

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 МАГІСТРА

на тему

Розробка регульованого аксіально-поршневого насоса
з похилим блоком

зі спеціальності 131 “Прикладна механіка” (освітня програма
“Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”)

Виконавець роботи

(підпис)

Цибульняк Д. А.
(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 гідропнеumoавтоматика"
зі спеціальності 131 "Прикладна механіка"

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

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу магістра студентові
Цибульняку Денису Андрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

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

затверджена наказом по університету від" ____ р. № _____

2.Термін задачі студентом закінченої роботи 19.12.2020 р.

3.Вихідні дані до роботи: робочий об'єм насоса 32 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

Система технічного обслуговування та ремонту обладнання

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час експлуатації насосного обладнання. Дії населення під час виникнення надзвичайної ситуації

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

Складальне креслення насосу, робочі креслення деталей насосу, всього 6 аркушів формату А1

5. Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи*

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Васькін Р.А.		

* 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	30.09.2020	
2	Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насосу	10.10.2020	
3	Розробка конструкції насосу	20.10.2020	
4	Розрахунки на міцність деталей та вузлів насосу	21.10.2020	
5	Економічна частина	10.11.2020	
6	Охорона праці	20.11.2020	
7	Розробка конструкції деталей та вузлів насосу	10.12.2020	
	Оформлення РПЗ	20.12.2020	

7. Дата видачі завдання

«18» вересня 2020р.

Студент-

(підпис)

Керівник роботи

(підпис)

Кулініч С.П.

(Прізвище, ініціали)

Реферат

Пояснювальна записка: 56 с., 2 табл., 9 рис., 11 джерел.

Графічний матеріал: 6 аркушів формату А1.

Об'єкт розробки: регульований аксіально-поршневий насос.

Мета: розробка регульованого аксіально-поршневого насосу з похилим блоком за заданими вихідними даними.

Виконано розрахунок розмірів насосу. Розроблена конструкція насосу. Виконані і розрахунки на міцність. Розроблений технологічний процес складання вузла качаючого, розглянута система технічного обслуговування насосу, виконано аналіз потенційних небезпечних та шкідливих факторів під час роботи насосного обладнання.

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

Зміст

Вступ.....	6
1 Опис конструкції й принципу 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 повздовжню стійкість.....	30
2.6.7 Розрахунок вала.....	32
2.6.8 Підбір підшипників.....	33
3 Економічна частина.....	35
4 Охорона праці.....	40
5 Технологія складання вузла качаючого.. ..	45
Висновки.....	50
Список літератури.....	51

ВСТУП

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 рис. 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.

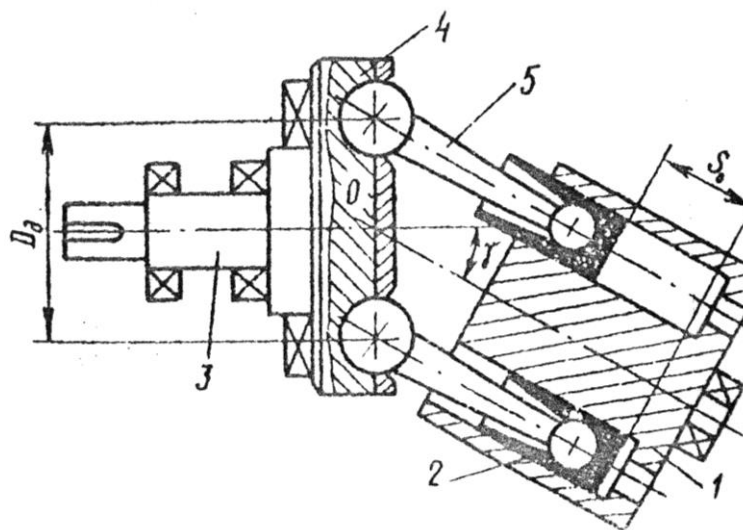


Рисунок В.1 – Схема насоса з похилим блоком

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 рис. В.2.

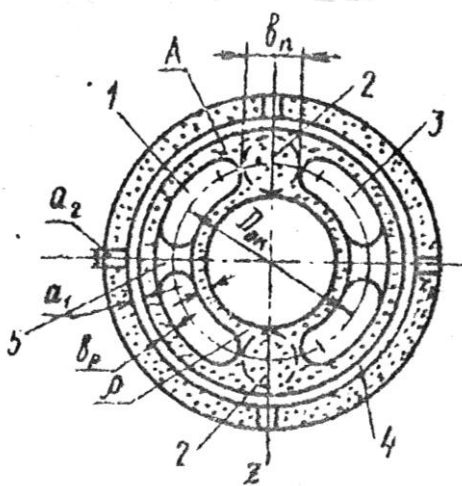


Рисунок В.2 – Торцевий розподільник

Розподільник має два серпоподібних вікна 1 і 3 розділених перемичками 2. Діаметр середньої окружності цих вікон $D_{ср}$ 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 корпуса насоса. Вікна 1 і 3 при цьому з'єднуються з напірним і зливальним патрубками.

До основних технічних параметрів аксіально-поршневих насосів відносяться: робочий об'єм, частота обертання вала, тиск нагнітання, теоретична та 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 (рис. В.3.). Загальна тенденція полягає в тому, що більшому значенню робочого V об'єму відповідає менше значення частоти обертання n .

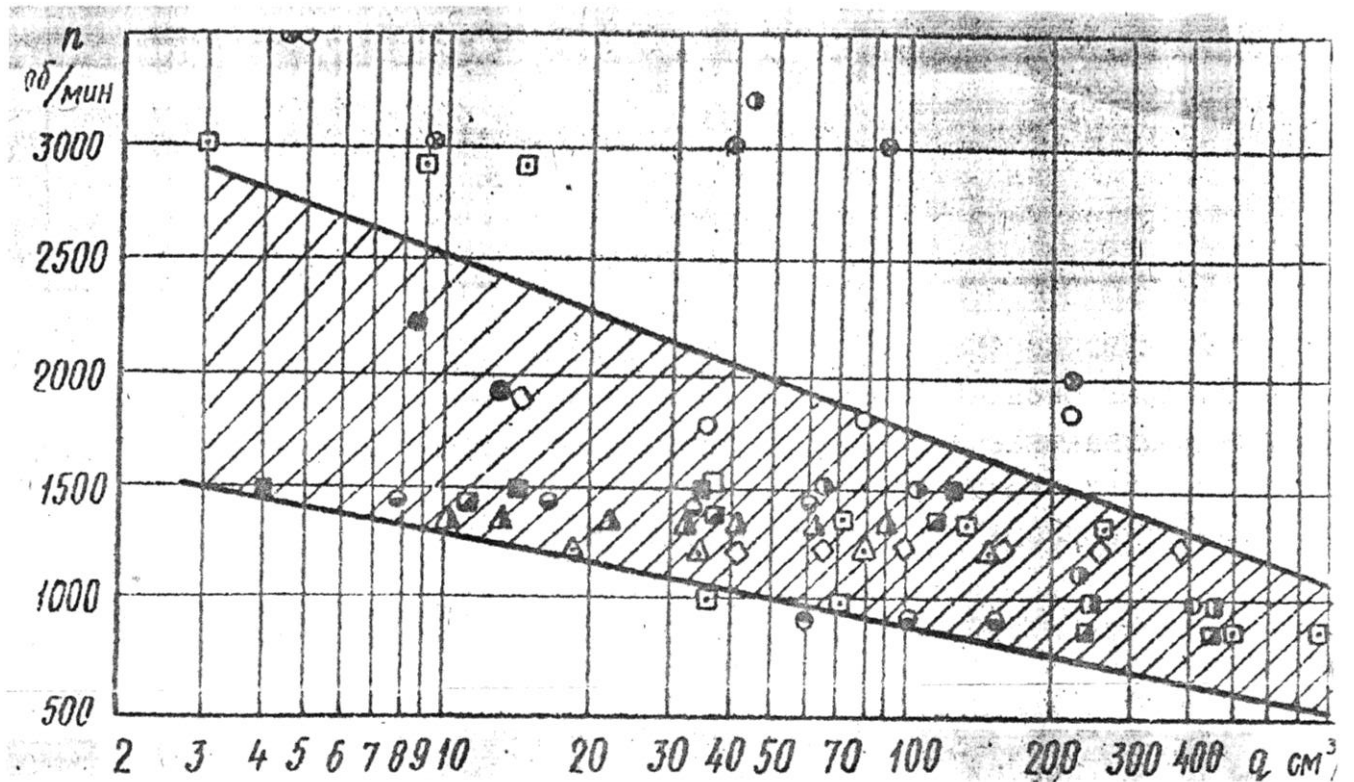


Рисунок В.3 – Залежність робочого об'єму від частоти обертання

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 тиск нагнітання p_n й частота обертання n (рис. В.4). З рис. В.4 видно, що збільшення тиску нагнітання й частоти обертання зменшує об'ємний ККД.

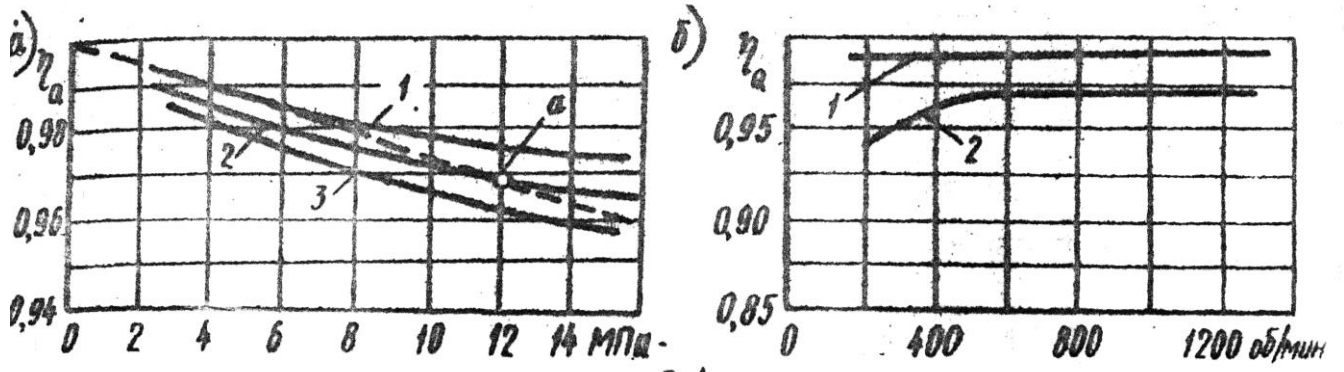


Рисунок В.4 – Залежність об'ємного ККД від тиску і частоти обертання

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 має ці якості, і має необхідні параметри й обумовили вибір конструкції насоса, розроблювальної в даному проекті.

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 обертовий 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 валу при обертанні блоку поршні роблять складний рух: обертальне разом із блоком циліндрів і зворотно-поступальне щодо стінок блоку циліндрів. За один оберт валу поршень у відносному русі робить один подвійний хід, що відповідає послідовному збільшенню й зменшенню обсягів робочих камер циліндрів. При цьому за першу половину оберту валу розподільник забезпечує комутацію робочих камер з всмоктувальною, а за другу – 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 (рис. 1.2). Його конструкція містить наступні деталі: 1, 23, 27 - кільця упорні; 2 - кільце стопорне; 3, 10 – втулки пружинні; 4, 5 – прокладки; 6 – втулка розпірна; 7 – гвинт; 8 – пластина притискна; 9 – шайба стопорна; 11, 22 – пружини тарілчасті; 12 – блок циліндрів; 13 – шип центральний; 14 – кільце пружинне; 15 – розподільник; 16.,

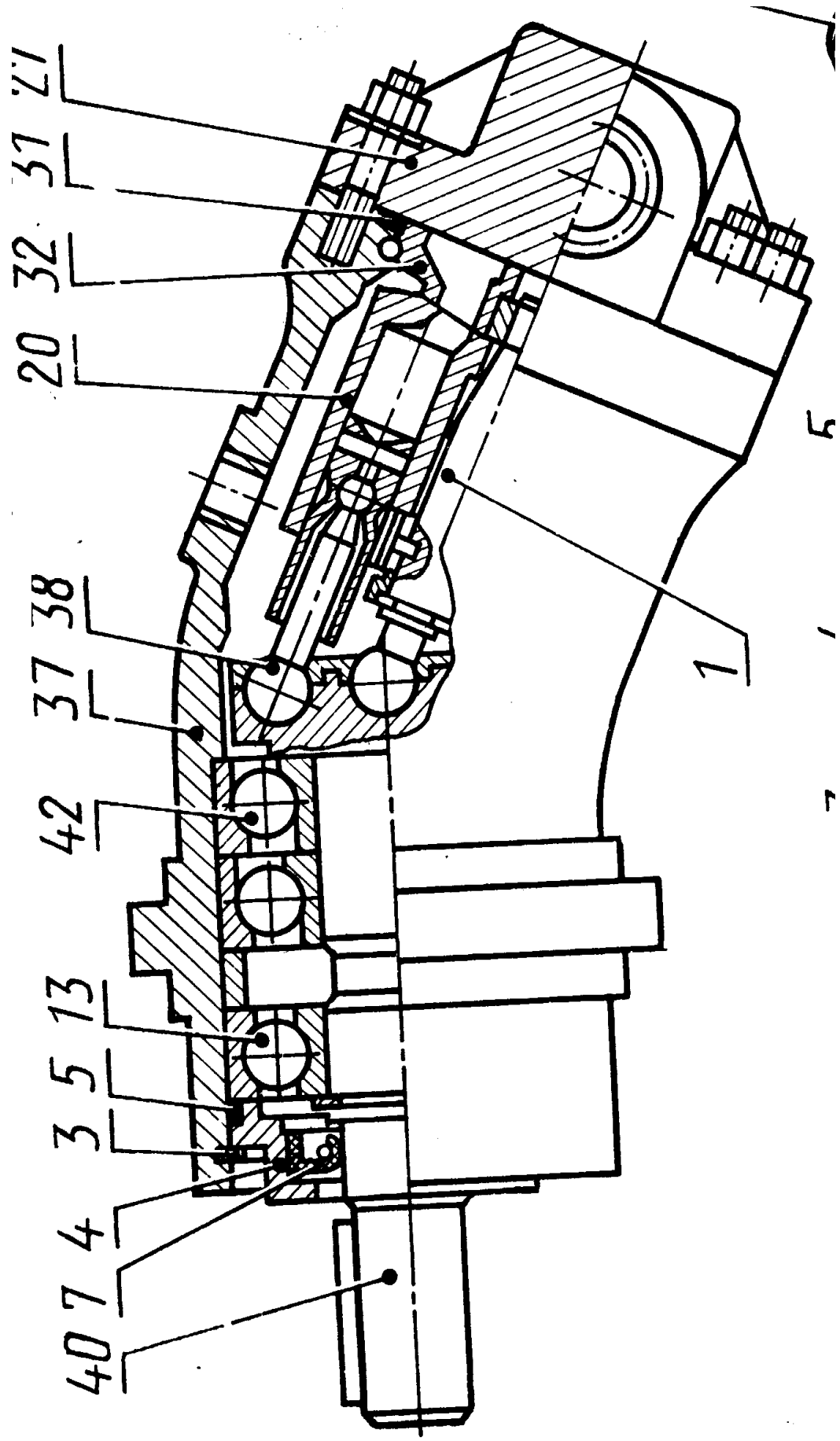


Рисунок 1.1 – Нерегульована аксіально-поршнева гідромашина з нпохилим блоком

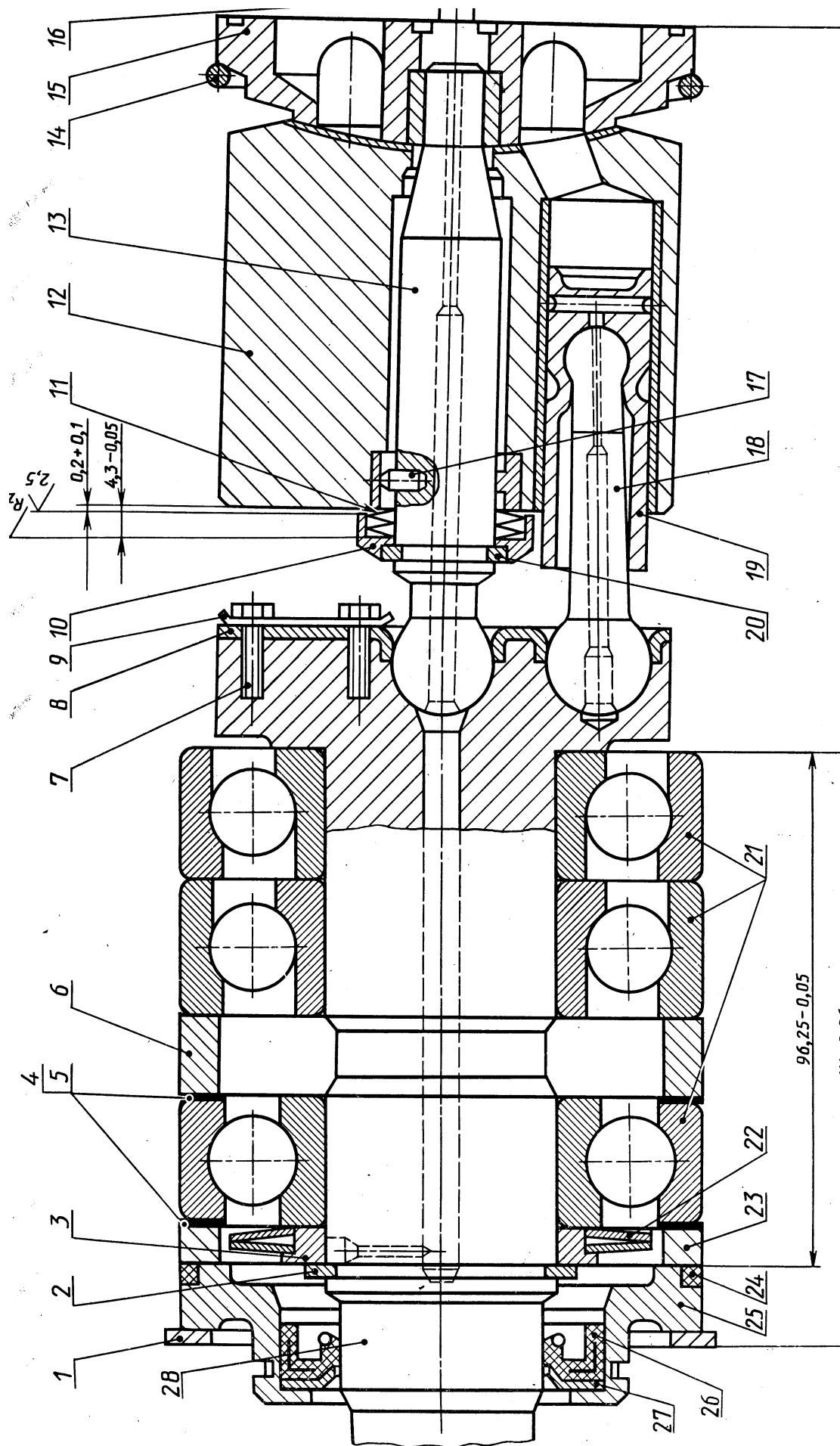


Рисунок 1.2 – Перекачивающий вузол

17 - штифти; 18 - шатун; 19 поршень; 20 - кільце; 21 - підшипник; 24 - кільце ущільнювача; 25 - кришка; 26 - манжетне ущільнення; 28 - вал.

Конструкція перекачуючого вузла показана на рис.1.2.

Принцип дії і конструкція перекачуючого вузла аксіально-поршневого насоса типу 207.20 ... аналогічні насосу типу 210.20 ... (рис. 1.5).

Насос - регульований. Випускається в двох виконаннях: з регулятором потужності або з гідропідсилювачем.

Регулятор потужності автоматично підтримує постійну потужність на валу насоса при зміні навантаження в заданих межах, а гідропідсилювач забезпечує зміна подачі по величині і напрямку при малих вхідних зусиллях на тязі управління

Насос може бути використаний в закритих схемах із замкнутою циркуляцією рідини в силовому контурі гідросистеми (тип 207.20.11 ...) і в відкритих схемах (тип 207.20.16 ...) в режимі самовсмоктування.

На рис. 1.3 позначено: 1 - вал; 2 кришка; 3 - кільце завзяте; 4, 10, 12 - кільця ущільнювальні; 5 - корпус; 6, 7, 8 - підшипники; 9 - кільце фторопластовий; 11 - фланець, 13 - шатун; 14 - цапфа; 15 - поршень; 16 - блок циліндрів; 17 - центральний шип; 18 - розподільник; 19, 20 - кришки; 21 - поворотний корпус; 22 - манжетне ущільнення. Насос може бути використаний в закритих схемах із замкнутою циркуляцією рідини в силовому контурі гідросистеми (тип 207.20.11 ...) і в відкритих схемах (тип 207.20.16 ...) в режимі самовсмоктування. Регулювання насоса здійснюється зміною кута нахилу поворотного корпусу 21, встановленого в підшипниках 8 нерухомих фланців 11. Максимальний кут повороту блоку навколо вертикальної осі становить ± 25 .

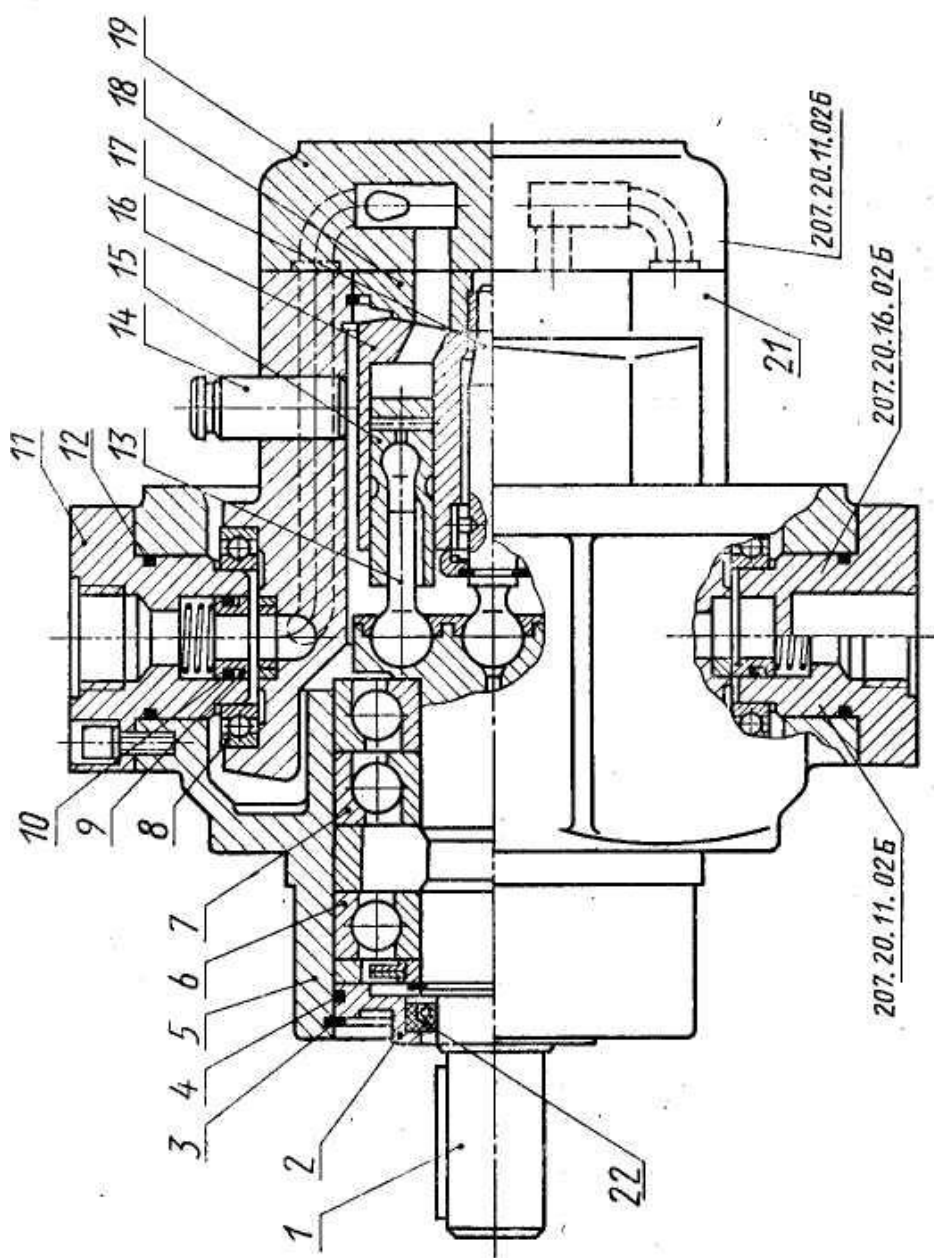


Рисунок 1.3 – Регульований аксіально-поршневий насос

2 Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого насоса

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 обсяг. Від робочого обсягу q 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 обсяг 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:

$$Q = \frac{32 \cdot 10^{-6} \cdot 3000 \cdot 0,96}{60} = 0,0015 \text{ м}^3/\text{с}.$$

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:

$$N = \frac{0,0015 \cdot 25 \cdot 10^6}{0,96 \cdot 0,96} = 40,7 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

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

2.2 Розрахунок розмірів блоку циліндрів

Якщо робочий обсяг насоса визначений, завдання розрахунку полягає в тім, щоб установити розміри основних деталей і вузлів, що забезпечують одержання необхідної подачі при заданій частоті обертання вала, 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 компоновання. Вихідними даними для розрахунку блоку служать:

робочий обсяг 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):

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

де q – робочий об'єм насоса;

$z = 7$ - число циліндрів;

$\gamma = 25^\circ$ – кут нахилу;

k_D - конструктивний коефіцієнт.

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

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

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

$$d = 0,015 \text{ м.}$$

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;

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

$$D_B = 0,0458 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_B = 46$ (мм).

Визначимо діаметр внутрішнього розточення D_{BH} :

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

де $b_1 = k_B \cdot d$;

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

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

$$D_{BH} = 0,025 \text{ м.}$$

Визначимо зовнішній діаметр D_{BH} :

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

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

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;

$\sigma_{\text{доп}}$ - 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 $d + 2b_1$:

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

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:

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

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

Висота блоку визначається по формулі:

$$H = L_{ц} + b_3; \quad (2.14)$$

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 $V_{\text{доп}}$ для усмоктувальних і напірного патрубків приймаємо рівної 8 м/с.

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

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:

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

Канали насосів на усмоктування:

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

Короткі нагнітальні трубопроводи:

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

Щілини запобіжних клапанів:

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

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_{II} .

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

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

тоді

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

Визначимо діаметр вікна:

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

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

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:

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

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

Віджимна сила:

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

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

Враховуючи, що співвідношення між що притискаючою й віджимною силами:

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

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

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

Недолік зусилля, що притискає, компенсуємо пружиною:

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

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

З огляду на, що діаметр центрального шипа дорівнює 20 мм, стандартна пружина 181 ДЕРЖСТАНДАРТ 13772-68. Зусилля $R_{пр} = 4000$ 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:

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

звідки:

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

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

2.6 Розрахунок на міцність

2.6.1. Приймаємо матеріал блоку, алюміній для якого:

допустиме напруження $[\sigma] = 93$ МПа;

коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,4$;

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

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

Розраховуємо блок на твердість, малюнок (2.2):

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

де $A = \frac{d + 2b_1}{d};$

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

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

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:

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

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

Діаметр головки шатуна з боку поршня:

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

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

Довжина поршня:

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

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

Довжина шатуна між центрами сферичних головок:

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

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

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

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

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

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:

$$F_{ш} = F_n = 4220 \text{ Н.}$$

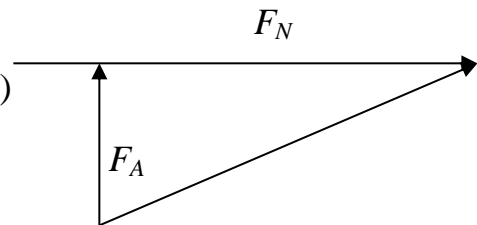
Проекції сил діючих на шток:

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

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

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

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



Сумарне значення крутний моменту на валу:

Малюнок 2.3.

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

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:

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

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

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

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

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

Сумарна радіальна діюча на підшипники:

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

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

Сумарна осьова сила діюча на підшипники:

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

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

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

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

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_{II} – момент вигину,

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

де P – сила,

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

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 :

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

По формулі (2.44) визначимо MI :

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

W_{MIN} – момент опору перетину,

$$W_{MIN} = 0,1d^3; \quad (2.46)$$

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

По формулі (2.43) визначимо напруга вигину:

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

Сумарні напруги:

$$\sigma_{PШ} = \sigma_{СЖ} + \sigma_{II}; \quad (2.47)$$

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

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

$$\sigma_{PШ} \leq \psi_{\sigma} \frac{\sigma_{-1}}{\kappa_{Ш}}; \quad (2.48)$$

де ψ_{σ} - коефіцієнт форми. Для його вибору обчислюємо коефіцієнт гнучкості:

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

де $i_{Ш}$ – радіус інерції для розрахункового значення.

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

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

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

$\kappa_{Ш}$ - запас міцності, приймаємо рівний 1,8.

$$\psi_{\sigma} \frac{\sigma_{-1}}{\kappa_{Ш}} = 0,95 \frac{100}{1,8} = 52,78 \text{ МПа.}$$

$175,2(\text{МПа}) \leq 190(\text{МПа})$ - 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.

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

Умова міцності має вигляд $\frac{F_{KP}}{F_G} \geq K_y$. Коефіцієнт стійкості K_y 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:

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

де h_{III} – глибина шпонкового паза, м;

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

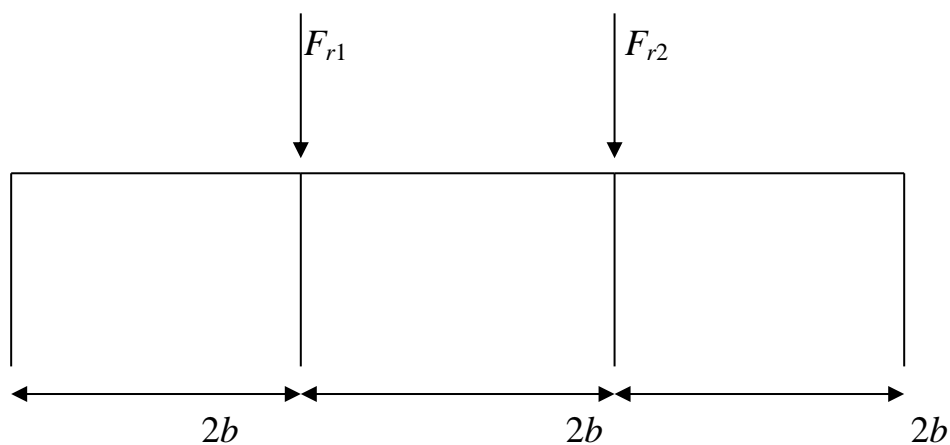
M_{MAX} – максимальне значення сумарного крутний моменту на валу, Н·м.

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

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.



Малюнок 2.5.

де b – ширина підшипника, м.

Тоді становимо рівняння моментів:

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

$$M = 6b \cdot R_{pa0};$$

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

$$M = M_1 + M_2;$$

$$6b \cdot R_{pa0} = 2b \cdot F_{r2} + 4bF_{r1};$$

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

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

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

$$F_{r1} = 4757 \text{ Н.}$$

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:

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

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

Еквівалентне навантаження:

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

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

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 опори:

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

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

Еквівалентне навантаження:

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

Номінальна довговічність в 2 опори:

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

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.

3. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Організація складського господарства підприємства

Завдання і структура складського господарства

Складське господарство є найважливішою частиною будь-якого підприємства, оскільки безпосередньо впливає на хід виробничих процесів. Більшість матеріальних цінностей підприємств проходить через склади, тому вони займають значну частину заводської території.

До основних завдань складського господарства належать:

- організація постійного і безперервного постачання виробництва відповідними матеріальними ресурсами;
- забезпечення їх кількісної та якісної схоронності;
- максимальне скорочення витрат, пов'язаних зі здійсненням складських операцій;
- комплектування деталей та інших матеріальних цінностей, підбір, дозування та інші операції підготовчого або заключного характеру.

Як правило, на складах виконується великий об'єм вантажно-розвантажувальних робіт і робіт з переміщення матеріальних цінностей. Тому основним напрямом у розвитку складського господарства є комплексна механізація й автоматизація робіт, поліпшення використання складських приміщень, а також організація матеріально-технічного постачання на основі оптової торгівлі, упровадження систем матеріально-технічного постачання типу "точно вчасно", що значно зменшують об'єм складських запасів. Складське господарство під-

приємства складається з різних складів і комор, які молено класифікувати за такими ознаками.

За призначенням і підпорядкованістю:

— матеріальні підпорядковуються відділові матеріально-технічного постачання; приймають і зберігають використовувані у виробництві матеріали і видають їх у виробництво;

— збутові належать відділові збуту; приймають, зберігають і відпускають готову продукцію заводу для її реалізації;

— виробничі перебувають під керівництвом виробничо-диспетчерського відділу; це різного роду цехові комори і загальнозаводські склади, що забезпечують виробничий процес предметами і засобами праці;

— склади запасних частин підпорядковуються відділові головного механіка, приймають, зберігають і відпускають деталі й інші матеріальні цінності для проведення всіх видів ремонтів устаткування й інших видів виробничих фондів;

— інструментальні склади належать інструментальному відділові; приймають, зберігають і відпускають цехам усі види інструментів та пристосувань;

— склади відділу головного енергетика, відділу автоматизації та механізації, відділу головного метролога, відходів і утилю.

• За масштабами роботи: центральні, загальнозаводські, прицехові та цехові. Центральні і загальнозаводські склади обслуговують весь завод і займають, як правило, окрему площу на території заводу (невиробничу). Прицехові склади функціонують при цехах, служать для

збереження матеріальних цінностей групи цехів (спецодягу, мила, подарочних товарів та інших цінностей). Цехові склади є цеховими підрозділами, обслуговують визначений цех і займають його виробничу площу. Вони поділяються на склади матеріалів, заготівель, напівфабрикатів, інструменту та ін.

- За видом і призначенням збережених матеріалів:

- універсальні (для збереження різноманітних матеріальних цінностей);

- спеціальні (для збереження однорідних матеріалів, наприклад чорних, кольорових металів, пального та ін.).

- За технічними пристроями й залежно від властивостей матеріалів: відкриті (облаштовані площадки), напівзакриті (площадки з навісами) та закриті (опалювальні і неопалювані).

Склади оснащуються різними стелажми й уніфікованою тарою, мостовими кранами, кран-балками, монорейками і тельферами, конвеєрами, штабелерами, авто- і електрокарами, робоелектрокарами. У гнучких виробничих системах використовуються спеціальні стелажі, призначені для розміщення плоских і ящиків піддонів. Такі стелажі є системою осередків по вертикалі і горизонталі, що дає змогу застосувати кодову шифровку і засоби автоматизації вантажно-розвантажувальних робіт. Склади з цими стелажми є невід'ємною частиною автоматизовано-транспортної системи гнучкого автоматизованого виробництва.

Склади також повинні бути оснащені вимірювальним устаткуванням: вагами, кружками, мірниками, лічильниками, лінійними мірами

для виміру довжини, висоти і діаметрів (метрами, рулетками, штангенциркулями та ін.).

Технічне оснащення складів залежить від виду, форми і кількості збережених матеріалів, типу, характеру і розташування складських приміщень, а також від існуючої системи позаскладського транспортування матеріалів.

Організація складських операцій

Раціональна організація складських операцій дає змогу керівництву підприємства мати необхідні зведення про наявність товаро матеріальних цінностей на складах і вчасно приймати рішення про їхнє поповнення та безперервне забезпечення виробництва.

Організація складських операцій включає такі основні елементи, як приймання, зберігання, облік і контроль за відпусткою матеріальних цінностей.

Приймання матеріалів є кількісне та якісне, в якому беруть участь працівники складів і фахівці, що мають справу з прийнятими цінностями. Наприклад, у прийманні устаткування беруть участь працівники ВГМ, у прийманні основних матеріалів для виробництва продукції працівники ВТК.

До матеріальних цінностей, що надходять на склади, додаються відповідні документи (накладні, рахунки-фактури, специфікації). На складах перевіряють, наскільки кількість і якість матеріальних цінностей, що надходять, відповідає супровідним документам. Матеріали, що надійшли без накладних або актів ВТК про приймання, зберігаються окремо до їхнього оформлення. На прийняті матеріали складають

приймальні акти або ордери, на забраковані матеріальні цінності — оперативно-технічні акти, що надалі є підставою для пред'явлення рекамацій постачальникам. Неприйняті матеріали надходять на відповідальне зберігання до одержання вказівок від постачальника про їхнє подальше використання. Правильне визначення кількості та якості прийнятих матеріальних цінностей усуває можливість зловживань, а також сприяє боротьбі із втратами матеріалів.

У випадку функціонування АСУП зі складу передається зведення про надходження матеріалу в обчислювальний центр підприємства.

Зберігання матеріальних цінностей. За кожною групою товарно-матеріальних цінностей на складах закріплюють визначене місце. При цьому необхідно, щоб забезпечувалися: зручність виконання прийомних і відпускних операцій; максимальна механізація й автоматизація завантаження, навантаження і переміщень; схоронність кількості та якості; протипожежна безпека; легкість перевірки якості і кількості; найбільш повне використання площі і кубатури складських приміщень.

Облік товарно-матеріальних цінностей на складах повинен відображати їхній рух (надходження і витрати), а також їхню наявність. Облік матеріалів ведеться на картках, що відкривають для матеріалу кожного виду. У картках відображають величину мінімального, максимального і страхового запасів (установлених); наявність, надходження і витрати. Про рівень запасу повідомляють відповідно ЗМТС, інструментальному відділові або іншому підрозділу заводу.

Бухгалтерія заводу повинна контролювати й аналізувати роботу всіх заводських і цехових складів, строго проводячи принцип матеріальної відповідальності складських працівників за правильне використання довірених їм цінностей.

Контроль роботи складів бухгалтерією підприємства проводиться за прибутково-видатковими картками складів і обліковими картками. При цьому враховуються встановлені норми втрат, здійснюється систематична інвентаризація складів і зіставляються фактичні та документальні залишки товарно-матеріальних цінностей.

Завдання аналізу складських операцій такі:

- виявити і припинити всі випадки понадлімітної видачі матеріальних цінностей цехам;
- забезпечити правильний облік руху матеріальних цінностей на складах;
- забезпечити своєчасну видачу матеріалів із заводських складів у цехові, а з цехових — на виробничі ділянки;
- перевірити правильність установлених розмірів страхових запасів, крапок замовлення і максимальних запасів;
- визначити розміри і причини втрат матеріальних цінностей на складах.

Для відпуску матеріалів у виробництво доцільно організувати на складах (при складах) їхню підготовку, що зводиться до централізованого розкрою, різання, виправлення і розфасовки матеріалів. У зв'язку з цим скорочуються витрати на

транспортування, зберігаються і краще використовуються відходи та товарно-матеріальні цінності.

Відпуск матеріалів цехам здійснюється за лімітними картами, у межах установленого місячного ліміту. Коли ліміт використаний повністю, подальший відпуск матеріалів припиняється. Цех може одержати необхідний матеріал лише з дозволу директора підприємства.

Усі операції надходження і витрат заносять у картки складського обліку, де окремо вказують надходження і витрати" і після кожного запису виводять залишок. Залишки, що обслуговуються за обліковими картками, звіряються з нормами запасу.

Організація відпуску матеріальних цінностей може бути пасивною або активною. За пасивної системи споживачі одержують на складах товарно-матеріальні цінності за матеріальними вимогами або лімітними картами і своїми транспортними засобами доставляють їх у цех. Така система застосовується в одиничному і дрібносерійному виробництвах.

За активної системи на складі заздалегідь підготовляють матеріали і доставляють їх у цех до робочих місць точно за графіком своїми засобами транспорту. Ця система застосовується у великосерійному і масовому виробництвах.

Належна організація виконання складських операцій — необхідна умова ощадливого використання матеріалів, забезпечення їхньої схоронності та якості, низьких витрат на збереження.

Розрахунок потреб підприємства у площах під складські приміщення

Під час спорудження складу необхідно обладнати його під'їзними коліями, врахувати вантажно-розвантажувальні фронти, забезпечити пожежну безпеку, визначити масу різних матеріалів і місця їхнього збереження на складі, кількість стелажів, виходячи з допустимої норми навантаження на 1 м² площі підлоги.

Уся площа складу поділяється на:

— вантажну або корисну, яку безпосередньо займають предмети матеріальної цінності;

— оперативну, яка призначається для приймально-відпускних операцій, сортування, комплектування матеріальних цінностей, а також для проходів і проїздів між штабелями і стелажми, для розміщення вагової та вимірювальної техніки, службових приміщень, конструктивну, розраховану для перегородок, колон, сходів, підйомників, тамбурів та ін.

Співвідношення між корисною площею складу і загальною площею називається коефіцієнтом використання площі складу та визначається за формулою

$$K_{\text{вик}} = S_{\text{кор}} / S_{\text{заг}}$$

Величина цього коефіцієнта залежить від способу збереження матеріальних цінностей. Наприклад, для зберігання в штабелях він дорівнює 0,7—0,75, а на стелажках — 0,3—0,4.

Розрахунок корисної площі складу може здійснюватися за способом навантажень та способом об'ємних вимірників.

За способом навантажень корисна площа визначається за формулою

$$S_{\text{кор}} = Z_{\text{max}} / q_{\text{д}},$$

де Z_{max} – максимальний запас матеріалу, збереженого в штабелях і місткостях, т/кг;

$q_{\text{д}}$ – допустиме навантаження на 1 м² площі підлоги складу (згідно з довідковими даними) т/м², кг/м².

За способом об'ємних вимірників корисна площа розраховується за формулою

$$S_{\text{кор}} = S_{\text{ст}} n_{\text{ст}}$$

де $S_{\text{ст}}$ – площа, займана одним стелажом, м²;

$n_{\text{стд}}$ – кількість стелажів, необхідних для збереження певного максимального запасу матеріалу, зумовлена формулою (розрахункова)

$$n_{\text{ст}} = Z_{\text{max}} / (V_{\text{о}} [K_{\text{зп}} q]_{\text{у}})$$

де $q_{\text{у}}$ – густина (об'ємна вага) збереженого матеріалу, т/м³, кг/см³, г/см³;

$K_{\text{зп}}$ – коефіцієнт заповнення об'єму стелажа;

$V_{\text{о}}$ – об'єм стелажа м³ (см³), який розраховується за формулою

$$V_{\text{о}} = a b h,$$

де a – довжина стелажа, м;

b – ширина стелажа, м;;

h – висота стелажа, м.

Прийняте число стелажів установлюється після перевірки відповідності допустимого навантаження. Розрахунок здійснюється за формулою

$$n_{\text{ст}} = Z_{\text{max}} / (S_{\text{сто}} q_{\text{у}})$$

Загальна площа складу (з урахуванням коефіцієнта використання площі) розраховується за формулою

$$S = [S]_{\text{кор}} / K_{\text{вик}}$$

Розмір площі під приймально-відправної площадки визначається за формулою

$$S_{\text{(пр.в.)}} = 3 S_{\text{тр}} C_{\text{(нр т.з.)}}$$

де 3 – коефіцієнт, який показує, що висота укладання матеріалу на площадках повинна бути в 3 рази меншою, ніж висота укладання на транспортних засобах;

$S_{\text{тр}}$ – площа, яку займає одиниця транспортного засобу, м²;

$C_{\text{(нр т.з.)}}$ – кількість транспортних засобів, що знаходяться одночасно під навантаженням-розвантаженням..

Службові приміщення складів розраховуються, виходячи з норми 2,5— 6 м² на одного працівника.

Ширина проходів між стелажми і штабелями встановлюється 0,8—0,9 м, а для проїзду візків — 1,1—1,2 м. Через кожні 20—30 м повинні бути наскрізні проїзди.

Особливості організації автоматизованих складів

Автоматизовані склади відіграють важливу роль у роботі ГПС. Вони створюються на різних етапах технологічного процесу, зокрема на початку виробничої ділянки — для складування вихідних матеріалів, на окремих ділянках ГПС — для складування заготовок (оборотних заділів) і наприкінці ділянки ГПС або у визначеному приміщенні — для складування готової продукції.

У складі ГПС вони виконують дві основні функції. оперативну та накопичувальну.

Оперативна функція полягає в зберіганні та доставці на робочі місця заготовок і напівфабрикатів, що становлять міжопераційні заділи, а також комплектів технологічного оснащення, що після виконання операції повертається на склад у секцію підготовки оснащення й інструменту. Накопичувальна функція полягає в зберіганні страхових заділів, а також готових деталей, призначених для комплектації та подачі на складання.

В автоматизованих складах матеріали, заготовки та ін. зберігаються в осередках на спеціальних стелажах. У цих складах широко використовуються різні засоби механізації й автоматизації складських операцій: підвісні, стрічкові конвеєри, спеціальні штабелювальні крани. Крім того, у таких складах для штучних заготовок і виробів застосовують спеціальну транспортно-складську тару, а також засоби для автоматизованого керування складом. Особливу групу становлять механізми, призначені для укладання вантажів на стелажах або укладання одного вантажу на іншій.

Система керування автоматизованим складом працює, як правило, у трьох режимах: налагоджувальному — переміщення виконавчих органів складу здійснюється з налагоджувального пульта керування; напівавтоматичному — кожен технологічний процес виконується з пульта керування складом; автоматичному — технологічні процеси виконуються за командою від ЕОМ ГПС.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час експлуатації насосного обладнання

Небезпечні та шкідливі виробничі чинники відповідно до ГОСТ 12.0.003-74 за природою дії поділяються на 4 групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

Основні фізичні фактори:

- рухомі машини і механізми; рухомі частини виробничого обладнання; пересувні заготовки вал насосу

вироби, матеріали; конструкції, що руйнуються; підвищений тиск в середині виробу насос працює при високому тиску;

- підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів – нагрів корпусу при експлуатації;

- підвищена або знижена температура повітря, його вологість і рухливість;

- підвищений рівень вібрацій, шуму, інфра - та ультразвуку;

- підвищений рівень випромінювань (електромагнітних, лазерних, іонізуючих, ультрафіолетових, інфрачервоних);

- електробезпека;

- недостатня освітленість і підвищена яскравість світла;

- гострі кромки та нерівності на поверхнях обладнання, інструмента, заготовок;

Хімічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори

- за агрегатним станом: аерозолі(пил, пари), гази – пари рідини;

- за характером дії: токсичні; подразнюючі; сенсibiliзуючі; канцерогенні; мутагенні;

- за шляхом проникнення в організм людини через: органи дихання; шлунково-кишковий

тракт; шкірні покриви і слизові оболонки.

Психофізіологічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори

- фізичні перевантаження (статичні, динамічні);
- нервово-психічні перевантаження (розумове перенавантаження, перенавантаження аналізаторів; монотонність праці; емоційні перенавантаження)

Дії населення під час виникнення надзвичайної ситуації.

Організація життєзабезпечення населення у разі загрози виникнення НС передбачає проведення заходів, розроблених органами державної влади, органами управління ЦЗ, адміністрацією підприємств, організацій завчасно, а також у разі надзвичайних ситуацій з метою створення умов для виживання населення, яке може опинитися в районах аварій, стихійних лих і осередках ураження.

Життєзабезпечення — це задоволення нормативного мінімуму життєвих потреб населення, яке потерпіло внаслідок надзвичайної ситуації, надання йому житлово-комунальних послуг і дотримання встановлених соціальних гарантій на період проведення рятувальних робіт.

Основними заходами життєзабезпечення є:

- організація бази харчування в районі лиха та тимчасове розселення в безпечних районах на період рятувальних робіт;
- забезпечення населення одягом, взуттям та товарами першої необхідності;
- надання фінансової допомоги потерпілим;
- медичне обслуговування та санітарно-епідеміологічний нагляд у районах тимчасового розміщення.

Організація життєзабезпечення населення в умовах НС – це комплекс заходів, спрямованих на створення і підтримання нормальних умов життя, здоров'я і працездатності людей.

З метою недопущення загибелі людей, забезпечення їх нормальної життєдіяльності в умовах НС повинно бути проведено сповіщення населення про можливу загрозу, а якщо необхідно, організовано евакуацію.

Евакуація – це організоване виведення чи вивезення населення з небезпечних зон. Безпосередньо евакуацією займається штаб ЦО, усі оргпитання вирішують евакуаційні комісії.

Евакуація працюючого населення здійснюється за виробничим принципом, а населення, яке не пов'язане з виробництвом – за територіальним принципом (ЖЕУ, ЖЕК тощо). Діти евакуюються з батьками, але можливе їх вивезення зі школами, дитсадками.

Для проведення евакуації використовуються всі види транспорту.

Евакуація населення здійснюється через збірні евакуаційні пункти.

Отримавши повідомлення про початок евакуації необхідно взяти документи, гроші, речі та продукти і у визначений час прибути на збірні евакуаційний пункт, де населення реєструють, групують і ведуть до пункту посадки.

Тимчасове розселення громадян у безпечних районах передбачає максимальний захист людей.

Виключно велике значення має забезпечення в місцях розселення евакуйованого населення продуктами харчування, надання їм побутових послуг і медичного обслуговування. Перші дві доби люди повинні харчуватися запасами продуктів, привезених з собою. У разі їх відсутності харчування здійснюється через мережу громадського харчування або в сім'ях, в яких вони підселені.

5 Технологічна частина

Технологічний процес складання вузла качаючого

Згідно зі складальним кресленням вузла качаючого складаємо технологічну схему складання виробу

Спочатку складаються складальні одиниці – блок циліндрів (рис. 5.1), розподільник (рис. 5.2), поршень (рис. 5.3), а потім – вузол качаючий (рис. 5.3)

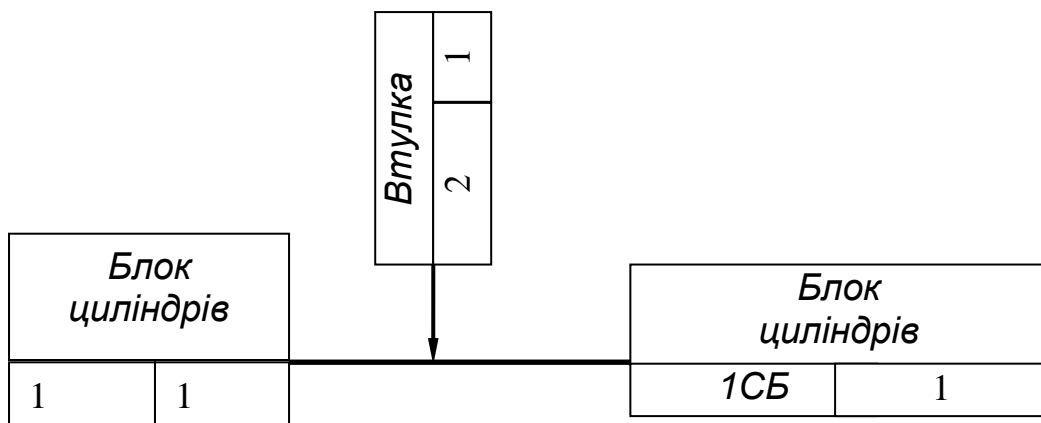
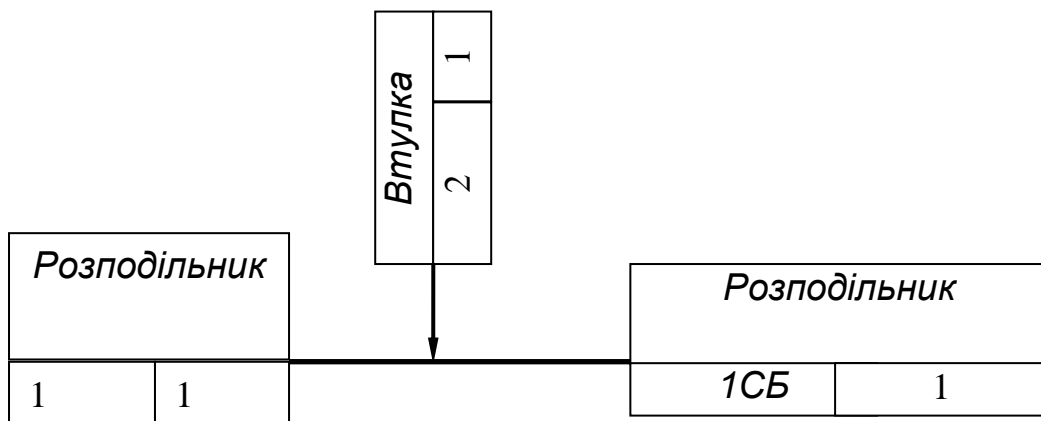
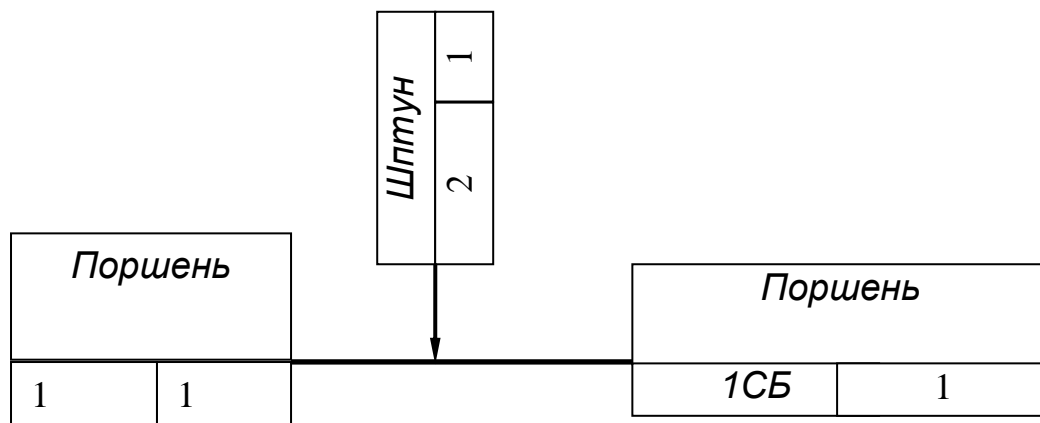


Рисунок 5.1 – технологія складання блоку циліндрів



Риунок 5.2 – Технологія складання розподільника



Риунок 5.3 – Технологія складання поршня

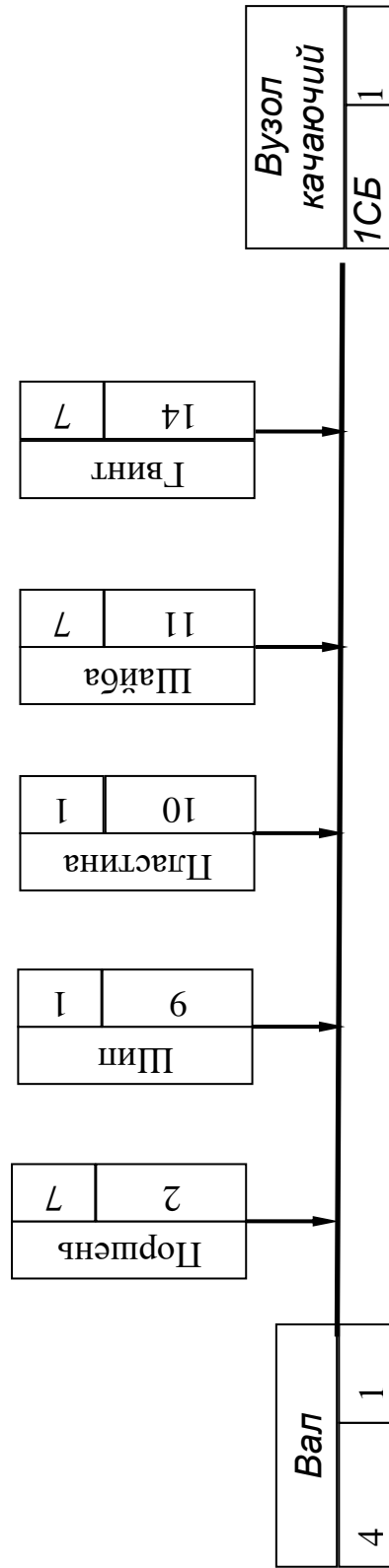


Рисунок 5.4 – Технологічна схема складання вузла качаючого

Висновок

У дипломному проекті виконані розрахунок і конструювання регульованого аксіально-поршневого насоса з похилим блоком. Розрахунки показали, що змонтований насос забезпечує задані параметри, а його конструкція дозволяє витримувати навантаження, що виникають у результаті роботи насоса.

ЛИТЕРАТУРА.

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. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М. : Машиностроение, 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. Некрасов Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. – М.: Машиностроение, 1967
10. Крамской Э.И. Гидравлические следящие приводы со струйными усилителями. – М.: Машиностроение, 1972
11. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972