

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА
на тему **“РОЗРОБКА НЕРЕГУЛЬОВАНОГО**
АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРОМОТОРА З
ПОХИЛИМ БЛОКОМ”

зі спеціальності **131 – прикладна механіка**
освітня програма - **гідравлічні машини, гідроприводи та**
гідропневмоавтоматика

Виконавець роботи **Цибульняк Денис Андрійович**
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис, дата)

Науковий керівник

кандидат технічних наук, доцент
(науковий ступінь, учене звання)

Кулініч Сергій Павлович
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис, дата)

Суми 2019

Зміст

Технічне завдання.....	
Реферат.....	
Вступ.....	5
1 Опис конструкції й принципу дії гідромотора	7
2 Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого гідромотора.....	11
2.1 Розрахунок розмірів блоку циліндрів.....	11
2.2 Розрахунок каналів і вікон блоку циліндрів.....	16
2.3 Розрахунок торцевого розподільника.....	18
2.4 Сили, що діють на блок і розподільник.....	19
2.5 Розрахунок на міцність.....	21
2.5.1 Вибір матеріалу блоку.....	21
2.5.2 Перевірка блоку на міцність.....	22
2.5.3 Розрахунок шатуна й поршнів.....	23
2.5.4 Розрахунок сил, що діють на поршні.....	25
2.5.5 Розрахунок на міцність поршневої групи.....	26
2.5.6 Розрахунок шатуна на повздовжню стійкість.....	27
2.5.7 Розрахунок вала.....	28
2.5.8 Підбір підшипників.....	29
3 Розробка технології виготовлення кришки	33
4 Організація складського господарства підприємства	38
5. Охорона праці	47
Висновки.....	51
Список літератури.....	52

6.131.04.ВР.000.00.ПЗ

Цибульняк
Кулініч

Алексєенко

Нерегульований аксіально-
поршневий гідромотор з похилим
блоком

Пояснювальна записка

В Р

52

СумДУ ГМ-51

ВСТУП

Аксіально-поршневі гідромотори 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: гідромотори з похилим диском і гідромотори з похилим блоком.

Схема гідромотора з похилим блоком наведена на рисунку В.1. У цьому гідромоторі 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 гідромоторах є розподільний пристрій, що називають розподільником. Конструкція розподільника, використовуваного в аксіально-поршневих гідромоторах показана на рисунку В.2.

Розподільник має два серпоподібних вікна 1 і 3 розділених перемичками 2. Діаметр середньої окружності цих вікон D_w 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).

Поверхня А розподільного диску притискається до блоку циліндрів, протилежна сторона – до корпусу гідромотора. Вікна 1 і 3 при цьому з'єднуються з напірним і зливальним патрубками.

До основних технічних параметрів аксіально-поршневих гідромоторів відноситься: робочий об'єм, частота обертання вала, тиск нагнітання, теоретична й дійсна витрата гідромотора, а також механічна потужність гідромотора.

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

Дійсна витрата гідромотора Q_m пов'язана з теоретичною подачею співвідношенням:

$$Q_m = \frac{Q_{mt}}{\eta_o};$$

де η_o - об'ємний ККД гідромотора.

Об'ємний ККД гідромотора 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 [6]. Збільшення тиску нагнітання й частоти обертання зменшує об'ємний ККД.

Аксіально-поршневі гідромотори знаходять широке застосування при створенні гідравлічних приводів завдяки своїм перевагам: можливість створення високих крутних моментів, частот обертання, малі габарити й маса, високі значення ККД. Необхідність створення гідромотора, що має ці якості, і має необхідні параметри й обумовили вибір конструкції гідромотора, розроблювальної в даному дипломному проекті.

1 Опис конструкції та принцип дії гідромотора

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

Гідромашина в режимі гідромотора працює так. 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 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 обсягів робочих камер циліндрів. При цьому за першу половину оберту вала розподільник забезпечує комутацію робочих камер з напірною, а в другий - зі зливною лінією гідросистеми, підключеними до отворів у задній кришці 27 корпусу 37 гідромотора. [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 качаючий вузол (1.2). Його конструкція містить наступні деталі: 1, 23, 27 - кільця упорні; 2 - кільце стопорне; 3, 10 –

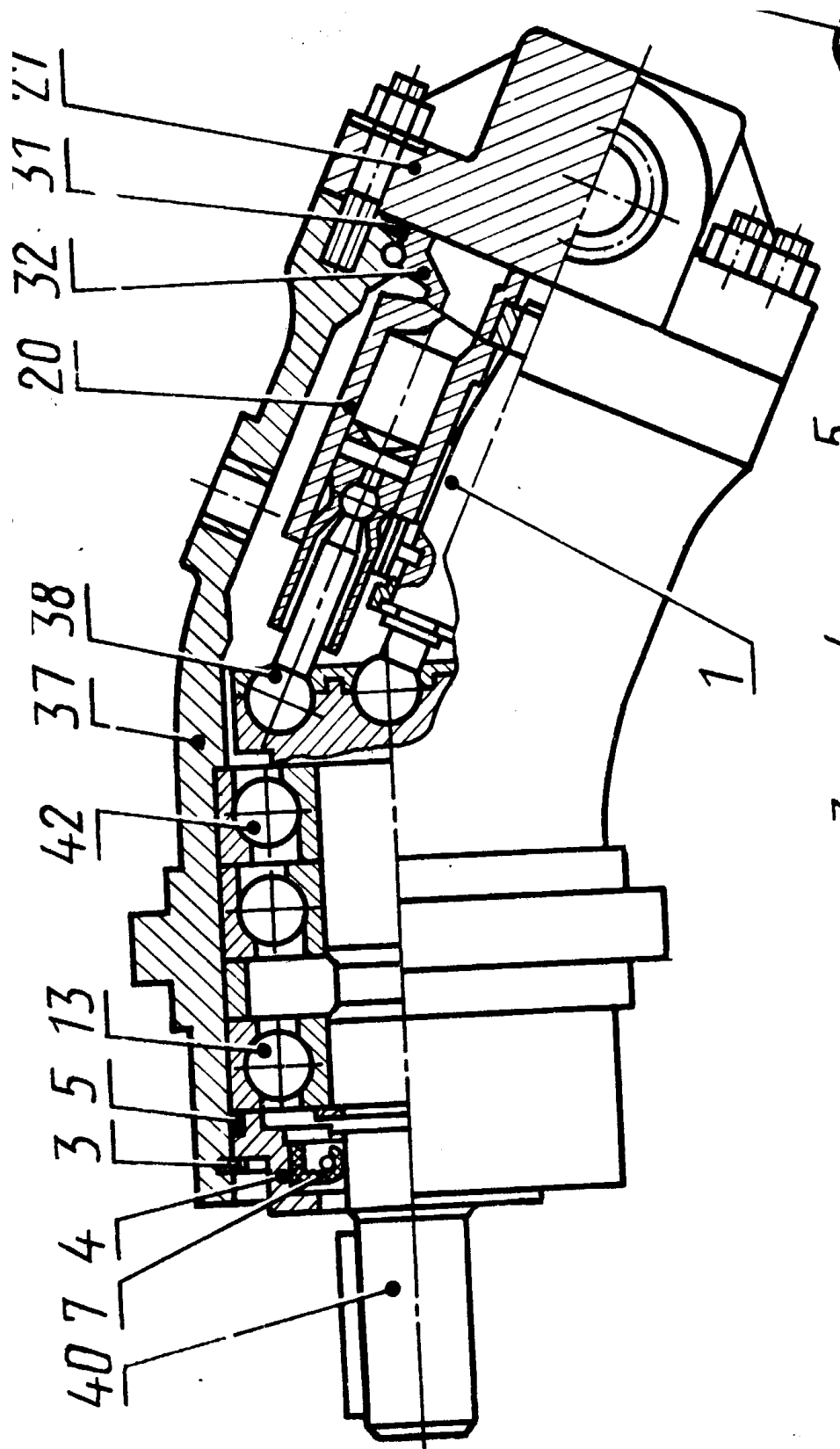


Рисунок 1.1 – Нерегульований аксіально-поршневий гідромотор з похилим блоком

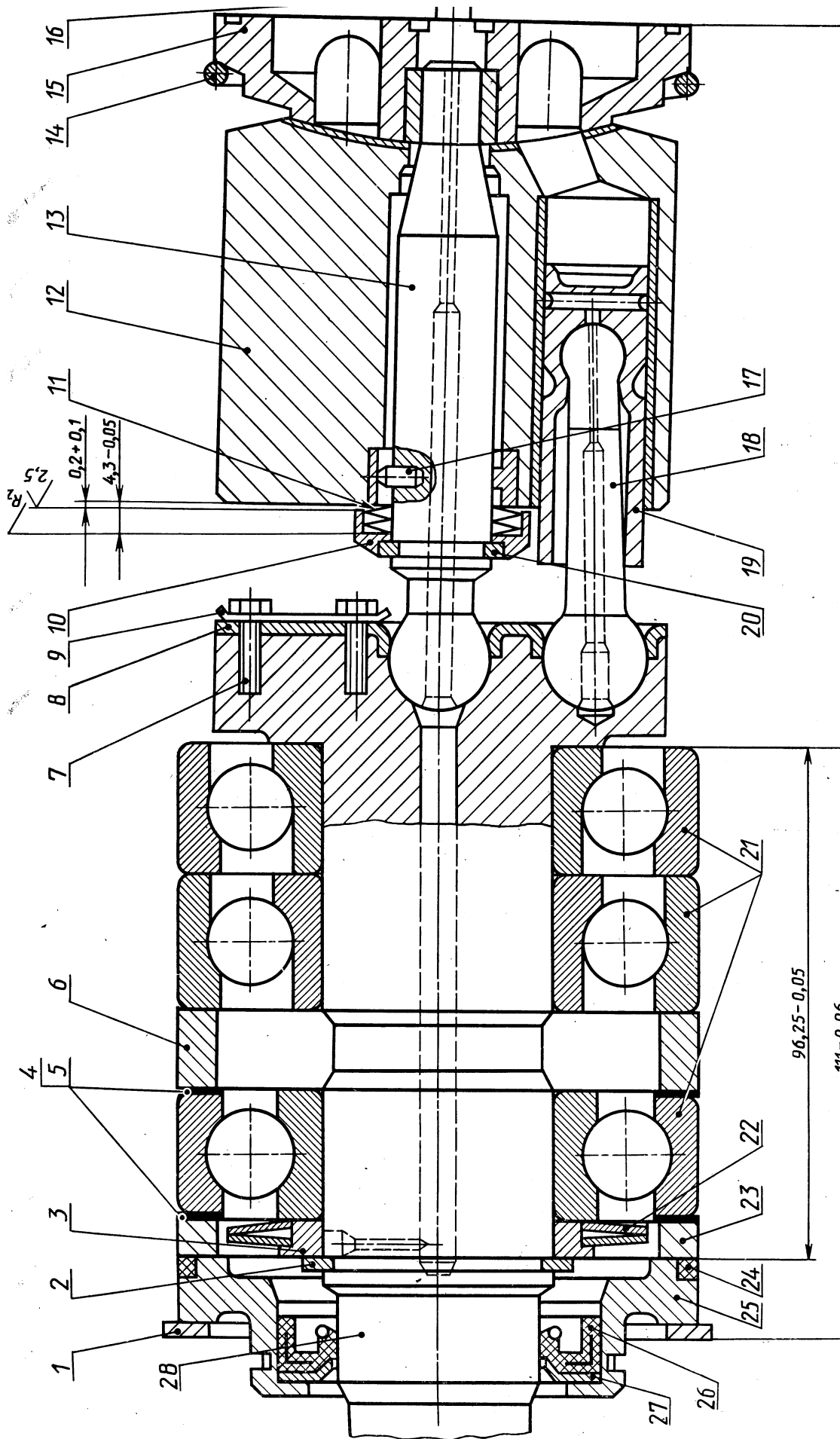


Рисунок 1.2 –Качающий аксиально-поршневой гидромотора з похилим блоком

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.

2 Розрахунок і конструювання аксіально-поршневого гідромотора

2.1 Розрахунок розмірів блоку циліндрів

Якщо робочий обсяг гідромотора визначений, завдання розрахунку полягає в тому, 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 гідромотора робить блок циліндрів і прийнята схема компоновки. Вихідними даними для розрахунку блоку служать:

робочий об'єм гідромотора $V = 100 \text{ см}^3$,

число циліндрів $z = 7$,

тиск нагнітання $P_H = 32 \text{ МПа}$,

кут нахилу $\gamma = 25^\circ$.

Визначимо діаметр циліндра d (мал.2.1):

$$d = \sqrt[3]{\frac{4V \sin \frac{\pi}{z}}{1,2zk_D \sin \gamma}}; \quad (2.1)$$

де V – робочий об'єм гідромотора;

$z = 7$ – число циліндрів;

$\gamma = 25^\circ$ – кут нахилу;

k_D – конструктивний коефіцієнт.

$$k_D = \frac{2}{1 + \cos \gamma}; \quad (2.2)$$

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^{-6} \cdot \sin \frac{180^\circ}{7}}{1,2 \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 1,049 \cdot \sin 25^\circ}} = 0,0148 \text{ м} .$$

Приймаємо $d = 15 \text{ мм}$.

Визначимо діаметр ділильної окружності блока D_B :

$$D_B = \frac{d(1+k_B)}{\sin \frac{\pi}{z}}; \quad (2.3)$$

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

$$D_B = \frac{15(1+0,2)}{\sin \frac{180^\circ}{7}} = 45,8 \text{ мм} .$$

Приймаємо $D_B=46(\text{мм})$.

Визначимо діаметр внутрішнього розточення D_{BH} :

$$D_{BB} = D_B - (d + 2b_1) \quad (2.4)$$

де $b_1 = k_B \cdot d$;

$$b_1 = 0,2 \cdot 15 = 3 \text{ мм};$$

$$D_{BB} = 46 - (15 + 2 \cdot 3) = 25 \text{ мм};$$

Приймаємо $D_{BH}=25 \text{ мм}$.

Визначимо зовнішній діаметр D_{B3} :

$$D_{B3} = D_B + d + 2b_1; \quad (2.5)$$

$$D_{БЗ} = 46 + 15 + 2 \cdot 3 = 67 \text{ мм м.}$$

Перевірка на міцність.

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} P_P \leq \sigma_{\text{доп}}; \quad (2.6)$$

де P_P - розрахунковий тиск, МПа;

$\sigma_{\text{доп}}$ - допускається напруження, щоМ,

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_T}{3}; \quad (2.7)$$

де $\sigma_T = 280 \text{ МПа}$, [6]

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

$$A = \frac{d + 2b_1}{d}; \quad (2.8)$$

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

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

$$\delta = \frac{d}{E} \left(\frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) P_H \leq \delta_{\text{доп}} \quad (2.9)$$

Деформацію, що допускається $\delta_{\text{доп}}$ приймаємо рівною 8 мкм. Коефіцієнт Пуассона μ приймаємо 0,4 а модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

$$\delta = \frac{0,015}{2,1 \cdot 10^5} \left(\frac{1,4^2 + 1}{1,4^2 - 1} + 0,4 \right) \cdot 32 \cdot 10^6 = 7,96 \text{ мкм}.$$

Тому що $\delta = 7,3396 \leq \delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм}$, то умова жорсткості виконується.

Визначимо довжину циліндра:

$$L_{\text{ц}} = s_o + L_3 + \delta_{\text{ц}}; \quad (2.10)$$

де $s_o = D \sin \gamma \cdot k_d; \quad (2.11)$

$$s_o = 46 \sin 25^\circ \cdot 1,049 = 19 \text{ мм};$$

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

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

Приймаємо $L_3 = 1,85d$;

$$L_3 = 1,85 \cdot 15 = 28 \text{ мм}.$$

Тоді по формулі (2.10) одержимо:

$$L_{\text{ц}} = 19 + 28 + 1,5 = 48,5 \text{ мм}$$

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

Висота блоку визначається по формулі:

$$H = L_{\text{ц}} + b_3; \quad (2.12)$$

де $b_3 = 9 \text{ мм}$, з конструктивних міркувань:

$$H = 47 + 9 = 56 \text{ мм} .$$

Піднутрення:

$$b_4 = 0,3 - 0,5d; \quad (2.13)$$

$$b_4 = 0,4 \cdot 15 = 6 \text{ мм} \text{ м.}$$

Всі розміри уточнюються при конструктивному проробленні на кресленні.

2.2 Розрахунок каналів і вікон блоку циліндрів

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

$$d_k = \sqrt{\frac{4Q_o}{\pi V_{доп}}}; \quad (2.14)$$

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

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

Для напірної магістралі:

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

Для напірних каналів гідромотора:

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

Для впускних вікон циліндра:

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

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 гідромоторів:

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

Канали гідромоторів на усмоктування:

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

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 гідромоторі роблять розмір і форма вікон для проходу рідини в циліндри.

Площа вікна розраховується таким чином, щоб швидкість плинущої 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:

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

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

2.3 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:

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

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

2.4 Сили діючі на блок і розподільник

Притискаючи зусилля:

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

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

Віджимна сила:

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

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

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:

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

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

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

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

звідки:

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

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

2.5 Розрахунок на міцність

2.5.1. 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):

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

де $A = \frac{d + 2b_1}{d}$;

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

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

2.5.2. Розрахунок шатуна й поршнів.

Поршнева група є дуже відповідальним вузлом гідромотора, 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:

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

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

Довжина поршня:

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

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

Довжина шатуна між центрами сферичних головок:

$$L_{\text{ш}} = (0,8 \dots 0,9)D_{\text{б}}; \quad (2.33)$$

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

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 $d_{CM} = 0,002 \text{ м.}$

2.5.3. Розрахунки сил діючих на поршні.

Сила, прикладена до штока:

$$F_u = F_n = 4220 \text{ Н.}$$

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

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

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

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

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:

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

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

Сумарна осьова сила діюча на підшипники:

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

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

2.5.4. Розрахунок на міцність поршневої групи.

Розраховуємо шатуни на поздовжню стійкість і міцність, при цьому врахуємо силу поздовжнього стиску F_{Π} 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 M_I :

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

W_{MIN} – момент опору перетину,

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

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

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:

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

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

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

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

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.

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

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(Мпа) \leq 190(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.

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

2.5.6. 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 крутного моменту на валу, Н·м.

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

2.5.7. 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.

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:

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

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

$$F_{r1} = 4757 \text{ Н.}$$

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:

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

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

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 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 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.

3 Технологічна частина

Технологічний процес виготовлення блоку циліндрів

Технологічний процес виготовлення кришки розробляється по [8].

Особливістю технологічного процесу є необхідність точного дотримання розташування отворів у кришці з точністю по діаметрі 0,2 мм, точність кутового розташування, зсув кола розташування отворів.

Крім того, необхідно забезпечити точність виготовлення площини контакту з розподільником, тому що ця площина слугує для ущільнення.

Дані вимоги визначають технологічний процес виготовлення кришки.

Серійність виготовлення кришки - серійне виробництво (до 5000 штук на рік).

Заготівка під кришку, ливарна, діаметром 125мм, довжиною 50 мм, матеріал заготівки – алюміній.

4 Організація складського господарства підприємства

4.1. 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 обсяг 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 обсяг складських запасів. Складське господарство підприємства складається з різних складів і комор, які можна 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, господарчих 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 ящиккових піддонів. Такі стелажі є системою осередків по вертикалі і горизонталі, що дає змогу застосовувати 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.

4.2. 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 рекламаций 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.

4.3. 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

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

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

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

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 х 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 стелажем, м²;

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

$$n_{\text{ст}} = \frac{Z_{\text{max}}}{V_0 K_{\text{зп}} q_y}$$

де q_y – густина (об'ємна вага) збереженого матеріалу, т/м³, кг/см³, г/см³;

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

V_0 – об'єм стелажа м³ (см³), який розраховується за формулою

$$V_0 = a b h,$$

де a – довжина стелажа, м;

b – ширина стелажа, м;;

h – висота стелажа, м.

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

$$n_{\text{ст}} = \frac{Z_{\text{max}}}{S_{\text{сто}} q_y}$$

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

$$S = \frac{S_{\text{кор}}}{K_{\text{вик}}}$$

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 стелажими 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.

4.4. 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.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

Електробезпека – це система організаційних і технічних заходів, що забезпечують захист людей від небезпечної і шкідливої дії електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля, статичної електрики. Вимоги електробезпеки викладено в ГОСТ 12.1.019-79 «ССБП. Електробезпека. Загальні вимоги і номенклатура видів захисту» (СТ СЭВ 4830-84). Зміни 1986.

Основними заходами захисту від ураження електричним струмом є:

- забезпечення недоступності струмопровідних частин для випадкового дотику;
- застосування електроенергії з безпечними величинами напруги;
- усунення небезпеки ураження людей струмом у разі появи напруги на частинах конструкцій електроустаткування;
- застосування індивідуальних захисних засобів від ураження електричним струмом.

Недоступність струмопровідних частин для випадкового дотику досягається ізоляцією їх струмонепровідними матеріалами. Провідники електричного струму повинні мати робочу ізоляцію. Передбачено застосування в деяких випадках додаткової, підсиленої чи лінійної ізоляції.

Недоступність розташування струмопровідних частин досягається розміщенням їх на висоті, під підлогою чи приховано в стінах. Незахищені струмопровідні частини, до яких можливий дотик людей, надійно огорожують у всіх випадках, якщо напруга перевищує:

- 65 В – в приміщеннях без підвищеної безпеки;
- 42 В – в приміщеннях з підвищеною безпекою;
- 12 В – в приміщеннях особливо небезпечних.

У випадку напруги понад 250 В огорожують не тільки незахищені, але й ізольовані струмопровідні частини.

Застосування малих напруг – дуже ефективний захист від ураження електричним струмом. Для живлення кіл управління технологічним обладнанням, встановленим в особливо небезпечних приміщеннях і приміщеннях з підвищеною безпекою; кіл управління пересувного устаткування і для живлення ручного інструменту використовують напругу не вище 42 В. На шафах і пультах управління обладнанням розміщують штепсельні розетки з напругою не вище 12 В для включення переносних світильників, які використовуються під час періодичних оглядів наявних в них важкодоступних місць.

Захисне заземлення, занулення і відключення – основні заходи захисту людей від ураження електричним струмом у разі появи напруги на частинах конструкцій електроустаткування.

Захисне заземлення – свідоме електричне з'єднання з землею чи її еквівалентом металевих частин електроустаткування. Вимоги до захисного заземлення викладено в ГОСТ 12.1.030-81 «ССБП. Електробезпека. Захисне заземлення, занулення». Зміни 1987.

Дотик до незахищеного корпусу, який виявився під напругою, рівнозначний однофазному ввімкненню людини в електричну мережу. Мета заземлення – понизити до безпечної величини напругу відносно землі на металевих частинах електроустаткування, які випадково виявилися під напругою, і цим усунути небезпеку ураження людей електричним струмом.

В установках напругою до 1000 В опір захисного заземлення в будь-яку пору року не повинен перевищувати 4 Ом (з потужністю джерела струму 100 кВА і менше опір заземлення допускається не більше 10 Ом). Оскільки опір заземлення значно менший за опір тіла людини (1000 Ом), то у випадку її дотику до пошкодженого електроустаткування найбільший за величиною струм пройде через заземлюючий пристрій. При цьому в найнесприятливішому випадку, коли опір тіла і взуття рівні нулю, через тіло людини пройде струм :

$$J = \frac{1,73U_{\text{л}}}{3R_{\text{т}} + 3R_{\text{і}} \frac{R_{\text{т}} R_{\text{з}}}{R_{\text{з}}}} 1000, \text{ і А,}$$

де $U_{\text{л}}$ – лінійна напруга в мережі, В;

$R_{\text{т}}$, $R_{\text{і}}$, $R_{\text{з}}$ – відповідно опір тіла людини, ізоляції провідників електричної мережі та заземлюючого пристрою, Ом.

Приймаючи $U_{\text{л}} = 380$ В; $R_{\text{і}} = 500000$ Ом; $R_{\text{з}} = 4$ Ом; $R_{\text{т}} = 1000$ Ом, знаходимо $J = 0,005$ мА. Такий за величиною струм безпечний для людини.

Заземлюючим пристроєм називається сукупність заземлювачів – металевих провідників, які з'єднані з землею, і заземлюючих провідників, які з'єднують заземлювані частини електроустаткування з заземлювачами.

Заземлювачі бувають штучні та природні.

Як штучні заземлювачі використовують сталі стрижні, які забивають в ґрунт вертикально і з'єднують між собою сталюю шиною зварюванням.

Як природні:

- прокладений у землі водопровід;

- арматуру залізобетонних конструкцій будівель і споруд, яка має з'єднання з землею;

- свинцеві оболонки кабелів, прокладених у землі.

Розрізняють заземлюючі пристрої:

· контурні (заземлення знаходиться у безпосередній близькості від електроустановки);

· виносні (заземлення розміщені на спеціально виділеній ділянці території підприємства).

Для заземлення електроустановки у виробничих та інших приміщеннях використовують здебільшого виносні заземлюючі пристрої з штучними заземлювачами. При цьому металеві елементи кожного електрообладнання під'єднують окремими заземлюючими пристроями до транзитної шини, яка прокладається всередині будівлі і не менше, ніж у двох місцях під'єднується до заземлювачів.

Захисне заземлення електричних установок обов'язкове згідно з ГОСТ 12.1.013-78:

у разі номінальної напруги 380 В і вище змінного струму і 440 В і вище постійного струму – у всіх випадках;

· у разі номінальної напруги 42 В і вище змінного струму і 110 В і вище постійного струму – під час роботи в умовах з підвищеною небезпекою та особливо небезпечних.

У вибухонебезпечних зонах заземлюють електричні машини і апарати, незалежно від величини напруги.

п.). Для штучних заземлювачів використовують сталеві труби діаметром 35—50 мм (товщина стінок не менше 3,5 мм) та кутники (40x40 та 60x60 мм) довжиною 2,5—3,0 м, а також сталеві прутки діаметром не менше ніж 10 мм та довжиною до 10 ж. В більшості випадків штучні вертикальні заземлювачі знаходяться у землі на глибині $h = 0,5—0,8$ м.

Висновок

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

ЛІТЕРАТУРА

1. Попов Д.Н. Проектирование гидроприводов с дроссельным регулированием. Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию; Под ред. В.В. Шульгина. – 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