

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний

(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин і підйомно-транспортні механізми

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему «Проектування механізму поліспастного вантажопідйомністю 110т.»

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-319

Спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування»
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Цой В.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Волков Г.П.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(прізвище та ініціали)

2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
 (повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет _____ Машинобудівний _____
 Кафедра _____ Деталі машин і підйомно-транспортні механізми _____
 Ступінь вищої освіти _____ Бакалавр _____
 Спеціальність _____ 133 – «Галузеве машинобудування» _____
 (код і найменування)
 Освітня програма (спеціалізація) _____ Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини та обладнання _____
 (назва освітньої програми (спеціалізації))
)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« _____ » _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

_____ Цой Владислав Васильович _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

1.

Тема проєкту (роботи) _____ «Проектування механізму поліспастного вантажопідйомністю 110т.» _____

керівник проєкту (роботи) _____ Волков Г.П к.т.н., доцент кафедри ДМ і ПТМ _____,
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « _____ » _____ 20__ року № _____

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) _____ 1.Опис поліспасти, 2. Вибір схеми, 3. Розрахунок підйомної канатоведучої лебідки, 4. Розрахунок канатозбірної лебідки, 5. Охорона праці _____

Студент

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

ВСТУП

Поліспасти використовуються як лебідки для підйому або буксирування великих баштових кранів, козлових кранів, кар'єрних кранів, тралових кранів і т.д. з великою довжиною каната.

Поліспастові механізми зазвичай складаються з підйомної (канатопровідної) секції, підйомної або тягової лебідки і системи витягування каната: в підйомній або тяговій лебідці з двома паралельними барабанами, що синхронно обертаються, канат незакріплений на них, а укладений в круговий паз з постійним натягом.

Цей натяг запобігає прослизанню каната при обертанні барабана за рахунок сили тертя між поверхнею канавки і канатом. Шляхом намотування натягнутого каната його натяг зменшується від максимального зусилля в робочій секції (підвіскавантаж) до мінімального зусилля в робочій секції, яке закладається в секції відновлення каната.

1 ВИХІДНІ ДАНІ

Вантажопідйомність – $Q = 110$ т.

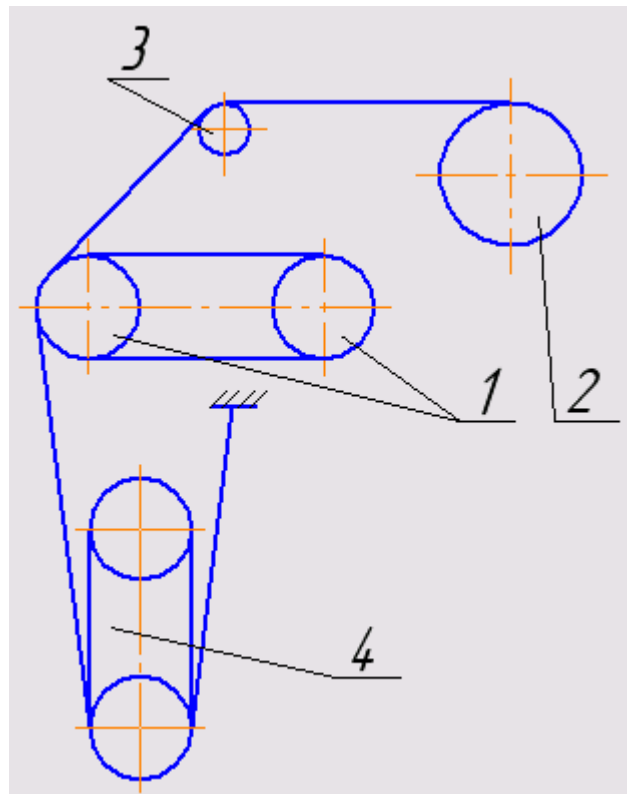
Швидкість підйому – $V = 0,2$ м/с.

Висота підйому – $H = 40$ м.

Режим роботи – важкий, група класифікації механізму 5М згідно з ГОСТ 25835-83, М7 згідно з ІСО 4301/1-86.

2 ВИБІР СХЕМИ

Найкомпактніший метод лебідки - це схема з підйомним механізмом. Спосіб, показаний на малюнку 2.1, є більш компактним і зручним для кранів пролітного типу, оскільки канат опускається безпосередньо з одного зі збірних барабанів на вантажний поліспаст, де робиться додатковий канат. Тому цей спосіб слід прийняти.



1 – перемотуючі барабани; 2 – канатозбірна лебідка; 3 – канатоукладчик; 4 – вантажний поліспаст

Малюнок 2.1 – Схема запасування каната механізму

3 РОЗРАХУНОК ПІДЙОМНОЇ КАНАТОВІДНОЇ ЛЕБІДКИ

3.1 Вибір поліспасту

Виходячи з вантажопідйомності, вибираємо одинарний 10-кратний поліспаст /3, с.1/.

3.2 Вибір канату

Максимальний натяг каната

$$S_{\max} = \frac{G}{z\eta_n} \quad (3.1)$$

де G – сумарная сила маси вантажу, що піднімається з урахуванням ваг вантажної підвіски (траверси) і канатів, кН;

z – загальна кількість гілок каната поліспастної системи, на яких підвішено вантаж;

η_n - ККД поліспаста

$$G = (Q + Q_n + Q_k)g \quad (3.2)$$

де Q – маса номінального вантажу (вантажопідйомність), т;

Q_n – маса вантажної підвіски, т;

Q_k – найбільша маса канатів підвіски при нижньому положенні вантажу, т (вибираємо по ГОСТ 3079-80);

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

$$G = (110 + 5 + 5,395) \cdot 9,81 = 1181,07 \text{ кН} \approx 1181 \text{ кН}.$$

$$z = a \cdot a_n, \quad (3.3)$$

де a – кількість поліспастів механізму підйому $a = 1$ (одинарний поліспаст);

a_n - кратність поліспасту, $a_n = 10$;

$$z = 1 \cdot 10 = 10.$$

$$\eta_n = \frac{1 - \eta_{\delta n}^{a_n}}{a_n (1 - \eta_{\delta n})}, \quad (3.4)$$

де $\eta_{\delta n} = 0,98$ - ККД, що враховує втрати на одному блоці поліспасту;

$$\eta_n = \frac{1 - 0,98^{10}}{10 \cdot (1 - 0,98)} = 0,914.$$

Тоді максимальний натяг каната

$$S_{\max} = \frac{1181}{10 \cdot 0,914} = 129,21 \text{ кН}.$$

Розрахунок сталевих канатів на міцність здійснюється згідно з правилами НПАОП 0.00-1.01-07. Розривне розривне зусилля каната (Н):

$$F_0 \geq S_{\max} Z_p, \quad (3.5)$$

где F_0 – розривне зусилля каната, кН;

Z_p – мінімальний коефіцієнт використання каната (коефіцієнт запасу міцності), який визначається за табл. 2 цих правил (група класифікації механізму М7 відповідно до ISO4301/1, $Z_p=7,1$).

$$S_{\max} Z_p = 129,21 \cdot 7,1 = 841 \text{ кН} .$$

За цим зусиллям за ГОСТом або каталогом підбираємо канат діаметром 39 мм типу ТЛК-О конструкції 6x37(1+6+15+15)+1 о. с. за ГОСТ 3079-80 з розривним зусиллям каната загалом $F_0 = 863 \text{ кН}$.

Позначення каната за стандартом: «Канат 39-Г-І-Н-1960(200) ГОСТ 3079-80», що означає канат діаметром 39 мм, вантажного призначення, з дроту без покриття, марки І, правої хрестової звивки, що не розкручується, маркувальної групи 1960 МПа (200 кг/мм²).

Додаткові параметри каната:

- розрахункова площа перерізу всіх зволікань – 450,55 мм²;
- Розрахункова вага 1000 м змащеного каната – 5395,0 кг.

Перевіримо фактичний запас міцності канату:

$$Z_{p.ф.} > \frac{F_0}{S_{\max}} = \frac{863}{129,21} = 7,31 > Z_p = 7,1. \quad (3.6)$$

3.3 Визначення діаметра барабана

Відповідно до рекомендацій Правил НПАОП 0.00-1.01-07 /4, с. 16/ мінімальний діаметр барабана D_b , що обгинаються сталевими канатами, по середній лінії навитого каната визначається за формулою:

$$D_b \geq h_1 d_k, \quad (3.7)$$

де h_l – коефіцієнт вибору діаметра барабана, для режиму роботи 7М

$h_l = 22,4 / 4$, с.16, таб. 3/;

d_k – діаметр каната, мм;

$$D_o \geq 22,4 \cdot 39 = 873,6 \text{ мм}.$$

Враховуючи, що для лебідок, що перемотують, існує й інша рекомендація, наприклад, $D_b = (40-60)d_k$, що дає великі габарити, збільшимо діаметр барабана і приймемо його рівним $D_b = 1000$ мм.

3.4 Визначення кількості

гілок каната на барабанах

$$n = \frac{\lg \frac{kS_{\max}}{S_0}}{\lg[e^{\alpha\mu} c_{ж}]} \quad (3.8)$$

де k – коефіцієнт запасу, приймаємо $k = 1,3$;

$S_{\max} = S_{\text{наб}} = 129,21$ кН – максимальне натяг каната, або зусилля в гілки, що набігає на барабан;

$S_0 = S_{\text{сб}}$ – мінімальний натяг каната, або зусилля в гілки, що збігає з барабана, кН;

$e = 2,718$ – основа натурального логарифму;

μ – коефіцієнт тертя каната з барабаном, залежить від матеріалів поверхонь, що труться, і форми струмка. Для змащених канатів при напівкруглій канавці на чавунних або сталевих ободах $\mu = 0,12$;

$\alpha = \pi$ – кут обхвату барабана однією гілкою каната;

$c_{ж}$ – коефіцієнт, що враховує опір жорсткості каната.

$$S_0 = 0,125 \cdot S_{\max} \quad (3.9)$$

$$c_{\text{жс}} = 1 + \xi, \quad (3.10)$$

де ξ - коефіцієнт жорсткості, який визначається за емпіричною формулою, де діаметри підставляються в сантиметрах:

$$\xi = 0,1 \frac{d_{\kappa}^2}{D_{\sigma} - 10} \quad (3.11)$$

$$\xi = 0,1 \frac{3,9^2}{100 - 10} = 0,0169$$

$$c_{\text{жс}} = 1 + 0,0169 = 1,0169.$$

$$S_0 = 0,125 \cdot 118,49 = 15 \text{ кН}.$$

З метою зменшення навантаження на канат та покращення умов його роботи на канатозбірній котушці приймемо зменшену величину попереднього натягу $\underline{S_0} = 7 \text{ кН}$.

$$n = \frac{\lg \frac{1,3 \cdot 118,49}{7}}{\lg [2,718^{0,12\pi} \cdot 1,0169]} = 7,85.$$

приймаємо $n=8$, тоді кількість струмків кожному барабані:

$$i = \frac{n}{2} = \frac{8}{2} = 4. \quad (3.12)$$

3.5 Перевірка прийнятої величини мінімального натягу

За умови непрослизу каната по струмках барабана при підйомі повного вантажу повинно витримуватися співвідношення:

$$S_0 > \frac{S_{\max}}{e^{\mu \cdot n \cdot \alpha} \cdot c_{\text{жс}}^n}, \quad (3.13)$$

$$S_0 = \frac{118,49}{2,718^{0,12 \cdot 8 \cdot 3,14} \cdot 1,0169^8} = 5,09 \text{ кН} .$$

Отримане значення менше прийнятого $S_0 = 7$ кН, таким чином умова забезпечується із запасом:

$$k = \frac{7}{5,09} = 1,38 . \quad (3.14)$$

За умови можливості опускання порожнього вантажозахоплювального органу має витримуватись співвідношення:

$$S_{\min} > \frac{S_0}{e^{\mu \cdot n \cdot \alpha} \cdot c_{\text{жс}}^n} , \quad (3.15)$$

де S_{\min} – мінімальний натяг гілки каната, що збігає з барабана, при опусканні порожнього вантажозахоплювального пристрою, вага якого прийнята рівною (див. пункт 3.2) $G_n = Q_{ng} = 9 \cdot 9,18 = 83$ кН.

$$\frac{S_0}{e^{\mu \cdot n \cdot \alpha} \cdot c_{\text{жс}}^n} = \frac{7}{2,718^{0,12 \cdot 8 \cdot 3,14} \cdot 1,0169^8} = 0,30 \text{ кН} .$$

За формулою (3.1) вважаємо мінімальний натяг гілки каната, що збігає з барабана:

$$S_{\min} = \frac{83}{10 \cdot 0,914} = 9,1 \text{ кН} .$$

Таким чином, $S_{\min} = 9,1 \text{ кН} > 0,30 \text{ кН}$, тобто умова виконується із запасом:

$$k = \frac{9,1}{0,30} = 30 .$$

3.6 Визначення навантажень, що діють на барабани, що перемотують.

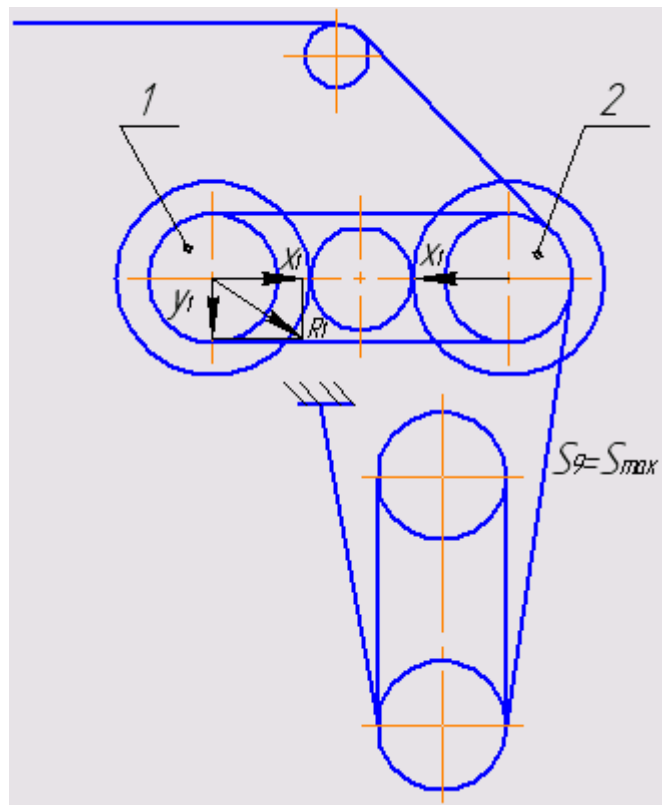
Відповідно до прийнятої схеми запасування каната механізму лебідки (див. рис. 2.1) зобразимо розрахункову схему діючих навантажень на барабанах, що перемотують (рис. 3.1).

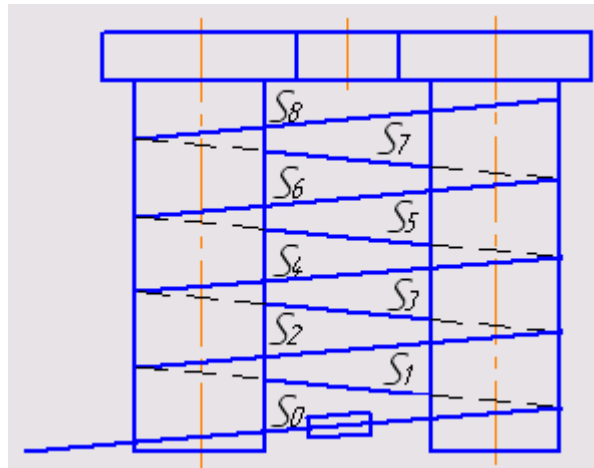
Зусилля у гілках каната визначаються залежністю Л. Ейлера:

$$S_{n-1} = \frac{S_n}{e^{\mu\alpha}}, \quad (3.16)$$

При підйомі повного вантажу:

$$S_n = S_{\max} = S_9 = 118,49 \text{ кН}.$$





Малюнок 3.1 – Розрахункова схема навантажень на барабанах, що перемотують

Зусилля в інших гілках каната, що намотуються на барабани, визначається:

$$S_8 = \frac{S_9}{e^{\mu \cdot \pi / 2}} = \frac{118,49}{2,718^{0,12 \cdot 3,14 / 2}} = 98 \text{ кН},$$

$$S_7 = \frac{S_8}{e^{\mu \cdot \pi / 2}} = \frac{98}{2,718^{0,12 \cdot 3,14}} = 67 \text{ кН},$$

$$S_6 = \frac{S_7}{e^{\mu \cdot \pi / 2}} = \frac{67}{2,718^{0,12 \cdot 3,14}} = 46 \text{ кН},$$

$$S_5 = \frac{S_6}{e^{\mu \cdot \pi / 2}} = \frac{46}{2,718^{0,12 \cdot 3,14}} = 32 \text{ кН},$$

$$S_4 = \frac{S_5}{e^{\mu \cdot \pi / 2}} = \frac{32}{2,718^{0,12 \cdot 3,14}} = 22 \text{ кН},$$

$$S_3 = \frac{S_4}{e^{\mu \cdot \pi / 2}} = \frac{22}{2,718^{0,12 \cdot 3,14}} = 15 \text{ кН},$$

$$S_2 = \frac{S_3}{e^{\mu \cdot \pi / 2}} = \frac{15}{2,718^{0,12 \cdot 3,14}} = 10 \text{ кН},$$

$$S_1 = \frac{S_2}{e^{\mu \cdot \pi / 2}} = \frac{10}{2,718^{0,12 \cdot 3,14}} = 7 \text{ кН},$$

$$S_0 = \frac{S_1}{e^{\mu \cdot \pi / 2}} = \frac{7}{2,718^{0,12 \cdot 3,14}} = 5 \text{ кН}.$$

Прийняте значення $S_0 = 7$ кН більше розрахункового (що і потрібно) із запасом:

$$k = \frac{7}{5} = 1,4.$$

Сумарні зусилля, що діють на барабани:

1. Барабан I

Зусилля у горизонтальній площині

$$X_1 = \sum S = S_0 + S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_4 + S_5 + S_6 + S_7 + S_8, \quad (3.16)$$

$$X_1 = 5 + 7 + 10 + 15 + 22 + 32 + 46 + 67 + 98 = 302 \text{ кН}.$$

Зусилля у вертикальній площині

$$Y_1 = S_9 = 118,49 \text{ кН}. \quad (3.17)$$

Результативне зусилля

$$R_1 = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2}, \quad (3.18)$$

$$R_1 = \sqrt{302^2 + 118,49^2} = 325 \text{ кН}.$$

1. Барабан II

Зусилля у горизонтальній площині

$$X_2 = \sum S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6 + S_7 + S_8, \quad (3.19)$$

$$X_2 = 7 + 10 + 15 + 22 + 32 + 46 + 67 + 98 = 297 \text{ кН}.$$

Зусилля у вертикальній площині

$$Y = 0. \quad (3.20)$$

3.7 Визначення моментів на барабанах, що перемотують.

Крутний момент, необхідний для перемотування канатів та підйому вантажу:

$$M_{cp} = (S_9 - S_0) \cdot \frac{D_{\sigma}}{2}, \quad (3.21)$$

$$M_{cp} = (118,49 - 7) \cdot \frac{1}{2} = 22,298 \text{кН} \cdot \text{м}.$$

Момент, необхідний подолання тертя в опорах:

$$M_{mp} = \mu_1 R_1 \frac{d_{y1}}{2} + \mu_2 X_2 \frac{d_{y2}}{2}, \quad (3.22)$$

де μ_1 та μ_2 - коефіцієнт тертя в опорах барабана, приймаємо для опор на підшипниках качення $\mu_1 = \mu_2 = 0,015$;

d_{y1} та d_{y2} - діаметри опорних цапф барабана, приймаємо $d_{y1} = d_{y2} = 180$ мм;

$$M_{mp} = 0,015 \cdot 325 \cdot \frac{0,18}{2} + 0,015 \cdot 297 \cdot \frac{0,18}{2} = 0,84 \text{кН} \cdot \text{м}.$$

Сумарний момент:

$$M_{сум} = M_{cp} + M_{mp}, \quad (3.23)$$

$$M_{сум} = 22,298 + 0,84 = 23,138 \text{кН} \cdot \text{м}.$$

3.8 Визначення необхідної потужності та вибір електродвигуна

Для визначення потужності приводу слід встановити кількість обертів барабанів

$$n_{\sigma} = \frac{Va_n}{\pi D_{\sigma}}, \quad (3.24)$$

де a_n - кратність поліспасту, $a_n=10$;

$$n_{\sigma} = \frac{12 \cdot 10}{3,14 \cdot 1} = 38,22 \text{ об/хв.}$$

Тоді необхідна потужність на валах барабанів, що перемотують:

$$N_{\sigma} = \frac{M_{\text{сум}} n_{\sigma}}{9560}, \quad (3.25)$$

$$N_{\sigma} = \frac{23,138 \cdot 10^3 \cdot 38,22}{9560} = 92,5 \text{ кВт.}$$

Необхідна потужність на валу електродвигуна з урахуванням втрат:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\sigma}}{\eta_m}, \quad (3.26)$$

де η_m - ККД механізму, приймаємо $\eta_m = 0,9$;

$$N_{\text{дв}} = \frac{92,5}{0,9} = 103 \text{ кВт.}$$

Приймаємо двопривідну схему механізму.

Тоді потужність для підбору одного електродвигуна визначається:

$$N'_{\partial\epsilon} = \frac{N_{\partial\epsilon}}{2}, \quad (3.27)$$

$$N'_{\partial\epsilon} = \frac{103}{2} = 51,5 \text{ кВт}.$$

За каталогом або довідником / 7, с. 58, таб. 2-34/ підбираємо крановий електродвигун більшої найближчої потужності.

Характеристика та основні параметри електродвигуна:

- тип – асинхронний із фазним ротором МТН 612-10;
- номінальна потужність – 60 кВт за ПВ 40 %;
- частота обертів – $n_{\partial\epsilon} = 570$ об/хв;
- максимальний момент – $M_{max} = 4120$ Н·м;
- ККД двигуна - $\eta_{\partial\epsilon} = 0,87$;
- маховий момент ротора – $GD^2 = 25$ кг·м²;
- маса двигуна – $Q_{\partial\epsilon} = 1010$ кг;
- діаметр вихідного кінця валу – $d_l = 90$ мм.

Номінальний момент двигуна

$$M_n = 9560 \frac{N_{\partial\epsilon}}{n_{\partial\epsilon}}, \quad (3.28)$$

$$M_n = 9560 \frac{60}{570} = 1006,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3.9 Визначення передавального числа та вибір передач

Передатна кількість механізму

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_6}, \quad (3.29)$$

$$u = \frac{570}{38,22} = 14,91.$$

З міркувань найбільш раціонального компоновання за каталогом /9, с. 37/ підбираємо конічно-циліндричний редуктор типу КЦ1-250 виконання V з передавальним числом 6,29 для частоти обертання 600 об/хв, ККД редуктора – 0,94, маса – 391 кг.

Діаметри кінців валів:

- вхідний (конічний) – 50 мм;
- Вихідного (циліндричний) - 55 мм.

Передавальна кількість відкритої передачі

$$u_{\text{он}} = \frac{u}{u_{\text{ред}}}, \quad (3.30)$$

$$u_{\text{он}} = \frac{14,91}{6,29} = 2,37.$$

3.10 Визначення гальмівного моменту та вибір гальма

Оскільки прийнята схема механізму з двома електродвигунами, приймаємо відповідно два гальма у приводі.

Гальмівний момент кожного гальма

$$M_T = k_T \frac{M_{\text{зп}}}{u} \eta_m, \quad (3.31)$$

де $k_T = 1,25$ – коефіцієнт запасу гальмування для одного гальма при встановленні двох гальм у механізмі / ПБ 10-382-00/;

M_{cp} - крутний момент, необхідний для перемотування канатів та підйому вантажу, кН·м;

u - передатне число механізму;

η_m - ККД механізму, приймаємо $\eta_m = 0,9$;

$$M_{cp} = 1,25 \cdot \frac{22,298}{14,91} \cdot 0,9 = 1,68 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

За каталогом /9, с. 45/ підбираємо гальмо двоколодкового типу ТКГ з максимальним гальмівним моментом $M_{Tmax} = 2,5$ кН·м.

Основні параметри гальма:

- типорозмір – ТКГ-500;
- Діаметр гальмівного шківа - 500 мм;
- ширина гальмівних колодок – 200 мм;
- Маса гальма – 155 кг.

3.11 Розрахунок відкритої зубчастої передачі

3.11.1 Тип передачі і числа зубів

Оскільки окружна швидкість у зачепленні відкритих пар невелика, використовуємо прямозубі зачеплення. Прийmemo число зубів шестерні $Z_{ш} = 21$, тоді число зубчастого колеса

$$Z_k = Z_{ш} \cdot u_{on}, \quad (3.32)$$

$$Z_k = 21 \cdot 2,37 = 49,77.$$

Приймаємо $Z_k = 50$.

Тепер можна уточнити деякі параметри передачі, а саме:

- уточнене передатне число відкритої передачі

$$u_{on} = \frac{Z_{\kappa}}{Z_{u}}, \quad (3.33)$$

$$u_{on} = \frac{50}{21} = 2,38;$$

- уточнене передатне число механізму $u = u_{ред} \cdot u_{on}$, (3.34)

$$u = 6,29 \cdot 2,38 = 14,97;$$

- уточнена частота обертання барабана

$$n_{\sigma} = \frac{n_{\partial\sigma}}{u}, \quad (3.35)$$

$$n_{\sigma} = \frac{570}{14,97} = 38,07 \text{ об / мин};$$

- уточнена швидкість підйому вантажу

$$V = \frac{\pi D_{\sigma} n_{\sigma}}{a_n}, \quad (3.36)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 1 \cdot 38,07}{10} = 11,96 \text{ м / мин} = 0,199 \text{ м / с},$$

відрізняється від заданої незначною мірою – лише на 0,5 %;

- швидкість каната

$$V_{\kappa} = V a_n, \quad (3.37)$$

$$V_{\kappa} = 0,199 \cdot 10 = 1,99 \text{ м / с}.$$

3.11.2 Вибір матеріалів відкритої пари

Враховуючи підвищену відповідальність (механізм підйому) та важкі умови роботи (відкрита пара), вибираємо леговану та вуглецеву покращені сталі:

- для шестерні

сталь 45Х за ГОСТ 4543-71 покращену з механічними властивостями /10, с. 69, таб. 40/ или /11, с. 202, таб. 10, 11/ $\sigma_B = 834$ МПа, $\sigma_T = 638$ МПа, $\sigma_{-1} = 392$ МПа та твердістю НВ 250;

- для колеса

сталь 45Л по ГОСТ 977-65 покращену з механічними властивостями /10, с. 70, таб. 40/ $\sigma_B = 738$ МПа, $\sigma_T = 392$ МПа, $\sigma_{-1} = 294$ МПа та твердістю НВ 220.

3.11.3 Допустима напруга вигину

Враховуючи одностороннє навантаження передачі (основне навантаження – на підйом вантажу), приймаємо пульсуючий характер зміни напруги, тоді /12, с. 253/

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_0}{[n] \cdot K_\sigma} K_p, \quad (3.38)$$

де σ_0 - межа витривалості зубів при пульсуючому циклі $\sigma_0 = 1,4 \sigma_{-1}$;

$[n]$ – коефіцієнт запасу міцності, $[n]_{ш} = 1,6$ для кованої шестерні при покращенні, $[n]_к = 1,8$ для литого колеса при нормалізації чи покращенні /12, с. 254, таб. 15.5/;

κ_σ - ефективний коефіцієнт концентрації напруги в корені зуба, для сталевих нормалізованих або покращених коліс $\kappa_\sigma = 1,8 / 13$, с. 223, таб. 31/;

κ_p - коефіцієнт режиму навантаження для вигину

$$\kappa_p = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N}}, \quad (3.39)$$

де N_0 - базове число циклів, що приймається при розрахунку на вигин рівним от $2 \cdot 10^6$ до $5 \cdot 10^6$ циклов;

N – загальна кількість циклів відповідного зубчастого колеса за весь термін служби

$$N = 60nTc, \quad (3.40)$$

де n – число оборотів колеса, що розраховується в хвилину, для колеса $n_k = n_\sigma = 38,07$ об/хв, для шестерні $n_{ш} = n_k u_{on} = 38,07 \cdot 2,38 = 90,6$ об/хв;

T – кількість годин роботи передачі за весь термін служби, якщо прийняти нормальний термін служби крана 12 років, 260 робочих днів на рік при двозмінній роботі по 8 годин на зміну, то отримаємо $T = 12 \cdot 260 \cdot 2 \cdot 8 = 49920$ ч;

c - число зачеплень колеса, що розраховується, для шестерні $c_{ш} = 2$, для колеса $c_k = 1$.

$$N_{ш} = 60n_{ш}Tc_{ш} = 60 \cdot 90,6 \cdot 49920 \cdot 2 = 54,27 \cdot 10^7$$

$$N_k = 60n_kTc_k = 60 \cdot 38,07 \cdot 49920 \cdot 1 = 11,4 \cdot 10^7$$

Таким чином, загальна кількість циклів роботи, як шестерні $N_{ш}$, так і колеса N_k більше базового N_0 , отже, ставлення $N_0/N < 1$, а в цьому випадку слід набувати значення коефіцієнта $\kappa_p = 1$.

Тоді допустимі напруги вигину для шестерні

$$[\sigma_u]_{uu} = \frac{1,4\sigma_{-1uu}}{[n]_{uu} K_\sigma} K_p = \frac{1,4 \cdot 392}{1,6 \cdot 1,8} \cdot 1 = 190,6 \text{ МПа} .$$

Допустима напруга вигину для колеса

$$[\sigma_u]_k = \frac{1,4\sigma_{-1k}}{[n]_k K_\sigma} K_p = \frac{1,4 \cdot 294}{1,8 \cdot 1,8} \cdot 1 = 127 \text{ МПа} .$$

3.11.4 Допустима контактна напруга

Для зубів передачі, що перебувають під впливом змінних навантажень, допустимі контактні напруги визначають з урахуванням змінності режиму та терміну служби передачі /13, с. 231/:

$$[\sigma]_H = [\sigma_0]_H K_p, \quad (3.41)$$

де $[\sigma]_H$ - базова межа контактної витривалості поверхонь зубів, що відповідає базовому числу циклів навантаження N_0 , $[\sigma]_H = 26 \text{ НВ} / 13$, с. 230, таб. 33/;

K_p – коефіцієнт режиму навантаження для контактної напруги,

$$K_p = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N}}, \quad (3.42)$$

де N_0 - базове число циклів при розрахунку на контактну міцність, прийняте для середньовуглецевих та легованих нормалізованих та покращених сталей 10^7 циклів;

N - загальна кількість циклів навантаження, $N_{uu} = 54,27 \cdot 10^7$, $N_k = 11,4 \cdot 10^7$.

Таким чином, загальна кількість циклів роботи, як шестерні N_u , так і колеса N_k більше базового N_0 , а в цьому випадку слід набувати значення коефіцієнта $\kappa_p = 1$.

Тоді допустимі контактні напруги:

- для шестерні

$$[\sigma]_{Hu} = 26 \cdot HB_u \cdot \kappa_p = 26 \cdot 250 \cdot 1 = 6500 \text{ кг/см}^2 = 663 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$[\sigma]_{Hk} = 26 \cdot HB_k \cdot \kappa_p = 26 \cdot 220 \cdot 1 = 5720 \text{ кг/см}^2 = 583 \text{ МПа}.$$

Як розрахунковий приймаємо менше з двох $[\sigma]_H = 583 \text{ МПа}$.

3.11.5 Визначення модуля зачеплення за напругою вигину

$$m \geq \sqrt{\frac{2M \cdot k \cdot Y_F}{z \cdot \psi_m [\sigma]_H}}, \quad (3.43)$$

де M – крутний момент на відповідному зубчастому колесі:

- на шестірні

$$M_u = \frac{M_{\text{сум}}}{u_{\text{on}}}, \quad (3.44)$$

$$M_u = \frac{23,138}{2,37} = 9,76 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

- на колесі

$$M_k = \frac{M_{\text{сум}}}{2} \gamma, \quad (3.45)$$

де $\gamma = 1,1$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу моменту;

$$M_k = \frac{23,138}{2} \cdot 1,1 = 12,72 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

k – коефіцієнт розрахункового навантаження, для попередніх розрахунків можна приймати $k = 1,3 - 1,5$, приймаємо $k = 1,4$;

Y_F - коефіцієнт міцності зубів за вигином, приймаємо за таблицями /14, с. 263, таб. 35/ в залежності від кількості зубів: для шестерні при $z_{uu} = 21$ $Y_{Fu} = 4,3$ при нульовому зміщенні вихідного контуру, для колеса при $z_k = 50$ $Y_{Fk} = 3,73$ при нульовому зміщенні вихідного контуру;

$\psi_m = v/m$ – коефіцієнт ширини зуба по модулю, для прямокутних коліс приймається рівним $6 - 10$, приймаємо $\psi_m = 10$.

Встановимо розрахункове значення модуля:

- по шестірні

$$m_{uu} \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{uu} \cdot k \cdot Y_{Fu}}{z_{uu} \cdot \psi_m [\sigma]_{Huu}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 9760 \cdot 1,4 \cdot 4,3}{21 \cdot 10 \cdot 190,6 \cdot 10^6}} = 0,0187 \text{ м},$$

$$m_k \geq \sqrt[3]{\frac{2M_k \cdot k \cdot Y_{Fk}}{z_k \cdot \psi_m [\sigma]_{Hk}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 12720 \cdot 1,4 \cdot 3,73}{50 \cdot 10 \cdot 127 \cdot 10^6}} = 0,0167 \text{ м}.$$

Оскільки при розрахунку відкритих зубчастих передач з метою компенсації впливу зносу зменшення товщини зубів рекомендується збільшення модуля на 8 – 15 % /12, з. 252/, приймаємо значення модуля $m = 22$ мм.

3.11.6 Основні геометричні параметри відкритої передачі

Колесо:

- діаметр початкового кола

$$d_k = m \cdot z_k, \quad (3.46)$$

$$d_k = 22 \cdot 50 = 1100 \text{ мм};$$

- ширина зубчастого вінця

$$e_k = \psi_m \cdot m, \quad (3.47)$$

$$e_k = 10 \cdot 22 = 220 \text{ мм};$$

- діаметр кола виступів

$$d_{ak} = d_k + 2m, \quad (3.48)$$

$$d_{ak} = 1100 + 2 \cdot 22 = 1144 \text{ мм};$$

- діаметр кола западин

$$d_{fk} = d_k - 2,5m, \quad (3.49)$$

$$d_{fk} = 1100 - 2,5 \cdot 22 = 1045 \text{ мм}.$$

Шестерня:

- діаметр початкового кола

$$d_{u1} = m \cdot z_{u1}, \quad (3.50)$$

$$d_{u1} = 22 \cdot 21 = 462 \text{ мм};$$

- ширина зубчастого вінця

$$e_{u1} = e_k + 10, \quad (3.51)$$

$$e_{u1} = 220 + 10 = 230 \text{ мм};$$

- діаметр кола виступів

$$d_{au1} = d_{u1} + 2m, \quad (3.52)$$

$$d_{au1} = 462 + 2 \cdot 22 = 506 \text{ мм};$$

- діаметр кола западин

$$d_{fu} = d_u - 2,5m, \quad (3.53)$$

$$d_{fu} = 462 - 2,5 \cdot 22 = 407 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань

$$a = \frac{d_u + d_k}{2}, \quad (3.54)$$

$$a = \frac{462 + 1100}{2} = 781 \text{ мм.}$$

3.11.7 Окружна швидкість у зачепленні та ступінь точності передачі

$$V = \frac{\pi \cdot d_u \cdot n_u}{60}, \quad (3.55)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,462 \cdot 90,6}{60} = 2,1 \text{ м/с.}$$

Прийmemo 8-му ступінь точності передачі відповідно до рекомендацій /10, с. 81, таб. 47/.

3.11.8 Уточнене значення коефіцієнта розрахункового навантаження

$$k = k_\beta \cdot k_v, \quad (3.56)$$

де k_β - коефіцієнт концентрації навантаження, для прямокутних та косозубих передач, що приробляються, при змінному режимі навантаження можна приймати:

$$k_\beta = 0,5(k_{\beta_0} + 1), \quad (3.57)$$

$k_{\beta 0} = 1,2$ для $v_{uu}/d_{uu} = 230/462 = 0,5 / 14$, с. 282, таб. 38/;

k_v - коефіцієнт динамічності навантаження, для 8-го ступеня точності та окружної швидкості до 3 м/с $k_v = 1,25 / 14$, с. 284, таб. 39/;

$$k_{\beta} = 0,5(1,2 + 1) = 1,1,$$

$$k = 1,1 \cdot 1,25 = 1,38.$$

3.11.9 Перевірка передачі за контактною напругою

$$\sigma_H = \frac{1085Z_{\varepsilon}}{au} \sqrt{\frac{kM_k(u+1)^3}{v_k}} \leq [\sigma_H], \quad (3.58)$$

де Z_{ε} - коефіцієнт, що враховує вплив коефіцієнта торцевого перекриття, можна приймати $Z_{\varepsilon} = 0,9$, що відповідає коефіцієнту перекриття $\varepsilon_{\alpha} = 1,6$.

$$\sigma_H = \frac{1085 \cdot 0,9}{78,1 \cdot 2,38} \sqrt{\frac{1,38 \cdot 12,72 \cdot 10^5 \cdot (2,38 + 1)^3}{22}} = 5427 \text{ кг/см}^2 < [\sigma_H] = 5720 \text{ кг/см}^2$$

(розрахунок у цій формулі виконаний у кг і см).

Відкрита зубчаста пара задовольняє умов контактної міцності.

3.12 Орієнтовне визначення діаметрів валів та осей

Привідний вал (вал провідної шестерні)

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,2[\tau]}}, \quad (3.59)$$

де $M=M_{ш}=9,76$ кН крутний момент на валу провідної шестерні;

$[\tau]$ - допустимі дотичні напруги, приймаємо знижені значення $[\tau] = 200 \text{ кг/см}^2 = 19,6 \text{ МПа}$.

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{19,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 19,6 \cdot 10^6}} = 0,175 \text{ м}.$$

Приймаєм $d_1 = 180$ мм, тоді діаметр під шестерню $d_{1ш} = 160$ мм, під підшипник – $d_{1п} = 150$ мм, під муфту сполучну – $d_{1м} = 120$ мм.

Вісь барабана.

Оскільки вісь працює тільки на вигин, прийmemo її діаметр орієнтовно, а надалі перевіримо за напругою вигину.

Отже, орієнтовно приймаємо діаметр осі в середньому перерізі $d_2 = 250$ мм, тоді діаметр під зубчасте колесо (вінець) $d_{2к} = 220$ мм, діаметр під підшипник $d_{2п} = 180$ мм.

3.13 Попередній вибір підшипників

Враховуючи високу радіальну навантаженість опор та трудність забезпечення повної співвісності при монтажі приводу, вибираємо роликopідшипники радіальні сферичні дворядні типу 3000 /16, с. 466, таб. 7/. Для приводного валу – підшипник 3530 ($d = 150$ мм, $D = 270$ мм, $B = 73$ мм); для опор барабанів – підшипник 3536 ($d = 180$ мм, $D = 320$ мм, $B = 86$ мм).

3.14 Підбір сполучних муфт

3.14.1 З'єднання електродвигуна з редуктором

Робочий, що тривало діє на валах, що з'єднуються, крутний момент

$$M_{\text{раб}} = \frac{M_{\text{сум}}}{2u} \gamma, \quad (3.60)$$

де $M_{\text{сум}}$ - сумарний момент, кН·м;

$u = 14,97$ - передатне число механізму

$\gamma = 1,1$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу моменту;

$$M_{\text{раб}} = \frac{23,138}{2 \cdot 14,97} \cdot 1,1 = 0,85 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Діаметри валів, що з'єднуються: вала електродвигуна – 90 мм (конічний); вала редуктора 50 мм (конічний).

За підручником /9, с. 41/ підбираємо муфту зубчасту одиночну № 3 з гальмівним шківом з найбільшим моментом, що передається крутним моментом $M_{\text{кр}} = 3,15$ кН·м. Найбільші діаметри розточувань під вали $d = 90$ мм (циліндрична) та $d = 95$ мм (конічна), діаметр шків'яного шків'я $D = 300$ мм, маса муфти – 30 кг, момент $I = 0,6$ кг·м².

Перевірка вибраної муфти

$$k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \leq \frac{M_{\text{кр}}}{M_{\text{раб}}}, \quad (3.61)$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності передачі та приймається за таблицею для дуже відповідальних умов (можливість людських жертв при відмові), $k_1 = 1,8$;

k_2 – коефіцієнт, що враховує умови роботи та приймається за таблицею для нерівномірного навантаження $k_2 = 1,3$;

k_3 – коефіцієнт кутового зміщення, що приймається по таблиці для кута $0,5^\circ$ можливого перекосу $k_3 = 1,25$.

$$\kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3 = 1,8 \cdot 1,3 \cdot 1,25 = 2,92 < \frac{M_{кр}}{M_{раб}} = \frac{3,15}{0,85} = 3,7.$$

Умова виконується.

3.14.2 З'єднання редуктора з приводним валом

Робочий, що тривало діє на валах, що з'єднуються, крутний момент

$$M_{раб} = \frac{M_{сум}}{2u_{он}} \gamma, \quad (3.62)$$

$$M_{раб} = \frac{23,138}{2 \cdot 2,38} \cdot 1,1 = 5,35 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Діаметри валів, що з'єднуються: вихідного валу редуктора – 80 мм, приводного валу шестерні – 120 мм (циліндричний).

За підручником /9, с. 41/ підбираємо муфту зубчасту з проміжним валом №7 з найбільшим переданим крутним моментом $M_{кр} = 16 \text{ кН} \cdot \text{м}$. Найбільші діаметри розточування під вали $d = 120 \text{ мм}$, маса однієї муфти 62,5 кг, момент інерції $I = 1,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Перевірка вибраної муфти

$$\kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3 = 1,8 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 2,34 < \frac{M_{кр}}{M_{раб}} = \frac{16}{5,35} = 2,99,$$

тут коефіцієнт кутового зміщення прийнятий для кута перекоосу 0,25 рівним 1,0.

Умова виконується.

3.15 Розрахунок осей барабанів

3.15.1 Вибір матеріалу

Приймаємо сталь 45 за ГОСТ 1050-74 нормалізовану з механічними властивостями /15, с. 17, таб. 1/ $\sigma_B = 589$ МПа, $\sigma_T = 314$ МПа, $\sigma_{-1} = 255$ МПа і твердістю HB 190.

3.15.2 Навантаження, що діють на барабани

Окружная сила

$$P = \frac{M_{\text{сш}}}{2 \cdot d_k / 2}, \quad (3.63)$$

$$P = \frac{23,138}{2 \cdot 1,1 / 2} = 21,03 \text{ кН}.$$

Радіальна сила

$$T = P \cdot \tan \alpha, \quad (3.64)$$

де $\alpha = 20^\circ$ кут зачеплення стандартної евольвентної передачі;

$$T = 21,03 \cdot \tan 20^\circ = 7,65 \text{ кН}.$$

Зі схеми (мал. 3.1) випливає, що більш навантаженим є барабан I, який і приймемо за основу для подальшого розрахунку.

3.15.3 Навантаження, що діють на вісь барабана

Значить навантаження P_{ax} та $P_{\bar{ax}}$ обчислені правильно

Розглянемо розрахункову схему навантаження осі барабана у горизонтальній площині (мал. 3.3).

Опорні реакції:
$$R_{Ax} = \frac{P_{ax} \cdot 1845 + P_{\bar{ax}} \cdot 1245}{2065}, \quad (3.68)$$

$$R_{Ax} = \frac{122,65 \cdot 1845 + 171,7 \cdot 1245}{2065} = 136,66 \text{ кН}.$$

$$R_{Bx} = \frac{P_{\bar{ax}} \cdot 850 + P_{ax} \cdot 250}{2065}, \quad (3.69)$$

$$R_{Bx} = \frac{171,7 \cdot 850 + 122,65 \cdot 250}{2065} = 157,68 \text{ кН}.$$

Перевірка: $\sum x = 0,$

$$R_{Ax} - P_{ax} - P_{\bar{ax}} + R_{Bx} = 0, \quad (3.70)$$

$$136,66 - 122,65 - 171,7 + 157,68 = 0.$$

Реакції обчислені, вірно.

Згинальні моменти:

у перерізі «а»:

$$M_{xa} = R_{Ax} \cdot 250, \quad (3.71)$$

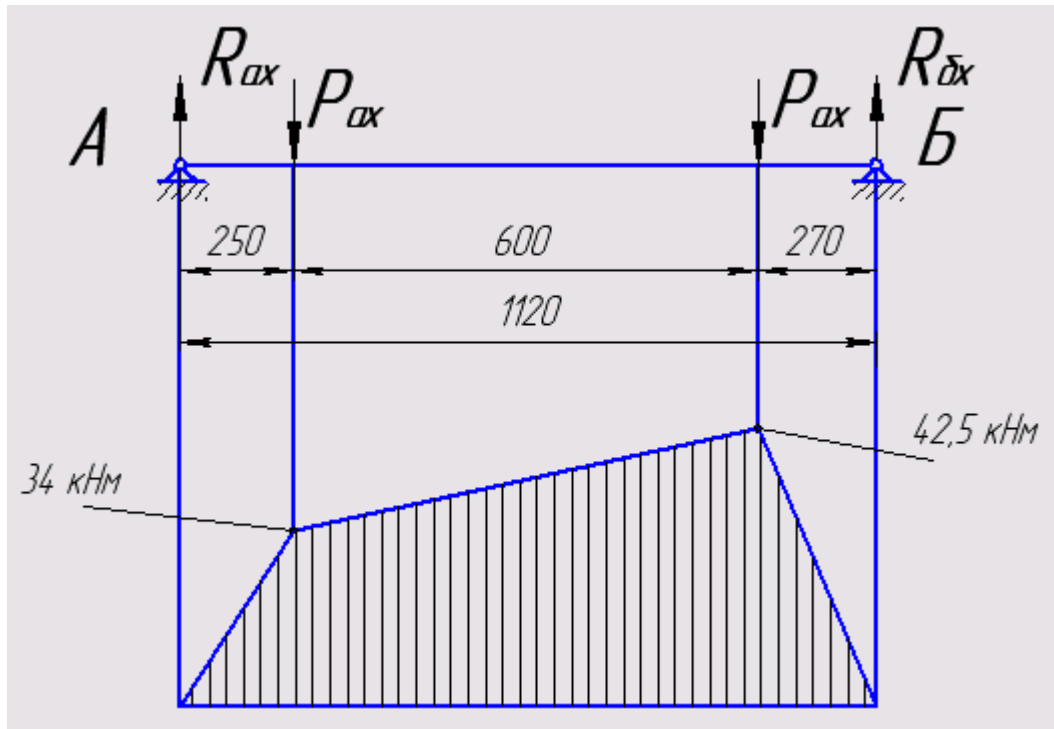
$$M_{xa} = 136,66 \cdot 0,25 = 34 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

у перерізі «б»:

$$M_{x\bar{b}} = R_{Ax} \cdot 850 - P_{ax} \cdot 600, \quad (3.72)$$

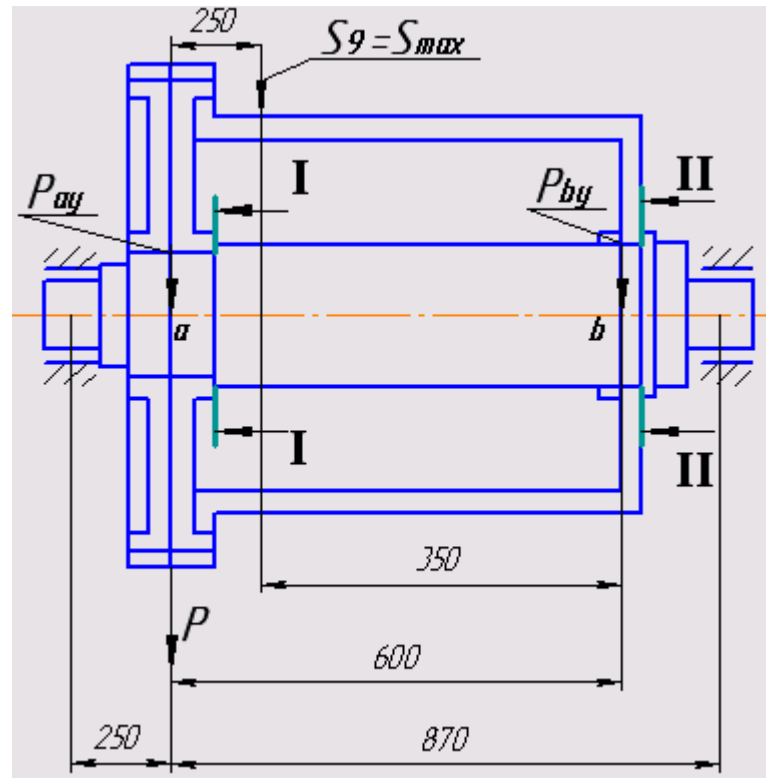
$$M_{x\bar{b}} = 136,66 \cdot 0,85 - 122,65 \cdot 0,6 = 42,5 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Будуємо епюру згинальних моментів (див. мал. 3.3).



Малюнок 3.3 – Розрахункова схема навантаження осі барабана та епюра згинальних моментів у горизонтальній площині

Розглянемо навантаження у вертикальній площині (мал. 3.4).



Малюнок 3.4 – Схема для визначення навантажень, що діють на вісь барабана у вертикальній площині

$$P_{ay} = \frac{P \cdot 600 + S_9 \cdot 350}{600}, \quad (3.73)$$

$$P_{ay} = \frac{21,03 \cdot 600 + 118,49 \cdot 350}{600} = 90,14 \text{ кН.}$$

$$P_{\hat{a}y} = \frac{S_9 \cdot 250}{600}, \quad (3.74)$$

$$P_{\hat{a}y} = \frac{118,49 \cdot 250}{600} = 49,37 \text{ кН.}$$

Перевірка: $\sum y = 0,$

$$P - P_{ay} + S_9 - P_{\hat{a}y} = 0, \quad (3.75)$$

$$21,03 - 90,14 + 118,49 - 49,37 = 0.$$

Значить навантаження P_{ay} та $P_{\bar{a}y}$ обчислені правильно.

Розглянемо розрахункову схему навантаженої осі барабана у вертикальній площині (рис. 3.5).

Опорні реакції:

$$R_{Ay} = \frac{P_{ay} \cdot 1845 + P_{\bar{a}y} \cdot 1245}{2065}, \quad (3.76)$$

$$R_{Ay} = \frac{90,14 \cdot 1845 + 49,37 \cdot 1245}{2065} = 81,92 \text{ кН}.$$

$$R_{\bar{B}y} = \frac{P_{\bar{a}y} \cdot 850 + P_{ay} \cdot 250}{2065}, \quad (3.77)$$

$$R_{\bar{B}y} = \frac{49,37 \cdot 850 + 90,14 \cdot 250}{2065} = 57,59 \text{ кН}.$$

Перевірка: $\sum y = 0$,

$$R_{Ay} - P_{ay} - P_{\bar{a}y} + R_{\bar{B}y} = 0, \quad (3.78)$$

$$81,92 - 90,14 - 49,37 + 57,89 = 0.$$

Реакції обчислені, вірно.

Згинальні моменти:

у перерізі «а»:

$$M_{ya} = R_{Ay} \cdot 250, \quad (3.79)$$

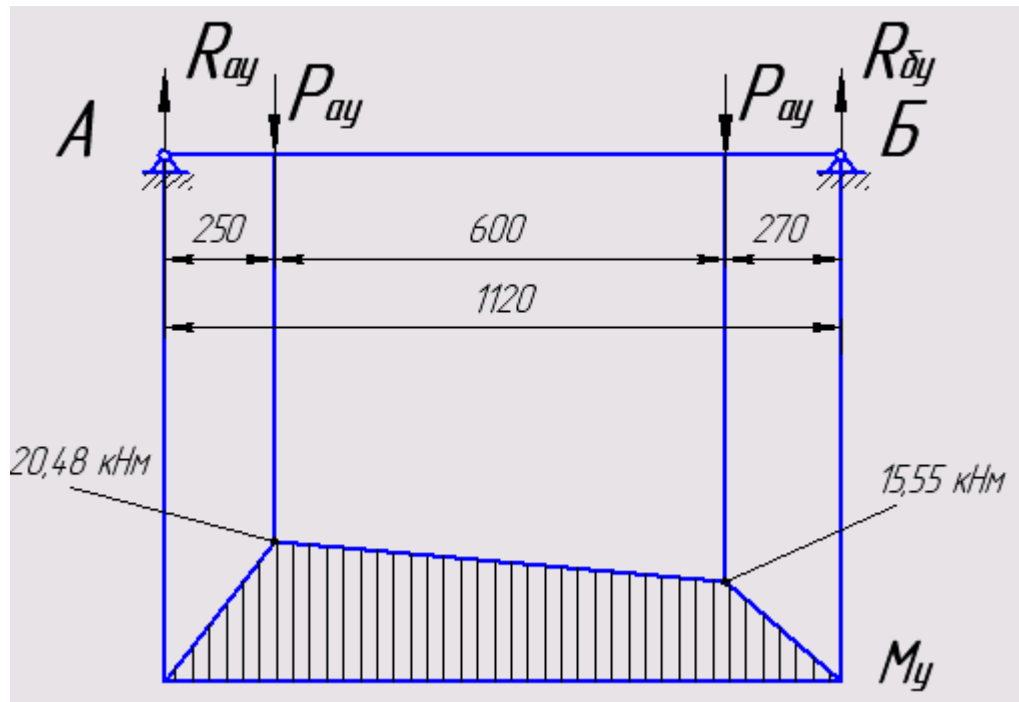
$$M_{ya} = 81,92 \cdot 0,25 = 20,48 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

У перерізі «б»:

$$M_{y\bar{b}} = R_{Ay} \cdot 0,85 - P_{ay} \cdot 0,6, \quad (3.80)$$

$$M_{y\bar{b}} = 81,92 \cdot 0,85 - 90,14 \cdot 0,6 = 15,55 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Будуємо епюру згинальних моментів (див. мал. 3.5).



Малюнок 3.5 – Розрахункова схема навантаження осі барабана та епюра згинальних моментів у вертикальній площині

Сумарні згинальні моменти

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (3.81)$$

У перерізі «а»:

$$M_a = \sqrt{M_{xa}^2 + M_{ya}^2} = \sqrt{34^2 + 20,48^2} = 39,69 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

У перерізі «б»:

$$M_{\sigma} = \sqrt{M_{x\sigma}^2 + M_{y\sigma}^2} = \sqrt{42,5^2 + 15,55^2} = 45,25 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

3.15.4 Перевірка міцності осі барабана

Розглянемо два небезпечні перерізи, а саме: I-I – під лівою маточкою у місці переходу перерізів; II-II – під правою маточкою у місці переходу перерізів (див. мал. 3.4).

Згинальні моменти в перерізі I-I та II-II, враховуючи незначні видалення їх точок «а» і «б», відповідно приймаємо рівними:

$$M_{I-I} \cong M_a = 39,69 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{II-II} \cong M_{\sigma} = 45,25 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

що йде у запас міцності.

Оскільки вісь барабана працює тільки на вигин, визначаємо запас міцності для одновісного напруженого стану

$$n = n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_{\alpha} + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (3.82)$$

де $\sigma_{-1} = 255$ МПа – межа витривалості матеріалу осі (сталь 45 нормалізована – див. 3.15.1) при симетричному циклі навантаження;

k_{σ} - ефективний коефіцієнт концентрації напруг, вибирається за таблицями залежно від виду концентратора;

ε_{σ} - масштабний фактор, що приймається за таблицями залежно від розміру перерізу;

β - коефіцієнт стану поверхні деталі;

ψ_σ - коефіцієнт впливу асиметрії циклу;

σ_a - амплітудна напруга циклу;

σ_m - середня напруга циклу, для симетричного циклу $\sigma_m = 0$.

Переріз I-I

$k_\sigma = 2,02$ для галькового переходу при $r/d = 0,02$ ($r = 5$ мм), $t/r = 3$ ($t = 15$ мм)

и $\sigma_B = 60$ кг/мм² /15, с. 41, таб. 5/;

$\varepsilon_\sigma = 0,61$ для вуглецевої сталі та діаметрі валу ~ 200 мм;

$\beta = 0,93$ для чистової токарної обробки /15, с. 44, таб. 10/.

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{I-i}}{W}, \quad (3.83)$$

де $W = 0,1d^3$ – момент опору перерізу вигину;

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{39,69 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 0,2^3} = 37,27 \text{ МПа},$$

$$n_{I-I} = \frac{255}{\frac{2,02}{0,61 \cdot 0,93} \cdot 37,27} = 1,92 > [n] = 1,7.$$

Переріз II-II

$k_\sigma = 1,85$ для галькового переходу при $r/d = 0,02$ ($r = 5$ мм), $t/r = 2$ ($t = 10$ мм)

и $\sigma_B = 60$ кг/мм² /15, с. 41, таб. 5/;

$\varepsilon_\sigma = 0,57$ для вуглецевої сталі та діаметрі валу ~ 250 мм /15, с. 44, таб. 10/;

$\beta = 0,93$ для чистової токарної обробки /15, с. 44, таб. 10/.

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{I-i}}{W}, \quad (3.84)$$

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{45,25 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 0,25^3} = 28,96 \text{ МПа},$$

$$n_{1-1} = \frac{255}{\frac{1,85}{0,57 \cdot 0,93} \cdot 28,96} = 2,52 > [n] = 1,7.$$

3.16 Розрахунок підшипників осі барабана

Попередньо (див. 3.13) підібрані роликотідшипники радіальні сферичні дворядні 3536 легкої широкої серії з динамічною вантажопідйомністю $[C] = 62700$ кг = 616 кН /16 с. 472, таб.7/.

Еквівалентне навантаження на підшипник

$$Q = (Xk_k R + YA)k_B k_T, \quad (3.85)$$

де X – коефіцієнт радіального навантаження, $X = 1 /16$, с. 115, таб. 13/;

k_k - коефіцієнт кінематичний, $k_k = 1,2$ при зовнішньому кільці, що обертається;

R – радіальне навантаження, кН;

Y – коефіцієнт осьового навантаження;

A – осьове навантаження, $A = 0$;

k_B - динамічний коефіцієнт (коефіцієнт безпеки), для навантаження з поштовхами та перевантаженнями приймаємо $k_B = 1,2 /16$, с. 115, таб. 15/;

k_T - температурний коефіцієнт, для звичайних робочих температур підшипника до 100 °С можна прийняти $k_T = 1 /16$, с. 112/.

Максимальне радіальне навантаження на найбільш навантаженій опорі «а»:

$$R = R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2}, \quad (3.86)$$

$$R = R_a = \sqrt{136,66^2 + 81,92^2} = 159,33 \text{ кН}.$$

Тоді еквівалентне навантаження на підшипник

$$Q = (1 \cdot 1,2 \cdot 159,33 + 0) \cdot 1,2 \cdot 1 = 229,4 \text{ кН}.$$

Номинальна довговічність підшипника, млн. оборотів кільця, що обертається:

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h, \quad (3.87)$$

де n – число оборотів за хв. кільця підшипника, $n = n_b = 38,22$ об/мин;

L_h - встановлений термін служби (ресурс) підшипника, приймаємо $L_h = 12500$ ч.

$$L = \frac{60 \cdot 38,22}{10^6} \cdot 12500 = 28,66 \text{ млн. об.}$$

Розрахункова динамічна вантажопідйомність підшипника:

$$Q = QL^{1/\alpha}, \quad (3.88)$$

де α – степеневий показник, для роликових підшипників $\alpha = 3,33$;

$$Q = 229,4 \cdot 28,66^{1/3,33} = 609,18 \text{ кН} < [C] = 616 \text{ кН}.$$

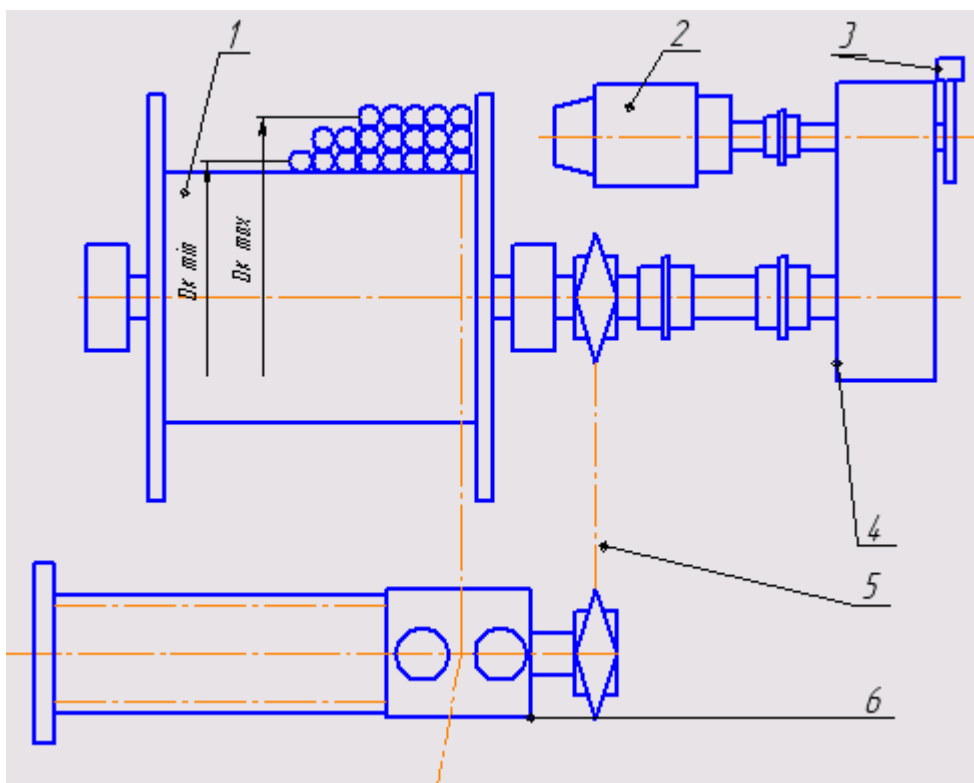
Таким чином довговічність та надійність вибраних підшипників у межах встановленого терміну служби ($L_h = 12500$ ч.) буде забезпечено.

4 РОЗРАХУНОК КАНАТЗБІРНОЇ ЛЕБІДКИ

Гілки каната, що виходять зі збірної барабана при мінімальному натягу S_0 , пошарово намотуються канатною лебідкою; рівномірність укладання каната забезпечується канатоукладальним пристроєм.

Канатна лебідка буде приводитися в дію окремим електродвигуном постійного струму з постійним крутним моментом. Система електричних з'єднань електродвигуна повинна забезпечувати постійний крутний момент на барабані для збору канатів і створювати натяг між 7-9 кН на гілці каната.

Розподільник каната приводиться в дію ланцюговою передачею від барабана для збору каната (рис. 4.1).



1- канатозбірна котушка; 2 – електродвигун; 3 – гальмо; 4 – редуктор; 5 - ланцюгова передача; 6 – канатоукладач

Малюнок 4.1 – Схема канатозбірної лебідки

4.1 Основні геометричні параметри канатозбірної котушки

Враховуючи діаметр $d = 39$ мм і довжину 1000 м канату, що намотується, приймаємо:

- діаметр котушки $D_k = 1300$ мм;
- число витків каната в одному шарі $k = 38$;
- крок навивки $t = 1,05d_k = 1,05 \cdot 39 = 40,95$ мм, приймаємо $t = 41$ мм.

Тоді робоча довжина котушки:

$$L = tk, \quad (4.1)$$

$$L = 41 \cdot 38 = 1558 \text{ мм.}$$

Загальна довжина каната, що намотується на котушку:

$$L_H = H \cdot u_n, \quad (4.2)$$

$$L_H = 80 \cdot 10 = 800 \text{ м.}$$

Число шарів намотування каната:

з рівняння $L = \frac{L_H \cdot d_k}{\pi \cdot i \cdot (i \cdot d_k + D_k)}$ /2, с. 46/ отримали:

$$i = -\frac{D_k}{2d_k} \pm \sqrt{\left(\frac{D_k}{2d_k}\right)^2 + \frac{L_H}{\pi \cdot L}}, \quad (4.3)$$

$$i = -\frac{1,3}{2 \cdot 0,039} \pm \sqrt{\left(\frac{1,3}{2 \cdot 0,039}\right)^2 + \frac{800}{3,14 \cdot 1,558}} = -16,67 \pm 21.$$

Звідси $i_1 = 4,33$; $i_2 = -37,67$.

Другий корінь рівняння неприйнятний (негативний).

Отже, отримуємо число шарів намотування $i = 4,33$ (тобто п'ятий виток неповний).

Розрахункові мінімальні та максимальні діаметри котушки:

$$D_{ki} = D_{\kappa} + d_{\kappa} (2i - 1), \quad (4.4)$$

Мінімальний розрахунковий діаметр:

$$D_{\kappa 1} = D_{\kappa \min} = D_{\kappa} + d_{\kappa} (2i - 1) = 1,3 + 0,039 \cdot (2 \cdot 1 - 1) = 1,339 \text{ м.}$$

Максимальний розрахунковий діаметр:

$$D_{\kappa 5} = D_{\kappa \max} = D_{\kappa} + d_{\kappa} (2i - 1) = 1,3 + 0,039 \cdot (2 \cdot 5 - 1) = 1,651 \text{ м.}$$

4.2 Кінематичний розрахунок приводу, вибір електродвигуна та редуктора

Швидкість намотування каната:

$$V_{\kappa} = \pi \cdot D_{\sigma} \cdot n_{\sigma}, \quad (4.5)$$

$$V_{\kappa} = 3,14 \cdot 1 \cdot 38,22 = 120 \text{ м/мин.}$$

Число оборотів котушки

при $D_{\kappa \min}$:

$$n_{\kappa \max} = \frac{V_{\kappa}}{\pi \cdot D_{\kappa \min}}, \quad (4.6)$$

$$n_{\kappa \max} = \frac{120}{3,14 \cdot 1,339} = 28,54 \text{ об/мин.}$$

при $D_{\kappa \max}$:

$$n_{\kappa \min} = \frac{V_{\kappa}}{\pi \cdot D_{\kappa \max}}, \quad (4.7)$$

$$n_{\kappa \max} = \frac{120}{3,14 \cdot 1,651} = 23,15 \text{ об/мин.}$$

Необхідна потужність двигуна канатозбірної лебідки:

$$N = \frac{S_0 \cdot V_{\kappa}}{60 \cdot \eta}, \quad (4.8)$$

$$N = \frac{7 \cdot 120}{60 \cdot 0,9} = 15,56 \text{ кВт.}$$

За каталогом /7, с. 55, таб. 2-32/ підбираємо крановий електродвигун більшої найближчої потужності.

Характеристика та основні параметри електродвигуна:

- тип – асинхронний із фазним ротором МТН 411-6;
- номінальна потужність – 18 кВт за ПВ 40 %;
- частота обертів – $n_{\text{дв}} = 965$ об/мин;
- максимальний момент – $M_{\text{max}} = 638$ Н·м;
- ККД двигуна - $\eta_{\text{дв}} = 0,82$;
- маса двигуна – $Q_{\text{дв}} = 280$ кг;
- діаметр вихідного кінця валу – $d_l = 65$ мм.

Номінальний момент двигуна

$$M_n = 9560 \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}}, \quad (4.9)$$

$$M_n = 9560 \frac{18}{965} = 178,32 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,178 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Необхідне мінімальне передатне число приводу:

$$u_{\min} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к max}}}, \quad (4.10)$$

$$u_{\min} = \frac{965}{23,15} = 41,68.$$

За каталогом /9, с. 34/ підбираємо крановий редуктор горизонтальний двоступінчастий типу Ц2-350 з передавальним числом 41,34 для частоти обертання 1000 об/хв та потужності 8,2 кВт при тяжкому крановому режимі роботи, маса редуктора – 310 кг.

Діаметри кінців валів:

- вхідний (конічний) – 40 мм;
- Вихідного (циліндричний) - 85 мм.

Необхідні числа обертів двигуна для забезпечення постійної швидкості канату $V_{\text{к}} = 120$ м/мин:

$$n_{\text{дв. max}} = \frac{V_{\text{к}}}{\pi \cdot D_{\text{к min}}} u_{\text{ред}}, \quad (4.11)$$

$$n_{\text{дв. max}} = \frac{120}{3,14 \cdot 1,339} \cdot 41,34 = 1179 \text{ об/мин},$$

$$n_{\text{дв. min}} = \frac{V_{\text{к}}}{\pi \cdot D_{\text{к max}}} u_{\text{ред}}, \quad (4.12)$$

$$n_{\text{дв. min}} = \frac{120}{3,14 \cdot 1,651} \cdot 41,34 = 956 \text{ об/мин}.$$

Необхідний момент, що крутить, на валу електродвигуна при діаметрі намотування $D_{\text{к max}} = 1,654$ м та натягу каната $S_0 = 7$ кН

$$M = \frac{S_0 \cdot D_{\kappa \max}}{2 \cdot u_{\text{ред}} \cdot \eta}, \quad (4.13)$$

$$M = \frac{7 \cdot 1,654}{2 \cdot 41,34 \cdot 0,9} = 0,16 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

що близьке до значення номінального моменту двигуна $M_H = 0,178 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Натяг каната при мінімальному діаметрі $D_{\kappa \min}$

$$S'_0 = \frac{M \cdot u_{\text{ред}} \cdot \eta}{D_{\kappa \min} / 2}, \quad (4.14)$$

$$S'_0 = \frac{0,16 \cdot 41,34 \cdot 0,9}{1,339 / 2} = 8,89 \text{ кН} \approx 9 \text{ кН}.$$

4.3 Вибір муфт

Розрахунковий момент для вибору зубчастої муфти:

$$M_m = M_H \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (4.15)$$

де $k_1=1,3$ - коефіцієнт, що враховує міру відповідальності механізму;

$k_2=1,2$ - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму,

$$M_m = 0,178 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 0,277 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо за ГОСТ 5006-55 зубчасту муфту №1 з найбільшим передається крутним моментом 0,710 кН·м

Так як в механізмі присутній проміжний вал, вибираємо за ГОСТ 5006-83 другу зубчасту муфту з проміжним валом №1 з найбільшим крутним моментом, що передається, 0,710 кН·м.

4.4 Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма

Статичний гальмівний момент на валу двигуна

$$M_C^T = \frac{S_0 \cdot D_{\kappa \max}}{2u_{ред}} \cdot \eta, \quad (4.16)$$

$$M_C^T = \frac{7 \cdot 1,654}{2 \cdot 41,34} \cdot 0,9 = 0,13 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Гальмівний момент для вибору гальма

$$M_T = k_T \cdot M_C^T, \quad (4.17)$$

де $k_T = 2$ коефіцієнт запасу гальмування при важкому режимі роботи;

$$M_T = 2 \cdot 0,13 = 0,25 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

За каталогом /9, с. 45/ підбираємо гальмо двоколодкового типу ТКГ з максимальним гальмівним моментом $M_{Tmax} = 0,25 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Основні параметри гальма:

- типорозмір – ТКГ-200;
- Діаметр гальмівного шківів - 200 мм;
- ширина гальмівних колодок – 90 мм;
- Маса гальма – 38 кг.

4.5 Розрахунок канатоукладача

Прийmemo канатоукладач гвинтового типу /2, с. 178/, гвинт з різьбленням трапеційдальної «Трап 92x82» з лівою та правою нарізкою одночасно. Крок гвинта $t_g = 82 \text{ мм}$; кількість витків нарізки $z = L/t_g = 1558/82 = 19$.

Передавальне число між катушкою та гвинтом канатоукладача

$$u_{\kappa} = \frac{t_g}{t_{\kappa}}, \quad (4.18)$$

де $t_g = 82 \text{ мм}$ – крок гвинта;

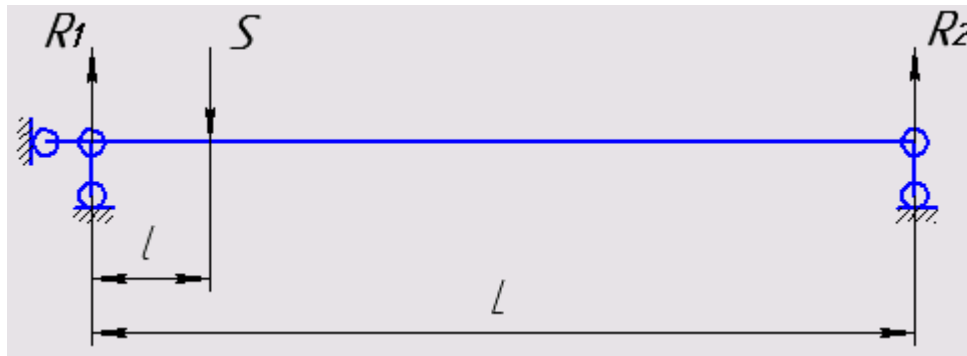
$t_{\kappa} = 41 \text{ мм}$ – крок навивки каната;

$$u_k = \frac{82}{41} = 2.$$

Для передачі обертання від котушки на гвинт використовуємо ланцюгову передачу втулично-роликівим ланцюгом за ГОСТ 10947-64. число зубів провідної зірочки (на валу котушки) $Z_1 = 31$, веденої (на валу гвинта канатоукладача) – $Z_2 = 62$.

4.6 Розрахунок підшипників на статичну вантажопідйомність

Положення №1, канат знаходиться у крайньому лівому положенні (див. мал. 4.2):



Малюнок 4.2 - Розрахункова схема, положення №1

Знайдемо радіальні сили в точках 1 та 2:

$$F_r^1 = 1,05 \cdot R_1, \quad (4.19)$$

де R_1, R_2 – навантаження на опору, кН;

$$R_1 = S \frac{L-l}{L}, \quad (4.20)$$

$$R_2 = -S \frac{l}{L}, \quad (4.21)$$

де S – натяг у гілці каната, кН;

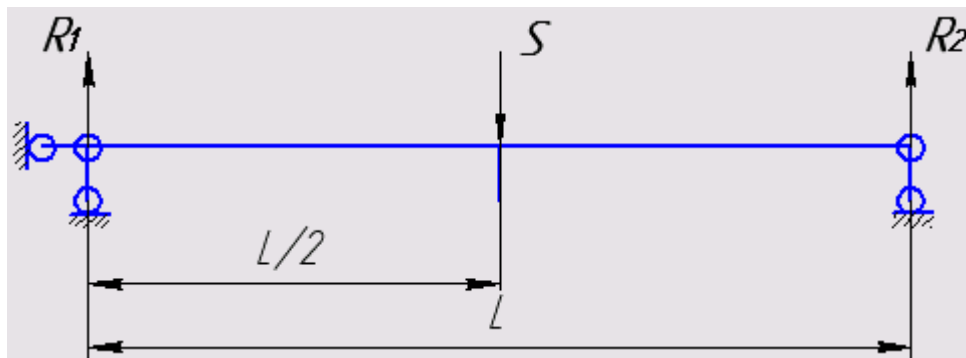
$$R_1 = 7 \cdot \frac{2,133 - 0,295}{2,133} = 6,03 \text{ кН},$$

$$F_r^1 = 1,05 \cdot 6,03 = 6,33 \text{ кН},$$

$$R_2 = -7 \cdot \frac{0,295}{2,133} = -0,97 \text{ кН},$$

$$F_r^2 = 1,05 \cdot -0,97 = -1,02 \text{ кН}.$$

Положення №2, канат знаходиться в середньому положенні (мал.. 4.3):



Малюнок 4.2 - Розрахункова схема, положення №2

Знайдемо радіальні сили в точках 1 та 2:

$$F_r^1 = F_r^2 = 1,05 \cdot R_1, \quad (4.22)$$

де R_1 – навантаження на опору, Н;

$$R_1 = R_2 = S \frac{L - L/2}{L}, \quad (4.23)$$

де S – натяг у гілки каната, кН;

$$R = 7 \cdot \frac{2,133 - 1,665}{2,133} = 3,5 \text{ кН},$$

$$F_r = 1,05 \cdot 3,5 = 3,68 \text{ кН}.$$

При розрахунку на статичну вантажопідйомність перевіряють, чи не буде радіальне навантаження F_r на підшипник перевищуватиме статичну вантажопідйомність, вказану в каталозі:

$$F_r < C_{Or}, \quad (4.24)$$

Для діаметра в опорах $d=55$ мм вибираємо підшипники кулькові радіальні сферичні дворядні № 1211 із статичною радіальною вантажопідйомністю $C_{Or}= 7,5$ кН.

Так як канатоукладальник відчуває осьове навантаження, то розрахуємо статичну осьову вантажопідйомність і виберемо третій підшипник:

$$C_{0a} = f_0 \cdot Z \cdot D_w^2 \cdot \text{Sin} \alpha, \quad (4.25)$$

де $f_0 = 51,2$ - коефіцієнт, що залежить від геометрії деталей підшипника;

$Z = 20$ – кількість кульок, що сприймають навантаження в одному напрямку;

$D_w = 25$ - діаметр кульок, мм;

$$C_{0a} = 51,2 \cdot 20 \cdot 25 \cdot 1 = 32000 \text{ Н}.$$

Для діаметра $d=45$ мм вибираємо підшипник кульковий упорний подвійний № 8211Н зі статичною радіальною вантажопідйомністю $C_{Or}= 42,4$ кН.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

У цьому розділі наведено основні заходи з охорони праці при проектуванні механізму поліспасти.

5.1. Аналіз потенційних небезпек

- а) Нездатність підтримувати робоче місце організованим. Результат невиконання ергономічних вимог.
- б) Можливість ураження електричним струмом. Основними причинами ураження електричним струмом можуть бути недотримання правил електробезпеки, несправність енергоспоживаючого обладнання, наприклад, напруга на незнеструмлених частинах обладнання, відсутність захисного заземлення або занулення, що може призвести до електротравми або смерті.
- в) Недотримання ергономічних вимог при проектуванні під час конфігурації зон управління та обслуговування пасажирських і вантажних ліфтів, що може призвести до зниження безпеки.
- г) Потенційні небезпеки, пов'язані з несправністю виробничого обладнання та непрацездатністю запірних і сигнальних пристроїв.
- е) Незадовільна робота систем опалення та повітрообміну в адміністративних приміщеннях, особливо в конструкторських бюро, що призводить до незадовільних параметрів якості повітря, що може призвести до зниження комфортності роботи і загального захворювання.

- є) Недостатнє освітлення на робочих місцях через несправність або необґрунтований вибір освітлювальних приладів, що призводить до погіршення зору.
- ж) Можливість виникнення пожеж через недотримання правил пожежної безпеки.
- з) Незадовільна стійкість промислових об'єктів або неадекватна поведінка персоналу в різного роду надзвичайних ситуаціях. Причинами цього є незадовільний стан основного обладнання та мереж постачання, невідповідність персоналу до дій надзвичайних ситуаціях і не ефективність управління в таких ситуаціях, що може призвести до серйозних травм або смерті.

5.2. Заходи по забезпеченню техніки безпеки

- а) Вимоги до конфігурації робочої зони в офісних приміщеннях.

Площа приміщень, де встановлюються персональні комп'ютери, визначається згідно з відповідними нормативними документами. Відповідно до ДСанПіН 3.3.2.007-98 для одного робочого місця, де встановлено комп'ютер, встановлені наступні критерії

-Площа - не менше 6,0 квадратних метрів;

-Об'єм - не менше 20,0 кубічних метрів.

Згідно з п. 4.3 ДСанПіН 3.3.2.007-98 "Державні санітарні правила і норми", робочі місця повинні розташовуватися відносно прорізів і отримувати природне освітлення переважно з лівого боку.

Конструкція робочих місць для користувачів персональних комп'ютерів повинна забезпечувати підтримання оптимальної робочої пози офісних

працівників. Конструкція робочих столів повинна відповідати сучасним ергономічним вимогамі забезпечувати оптимальне розміщення на робочій поверхні обладнання, що використовується (екран,клавіатура,принтер) і документів.

Відповідно до пункту 4.8 ДСанПіН 3.3.2.007-98,робочі стільці повинні бути ідйомно-поворотними,регульованими повисоті,з похилим кутом між сидінням і спинкою,прямими від спинки до переднього краю сидіння і закругленими по передньому краю. Кожен параметр повинен регулюватися незалежно і легко та надійно фіксуватися.

Поверхня сидіння та спинки стільця повинна бути напівм'якою, з неслизьким, повітря непроникним, легко очищуваним, електронепровідним покриттям (ДСанПіН 3.3.2.007-98, п. 4.12).

Як правило,комп'ютерні столи повинні бути обладнані підставками для ніг, вимоги до їх розміру та конструкції також зазначені в нормативних документах.Люди,чії ноги не дістають до підлоги,повинні користуватися підставками для ніг.

У приміщеннях можуть встановлюватися шафи для зберігання документів, магнітних дисків,полиці,стелажі,етажерки,шафи тощо за умови дотримання вимог до площі приміщень.

Поверхня підлоги повинна бути рівною,неслизькою та антистатичною. В інтер'єрі приміщення, де встановлюється комп'ютер, не повинно бути полімерних матеріалів, які виділяють у повітря шкідливі хімічні речовини(наприклад,деревно-стружковіплити, шпалери, що миються,рулони синтетичних матеріалів,ламінований паперопласт тощо).

б) Необхідно вжити заходів, щоб виключити можливість ураження електричним струмом.

До роботи допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли навчання та перевірку знань з електробезпеки відповідно до ДНАОП 1.1.10 - 1.01 - 2000 "Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів" і мають відповідну групу допуску з електробезпеки.

Електро установки повинні відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.21-98 "Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів" та інших чинних нормативно-правових актів.

Експлуатація та ремонт електрообладнання повинні здійснюватися спеціально навченим персоналом. Для кожного електроприймача повинен бути складений план експлуатації для нормальної та аварійної роботи.

- Розташування струмоведучих частин на недоступній висоті. Висота розташування визначається значенням напруги: при напрузі до 1000В - не менше 3,5м, при напрузі більше 1000В - не менше 6м.

- Встановлено, що опір ізоляції електричних дротів повинен бути не менше 0,5МОм. Одним з найбільш ефективних захисних заходів є подвійна електроізоляція.

- Захисне заземлення або занулення - це навмисне електричне з'єднання металевих частин обладнання, що не проводять струм, але можуть опинитися під напругою, з землею або з захисним нульовим дротом. Електрообладнання необхідно заземлювати або занулювати у відповідності з ПУЕ - 2013 «Правила улаштування електроустановок».

Для вантажопасажирського ліфта передбачено особливі умови з електробезпеки.

- Електричні засоби захисту, наприклад, діелектричні килимки, повинні відповідати НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок потребителів».

- Електричне блокування - це автоматичні пристрої, за допомогою яких

запобігають ся небезпечні дії людини. Вимоги до блокуючих пристроїв визначені ГОСТ 12.4.155-85 «ССБТ. Устройства защитного отключения. Классификация. Общетехнические требования».

в) Ергономічні вимоги при організації зон управління та обслуговувані механізму поліспасти.

Перед розташованими в машинному приміщенні пристроями керування повинна бути передбачена зона обслуговування, з розмірами: глибина, виміряна від зовнішньої поверхні шаф або панелей, не менше 0,75 м; ширина дорівнює повній ширині шафи або панелі, але не менше 0,5 м. Ширина проходів до зон обслуговування за п. п. 4.3.10.3 і 4.3.10.4 повинна бути не менше 0,5 м. При відсутності рухомих частин цю відстань допускається зменшити до 0,4 м. (ПБ 10-558-03 пункт 4.3.10.3-4.3.10.5)

Освітлення машинного приміщення повинна відповідати вимогам. Машинне приміщення повинні бути обладнані стаціонарним електричним освітленням, що забезпечує освітленість не менше 200 лк на рівні підлоги. Вимикач освітлення встановлюється в машинному приміщенні, на відстані не більше 0,75 м від входу в машинне приміщення, на висоті не більше 1,6 м від рівня підлоги. (ПБ 10-558-03 пункт 4.3.13 і 6.6.9)

Використання машинного або блочного приміщення для проходу крізь них на покрівлю або в інші приміщення будівлі (споруди), не допускається. (ПБ 10-558-03 пункт 4.3.16)

Обслуговування і перевірки обладнання (лебідка, пов'язані з нею механічні та електричні пристрої та блоки), допускається виробляти з даху нерухомої кабіни.

При цьому повинні бути виконані наступні вимоги:
-неконтрольоване або непередбачене рух кабіни при проведенні робіт по обслуговуванню і перевірок, повинен блокуватися. Для цієї мети допускається використання уловлювачів;

-приведення в дію блокувального пристрою повинно контролюватися електричним пристроєм безпеки. (ПБ 10-558-03 пункт 4.4.7)

Роботи в прямку по технічному обслуговуванню і перевірці обладнання допускається виконувати при дотриманні наступних умов:

- повинно бути передбачено пристрій для зупинки кабіни. Після зупинки кабіни відстань між виступаючими елементами кабіни та підлогою прямка не менше 2,0 м.
- приведення в дію блокувального пристрою контролюється електричним пристроєм безпеки (ПБ 10-558-03 пункт 4.4.8)

г) Загальні вимоги безпеки до виробничого устаткування Загальні вимоги безпеки до виробничого устаткування визначені в ГОСТ 12.2.003-91 "ССБТ.Обладнання виробниче.Загальні вимоги безпеки до виробничого обладнання".Відповідно до цього нормативного документа безпека виробничого устаткування забезпечується правильним вибором методів проєктування;застосуванням механізації, автоматизації та дистанційного керування;використанням у конструкції засобів захисту;дотриманням ергономічних вимог;включенням вимог безпеки дотехнічноїдокументації на монтаж,експлуатацію,ремонт,транспортування та зберігання устаткування;застосуванням безпечних та нетоксичних матеріалів.

Елементи устаткування, які можуть контактувати з людьми,не повинні мати гострих кромek або кутів,нерівних поверхонь, гарячих або переохолоджених поверхонь.

Тепло,що виділяється або поглинається обладнанням,та виділення шкідливих речовин і вологи не повинні перевищувати гранично допустимих рівнів (концентрацій) у робочій зоні.Конструкція обладнання має бути повною ізабезпечувати усунення або зниження до нормативних меж шуму, ультразвуку,низькочастотного звуку,вібрації та різних видів випромінювання.

Для запобігання виникненню небезпечних ситуацій у разі раптового вимкнення електроенергії всі робочі органи і пристрої для захоплення,затискання і підйому

заготовок, деталей, виробів тощо повинні бути оснащені спеціальними захисними пристроями. Також необхідно запобігти мимовільному ввімкненню приводів робочих органів у разі вимкнення електроенергії.

д) Для запобігання механічних травм і унеможливлення проникнення люди в небезпечну зону обладнання передбачені:

- блокуючі пристрої, які поділяються на: механічні, електромеханічні, електричні.

Згідно ГОСТ 12.2.071-90 «ССБТ. Краны грузоподъемные, контейнерные. Требования безопасности.» для забезпечення безпеки виконання робіт вантажопідйомні машини обладнуються запобіжними пристосуваннями автоматичної зупинки механізмів та самої машини при підході машини до кінцевих робочих положень при перевантаженні або знятті електричної напруги.

Сигналізуючі пристрої дають інформацію про роботу технологічного обладнання і про зміни в перебігу роботи, запобігають небезпекам, повідомляють про місце їх виявлення. Сигналізація поділяється на оперативну, застережну і опізнавальну.

Технічні характеристики та параметри устаткування повинні відповідати антропометричним, фізіологічним, психофізіологічним та психологічно можливостям людини. Робочі місця та їх елементи, що входять у конструкції: устаткування повинні забезпечувати зручність та безпеку працівникам.

5.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

е) Для забезпечення оптимальних метеоумов в адміністративних приміщеннях (табл. 4.1) влаштовуються системи водяного опалення та кондиціонування повітря.

Таблиця 4.1 - Метеоумови в адміністративних приміщеннях згідно ДСН 3.3.6 - 042 - 99 "Санитарные нормы микроклимата производственных помещений"

Пора року	Категорія робіт	Температура повітря, °C	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с
Холодний період року	середньої тяжкості	18-20	60-40	0,1
Теплий період року	середньої тяжкості	21-23	60-40	0,1

У теплу пору року для зниження температури повітря в робочій зоні слід використовувати природну вентиляцію або кондиціонування відповідно до СНиП 2.04.05-91 "Опалення, вентиляція та кондиціонування"; у холодну пору року - системи опалення, здатні підігрівати зовнішнє повітря, а також припливно-витяжну вентиляцію.

є) Забезпечити достатнє освітлення робочої зони.

Для забезпечення необхідних рівнів освітленості слід застосовувати ДБН В.2.5-28-2006 "Природне і штучне освітлення. Критерії проектування" з урахуванням характеру зорової роботи (розряд VII, освітленість > 200 лк).

Низька ефективність освітлення на робочих місцях і в робочих зонах може знизити якість роботи і стати причиною травматизму.

Недостатнє освітлення створює зоровий дискомфорт, який може проявлятися як дискомфорт і напруженість. Окрім створення візуального комфорту, світло має психологічний, фізіологічний та естетичний вплив на людину. Світло є одним з

найважливіших компонентів простору і головним посередником між людиною і навколишнім простором.

Особливу увагу слід приділяти освітленню на робочих місцях, де використовуються комп'ютери. Серед них поширені астенотичні явища (печіння, біль в очах, біль між бровами, розмитість, ліній і нечіткість зображення).

Робота з мерехтливими екранами моніторів з самопідсвічуванням, які невідповідають законодавчим вимогам щодо обмеження флікера (миготіння), викликає дискомфорт і втому (загальну і зорову).

На робочих місцях з комп'ютерами відблиски від внутрішнього освітлення вищі, ніж в інших місцях, а лінія зору користувача при роботі з екраном майже горизонтальна, а це означає, що кут захисту від різних джерел відблисків (світильників, вікон тощо) зменшується. Це спричиняє втому очей, а також дисфункцію очей.

Кольоровий шрифт збільшує навантаження на зір, оскільки складові кольорів мають різні довжини хвиль і видимі на різній віддалі. Око потребує точнішої адаптації, ніж при чорно-білому зображенні.

5.4. Заходи по забезпеченню пожежної безпеки

Причинами пожеж та вибухів на підприємстві є порушення правил і норм пожежної безпеки, невиконання Закону України "Про пожежну безпеку".

Небезпечними факторами пожежі і вибуху, які можуть призвести до травми, отруєння, загибелі або матеріальних збитків є відкритий вогонь, іскри, підвищена температура, токсичні продукти горіння, дим, низький вміст кисню, обвалення будинків і споруд.

Таким чином, існує реальна можливість істотно скоротити загальну кількість

пожеж завдяки спланованому і конкретно направленому комплексу заходів протипожежного захисту:

1. Розроблення комплексних заходів забезпечення пожежної безпеки підприємства, враховуючи вимоги ст. 5 Закону України про пожежну безпеку та п. 2.3. НАПБ А.01.001-04.

2. Підготовка і видання в кінці року письмового наказу “Про організацію пожежної безпеки на підприємстві на наступний рік”.

3. Організація і проведення протипожежних інструктажів, проведення спеціального навчання з посадовими особами та працівниками підприємства згідно з «Типовим положенням про інструктажі», спеціальне навчання та перевірку знань з питань пожежної безпеки на підприємствах, в установах та організаціях України та згідно Переліку посад, при призначенні на які особи зобов'язані проходити навчання і перевірку знань з питань пожежної безпеки, та порядок їх організації, затверджених наказом МНС України від 29.09.2003 N 368;

Усі працівники при прийнятті на роботу і за місцем роботи повинні проходити інструктажі з питань пожежної безпеки. Протипожежні інструктажі поділяються на вступний, первинний, повторний на робочому місці, позаплановий та цільовий.

Допуск до роботи осіб, які не пройшли навчання, протипожежного інструктажу і перевірки знань з питань пожежної безпеки, забороняється.

4. Встановлення можливості паління (місце для куріння), застосування відкритого вогню, побутових нагрівальних приладів, порядку проведення вогневих робіт.

5. Обладнання і підтримання в справному стані блискавкозахисту на об'єктах згідно з вимогами ВБН 58-87 та Інструкції по влаштуванню блискавкозахисту будівель та споруд РД 34.21.122-87.

7. Розміщення на території і об'єктах підприємства відповідних знаків безпеки, оформлених згідно з вимогами та рекомендаціями, викладеними у ГОСТі 12.4.026-76 “ССБТ. Цвета сигнальные и знаки безопасности” та ДСТУ КО

6309:2007 Знаки безпеки. Форма та колір.

8. Створення та організація роботи пожежно-технічної комісії підприємства згідно з завданнями визначеними в Типовому положенні про ПТК (наказ МНС України від 11.02.2004 N 70).

10. З метою залучення працівників до проведення заходів щодо запобігання пожежам, організації їх гасіння на підприємствах створюються добровільні пожежні дружини (команди) згідно з Положенням про добровільні пожежні дружини (команди) (Постанова КМУ від 25.02.2009 року № 136 та наказ МНС України від 11.02.2004 N 70).

11. Забезпечення засобами пожежогасіння території та об'єктів підприємства згідно з Додатком 2 Правил пожежної безпеки в Україні, Типовими нормами належності вогнегасників (наказ МНС України від 02.02.2004 N 151), Правилами експлуатації вогнегасників (наказ МНС від 02.04.2004 N 152).

12. Обладнання автоматичними установками пожежогасіння та пожежної сигналізації об'єктів підприємства згідно Переліку однотипних за призначенням об'єктів, які підлягають обладнанню автоматичними установками пожежогасіння та пожежної сигналізації (наказ МНС від 22.08.2005 N 161).

13. Створення нормативного запасу води для зовнішнього пожежогасіння згідно із СНиП 2.04.02-84 Водозабезпечення. Зовнішні мережі и споруди.

17. Проведення Державної експертизи (перевірки) проектно- кошторисної документації з питань пожежної безпеки, відповідно до Порядку затвердження інвестиційних програм і проектів будівництва та проведення їх комплексної державної експертизи, затвердженого Постановою КМУ від 11.04.2002 р. N 483.

18. На підприємстві повинен бути встановлений порядок (система) оповіщення людей про пожежу, з яким необхідно ознайомити всіх працівників.

19. У приміщеннях на видних місцях біля телефонів слід вивішувати таблички із зазначенням номера телефону для виклику пожежної охорони.

19. Керівник підприємства зобов'язаний вживати (у межах наданих йому прав) відповідних заходів реагування на факти порушень чи невиконання

посадовими особами, іншими працівниками підприємства встановленого протипожежного режиму, вимог правил пожежної безпеки та інших нормативно-правових актів, що діють у цій сфері.

20. Керівник підприємства зобов'язаний проводити службове розслідування випадків пожеж згідно з Порядком обліку пожеж та їх наслідків, затвердженим Постановою КМУ від 26.12.2003 року № 2030.

5.5.заходи щодо забезпечення умов праці в надзвичайних ситуаціях

Підвищення стійкості електро-,газо- та водопостачання

Стійкість системи електропостачання може бути підвищена шляхом базування підприємств на двох або більше джерелах живлення, розташованих на достатній відстані один від одного,щоб виключити можливість руйнування одним ядерним джерелом.Якщо електропостачання від двох джерел неможливе, слід підготувати резервне автономне джерело живленняна випадок виходу з ладу основного джерела.Також слід вжити заходів щодо захисту існуючих підстанцій,побудувати резервні підстанції та розмістити розподільчі пристрої та обладнання в захисних спорудах. Електропостачання має бути переведено з повітряних кабелів на підземні.

Для запобігання збоїв в електро мережі слід встановити пристрої, які автоматично відключаються у разі перенапруг, викликаних електромагнітними полями, що виникають в наслідок ядерної аварії.

У багатьох господарських організаціях газ може використовуватися як паливо і для технічних цілей на хімічних підприємствах. Якщо газову мережу перервано,газ можестати причиною вторинних катастроф.

На випадок пошкодження джерел газопостачання або газопроводів в великимкомпаніях рекомендується мати підземні резервуари, які діють як газові акумулятори. Підземні резервуари забезпечуються газом під високим тиском і слугують резервом. Вони також повинні бути готові до роботи з різними видами паливата створення запасів. Газопроводи повинні бути обладнані запірною арматурою або кранами з дистанційним управлінням, які автоматично перекривають потік газу в разі прориву труби.

Вихід з ладу системи водопостачання призведе до закриття заводу і припинення виробництва. Для забезпечення сталої роботи заводу необхідно

- Забезпечити резервне водопостачання;
- закопати всі труби водопостачання під землею;
- Рециркуляція води шляхом повторного використання води для технічних цілей.

Тому основними заходами для забезпечення безпеки є наступні:

-Пройдення необхідних інструктажів з техніки безпеки при роботі з небезпечними механізмами. Все обладнання сертифіковане та перевіряється спеціальними контролюючими організаціями.

-Для запобігання потрапляння персоналу в небезпечні зони та механічного контакту з рухомими частинами механізму передбачені огорожі.

Для забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату в адміністративних і житлових приміщеннях встановлені системи опалення та кондиціонування.

Для забезпечення пожежної безпеки встановлено повний комплект засобів пожежогасіння, включаючи протипожежний водопровід, вогнегасники та ящики з піском.

Безпека в надзвичайних ситуаціях забезпечується шляхом проведення регулярних інструктажів і навчань, підвищення стійкості будівлі, а також створення і підтримки систем захисту та евакуації постраждалих.

6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

6.1. Вступ

В останні роки частотно-регульовані приводи на лебідках все частіше застосовуються в Україні та за кордоном. Плавні перехідні процеси, що забезпечуються частотно-регульованими приводами, значно знижують динамічне навантаження на елементи кінетичного ланцюга приводу, підвищують надійність і довговічність лебідок і виключають необхідність заміни редукторів, гальмівних колодок і електродвигунів. Основною причиною широкого застосування регульованого приводу на лебідці є зниження енергоспоживання під час роботи лебідки на 30-40%.

Таким чином, економічний ефект від впровадження частотно-регульованого електроприводу складається з економії електроенергії та зниження експлуатаційних витрат.

Застосування частотно-регульованих перетворювачів дозволяє використовувати одношвидкісні асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором загального застосування.

6.2 Вихідні дані для розрахунку та капітальні витрати

Кошторис на придбання нового обладнання представлено в таблиці 6.1

Таблиця 6.1

Стоимость электрооборудования

№	Найменування обладнання	Кількість, шт.	Вартість, млн.грн.
1	<p>Шафа введення та приводу переміщення моста в складі:</p> <ul style="list-style-type: none"> - шафа Rittal з монтажними панелями - 1 шт. - перетворювач Micromaster на 22кВт - 1 шт. - запобіжники, контактори - елементи силового інтерфейсу (контактори, автоматичні вимикачі, запобіжники, реле) - інтерфейс шафи (джерела живлення, розв'язки, клемники тощо) 	1	1500000

2	<p><i>Шафа приводу головного підйому, у складі:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - шафа Rittal з монтажними панелями – 1 шт. - перетворювач Micromaster на 120кВт - 1шт. - запобіжники, контактори - елементи силового інтерфейсу (контактори, автоматичні вимикачі, запобіжники, реле) - інтерфейс шафи (джерела живлення, розв'язки, клемники тощо) 	1	1700000
3	<p><i>Шкаф приводу головного підйому, у складі:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - шафа Rittal із монтажними панелями – 1 шт. - перетворювач Micromaster на 120кВт - 1шт. - запобіжники, контактори - елементи силового інтерфейсу (контактори, автоматичні вимикачі, запобіжники, реле) - інтерфейс шафи (джерела живлення, розв'язки, клемники тощо) 	1	1800000

4	<p><i>Обладнання кабіни у складі:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - кондиціонер – 1 шт. - пульт-крісло з апаратами керування - 1шт. - Висвітлення кабіни - сигнальна арматура - Сенсорна панель оператора. - центральний процесор - модулі введення/виводу; - автоматичні вимикачі; 	1	2200000
5.	<p><i>Комплект радіокерування у складі:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - пульт з апаратами керування -1 шт - зарядний пристрій; - Шафа з контролером (дешифратором) 	1	800000

6	Загальнокранове обладнання, в складі: - ел. Двигун. підйому – 60 кВт. із вбудованими вентиляторами -1 шт. - ел. Двигун. переміщення візка – 30 кВт. з вбудованим вентилятором та гальмом -1 шт. - обмежувач вантажопідйомності з функцією реєстратора параметрів (ОНК); - кінцеві вимикачі для механізмів підйому - кінцеві вимикачі для механізмів переміщення - ультразвукові датчики (система протизіткнення кранів) - освітлення підкранове - освітлення аварійне	1	9500000
7	Невраховані матеріали, запасні частини 15% вартості устаткування. Кабель.	1	1300000
8	Проектні роботи, промислова експертиза РД: електроприводи механізмів крана, система керування електроприводами	1	1200000
9	Налагодження та введення в експлуатацію Електроустаткування крана	1	200000
РАЗОМ:			20200000

Ціни на придбання обладнання вказані в прайс-листі.

Капітальні вкладення складаються з витрат на придбання обладнання, матеріалів, комплектуючих, транспортних витрат, витрат на встановлення та монтаж обладнання та комплектуючих, а також витрат,

пов'язаних із впровадженням заходу – демонтаж старого обладнання, перенавчання персоналу тощо.

Ліквідаційна вартість демонтованого обладнання (реалізація на бік або за ціною брухту) із суми капітальних вкладень віднімається. У розрахунках приймемо, що витрати на демонтаж обладнання дорівнюють ліквідаційній вартості.

Разом витрати:

$$Z_{\text{дон}} = 20200000 \text{ грн.}$$

6.3. Визначення річного економічного ефекту

Економічний ефект може бути досягнутий у результаті:

- 1) зниження експлуатаційних витрат;
- 2) підвищення обсягу випуску продукції;
- 3) підвищення якості продукції.

Для знаходження економічного ефекту від зниження експлуатаційних витрат розраховуються найістотніші у результаті застосування заходу статті витрат за випускати продукцію. Це можуть бути такі статті:

- витрати на енергетичні ресурси;
- амортизаційні відрахування;
- витрати на ремонт.

Річні експлуатаційні витрати визначаються окремо для кожного з двох варіантів - до застосування заходу і після застосування, потім порівнюються. Їхня різниця і становить річний економічний ефект від зниження експлуатаційних витрат.

6.3.1. Витрати на енергетичні ресурси

- 1) Расчет экономии за счет уменьшения потребления электроэнергии электрической части лебедки.

За паспортними даними системи споживають: Потужність двигунів після модернізації:

- a) Підйом – 60 кВт.

б) Переміщення воза – 30 кВт.

Разом: $P_{nm}=90$

Потужність двигунів до модернізації:

а) Гол. підйом – 105 кВт.

б) Переміщення віза – 33,5 кВт.

Разом : $P_{dm}=138,5$ кВт

Витрати на спожитую електроенергію за рік становитимуть:

Для системи АТ з фазним ротором та блоком опорів до модернізації

$$\mathcal{E}_{с1} = 138,5 \cdot 2 \cdot 2070 \cdot 3,504 = 2009158 \text{ грн.},$$

де 2070 - річний змінний фонд робочого часу, година;

2 - число змін; 3,504 кВт/час - вартість електроенергії підприємств. Для системи ПЛ-АТ після модернізації

$$\mathcal{E}_{с2} = 90 \cdot 2 \cdot 2070 \cdot 3,504 = 1305590 \text{ грн.}$$

$$\Delta \mathcal{E}_{cc} = \mathcal{E}_{с1} - \mathcal{E}_{с2},$$

$$\Delta \mathcal{E}_{cc} = 4482527 - 328857 = 703568 \text{ грн.}$$

2) Розрахунок економії за рахунок зменшення споживаної електроенергії електроустаткування (без системи електроприводу).

Сумарна споживана потужність електрообладнання крана: до модернізації $P1=30$ кВт; після модернізації $P2=22$ кВт.

Витрати становитимуть:

до модернізації

$$\mathcal{E}_{с01} = 30 \cdot 2 \cdot 2070 \cdot 3,504 = 435196,8 \text{ грн.},$$

після модернізації

$$\mathcal{E}_{с02} = 22 \cdot 2 \cdot 2070 \cdot 3,504 = 319144,31 \text{ грн.}$$

$$\Delta \mathcal{E}_{с0} = 435196,8 - 319144,31 = 116052,48 \text{ грн.}$$

3) Розрахунок економії з допомогою підвищення ККД крана.

Величина втрат становитиме:

до модернізації

$$\Delta \mathcal{E}_{01} = \mathcal{E}_{c01} - (\mathcal{E}_{c01} \cdot \eta_1),$$

$$\Delta \mathcal{E}_{01} = 435196,8 - (435196,8 \cdot 0,69) = 134911 \text{ грн};$$

після модернізації

$$\Delta \mathcal{E}_{02} = 319144,31 - (319144,31 \cdot 0,93) = 22340 \text{ грн.}$$

Зниження втрат становитиме:

$$\Delta \mathit{Пот} = \Delta \mathcal{E}_{01} - \Delta \mathcal{E}_{02}$$

$$\Delta \mathit{Пот} = 134911 - 22340 = 112570 \text{ грн.}$$

Разом:

$$\mathcal{E}_{\Sigma} = \Delta \mathcal{E}_{cc} + \Delta \mathcal{E}_{co} + \Delta \mathit{Пот},$$

$$\mathcal{E}_{\Sigma} = 1196791 + 116052 + 112570 = 1425413 \text{ грн.}$$

5.3.2. Амортизаційні відрахування

Амортизаційні відрахування для даної системи:

$$\mathcal{Z}_{\text{АМОР}} = \frac{\mathcal{Z}_{\text{ДОП}}}{H_A},$$

де $H_A=4\%$ - норма амортизації, при терміні експлуатації 25 років.

$$\mathcal{Z}_{\text{АМОР}} = \frac{20200000}{25} = 808000$$

5.3.3. Вартість ремонту

Вартість ремонту визначається за такими показниками: Величина

$$\mathit{Срем} = (H_m \cdot R_m + H_{\mathcal{E}} \cdot R_{\mathcal{E}})$$

де H_m , $H_{\mathcal{E}}$ - середньорічні нормативи на одиницю ремонтної складності механічної та електротехнічної частин крана, грн.

R_m , $R_{\mathcal{E}}$ - категорія складності ремонту крана (механічної, електротехнічної частини).

$H_{Э1} = 6,41$ т. руб.; $H_{Э2} = 5,06$ т. руб.; $R_{Э1} = 8$; $R_{Э2} = 5$; где,

$H_{Э1}$ - середньорічні нормативи на одиницю ремонтної складності електротехнічної частини до модернізації;

$H_{Э2}$ - середньорічні нормативи на одиницю ремонтної складності електротехнічної частини після модернізації;

$R_{Э1}$ - категорія складності ремонту крана електротехнічної частини до модернізації;

$R_{Э2}$ - категорія складності ремонту крана електротехнічної частини після модернізації

Оскільки механічну частину ми змінюємо, те й норматив і складність робіт механічної частини залишається незмінним.

$$\Delta C_{\text{РЕМ}} = H_{Э1} \cdot R_{Э1} - H_{Э2} \cdot R_{Э2}$$

$$\Delta C_{\text{РЕМ}} = 6,41 \cdot 8 - 5,06 \cdot 5 = 25,98 \text{ тис. грн.}$$

Модернізація верстата дозволить нам виготовляти технологічно складнішу і найточнішу продукцію, що веде до збільшення продуктивності крана.

За даними фахівців підприємства, зростання обсягу виробництва на даній ділянці, де заробив кран, склало 48%. Тоді виторг до модернізації 1560 тис. грн, після - 2309 тис. грн.. По даним спеціалістів підприємства, рентабельність до модернізації складала 9%, після - 22%.

$$П_1 = 1560 \cdot 0,09 = 140 \text{ тис. грн.} \quad П_2 = 2309 \cdot 0,22 = 507 \text{ тис. грн.}$$

$$\Delta П = 507 - 140 = 367 \text{ тис. грн.} \text{ де ,}$$

$П_1$ - прибуток до модернізації,

$П_2$ – прибуток після модернізації, $\Delta П$ – приріст прибутку.

5.3.4. Зниження заробітної плати основних робітників

До модернізації працювали: двоє основних робітників та один обслуговуючий інженер з налагодження та випробувань.

$$ЗП_C = C_ч \cdot K_{дп} \cdot K_{нр} \cdot K_{соц} \cdot n_p \cdot F_d \text{ , де}$$

$ЗП_C$ - заробітна плата робітника до модернізації;

$C_ч = 109,24$. - годинна ставка робочого 4-го розряду;

$K_{дп} = 1,2$ - коефіцієнт додаткових виплат;

$K_{np}=1,1$ - премії

$K_{соц}=1,34$ - коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальні потреби;

$n_p=2$ – кількість робітників;

$F_d=1860$ год. - дійсний річний фонд робочого часу (за нормативно-довідковим матеріалом).

$$ЗП_C = 109,24 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,34 \cdot 2 \cdot 1860 = 718792,2 \text{ грн.}$$

$$ЗП_U = C_{ч} \cdot K_{дп} \cdot K_{np} \cdot K_{соц} \cdot K_{об}, \text{ де}$$

$C_{ч}=150$ грн. –годинна ставка інженера;

$K_{дп}= 1,2$ - коефіцієнт додаткових виплат;

$K_{np}=1,1$ - премії;

$K_{соц}=1,34$ - коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальні потреби;

$F_d=1860$ год. - дійсний річний фонд робочого часу (за нормативно-довідковим матеріалом);

$K_{об}=0,2$ - коефіцієнт обслуговування.

$$ЗП_U = 150 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,34 \cdot 1860 \cdot 0,2 = 98699,04 \text{ грн};$$

$$ЗП_I = ЗП_C + ЗП_U,$$

$$ЗП_I = 718792,2 \text{ грн} + 98699,04 = 817491,3 \text{ грн, де}$$

$ЗП_I$ - зарплата до модернізації основних робітників

Після модернізації працюватимуть лише два спеціалісти, з вищим розрядом, причому вони одночасно можуть обслуговувати кілька кранів.

$$ЗП_U = C_{ч} \cdot K_{дп} \cdot K_{np} \cdot K_{соц} \cdot n_p \cdot F_d \cdot K_{об}, \text{ де}$$

$ЗП_C$ - заробітна плата робітника до модернізації;

$C_{ч}=116,78$ грн. - годинна ставка робочого 6-го розряду;

$K_{дп}=1,2$ - коефіцієнт додаткових виплат;

$K_{np}=1,1$ - премії;

$K_{соц}=1,34$ - коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальні потреби;

$n_p=2$ – кількість робітників;

$F_d=1860$ год. - дійсний річний фонд робочого часу (за нормативно-довідковим матеріалом);

$k_{об} = 0,4$ - коефіцієнт обслуговування.

$$ЗП_с = 116,78 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,34 \cdot 2 \cdot 1\,860 \cdot 0,4 = 307361,97 \text{ грн.}$$

після модернізації основних робітників.

$$\Delta ЗП = ЗП_1 - ЗП_2$$

$$\Delta ЗП = 817491,3 - 307361,97 = 510129,32 \text{ грн.}$$

5.3.5. Визначення терміну окупності

Разом економічний ефект:

$$\mathcal{E}_{эф} = \Delta \mathcal{E}_{сс} + \Delta \mathcal{E}_{со} + \Delta \mathcal{P}_{ом} + \Delta \mathcal{P} + \Delta ЗП - З_{амор}$$

$$\mathcal{E}_{эф} = 1425413 + 116052 + 112570,89 + 367000 + 510129,32 - 323351,34 = 285451 \text{ грн}$$

Термін окупності проекту:

$$C_{ок} = \frac{З_{доп}}{\mathcal{E}_{эф}} = \frac{20200000}{285451} = 7,7 \text{ г}$$

Отримані дані зведемо до таблиці 6.2.

Таблиця 6.2

Техніко-економічних показників

Показник	Одиниці виміру	Значення	
		1-й варіант	2-й варіант
Капітальні витрати			
Вартість обладнання	грн.	1305590	2009158
Транспортні витрати	грн.	11050	13400
Витрати на монтаж та налагодження	грн.	2200000	2200000

РАЗОМ		3516640	4209292
Експлуатаційні витрати			
Амортизаційні відрахування	грн.	323351,0	360200,0
Витрати на ремонт та обслуговування	грн.	307362,0	817491,0
РАЗОМ		630712,0	1177691,0
Річна економія з експлуатаційних витрат	грн.	1199142,0	
Економія з капітальних витрат	грн.	902042,0	

5.4. Висновки

З впровадженням частотно-регульованих приводів можна

Знизити енергоспоживання лебідки на 30-50%;

Зменшити витрати на додаткове обладнання;

Поліпшити умови експлуатації

Усунути динамічні навантаження

При встановленні частотно-регульованого пиводу цей варіант є очевидним вибором, оскільки вимагає менших капітальних вкладень і споживає менше енергії, ніж нерегульований привід. Період окупності становить приблизно сімроків. Не менш важливу роль у зниженні витрат відіграє скорочення енергоспоживання, яке досягається за рахунок економії електроенергії та підвищення ефективності.

Зменшення заробітної плати ключових працівників завдяки підвищенню рівня автоматизації процесів також приносить значні економічні вигоди.

ВИСНОВКИ

У дипломному проекті виконано проектні розрахунки вантажопідйомного механізму вантажопідйомністю 110 тонн, призначеного для виконання вантажно-розвантажувальних і ремонтних робіт на промисловому підприємстві.

В дипломному проекті були вирішені наступні питання.

- Розраховано механізм канатної лебідки для підйому вантажу;
- Розраховано механізм канатної лебідки для спуску;
- Розраховано навантаження, що діють на фундамент.

Розраховані параметри механізму дещо відрізняються від заданих, але відхилення знаходяться в допустимих межах.

Список використаних джерел

1. Головка, В. В. Механізми підйомно-транспортних машин / В. В. Головка. – К.: Наукова думка, 2011. – 320 с.
2. Harris, C. D. Crane Engineering: Design, Construction, and Maintenance / C. D. Harris. – New York: McGraw-Hill, 2012. – 560 p.
3. Шляхов, С. О. Теорія механізмів і машин: підручник / С. О. Шляхов, В. О. Лисенко. – К.: Вища школа, 2013. – 368 с.
4. Кузьменко, В. П. Проектування підйомно-транспортних машин / В. П. Кузьменко. – К.: Вища школа, 2014. – 294 с.
5. Технічне обслуговування та ремонт підйомно-транспортних машин / О. В. Мельник, Л. І. Федоренко, І. М. Сидоренко. – К.: ППТМ, 2009. – 156 с.
6. Гречанюк В.І. *Гідроприводи і гідроавтоматика: Підручник.* — К.: Каравела, 2013.
7. Скрипник І.Ю. *Гідравліка та гідропневмопривід.* — Харків: НТУ "ХП", 2020.
8. Сінельников О.М., Дерев'янюк С.І. *Підйомно-транспортні машини: Підручник.* — Київ: Видавництво Ліра-К, 2017.
9. Мартиненко І.І., Ващенко А.А. *Основи конструювання машин.* — Київ: Видавництво КНУБА, 2015.
10. Кравченко В.І. *Основи проектування гідросистем.* — Львів: Видавництво ЛПНУ, 2012.
11. ДСТУ Б В.2.8-12:2000. *Підйомально-транспортне устаткування. Загальні вимоги до безпеки.*
12. Чередниченко О.І. *Гідравлічні машини та гідроприводи.* — Харків: УкрДУЗТ, 2018.
13. Кузнецов С.О. *Основи гідропневмоавтоматики.* — Київ: НАУ, 2016.

14. Esposito, A. *Fluid Power with Applications*. — Pearson Education, 2014.
15. Jagadeesha T. *Hydraulics and Pneumatics*. — I.K. International Publishing House, 2015.
16. Majumdar, S.R. *Oil Hydraulic Systems: Principles and Maintenance*. — Tata McGraw-Hill, 2002.
17. Parr, A. *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*. — Butterworth-Heinemann, 2013.
18. Liu, Y., Ye, G. *Design of Hydraulic Systems for Lift Equipment*. — Springer, 2021.
19. ISO 4413:2010. *Hydraulic fluid power – General rules and safety requirements for systems and their components*.
20. Miller, R. W. *Flow Measurement Engineering Handbook*. — McGraw-Hill, 1996.
21. Ivantysynova, M. *Hydraulic Control Systems: Design and Analysis of Hydraulically Actuated Systems*. — Wiley, 2013.

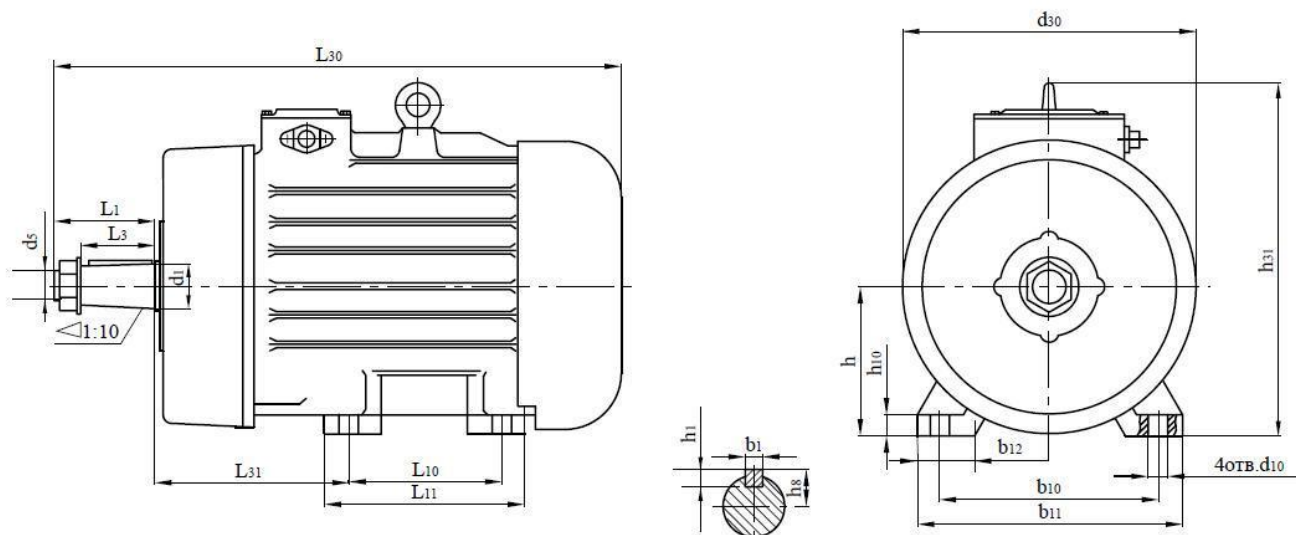
Додаток А

Таблица А.1 - канат типу ТЛК-О конструкції 6х37(1+6+15+15)+1 по ГОСТ 3079-80

каната	Диаметр, мм				Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²)					
	проволоки						1370(140)	1470(160)		1570(160)		
	центральной	первого слоя	второго слоя	третьего слоя			Разрывное, усилие, Н, не менее					
	6 проволок	36 проволок	90 проволок	90 проволок			суммарное всех проволок в канате	каната в целом	суммарное всех проволок в канате	каната в целом	суммарное всех проволок в канате	каната в целом
5,8	0,30	0,28	0,22	0,30	12,42	124,0	-	-	-	-	-	-
6,5	0,36	0,32	0,24	0,34	15,74	157,0	-	-	-	-	-	-
8,5	0,45	0,40	0,32	0,45	27,02	269,0	-	-	-	-	42350	35950
11,5	0,60	0,55	0,40	0,60	47,01	468,0	-	-	-	-	73700	62600
13,5	0,70	0,65	0,50	0,70	66,56	662,5	-	-	-	-	104000	88650
15,5	0,80	0,75	0,55	0,80	85,54	851,5	-	-	-	-	134000	113500
17,0	0,90	0,85	0,60	0,90	106,94	1065,0	-	-	-	-	167500	142000
19,5	1,00	0,95	0,70	1,00	135,54	1350,0	185500	157500	199000	169000	212500	180000
21,5	1,10	1,05	0,80	1,10	167,64	1670,0	230000	195000	246000	208500	262500	222500
23,0	1,20	1,10	0,85	1,20	193,86	1930,0	265500	225000	284500	241500	303500	258000
25,0	1,30	1,20	1,00	1,30	225,39	2245,0	309000	262500	331000	281000	353000	300000
27,0	1,40	1,30	1,00	1,40	266,25	2650,0	365000	310000	391000	332000	417000	354500
29,0	1,50	1,40	1,05	1,50	303,00	3015,0	415500	353000	445000	378000	475000	403500
30,5	1,60	1,50	1,10	1,60	342,16	3405,0	489000	398500	502500	427000	536500	455500
33,0	1,70	1,60	1,20	1,70	392,07	3905,0	537500	467000	578000	489500	614500	522000
36,0	1,80	1,70	1,30	1,80	445,46	4435,0	611000	5191000	654500	556000	698000	590000
39,0	2,00	1,90	1,40	2,00	542,20	5395,0	743500	632000	797000	677000	850000	722000

Додаток Б

Характеристика та основні параметри електродвигуна МТН 612-10

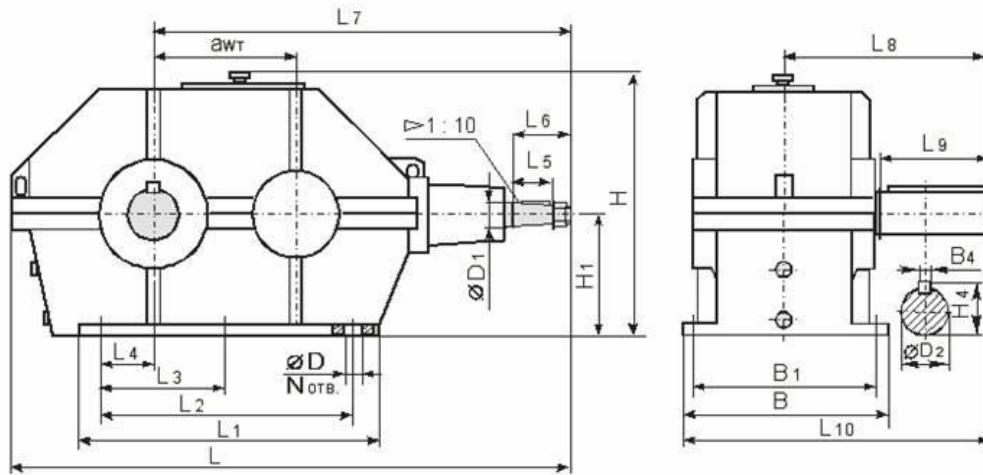


d30	L30	L30*	L33	h31	b1	b10	d1	d5	d10	L1	L3
605	-	1170	1435	775	22	520	90	M64×4	42	170	130
L10	L31	L31*	h	h1	h5	h8	b11	L11	h10	*	
445	-	256	315	14	-	46.8	650	645	35		

Мощность, кВт, S3-ПВ 40%	Частота вращения, об/мин	Номинальный ток, А при U=380В	Ток ротора, А	Напряжение между кольцами, В	Кратность максимального момента Mmax/ Mn	Кoeffициент полезного действия, %	Кoeffициент мощности
60	575	140	162	235	3.2	88	0,74

Додаток

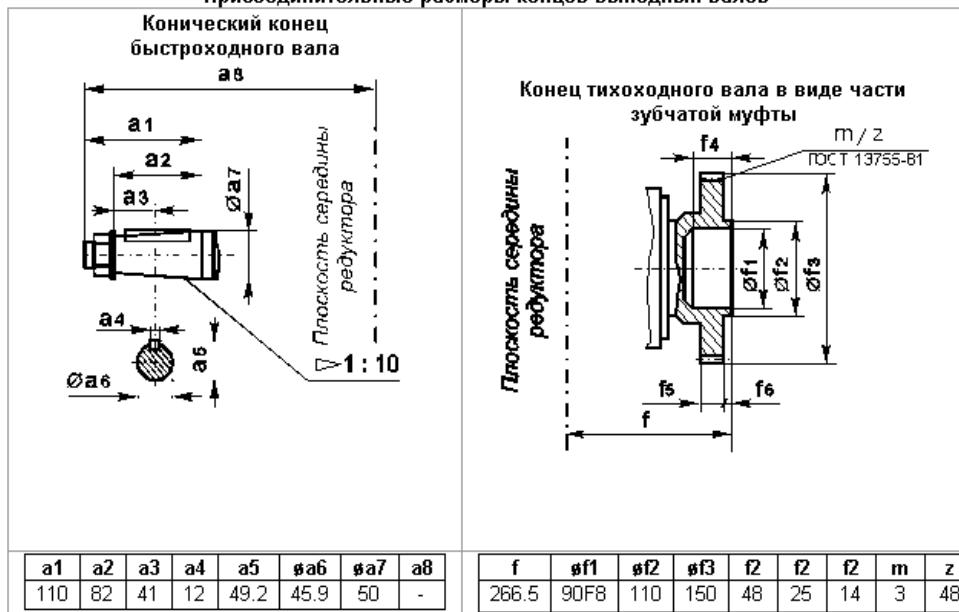
Характеристика та основні параметри редуктора КЦ1-250



awт	L	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10	N отв.	B	B1	B4
250	1170	570	480	-	110	82	110	875	319	110	507	4	375	325	16

ØD	ØD1	ØD2	H	H1	H4
22	50	55m6	547	265	60.4

Присоединительные размеры концов выходных валов



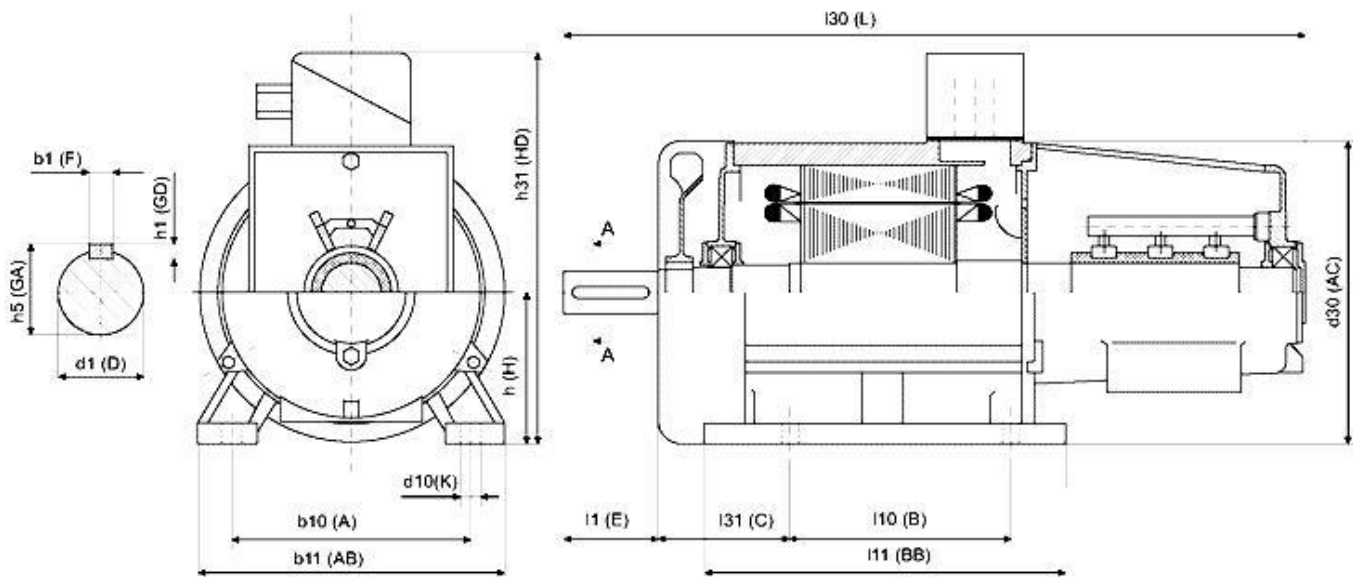
a1	a2	a3	a4	a5	Øa6	Øa7	a8
110	82	41	12	49.2	45.9	50	-

f	Øf1	Øf2	Øf3	f2	f2	f2	m	z
266.5	90F8	110	150	48	25	14	3	48

Типоразмер редуктор		КЛЦ1-250				
Номинальное передаточное отношение		6.3	10	14	20	28
Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Н·м, min / max		1000 / 1400				
Номинальная передаваемая мощность, кВт, max / min		34.9 / 7.9				
Допускаемая радиальная консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной части вала	выходного, min / max	7900 / 9350				
	входного, min / max	480 / 1080				
Масса, кг, не более		320				

Додаток Г

Характеристика та основні параметри електродвигуна МТН 411-6

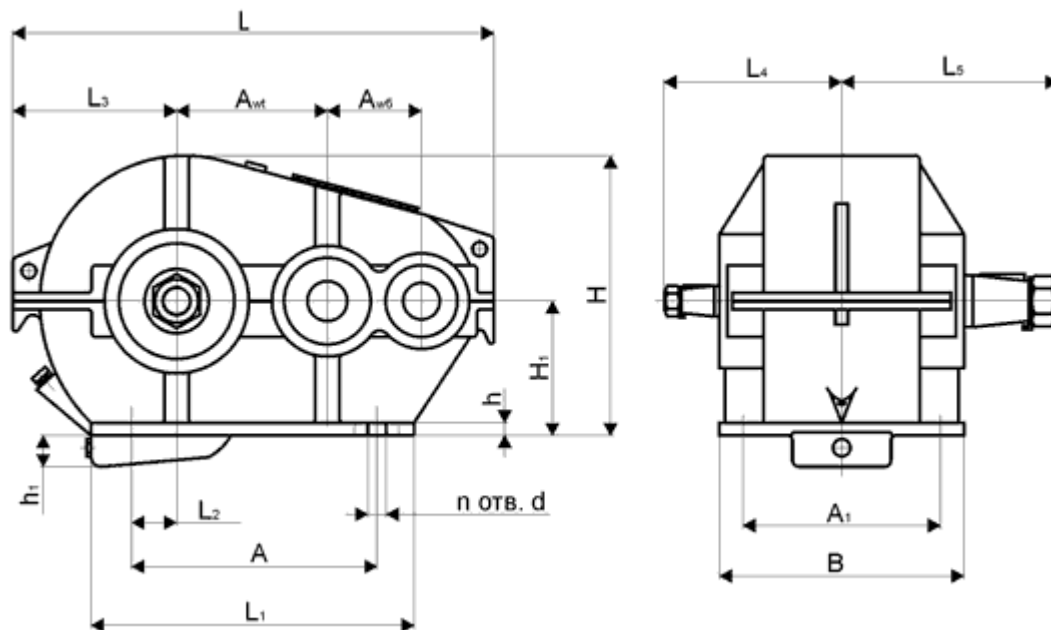


Тип	Габаритные размеры, мм																
	b10	l10	l31	d1	d5	l1	l3	b1	h5	h	d10	b11	d30	l11	h31	l30	
	A	B	C	D	D1	E	E1	F	GA	H	K	AB	AC	BB	HA	HD	L
МТН 411-6	330	335	175	65	M42*3	140	105	16	33,9	225	28	412	422	529	28	540	1045

Название характеристики	Значение характеристики
Мощность двигателя, кВт:	22
Обороты двигателя, об./мин:	964
U статора, В:	220/380
I статора, А:	85,7/49,5
U ротора, В:	200
I ротора, А:	69,9
КПД, %:	86
Коэффициент мощности, cosφ:	0,8
Отнош. макс. вращ-го момента силы к ном., Mmax/Mн:	2,8
Масса, кг:	320

Додаток Д

Характеристика та основні параметри редуктора Ц2-350



Тип	Номин. передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Нм																	
		для Н (ПВ=100%)			для ВТ (ПВ=60%)			для Т (ПВ=40%)			для С (ПВ=25%)			для Л (ПВ=16%)					
При номинальной частоте вращения входного вала, об/мин																			
Ц2-350	8 10 12,5	600	750	1000	1500	600	750	1000	1500	600	1000	1500	600	1000	1500	600	750	1000	1500
	16 20	1750	1750	1800	1800	2180	2150	2150	2120	3500	2800	2430	6000	5600	5000	8000	8000	7100	7000
	25 31,5			1600	1600			1900	1900		3000		6800		5300	9000	9000	7300	7300
	40 50	1550	1550			2650	2500	2180		4120	3300	3000	6500	6400	6000	9500		8250	8250
								1850	3700		2800	6700	5800				8500		

Тип	a_w	B, B_1	B_2	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	H	H_1	n	d
Ц2-350	350	330	280	700	300	255	320	345	180	200	0	409	212	6	26