

Тому що $\sigma = 77,1 \text{ МПа} \leq \sigma_{\text{доп}} = 93 \text{ МПа}$, те перевірка виконується.

Розрахунок блоку на твердість виконується приблизно по формулі для радіальної деформації товстостінної труби, що має внутрішній діаметр, рівний d , і зовнішній діаметр, рівний $d + 2b_1$:

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

$$\delta = \frac{d}{E} \left(\frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) P_H \leq \delta_{\text{доп}}. \quad (2.11)$$

Деформацію, що допускається $\delta_{\text{доп}}$ приймаємо рівною 14 мкм. Коефіцієнт Пуассона μ приймаємо 0,4 а модуль пружності $E = 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

$$\delta = \frac{0,015}{0,8 \cdot 10^5} \left(\frac{1,4^2 + 1}{1,4^2 - 1} + 0,4 \right) \cdot 25 \cdot 10^6 = 16,33 \text{ мкм}.$$

Тому що $\delta = 16,33 \leq \delta_{\text{доп}} = 17 \text{ мкм}$, та умова твердості виконується.

Визначимо довжину циліндра:

$$L_{\text{ц}} = s_o + L_3 + \delta_{\text{ц}}; \quad (2.12)$$

де $s_o = D \sin \gamma \cdot k_d; \quad (2.13)$

$$s_o = 0,046 \sin 25^\circ \cdot 1,049 = 0,019 \text{ м};$$

$\delta_{\text{ц}}$ – запас, рівний 0,2-0,1 мм;

L_3 – довжина закладення поршня, приймають (1,6-2,1) d ;

Приймаємо $L_3 = 1,85d$;

$$L_3 = 1,85 \cdot 0,015 = 0,028 \text{ мм}.$$

Тоді по формулі (2.8) одержимо:

$$L_{\text{ц}} = 0,019 + 0,028 + 0,15 \cdot 10^{-3} = 0,04715 \text{ м}.$$

Товщину циліндра виберемо конструктивно, але не менш, ніж величина $2b_1$.

Висота блоку визначається по формулі:

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ

$$H = L_{ц} + b_3; \quad (2.14)$$

де $b_3 = 0,009$, з конструктивних міркувань:

$$H = 0,047 + 0,009 = 0,056 \text{ м.}$$

Піднутрення:

$$b_4 = 0,3 - 0,5d; \quad (2.15)$$

$$b_4 = 0,4 \cdot 0,015 = 0,006 \text{ м.}$$

Всі розміри уточнюються при конструктивному проробленні на кресленні.

2.3 Розрахунок каналів і вікон блоку циліндрів

Діаметр прохідного каналу усмоктувальних і напірного патрубків насоса визначаються по допускаються скоростям, що, на підставі геометричної подачі насоса:

$$d_k = \sqrt{\frac{4Q_o}{\pi V_{доп}}}; \quad (2.16)$$

Величину допускаємої швидкості $V_{доп}$ для усмоктувальних і напірного патрубків приймаємо рівної 8 м/с.

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 8}} = 0,006 \text{ м.}$$

Инвар. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				16

Для напірної магістралі:

$$V_{\text{доп}} = 6 - 10 (\text{м/с}) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 8}} = 0,006 \text{ м.}$$

Для напірних каналів насоса:

$$V_{\text{доп}} = 8 (\text{м/с}) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 8}} = 0,006 \text{ м.}$$

Для впускних вікон циліндра:

$$V_{\text{доп}} = 8 (\text{м/с}) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 8}} = 0,006 \text{ м.}$$

Канали запобіжних клапанів:

$$V_{\text{доп}} = 20 (\text{м/с}) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 20}} = 0,004 \text{ м.}$$

Трубопроводи усмоктувальних ліній насосів:

$$V_{\text{доп}} = 0,05 - 1,5 (\text{м/с}) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 0,77}} = 0,02 \text{ м.}$$

Канали насосів на усмоктування:

$$V_{\text{доп}} = 1,0 - 2,0 (\text{м/с}) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,02 \text{ м.}$$

Инвар. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				17

Короткі нагнітальні трубопроводи:

$$V_{\text{доп}} = 3,0 - 5,0(\text{м/с}) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 4}} = 0,009 \text{ м.}$$

Щілини запобіжних клапанів:

$$V_{\text{доп}} = 15,0 - 30,0(\text{м/с}) \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 20}} = 0,004 \text{ м.}$$

Істотний вплив на гідравлічні втрати в насосі роблять розмір і форма вікон для проходу рідини в циліндри.

Площа вікна розраховується таким чином, щоб швидкість плинину рідини в ньому не перевищувала 8,0 м/с.

Площа вікна f_o , приймають попередньо рівної 0,42-0,50 від площі поршня f_{Π}

$$f_{\Pi} = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4}; \quad (2.17)$$

$$f_{\Pi} = \frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4} = 0,000177 \text{ м}^2;$$

тоді

$$f_o = 0,42 \cdot 0,000177 = 0,000074 \text{ м}^2.$$

Визначимо діаметр вікна:

$$d_o = \sqrt{\frac{4f_o}{\pi}}; \quad (2.18)$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				18

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000074}{3,14}} = 0,01 \text{ м.}$$

2.4 Розрахунок торцевого розподільника

Кут, що доводиться на серповидне вікно:

$$2\beta = \frac{2\pi}{z} \left(3 - \frac{1}{z} \right); \quad (2.19)$$

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

Ширина серповидного вікна:

$$a = 2\rho; \quad (2.20)$$

$$a = 2 \cdot 3 \cdot 10^{-6} = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Площа серповидного вікна:

$$f_c = \frac{\pi D_o}{360} 2\beta \cdot a; \quad (2.21)$$

$$f_c = \frac{3,14 \cdot 46 \cdot 10^{-3}}{360} \cdot 146,56 \cdot 12 \cdot 10^{-6} = 2,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

2.5 Сили діючі на блок і розподільник

Притискаючи зусилля:

Инів. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инів. № дубл.	Подпись и дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ	19

$$R_{\text{приж}} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot n_{\text{мех}} \cdot P_n; \quad (2.22)$$

$$R_{\text{приж}} = \frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4} \cdot 4 \cdot 25 \cdot 10^6 = 17662,5 \text{ Н.}$$

Віджимна сила:

$$R_{\text{отж}} = \frac{f_c \cdot P_n}{2} + \frac{\pi(D_{\text{б}}^2 - D_{\text{вн}}^2)P_n}{16}; \quad (2.23)$$

$$R_{\text{отж}} = \frac{2,9 \cdot 10^{-4} \cdot 25 \cdot 10^6}{2} + \frac{3,14(0,046^2 - 0,025^2)}{16} \cdot 25 \cdot 10^6 = 20162,5 \text{ Н.}$$

Враховуючи, що співвідношення між що притискаючою й віджимною силами:

$$m = \frac{R'_{\text{приж}}}{R_{\text{отж}}} = 1,2; \quad (2.24)$$

$$R'_{\text{приж}} = R_{\text{отж}} \cdot 1,2; \quad (2.25)$$

$$R'_{\text{приж}} = 20162,5 \cdot 1,2 = 24195 \text{ Н.}$$

Недолік зусилля, що притискає, компенсуємо пружиною:

$$R_{\text{пр}} = R'_{\text{приж}} - R_{\text{отж}}; \quad (2.26)$$

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ	20

$$R_{np} = 24195 - 20162,5 = 4032,5 \text{ Н.}$$

З огляду на, що діаметр центрального шипа дорівнює 20 мм, стандартна пружина 181 ДЕРЖСТАНДАРТ 13772-68. Зусилля $R_{np} = 4000 \text{ Н}$, діаметр дроту 8 мм, частота одного витка $z_1 = 809$.

Таким чином, притискання стандартної пружини не дозволяє створити необхідне притискне зусилля. Тому необхідно зменшити зусилля, що віджимає. Для цього блок циліндрів з боку дна робимо конічним.

Діаметр вершини усіченого конуса визначаємо з рівності сил:

$$R_{приж} + R_{np} = 1,2 \left(\frac{f_c \cdot P_n}{2} + \frac{\pi(D'_{\text{бл}}{}^2 - D_{\text{вн}}^2)}{16} \right); \quad (2.27)$$

звідки:

$$D'_{\text{бл}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{R_{приж} + R_{np}}{1,2} - \frac{f_c \cdot P_n}{2} \right) \cdot 16}{\pi \cdot P_n} + D_{\text{вн}}^2}; \quad (2.28)$$

$$D'_{\text{бл}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{17662,5 + 4032,5}{1,2} - \frac{2,9 \cdot 10^{-4} \cdot 25 \cdot 10^6}{2} \right) \cdot 16}{3,14 \cdot 25 \cdot 10^6} + 0,025^2} = 0,06 \text{ м.}$$

2.6 Розрахунок на міцність

2.6.1. Приймаємо матеріал блоку, алюміній для якого:

допустиме напруження $[\sigma] = 93 \text{ МПа}$;

коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,4$;

модуль пружності $E = 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

припустима деформація $\delta_{\text{дон}} = 10\text{-}14 \text{ напівтемний}$.

Розраховуємо блок на твердість, малюнок (2.2):

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

$$\delta = \frac{d}{E} \left(\frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) P_n \leq \delta_{доп} \quad (2.29)$$

де $A = \frac{d + 2b_1}{d};$

$$A = \frac{15 + 2 \cdot 3}{15} = 1,4.$$

$$\delta = \frac{0,015}{0,8 \cdot 10^5} \left(\frac{1,4^2 + 1}{1,4^2 - 1} + 0,4 \right) \cdot 25 \cdot 10^6 = 13,8 \leq \delta_{доп}.$$

2.6.2. Розрахунок шатуна й поршнів.

Поршнева група є дуже відповідальним вузлом насоса, тому що, те її виконання багато в чому залежать об'ємний і механічний ККД і загальний ресурс.

Діаметри головки шатуна з боку упорного диска:

$$D_{шд} = (1,0 \dots 1,06)d; \quad (2.30)$$

$$D_{шд} = 1,0 \cdot 0,015 = 0,015 \text{ м.}$$

Діаметр головки шатуна з боку поршня:

$$D_{шп} = (0,5 \dots 0,6)d; \quad (2.31)$$

$$D_{шп} = 0,5 \cdot 0,015 = 0,0075 \text{ м.}$$

Довжина поршня:

$$L_{п} = (1,2 \dots 1,5)d; \quad (2.32)$$

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Инов. № подл.	Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ	22

$$L_{II} = 1,2 \cdot 0,015 = 0,018 \text{ м.}$$

Довжина шатуна між центрами сферичних головок:

$$L_{III} = (0,8 \dots 0,9) D_B; \quad (2.33)$$

$$L_{III} = 0,8 \cdot 0,046 = 0,037 \text{ м.}$$

Діаметри отвору для підведення змащення, але не менш 2 мм:

$$d_{CM} = (0,05 \dots 0,04) d; \quad (2.34)$$

$$d_{CM} = 0,05 \cdot 0,015 = 0,0008 \text{ м.}$$

Приймаємо $d_{CM} = 0,002 \text{ м.}$

Розміри поршня зі штоком представлені на малюнку 2.3.

2.6.3. Розрахунки сил діючих на поршні.

Сила, прикладена до штока:

$$F_{ш} = F_n = 4220 \text{ Н.}$$

Проекції сил діючих на шток:

$$F_N = F_n \cdot \cos \gamma; \quad (2.35)$$

$$F_N = 4220 \cdot \cos 25^\circ = 3825 \text{ Н.}$$

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

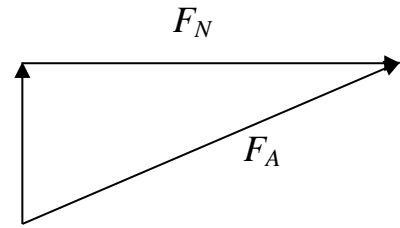


Рисунок 2.3.

:

$$F_A = F_n \cdot \sin \gamma; \quad (2.36)$$

$$F_A = 4220 \cdot \sin 25^\circ = 1783 \text{ Н.}$$

Сумарне значення крутного моменту на валу

$$M_{m\Sigma} = \Sigma M_{mi} = F_n \sin \gamma R_\delta \sum_{i=1}^{k=4} \sin [\varphi + (k-1)\alpha]; \quad (2.37)$$

де $R_\delta = \kappa_D \cdot R_\delta$ - радіус диска.

$$R_\delta = 1,05 \cdot \frac{46}{2} = 24,15 \text{ мм.}$$

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

$$M_{m\Sigma} = \Sigma M_{m,k=0^\circ} = 4220 \cdot \sin 25^\circ \cdot 24,15 \cdot 10^{-3} ((\sin(0 + (1-1) \cdot 51,25 \cdot 10^6) + \sin(0 + (2-1) \cdot 51,25) + \sin(0 + (3-1) \cdot 51,25) + \sin(0 + (4-1) \cdot 51,25)) = 92,4 \quad (\text{Н}\cdot\text{м})$$

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

$$M_{m\Sigma} = \Sigma M_{m,k=0^\circ} = 4220 \cdot \sin 25^\circ \cdot 24,15 \cdot 10^{-3} ((\sin(17 + (1-1) \cdot 51,25 \cdot 10^6) + \sin(17 + (2-1) \cdot 51,25) + \sin(17 + (3-1) \cdot 51,25) + \sin(17 + (4-1) \cdot 51,25)) = 98,8 \quad (\text{Н}\cdot\text{м})$$

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

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

$$M_{m.\Sigma.} = \Sigma M_{m.\kappa=0^\circ} = 4220 \cdot \sin 25^\circ \cdot 24,15 \cdot 10^{-3} ((\sin(34 + (1-1) \cdot 51,25 \cdot 10^6) + \sin(34 + (2-1) \cdot 51,25) + \sin(34 + (3-1) \cdot 51,25) + \sin(34 + (4-1) \cdot 51,25)) = 97,9 \quad (\text{Н}\cdot\text{м})$$

Сумарна радіальна діюча на підшипники:

$$\Sigma R_{pa0} = \kappa \cdot F_n \cdot \sin \gamma; \quad (2.38)$$

$$\Sigma R_{pa0} = 4 \cdot 4220 \cdot \sin 25^\circ = 71,33 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила діюча на підшипники:

$$\Sigma R_{oc} = \kappa \cdot F_n \cdot \cos \gamma; \quad (2.39)$$

$$\Sigma R_{oc} = 4 \cdot 4220 \cdot \cos 25^\circ = 15298 \text{ Н.}$$

2.6.4. Розрахунок на міцність поршневої групи.

Розраховуємо шатуни на поздовжню стійкість і міцність, при цьому врахуємо силу поздовжнього стиску F_{II} і момент тертя в шарнірах M_{TP} , що виникає при обертанні блоку циліндрів.

Величину моменту M_{TP} обчислимо по формулі:

$$M_{TP} = \frac{1}{2} f_{TP} F_{II} D_{III}; \quad (2.40)$$

де f_{TP} – коефіцієнт тертя, приймаємо рівним 0,05...0...0,06

$$M_{TP} = \frac{1}{2} \cdot 0,05 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4} \cdot 25 \cdot 10^6 \cdot 0,0075 = 0,83 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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

Напруга стиску:

$$\sigma_{СЖ} = \frac{4F_{II}}{\pi(d_{III}^2 - d_{CM}^2)}; \quad (2.41)$$

$$\sigma_{СЖ} = \frac{4 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4} \cdot 25 \cdot 10^6}{3,14(0,0075^2 - 0,002^2)} = 107,9 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Напруга вигину:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_{MIN}}; \quad (2.42)$$

де M_I – момент вигину,

$$M_{II} = P \cdot L_{III}; \quad (2.43)$$

де P – сила,

$$P = \frac{2M_{KP}}{z \cdot D_{БИ}}; \quad (2.44)$$

де M_{KP} – момент крутіння,

$$M_{KP} = \frac{qP}{2\pi}; \quad (2.45)$$

$$M_{KP} = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 25 \cdot 10^6}{2 \cdot 3,14} = 99,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

По формулі (2.45) визначимо P :

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инва. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				26

$$P = \frac{2 \cdot 99,5}{7 \cdot 0,046} = 618 \text{ Н.}$$

По формулі (2.44) визначимо M_I :

$$M_I = 618 \cdot 0,037 = 22,87 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

W_{MIN} – момент опору перетину,

$$W_{MIN} = 0,1d^3; \tag{2.46}$$

$$W_{MIN} = 0,1 \cdot 0,015^3 = 3,4 \cdot 10^{-7} \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

По формулі (2.43) визначимо напруга вигину:

$$\sigma_I = \frac{22,87}{3,4 \cdot 10^{-7}} = 67,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Сумарні напруги:

$$\sigma_{PШ} = \sigma_{СЖ} + \sigma_I; \tag{2.47}$$

$$\sigma_{PШ} = 107,9 \cdot 10^6 + 67,3 \cdot 10^6 = 175,2 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Величина $\sigma_{PШ}$ носить циклічний характер, тому умова міцності має такий вигляд:

$$\sigma_{PШ} \leq \psi_{\sigma} \frac{\sigma_{-1}}{K_{Ш}}; \tag{2.48}$$

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				27

де ψ_σ - коефіцієнт форми. Для його вибору обчислюємо коефіцієнт гнучкості:

$$\lambda = \frac{L_{III}}{i_{III}} = \frac{4L_{III}}{\sqrt{d_{CM}^2 + d_{III}^2}}; \quad (2.49)$$

де i_{III} – радіус інерції для розрахункового значення.

$$\lambda = \frac{4 \cdot 0,037}{\sqrt{0,002^2 \cdot 0,0075^2}} = 15,35$$

Виходячи зі значення λ приймаємо $\psi = 0,95$.

σ_{-1} - межа усталостної міцності при поздовжньому стиску й пульсуючому характері навантаження, приймаємо рівним 100 МПа.

κ_{III} - запас міцності, приймаємо рівний 1,8.

$$\psi_\sigma \frac{\sigma_{-1}}{\kappa_{III}} = 0,95 \frac{100}{0,5} = 190 \text{ МПа.}$$

$175,2(\text{Мпа}) \leq 190(\text{Мпа})$ - умова міцності виконується.

2.6.6. Розрахунок шатуна на поздовжню стійкість проведемо приблизно по формулі Ейлера:

$$F_{KP} = \frac{\pi^2 EI_{III}}{L_{III}^2}; \quad (2.50)$$

де F_{KP} – критична сила поздовжнього стиску;

I_{III} – момент інерції шатуна.

$$F_{KP} = \frac{3,14^2 \cdot 0,8 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{0,037^2} = 78500 \text{ Н.}$$

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

Умова міцності має вигляд $\frac{F_{KP}}{F_G} \geq K_v$. Коефіцієнт стійкості K_v приймаємо рівним 3,0.

$$\frac{F_{KP}}{F_{II}} = \frac{78500}{1570} = 50 \geq 3 - \text{умова виконується.}$$

2.6.6. Розрахунок вала.

Діаметр вала в самому слабкому перетині визначають по формулі:

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16M_{MAX}}{\pi\tau_{ДОП}}} + h_{Ш}; \quad (2.51)$$

де $h_{Ш}$ – глибина шпонкового паза, м;

$\tau_{ДОП}$ – допускається напруження, при крутінні, приймаємо $\tau_{ДОП} = 25$ (МПа)

M_{MAX} – максимальне значення сумарного крутний моменту на валу, Н·м.

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 127,4}{3,14 \cdot 25 \cdot 10^6}} + 0,005 = 0,035 \text{ м.}$$

2.6.7. Підбор підшипників.

Діаметр вала під підшипники приймаємо 45 мм.

Становимо схему розподілу радіального навантаження на підшипники. Тому що мінімальне радіальне переміщення повинне бути в манжеті, те цю крапку приймаємо за крапку обертання зовнішньої балки.

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ	29

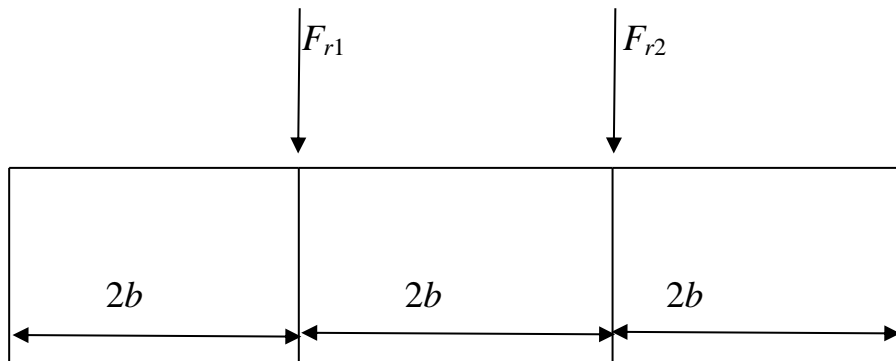


Рисунок 2.4.

де b – ширина підшипника, м.

Тоді становимо рівняння моментів:

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

$$M = 6b \cdot R_{pad};$$

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

$$M = M_1 + M_2;$$

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

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

$$F_{r2} = \frac{F_{r1}}{2} = \frac{R_{pad}}{3}; \quad (2.52)$$

$$F_{r2} = \frac{7135}{3} = 2378 \text{ Н.}$$

$$F_{r1} = 4757 \text{ Н.}$$

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ	30

У першій опорі застосовується здвоєний радіально-упорний підшипник середньої серії 46309 ДЕРЖСТАНДАРТ 831-75.

Його розміри: $d = 45$ мм, $D = 100$ мм, $b = 50$ мм, $\alpha = 26^\circ$, $C_a = 4160$ кгс, $C_{0a} = 3770$ кгс.

Згідно схеми навантаження:

$$F_{a1} = l_2 F_{r2} + A; \quad (2.53)$$

Приймаємо $l_2 = l_1 = 0,30$ м.

Тоді осьова тридцятилітній в 1 опорі:

$$F_{a1} = 0,3 \cdot 237,8 + 1529,8 = 1601 \text{ кгс.}$$

В 2 опорі:

$$F_{a2} = l_2 F_{r2}; \quad (2.54)$$

$$F_{a2} = 0,30 \cdot 237,8 = 71,3 \text{ кгс.}$$

У другій опорі застосовуємо кульковий упорний-завзятий-радіально-упорний підшипник 309 ДЕРЖСТАНДАРТ 8338-75 з розмірами: $d = 45$ мм, $D = 100$ мм, $b = 25$ мм, $\alpha = 26^\circ$, $C_a = 2560$ кгс, $C_{a0} = 1870$ кгс.

Для 1 опори:

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1601}{475,7} = 3,36 \geq e.$$

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				31

Згідно [3] $e = 0,26, x = 0,57, \psi = 0,93$.

Еквівалентне навантаження:

$$P_1 = xF_{r1} + \psi F_{a1}; \quad (2.55)$$

$$P_1 = 0,57 \cdot 475,7 \cdot 0,93 \cdot 1601 = 1760 \text{ кгс.}$$

Номінальна довговічність підшипників у першій опорі:

$$L = \left(\frac{4160}{1760} \right)^3 = 13,2 \text{ млн. обертів.}$$

Довговічність підшипників в 1 опорі при частоті 5000 об/хв:

$$L_n = \frac{13,2 \cdot 10^6}{5000} = 2640 \text{ годин.}$$

Для другої опорі:

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{71,3}{237,8} = 0,299;$$

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

Еквівалентне навантаження:

$$P_2 = 0,56 \cdot 237,8 \cdot 1,45 \cdot 71,3 = 236,5 \text{ кгс.}$$

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

Номинальна довговічність в 2 опорі:

$$L_2 = \left(\frac{2560}{236,5} \right)^3 = 1268 \text{ млн. обертів.}$$

Довговічність підшипника:

$$L_{П2} = \frac{1268 \cdot 10^6}{60 \cdot 5000} = 4227 \text{ годин.}$$

У такий спосіб 1-а опора визначає довговічність підшипникового вузла.

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

ланок іншим зверху донизу. Організаційна структура управління визначається також як склад, взаємозв'язки та супідрядність організаційних одиниць (підрозділів) апарату управління, які виконують різні функції управління організацією (підприємством). Згідно з цим визначенням основними елементами організаційної структури управління є: а) склад і структура функцій управління; б) кількість працівників для реалізації кожної управлінської функції; в) професійно-кваліфікаційний склад працівників апарату управління; г) склад самостійних структурних підрозділів; г) кількість рівнів управління та розподіл працівників між ними; д) інформаційні зв'язки. Отже, кожне з визначень вносить свій вагомий вклад у розуміння суті організаційних структур управління підприємством (організацією). Зрозуміло, що чим досконаліша організаційна структура управління, тим ефективніший вплив управління на процес виробництва (надання послуг). Для цього організаційна структура повинна відповідати певним вимогам: — адаптивність (здатність організаційної структури пристосовуватися до змін, що відбуваються у зовнішньому середовищі); — гнучкість, динамізм (здатність чітко реагувати на зміну попиту, вдосконалення технології виробництва, появу інновацій); — адекватність (постійна відповідність організаційної структури параметрам керованої системи); — спеціалізація (функціональна замкнутість структурних підрозділів, обмеження та конкретизація сфери діяльності кожної керованої ланки); — оптимальність (налагодження раціональних зв'язків між рівнями та ланками управління); — оперативність (недопущення безповоротних змін у керованій системі за час прийняття рішення); — надійність (гарантованість достовірності передачі інформації);

— економічність (відповідність витрат на утримання органів управління можливостям організації); — простота (легкість для персоналу розуміння та пристосування до даної форми управління та участі у реалізації мети організації). На побудову організаційних структур управління впливає система факторів, яка стосується і об'єкта, і суб'єкта управління. Серед факторів є група регульованих і нерегульованих, а також таких, що виявляють безпосередній або опосередко-

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				35

ваний вплив. До найбільш вагомих факторів належать: розміри виробничої діяльності фірми (середня, мала, велика); виробничий профіль фірми (спеціалізація на виробництві одного виду продукції або широкої номенклатури виробів різних галузей); характер продукції, що виробляється, та технологія її виробництва (продукція видобувних чи обробних галузей, масове чи серійне виробництво); сфера інтересів фірми (орієнтація на місцевий, національний чи зовнішній ринок); масштаби зарубіжної діяльності і форми її здійснення (наявність дочірніх підприємств за кордоном, в т. ч. виробничих, збутових тощо); характер об'єднання (концерн, фінансова група тощо). Теорія менеджменту виділяє два класи організаційних структур управління виробництвом: 1) бюрократичні структури; 2) адаптивні структури. Бюрократичні (механістичні) організаційні структури характеризуються високим рівнем розподілу праці, розвинутою ієрархією управління ланцюгом команд, наявністю численних правил і норм поведінки персоналу, підбором кадрів за діловими та професійними якостями. Концепція бюрократії (від французького «бюро», «канцелярія» або грецького «влада», «панування», букв. — панування канцелярії) була сформульована німецьким соціологом Максом Вебером на початку ХХ ст. і в ідеалі є однією з найкорисніших ідей в історії людства (табл. 3.1). Теорія М. Вебера не охоплювала опису конкретних організацій і розглядала бюрократію як деяку нормативну модель, ідеал, до якого повинні прагнути організації. Більшість сучасних організацій є варіантами бюрократії. Причина такого тривалого та широкомасштабного використання бюрократичних структур полягає у тому, що їх характеристики ще досить добре підходять для більшості промислових фірм, організацій сфери послуг, усіх видів державних установ (об'єктивність прийняття рішень, просування працівників на основі їх компетентності, концепція соціальної рівності тощо). Адаптивні (органічні) організаційні структури розробляються та впроваджуються з метою забезпечення можливостей реагувати на зміни зовнішнього середовища та впроваджувати нову наукомістку технологію.

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

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

Таблиця 3.1 Характеристики раціональної бюрократії

Характеристики	Зміст окремих характеристик
Перша	Чіткий розподіл праці, що приводить до появи висококваліфікованих спеціалістів на кожній посаді
Друга	Ієрархічність управління, за якої кожний нижчий рівень контролюється вищим і підпорядковується йому
Третя	Наявність системи узагальнених формальних правил і стандартів, що забезпечує однорідність виконання обов'язків
Четверта	Об'єктивізм, із яким офіційні особи виконують посадові обов'язки
П'ята	Найм на роботу в суворій відповідності до кваліфікаційних вимог

Починаючи з 60-х років, деякі організації стикнулися з такою ситуацією, коли зовнішні умови їх діяльності змінювалися так швидко, проекти ставали настільки складними, а технологія розвивалася так бурхливо, що недоліки бюрократичних структур управління почали перевищувати їхні позитивні риси. Тому організації почали розробляти та впроваджувати нові, гнучкіші типи організаційних структур, які засновуються на цілях та припущеннях, що радикально відрізняються від покладених в основу бюрократичних структур. Однак адаптивні структури не можна в будь-якій ситуації вважати ефективнішими, ніж бюрократичні. Бюрократичні та адаптивні структури є крайнощами, а реальні структури реальних організацій знаходяться між ними і мають ознаки бюрократичних та адаптивних структур у різних співвідношеннях. Крім того, часто буває так, що різним підрозділам в одній організації властиві різні структури. Так, керівництво великої організації використовує у виробничих підрозділах бюрократичні структури, а в науководослідних — адаптивні. Теорія та практика менеджменту виробила велику кількість варіантів побудови бюрократичних організаційних структур управління. Лінійний тип організаційної структури управління характеризу-

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ	37

ється лінійними формами зв'язку між ланками управління і, як наслідок, концентрацією всього комплексу функцій управління та вироблення управлінських дій в одній ланці управління. Суть лінійного управління полягає в тому, що кожен виробничий підрозділ очолює керівник (орган), який здійснює всі функції управління (табл. 3.2). Кожен працівник підрозділу безпосередньо підпорядковується тільки цьому керівникові (органу). В свою чергу, останній є підзвітним вищому органу. Підлеглі виконують розпорядження тільки свого без посереднього керівника.

Таблиця 3.2 Переваги та недоліки лінійних організаційних структур управління

Переваги	Недоліки
1. Установлення чітких і простих зв'язків між підрозділами. 2. Єдність і чіткість розпорядництва. 3. Узгодженість дій виконавців. 4. Підвищення відповідальності керівника за результати діяльності очолюваного підрозділу. 5. Оперативність у прийнятті рішень. 6. Отримання виконавцями пов'язаних між собою розпоряджень і завдань, забезпечених ресурсами. 7. Особиста відповідальність керівника за кінцеві результати діяльності свого підрозділу	1. Високі вимоги до керівника, який повинен мати різнобічні знання і досвід з усіх функцій управління та сфер діяльності, що, в свою чергу, обмежує можливості керівника ефективно управляти організацією. 2. Перевантаження інформацією, великий потік документації, безліч контактів з підлеглими, вищими та суміжними організаціями. 3. Відсутність спеціалістів з окремих функцій управління. 4. Невідповідність до зростаючих вимог сучасного виробництва

Вищий орган (керівник) не має права віддавати розпорядження робітникам, минаючи їх безпосереднього керівника (тобто реалізується принцип єдності ке-

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

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ	38

рівництва). На цій основі створюється ієрархія системи управління (наприклад, майстер дільниці, начальник цеху, директор підприємства). Окремі спеціалісти допомагають лінійному керівникові збирати та обробляти інформацію, аналізувати господарську діяльність, готувати управлінські рішення, але самі вказівок та інструкцій керованому об'єкту не дають

Инва. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	<p style="text-align: center;">6.131.01. ВР.000.00ПЗ</p>
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
					39

4. Нормалізація мікрокліматичних умов робочої зони [11]

Згідно з ДСН 3.3.6.042-99 нормалізація несприятливих мікрокліматичних умов здійснюється за допомогою комплексу будівельно-планувальних, організаційно-технологічних, технічних заходів та засобів колективного захисту працюючих. Допустимі параметри мікроклімату в першу чергу повинні забезпечуватися за рахунок раціонального планування виробничих приміщень і оптимального розміщення в них устаткування з тепло-, холодо- та вологовиділенням. Для зменшення термічних навантажень на працюючих необхідно їх виводити з несприятливих мікрокліматичних зон, передбачати в максимальній мірі механізацію, автоматизацію та дистанційне управління технологічними процесами і устаткуванням. Нормальні кліматичні умови в основному забезпечуються за рахунок опалення приміщень у холодну пору року та їх вентиляції влітку.

У виробничих приміщеннях зі значним тепловиділенням використовують природну вентиляцію (аерацію). Аераційні ліхтарі розташовують безпосередньо над основними джерелами тепла на одній осі. У разі неможливості або неефективності аерації встановлюють механічну загальнообмінну вентиляцію. За наявності поодиноких джерел тепловиділення обладнання оснащують місцевою витяжною вентиляцією у вигляді локальних відсмоктувачів, витяжних зонтів та ін. Оптимальні метеорологічні умови досягаються шляхом кондиціонування повітря. Кондиціонування повітря – це створення та автоматичне підтримування незалежно від навколишніх умов в приміщеннях найбільш сприятливих для людей температури, вологості, чистоти та швидкості руху повітря. Кондиціонування здійснюють за допомогою спеціальних пристроїв – кондиціонерів. Кондиціонери бувають двох видів: повного кондиціонування повітря, що забезпечують підтримку на оптимальному рівні всіх вищезазначених параметрів, та часткового кондиціонування, що забезпечують підтримку на оптимальному рівні одного із параметрів, частіш за все температури. Кондиціонування повітря потребує в порівнянні з вентиляцією більших витрат, але ці витрати швидко окупаються, оскі-

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				40

льки покращуються умови праці, поліпшується самопочуття, знижується кількість захворювань та підвищується продуктивність праці. У приміщеннях із значними площами застелених поверхонь необхідно передбачати заходи захисту від перегрівання при попаданні прямих сонячних променів у теплий період року (орієнтація віконних прорізів схід-захід, використання жалюзі та ін.) і від радіаційного охолодження – взимку (екранування робочих місць). За наявності джерел тепловипромінювання вживають комплекс заходів з теплоізоляції устаткування та нагрітих поверхонь за допомогою теплозахисного обладнання. Вибір теплозахисних засобів обумовлюється інтенсивністю тепловипромінювання, а також умовами технологічного процесу. У разі неможливості технічними засобами забезпечити допустимі гігієнічні нормативи опромінення, на робочих місцях використовуються засоби індивідуального захисту – спецодяг, спецвзуття, для захисту голови, очей, обличчя, рук. У виробничих приміщеннях, де на робочих місцях неможливо встановити регламентовані інтенсивності теплового опромінення працюючих через технологічні вимоги, технічну недосяжність або економічно обґрунтовану недоцільність, використовують обдув, повітряний душ, водно-повітряний душ. Доцільно в умовах підвищеної температури на робочих місцях працівникам вживати газовану підсолену воду. Це запобігає втра-там води організмом, а також необхідних для людини солей та мікроелементів. Одночасно, рекомендується підвищувати споживання білкової їжі. Ці заходи покращують самопочуття та працездатність робітників в умовах дії підвищеної температури на робочих місцях.

Для контролю температури та відносної вологості повітря використовують аспіраційні психрометри з ртутними термометрами. Психрометри конструктивно виконані у вигляді двох ртутних термометрів, мимо резервуарів зі ртуттю яких за допомогою аспіратора з постійною швидкістю продувається повітря. Резервуар одного із термометрів обертають клаптиком батисту і змочують водою (змочений термометр). Якщо відносна вологість повітря нижче за 100%, то зі змоченої поверхні батисту випаровується волога, що призводить до додатково-

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

го охолодження резервуара змоченого термометра. Інтенсивність випаровування, а таким чином і зниження температури, тим вище, чим менше вологість повітря. Для визначення вологості знімають показання термометрів, визначають різницю показань, а потім за величиною різниці та показаннями сухого термометра (за допомогою спеціальної психрометричної таблиці або графіка) знаходять відносну вологість. Швидкість руху повітря визначають за допомогою анемометрів ротаційної дії, які мають рухоми крильчатку, швидкість обертання якої пропорційна швидкості руху повітря, та спеціальний механічний або електронний вимірювальний механізм.

Санітарно-гігієнічне нормування мікроклімату здійснюється згідно з ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень», які встановлюють оптимальні мікрокліматичні умови і допустимі параметри мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень. При встановленні норм враховуються загальні енерговитрати організму при виконанні робіт, які залежать від категорії роботи за її важкістю (див. розд. 1.1), а також періоду року. Розрізняють холодний період року, який характеризується середньоденною температурою зовнішнього повітря +10о С і нижче, та теплий період з температурою вище +10о С. Оптимальні метеорологічні умови розповсюджуються на всю робочу зону, а допустимі встановлюються окремо для постійних і непостійних робочих місць. Установлені ДСН 3.3.6.042-99 норми наведені в табл. 2.3. У виробничих приміщеннях, які розташовані в районах з середньою максимальною температурою найбільш жаркого місяця вище 25°С, допускається підвищення верхньої межі допустимої температури але не більш ніж на 3°С. При цьому швидкість руху повітря повинна бути збільшена на 1,1 м/с, а відносна вологість повітря знижена на 5% на кожний градус перевищення межі допустимих температур повітря. Згідно з ДСН 3.3.6.042-99 оптимальних мікрокліматичних умов необхідно дотримуватися при виконанні робіт операторського типу, пов'язаних з нервово-емоційним напруженням у кабінетах, місцях розташування пультів і постів керування технологічними процесами, кімнатах з обчислювальною технікою та

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ	42
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

інших приміщеннях. У виробничих приміщеннях, де неможливо встановити допустимі величини мікроклімату через технологічні вимоги до виробничого процесу, технічну недосяжність або економічно обґрунтовану недоцільність, передбачаються заходи щодо захисту від можливого перегріву та переохолодження. Певний вплив на працюючих має також атмосферний тиск, від якого залежить густина повітря. Життєдіяльність людини може проходити в достатньо широкому діапазоні тиску: від 70 до 130 кПа. При цьому слід відзначити, що на здоров'я людини суттєво впливає не сама величина тиску, а її раптові зміни, особливо на людей з хворобами серцево-судинної системи

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

5 Технологічна частина [9]

Технологічний процес виготовлення блоку циліндрів

Технологічний процес виготовлення блоку циліндрів розробляється по [8].

Особливістю технологічного процесу є необхідність точного дотримання розташування отворів у блоці циліндрів з точністю по діаметрі 0,02 мм, точність кутового розташування 10 , зсув окружності розташування отворів відносно 0,02 мм.

Крім того, необхідно забезпечити точність виготовлення сферичної поверхні, тому що ця поверхня спільно зі сферичною поверхнею розподільника, являють собою золотникову пару.

Дані вимоги визначають технологічний процес виготовлення блоку циліндрів.

Серійне виготовлення блоку циліндрів - серійне виробництво (до 5000 штук на рік).

Заготівка під блок циліндрів, пруток, діаметром 105мм, довжиною 1000 мм ДЕРЖСТАНДАРТ 6511-60, матеріал заготівки – сталь 40Х.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
6.131.01. ВР.000.00ПЗ				44

ЛІТЕРАТУРА.

1. Попов Д.Н. Проектирование гидроприводов с дроссельным регулированием. Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию; Под ред. В.В. Щульгина. – М. : Машиностроение, 1983.
2. Исаев Ю.М. Расчет и конструирование аксиально-поршневых насосов. Учебное пособие. – Ленинград, 1979
3. Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. – М.: Машиностроение, 1984.
4. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982.
5. Ильин М.Г., Бекиров Я.А. Технология изготовления прецизионных деталей гидропривода. – М.: Машиностроение, 1971.
6. Методические указания по оформлению текстовых документов (курсовых и дипломных проектов) / Ю.В. Хмельницкий.
7. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. – Киев: Техника, 1977 – 320с.
8. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972
9. Шварцбурд Б.И. Технология производства гидравлических машин. М., Машиностроение, 1978, 352 с.
10. 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.
11. Іванілов О. С. Економіка підприємства: підруч. [для студ. вищ. навч. закл.] / О. С. Іванілов – К.: Центр учбової літератури, 2009 – 728 с.

Инва. № подл.		Подпись и дата		Взам. инв. №		Инва. № дубл.		Подпись и дата	
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	6.131.01. ВР.000.00ПЗ				
					50				