

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Механізм піднімання затвору $Q = 110$ т.

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-322

Спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

ОПП «Підйомнотранспортні, дорожні,

будівельні меліоративні машини і

обладнання»

ШИШЕНКО Д.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник ФРОЛОВ Р.О.

(прізвище та ініціали)

Рецензент СИДОРЕНКО М.В.

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет НУЗП, Машинобудівний факультет
Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомнотранспортні, дорожні, будівельні
меліоративні машини і обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Мартовицький Л.М.
« » 2026 року

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

ШИШЕНКО Денис Вікторович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Механізм піднімання затвору $Q = 110$ т.

керівник проєкту (роботи) ФРОЛОВ Роман Олександрович, ст. викладач
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «15» 04 2026 року № 163

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту (роботи)

Вихідна конструкція механізму піднімання затвору

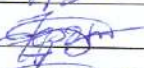
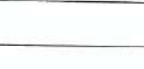
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

розрахунок механізму підйомної канатоведучої лебідки, механізму канатозбірної лебідки, визначення навантаження на фундамент, економічні обчислення, опрацювання вимог з охорони праці.

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

Механізм підйомний загальний вигляд – 2 листа А0; барабан тяговий – 1 лист А1; барабан - 1 лист А1; канатоукладач – 1 лист А1; механізм підйому – 1 лист А0.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Фролов Р.О., ст. викладач		
2	Фролов Р.О., ст. викладач		
3	Фролов Р.О., ст. викладач		
4	Фролов Р.О., ст. викладач		
5	Фролов Р.О., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання « 16 » березня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

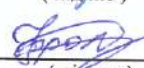
№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок підйомної канатоведучої лебідки	10.04.2026	
2	Розрахунок канатозбірної лебідки	30.04.2026	
3	Розрахунок канатоукладача	15.05.2026	
4	Техніко-економічне обґрунтування проєкту	30.05.2026	
5	Охорона праці та цивільна оборона	01.06.2026	

Студент


(підпис)

ШИШЕНКО Д.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)


(підпис)

ФРОЛОВ Р.О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

БЛОК, БАРАБАН, ЗАТВОР, МЕХАНІЗМ, ПІДВІСКА, ПОЛІСПАСТ,
ВАНТАЖ.

Пояснювальна записка магістерської роботи містить: 92 с., 9 табл., 13 рис. та 20 джерел.

Об'єкт дослідження – проєкт механізму піднімання затвору вантажопідйомністю 110 т.

Мета дипломного проєкту – розроблення конструкції механізму піднімання затвору з вантажопідйомністю 110 т.

У процесі виконання проєкту здійснено розрахунки механізму підйомної канатоведучої лебідки, механізму канатозбірної лебідки, визначено навантаження на фундамент, проведено економічні обчислення та опрацьовано вимоги з охорони праці, також їх окремих складових.

ЗМІСТ

С.

Вступ	8
1 Вихідні дані	9
2.Вибір схеми	10
3 Розрахунок підйомної канатоведучої лебідки	11
3.1 Вибір полиспада	11
3.2 Вибір каната	11
3.3 Визначення діаметра барабана	13
3.4 Визначення кількості гілок каната на барабанах	14
3.5 Перевірка прийнятої величини мінімального натягу.....	15
3.6 Визначення навантажень, на перемотуючі барабани.....	16
3.7 Розрахунок крутних моментів на перемотувальних барабанах	20
3.8 Визначення необхідної потужності та вибір електродвигуна	20
3.9 Визначення передавального числа та вибір передач	22
3.10 Визначення гальмівного моменту та вибір гальма	24
3.11Розрахунок відкритої зубчастої передачі	24
3.11.1 Тип передачі та кількість зубів	24
3.11.2 Вибір матеріалів відкритої пари	26
3.11.3 Допустимі напруження згину	26
3.11.4 Допустимі контактні напруження	29
3.11.5 Визначення модуля зачеплення за умовою міцності на згин....	29
3.11.6 Основні геометричні параметри відкритої передачі	31
3.11.7 Окружна швидкість у зачепленні та ступінь точності передачі.....	32
3.11.8 Уточнене коефіцієнта розрахункового навантаження	33
3.11.9 Перевірка передачі за контактними напруженнями	34
3.12 Орієнтовне визначення діаметрів валів та осей	34
3.13 Попередній вибір підшипників	35
3.14 Підбір з'єднувальних муфт	36

	6
3.14.1 З'єднання електродвигуна з редуктором	36
3.14.2 З'єднання редуктора з приводним валом	37
3.15 Розрахунок осей барабанів	38
3.15.1 Вибір матеріалу	38
3.15.2 Навантаження, що діють на барабани	38
3.15.3 Навантаження, що діють на вісь барабана	39
3.15.4 Перевірка міцності осі барабана	45
3.16 Розрахунок підшипників осі барабана	47
4 Розрахунок канатозбірної лебідки	50
4.1 Основні геометричні параметри канатозбірної котушки	51
4.2 Кінематичний розрахунок приводу, вибір електродвигуна та редуктора	52
4.3 Вибір муфт	55
4.4 Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма	56
4.5 Розрахунок канатоукладача	57
4.6 Розрахунок підшипників на статичну вантажопідйомність	58
5 Охорона праці	61
5.1 Аналіз потенційних небезпек.....	61
5.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки	62
5.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	67
5.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки	69
5.5 Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях	71
6 Техніко-економічне обґрунтування проекту	73
6.1 Вихідні дані для розрахунку та капітальні витрати.....	74
6.2. Визначення річного економічного ефекту	77
6.2.1. Витрати на енергетичні ресурси.....	78
6.2.2. Амортизаційні відрахування	80
6.2.3. Витрати на ремонт.....	81
6.2.4. Зниження витрат на оплату праці.....	82
6.2.5. Термін окупності.....	84

	7
Висновок.....	87
Перелік джерел посилання	88
Додатки	

ВСТУП

Механізм піднімання затвору (далі поліспастьний механізм) застосовують у випадках значної довжини каната, що намотується. Застосовується як підйомний механізм на козлових та шахтних кранах, а також в якості тралових лебідкок.

Загалом, поліспастьний механізм складається з двох основних частин: перемотуючої (канатоведучої) – підйомної або тягової лебідки – та пристрою для збору каната. У підйомній або тяговій канатоведучій лебідці, яка оснащена двома паралельними барабанами, що обертаються синхронно, канат не кріпиться на барабанах, а укладається в кільцевих канавках під певним натягом. Такий натяг запобігає проковзуванню каната під час обертання барабанів завдяки силам тертя між поверхнями канавок і каната. За рахунок перемотування натягнутого каната відбувається його поступове зменшення: від максимальної сили у набігаючій гілці (підвіска вантажу) до мінімальної у збігаючій гілці, яка укладається у пристрій для збору каната.

1 ВИХІДНІ ДАНІ

-Вантажопідйомність – $Q = 110$ т.

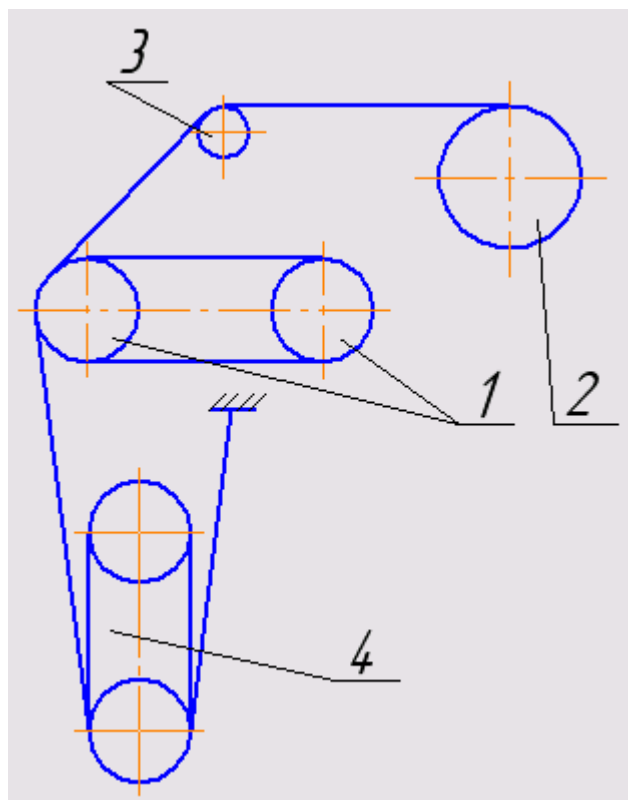
-Швидкість підйому – $V = 0,2$ м/с.

-Висота підйому – $H = 40$ м.

Режим роботи – важкий, група класифікації механізму 5М у відповідності до ГОСТ 25835-83, М7 у відповідності до ISO 4301/1-86.

2 ВИБІР СХЕМИ

Для крана найбільш компактною вважається схема з поліспастним механізмом. Схема, зображена на рисунку 2.1, є більш компактною та зручною для кранів прольотного типу, оскільки канат безпосередньо опускається на вантажний поліспаст з одного з перемотуючих барабанів, для чого на ньому передбачено додаткову канавку. Через це саме цю схему обрано для реалізації.



1 – перемотуючі барабани; 2 – канатосборна лебідка;

3 – канатоукладач; 4 – вантажний поліспаст

Рисунок 2.1 – Схема запасування каната механізму

3 РОЗРАХУНОК ПІДЙОМНОЇ КАНАТОВЕДУЧОЇ ЛЕБІДКИ

3.1 Вибір поліспасту

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

3.2 Вибір канату

Максимальне натягнення каната визначається за формулою:

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

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

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

η_n – ККД поліспаста.

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

де Q – Максимальне натягнення каната визначається за формулою:

Q_n – маса вантажної підвіски, т;

Q_k – найбільша маса канатів підвіски у нижньому положенні вантажу, т (обирається за 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 поліспаста, $a_n = 10$;

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

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

де $\eta_{\text{бл}} = 0,98$ - 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

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

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

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

де F_0 – розривне зусилля каната, кН;

Z_p – мінімальний коефіцієнт використання каната (коефіцієнт запасу міцності), визначений за табл. 2 правил (для групи класифікації механізму М7 за ISO 4301/1, $Z_p = 7,1$).

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

Виходячи з цього зусилля, за ГОСТ або каталогом підбираємо канат діаметром 39 мм типу ТЛК-О, конструкції 6х37(1+6+15+15)+1 о.с. за ГОСТ 3079-80, з розривним зусиллям $F_0=863$ кН.

Позначення каната за стандартом: «Канат 39-Г-I-H-1960(200) ГОСТ 3079-80», що означає - діаметр 39 мм, вантажного призначення з проволочи без покриття; марки I, права хрестова скрутка, не розкручується; маркувальна група 1960 МПа (200 кг/мм²).

Додаткові характеристики каната:

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

Перевірка фактичного запасу міцності каната проводиться за формулою:

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

3.3 Визначення діаметра барабана

Згідно з рекомендаціями Правил НПАОП 0.00-1.01-07/4, с.16/ мінімальний діаметр барабана D_b , огинаємого сталевими канатами по середній лінії намотування, визначається за формулою:

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

де: h_1 — коефіцієнт вибору діаметра барабана; для режиму роботи 7М $h_1=22,4/4$, с.16, таб. 3/;
 d_k — діаметр каната, мм.

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

Враховуючи, що для перемотуючих лебідок існують й інші рекомендації (наприклад, $D_{\delta}=(40-60)d_k$, що дає більші габарити), для зручності приймаємо збільшений діаметр барабана $D_{\delta}=1000$ мм.

3.4 Визначення кількості гілок каната на барабанах

Кількість гілок визначається за формулою:

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

де k – коефіцієнт запасу $k = 1,3$;

$S_{\max} = S_{\text{наб}} = 129,21$ кН – максимальне натяжіння каната;

$S_0 = S_{\text{сб}}$ – мінімальне натяжіння каната, кН;

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

μ – коефіцієнт тертя каната з барабаном (для змащених канатів на чавунних або сталевих ободах) $\mu=0,12$;

$\alpha=\pi$ – кут охоплення барабана однією гілкою;

$c_{\text{жс}}$ – 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 обчислюється за емпіричною формулою (діаметри підставляються в см).

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

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

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

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

Для зменшення навантаження на канат і поліпшення умов роботи на канатозбірній катушці приймаємо зменшене попереднє натягнення $S_0=7\text{кН}$.

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

Приймаємо $n=8$, кількість канавок на кожному барабані визначається формулою:

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

3.5 Перевірка прийнятої величини мінімального натягу

Для забезпечення відсутності проковзування каната по канавках барабана під час підйому повного вантажу має виконуватися умова:

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

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

Розрахункове значення менше обраного $S_0=7 \text{ кН}$, тобто умова дотримана з запасом.

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

Для можливості опускання порожнього вантажозахоплюючого органу повинно 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) $G_n = Q_n g = 9 \cdot 9,18 = 83$ кН.

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

По формулі (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, $S_{\min} = 9,1 \text{ кН} > 0,30 \text{ кН}$, умова виконується з запасом:

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

3.6 Визначення навантажень на перемотуючі барабани

Згідно з прийнятою схемою запасування каната механізму лебідки

(див. рис. 2.1) зобразимо розрахункову схему діючих навантажень на барабанах, що перемотують (рис. 3.1).

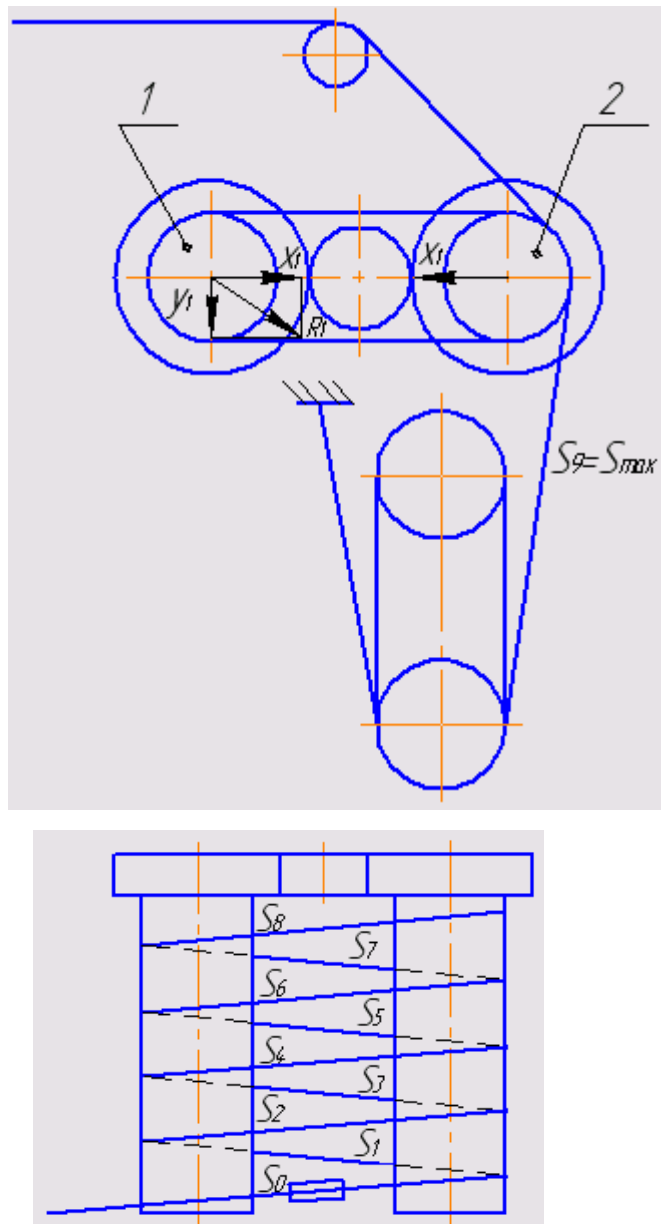


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема діючих навантажень на барабанах,
що перемотують

Сили в гілках каната визначаються за залежністю Л. Ейлера:

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

При підйомі повного вантажу значення розрахункових сил:

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

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 розрахованого с запасом:

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

Сумарні сили, що діють на барабани:

Барабан I:

-Горизонтальна складова:

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

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

-Вертикальна складова:

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

-Результуюча сила:

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

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

Барабан II:

-Горизонтальна складова:

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

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

-Вертикальна складова:

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

3.7 Розрахунок крутних моментів на перемотувальних барабанах

Крутний момент, що забезпечує перемотування канатів та підйом вантажу, визначається за формулою

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

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

Крім того, необхідно врахувати момент, який витрачається на подолання сил тертя в опорах барабана:

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

де μ_1 и μ_2 - коефіцієнти тертя в опорах барабана. Для опор, обладнаних підшипниками кочення, приймаємо $\mu_1 = \mu_2 = 0,015$;

d_{y1} и d_{y2} - діаметри опорних шийок барабана. Приймаємо $d_{y1} = d_{y2} = 180 \text{ мм}$;

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

Сумарний крутний момент на барабані визначається як сума робочого моменту та моменту тертя:

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

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

3.8 Визначення необхідної потужності та вибір електродвигуна

Для визначення потужності приводу спочатку встановлюється частота обертання барабанів:

$$n_{\delta} = \frac{V a_n}{\pi D_{\delta}}, \quad (3.24)$$

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

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

Після цього визначаємо необхідну потужність на валах перемотувальних барабанів:

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

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

Потужність, яка повинна бути забезпечена на валу електродвигуна з урахуванням втрат у механізмі, визначається за формулою

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

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

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

У даному механізмі використовується двопривідна схема, тому потужність, необхідна для підбору одного електродвигуна, визначається як

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

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

Відповідно до даних каталогу /7, с. 58, табл. 2-34/ обираємо крановий електродвигун найближчої більшої номінальної потужності.

Основні технічні характеристики вибраного електродвигуна:

- тип - асинхронний електродвигун з фазним ротором МТН 612-10;
- номінальна потужність - 60 кВт при ПВ = 40 %;
- частота обертання - $n_{\text{дв}} = 570 \text{ об/хв}$;
- максимальний крутний момент - $M_{\text{тах}} = 4120 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- коефіцієнт корисної дії двигуна - $\eta_{\text{дв}} = 0,87$;
- маховий момент ротора - $GD^2 = 25 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- маса двигуна - $Q_{\text{дв}} = 1010 \text{ кг}$;
- діаметр вихідного кінця вала - $d_1 = 90 \text{ мм}$.

Номінальний крутний момент електродвигуна визначається за формулою

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

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

3.9 Визначення передавального числа та вибір

Передаточне число привідного механізму визначається наступним чином:

$$u = \frac{n_{\partial\theta}}{n_{\bar{\theta}}}, \quad (3.29)$$

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

З урахуванням умов раціонального компоновання механізму за каталогом /9, с. 37/ обираємо конічно-циліндричний редуктор типу КЦ1-250 виконання V з передаточним числом 6,29, розрахований на частоту обертання 600 об/хв.

Основні параметри редуктора:

-коефіцієнт корисної дії - 0,94;

-маса редуктора - 391 кг.

Діаметри кінців валів:

-вхідного (конічного) - 50 мм;

-вихідного (циліндричного) - 55 мм.

Передаточне число відкритої передачі визначається за формулою

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

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

3.10 Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма

Оскільки в конструкції механізму застосовано два електродвигуни, у приводі передбачається встановлення двох гальм.

Гальмівний момент для кожного гальма визначається за формулою

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

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

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

u - передаточне число механізму;

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

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

Згідно з каталогом /9, с. 45/ обираємо двоколодове гальмо типу ТКГ з максимальним гальмівним моментом $M_{Tmax} = 2,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Основні характеристики гальма:

- типорозмір - ТКГ-500;
- діаметр гальмівного шківa - 500 мм;
- ширина гальмівних колодок - 200 мм;
- маса гальма - 155 кг.

3.11 Розрахунок відкритої зубчастої передачі

3.11.1 Тип передачі та кількість зубів

Оскільки колова швидкість у зачепленні відкритих зубчастих передач є відносно невеликою, доцільно застосувати прямозубу передачу.

Прийmemo кількість зубців шестерні: $Z_{ш} = 21$

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

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

Прийmemo $Z_k = 50$.

Після цього можна уточнити основні параметри передачі:

-уточнене передаточне число відкритої передачі

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

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

-уточнене передаточне число механізму

$$u = u_{ред} \cdot u_{on}, \quad (3.34)$$

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

-уточнена частота обертання барабана

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

$$n_{\delta} = \frac{570}{14,97} = 38,07 об / хв ;$$

-уточнена швидкість підйому вантажу

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

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

Отримане значення відрізняється від заданого лише на 0,5 %, що є допустимим.

-швидкість руху каната

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

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

3.11.2 Вибір матеріалів відкритої пари

З огляду на те, що механізм підйому є відповідальним вузлом конструкції, а зубчаста передача працює у відкритих умовах та зазнає значних навантажень, для виготовлення зубчастих коліс обираємо поліпшені леговані та вуглецеві сталі:

Для шестерні використовується сталь 45Х за ГОСТ 4543-71, поліпшена, з такими механічними характеристиками /10, с. 69, табл. 40/ або /11, с. 202, табл. 10, 11/: $\sigma_b = 834 \text{ МПа}$, $\sigma_t = 638 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 392 \text{ МПа}$, твердість НВ 250.

Для зубчастого колеса використовується сталь 45Л за ГОСТ 977-65 поліпшена з характеристиками /10, с. 70, табл. 40/: $\sigma_b = 738 \text{ МПа}$, $\sigma_t = 392 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 294 \text{ МПа}$, твердість НВ 220.

3.11.3 Допустимі напруження згину

Зважаючи на те, що передача працює при односторонньому навантаженні (основне навантаження виникає під час підйому вантажу), приймаємо пульсуючий характер зміни напружень. Допустиме напруження згину визначається за формулою /12, с. 253/

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

де σ_0 - границя витривалості зубців при пульсуючому циклі навантаження приймаємо $\sigma_0 = 1,4 \sigma_{-1}$;

$[n]$ - коефіцієнт запасу міцності: для шестерні (кована, при поліпшенні); $[n]_{ш} = 1,6$ (кована, після поліпшення); для колеса $[n]_к = 1,8$ (лите, при нормалізації або поліпшенні) /12, с. 254, таб. 15.5/:

κ_{σ} - ефективний коефіцієнт концентрації напружень у корені зубця. Для сталевих нормалізованих або поліпшених коліс $\kappa_{\sigma}=1,8/13$, с. 223, таб. 31/;

κ_p - коефіцієнт режиму навантаження для розрахунку на згин

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

де N_0 - базове число циклів навантаження при розрахунках приймаємо від $2 \cdot 10^6$ до $5 \cdot 10^6$ циклів;

N – загальна кількість циклів навантаження зубчастого колеса за весь період експлуатації.

Кількість циклів визначається за формуло:

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

де n - частота обертання колеса, об/хв; для колеса $n_k = n_b = 38,07$ об/хв; для шестерні $n_{ш} = n_{кш} = 38,07 \cdot 2,38 = 90,6$ об/хв.

T – загальна тривалість роботи передачі за весь строк служби. Якщо прийняти строк експлуатації крана 12 років, 260 робочих днів на рік при двозмінному режимі роботи по 8 годин, то $T = 12 \cdot 260 \cdot 2 \cdot 8 = 49920$ год.

c – кількість зачеплень: для шестерні $c_{ш} = 2$; для колеса $c_k = 1$.

$$\begin{aligned} N_{ш} &= 60n_{ш}Tc_{ш} = 60 \cdot 90,6 \cdot 49920 \cdot 2 = 54,27 \cdot 10^7 \\ N_k &= 60n_kTc_k = 60 \cdot 38,07 \cdot 49920 \cdot 1 = 11,4 \cdot 10^7 \end{aligned}$$

Оскільки фактична кількість циклів роботи як шестерні $N_{ш}$, так і колеса N_k перевищує базове значення N_0 , то відношення $N_0/N < 1$, приймаємо значення коефіцієнта $\kappa_p = 1$.

Тоді допустимі напруження згину для шестерні:

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

допустимі напруження згину для зубчастого колеса:

$$[\sigma_u]_{\kappa} = \frac{1,4\sigma_{-1\kappa}}{[n]_{\kappa} \kappa_\sigma} \kappa_p = \frac{1,4 \cdot 294}{1,8 \cdot 1,8} \cdot 1 = 127 \text{ МПа}.$$

3.11.4 Допустимі контактні напруження

Для зубців передачі, що працюють при змінних навантаженнях, допустимі контактні напруження визначають з урахуванням режиму роботи та ресурсу передачі /13, с. 231/::

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

де $[\sigma]_H$ - базова контактна витривалість поверхонь зубців при базовому числі циклі N_0 , $[\sigma]_H = 26 \text{ НВ} / 13$, с. 230, табл. 33/;

κ_p – коефіцієнт режиму навантаження для контактних напружень,

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

де N_0 - базове число циклів навантаження при розрахунку контактної міцності (для середньовуглецевих і легованих нормалізованих та поліпшених сталей 10^7 циклов);

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

Таким чином, загальна кількість циклів роботи, як шестірни $N_{ш}$, так і колеса $N_{к}$ більше базового N_0 , а в цьому випадку слід набувати значення коефіцієнта $\kappa_p = 1$

Тоді допустимі контактні напруження:

-для шестерні

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

-для зубчастого колеса

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

Для подальших розрахунків приймаємо менше значення $[\sigma]_H = 583 \text{ МПа}$

3.11.5 Визначення модуля зачеплення за умовою міцності на згин

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

де M - крутний момент на відповідному зубчастому колесі:

Для шестерні:

$$M_{ш} = \frac{M_{сум}}{u_{он}}, \quad (3.44)$$

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

Для зубчастого колеса:

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

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

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

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

Y_F – коефіцієнт міцності зубів за вигином (за таблицями /14, с. 263, таб. 35/) при нульовому зміщенні вихідного контуру:

Для шестерні при $Z_{ш} = 21$ $Y_{F_{ш}} = 4,3$, для колеса при $Z_{\kappa} = 50$ $Y_{F_{\kappa}} = 3,73$

$\psi_m = v/t$ – коефіцієнт ширини зуба за модулем, для прямокутних коліс приймається рівним $6 - 10$, приймаємо $\psi_m = 10$.

Розрахункове значення модуля:

для шестерні:

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

$$m_{\kappa} \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{\kappa} \cdot k \cdot Y_{F_{\kappa}}}{z_{\kappa} \cdot \psi_m [\sigma]_{H\kappa}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 12720 \cdot 1,4 \cdot 3,73}{50 \cdot 10 \cdot 127 \cdot 10^6}} = 0,0167 \text{ м}.$$

Оскільки для відкритих передач рекомендується збільшувати модуль на $8-15\%$ з метою компенсації зношування товщини зубців, приймаємо /12, с. 252/ $m = 22 \text{ мм}$.

3.11.6 Основні геометричні параметри відкритої передачі

Колесо зубчасте:

- діаметр початкового кола

$$d_{\kappa} = m \cdot z_{\kappa} , \quad (3.46)$$

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

- ширина зубчастого вінця

$$b_{\kappa} = \psi_m \cdot m , \quad (3.47)$$

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

- діаметр кола виступів

$$d_{a\kappa} = d_{\kappa} + 2m , \quad (3.48)$$

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

- діаметр кола западин

$$d_{f\kappa} = d_{\kappa} - 2,5m , \quad (3.49)$$

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

Шестерня:

- діаметр початкового кола

$$d_u = m \cdot z_u , \quad (3.50)$$

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

- ширина зубчастого вінця

$$e_{uu} = e_{\kappa} + 10 , \quad (3.51)$$

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

- діаметр кола виступів

$$d_{auu} = d_{uu} + 2m , \quad (3.52)$$

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

- діаметр кола западин

$$d_{fuu} = d_{uu} - 2,5m , \quad (3.53)$$

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

Межосьова відстнь

$$a = \frac{d_{uu} + d_{\kappa}}{2} , \quad (3.54)$$

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

3.11.7 Окружна швидкість у зачепленні та ступінь точності передачі

Колова швидкість у зачепленні визначається за формулою

$$V = \frac{\pi \cdot d_{uu} \cdot n_{uu}}{60} , \quad (3.55)$$

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

Відповідно до рекомендацій /10, с. 81, табл. 47/ приймаємо 8-й ступінь точності зубчастої передачі.

3.11.8 Уточнення коефіцієнта розрахункового навантаження

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

де k_{β} - коефіцієнт концентрації навантаження, для прямозубих передач, що працюють при змінному навантаженні,

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

$k_{\beta_0} = 1,2$ для $v_{ш}/d_{ш} = 230/462 = 0,5 / 14$, с. 282, таб. 38/;

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

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

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

3.11.9 Перевірка передачі за контактними напруженнями

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

де Z_ε - коефіцієнт, що враховує торцеве перекриття зубців ε_α , приймаємо $Z_\varepsilon = 0,9$, що відповідає коефіцієнту перекриття $\varepsilon_\alpha = 1,6$.

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

(Розрахунок у даній формулі виконано у кг і см).

Отримані результати показують, що відкрита зубчаста передача відповідає умовам контактної міцності.

3.12 Орієнтовне визначення діаметрів валів та осей

Привідний вал (вал ведучої шестерні)

Діаметр привідного вала попередньо визначається за формулою:

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

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

$[\tau]$ - допустиме дотичне напруження, для попереднього розрахунку приймаємо знижене значення $[\tau] = 200 \text{ кгс/см}^2 = 19,6 \text{ МПа}$.

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

Приймаємо діаметр вала: $d_I = 180$ мм, тоді діаметри окремих ділянок вала становитимуть: під шестерню $d_{Iш} = 160$ мм, під підшипник – $d_{In} = 150$ мм, під з'єднувальну муфту – $d_{Im} = 120$ мм.

Вісь барабана

Оскільки вісь барабана працює переважно на згин, її діаметр спочатку визначаємо орієнтовно, а згодом перевіряємо за умовою міцності на згин.

Попередньо приймаємо діаметр осі у середньому перерізі $d_2 = 250$ мм.

Відповідно:

- діаметр під зубчасте колесо (вінець) $d_{2к} = 220$ мм;
- діаметр під підшипник $d_{2п} = 180$ мм.

3.13 Попередній вибір підшипників

Беручи до уваги значне радіальне навантаження опор, а також можливі труднощі забезпечення повної співвісності під час монтажу приводу, доцільно застосувати радіальні сферичні дворядні роликові підшипники типу 3000 /16, с. 466, табл. 7/.

Для привідного вала обираємо підшипник 3530 з такими параметрами:

- внутрішній діаметр $d = 150$ мм;
- зовнішній діаметр $D = 270$ мм;
- ширина $B = 73$ мм.

Для опор барабанів застосовуємо підшипник 3536:

- внутрішній діаметр $d = 180$ мм;
- зовнішній діаметр $D = 320$ мм;
- ширина $B = 86$ мм.

3.14 Підбір з'єднувальних муфт

3.14.1 З'єднання електродвигуна з редуктором

Робочий крутний момент, який тривалий час діє на з'єднувані вали, визначається за формулою

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

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

$u = 14,97$ - передаточне число механізму;

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

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

Діаметри валів, що з'єднуються:

-вал електродвигуна - 90 мм (конічний);

-вал редуктора - 50 мм (конічний).

За довідником /9, с. 41/ обираємо зубчасту одинарну муфту №3 з гальмівним шківом з максимально допустимим крутним моментом $M_{кр} = 3,15 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Основні характеристики муфти:

-найбільший діаметр розточування під вал $d = 90 \text{ мм}$ (циліндричний) та $d = 95 \text{ мм}$ (конічний);

-діаметр гальмівного шківа $D = 300 \text{ мм}$;

-маса муфти - 30 кг;

-момент інерції $I = 0,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Перевірка обраної муфти

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

де k_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності передачі. Для дуже відповідальних умов експлуатації $k_1 = 1,8$;

k_2 - коефіцієнт умов роботи. Для нерівномірного навантаження

$k_2 = 1,3$;

k_3 - коефіцієнт кутового зміщення валів. Для можливого перекосу під кутом $0,5^\circ$, $k_3 = 1,25$.

$$k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = 1,8 \cdot 1,3 \cdot 1,25 = 2,92 < \frac{M_{кр}}{M_{раб}} = \frac{3,15}{0,85} = 3,7$$

Отримана умова виконується, тому обрана муфта відповідає вимогам.

3.14.2 З'єднання редуктора з привідним валом

Робочий крутний момент, що передається через з'єднання валів, визначається

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

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

Діаметри валів, що з'єднуються:

- вихідний вал редуктора - 80 мм;
- привідний вал шестерні - 120 мм (циліндричний).

Згідно з довідником /9, с. 41/ обираємо зубчасту муфту з проміжним валом №7 з максимально допустимим крутним моментом $M_{кр} = 16 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Основні параметри муфти:

- максимальний діаметр розточування під вал $d = 120 \text{ мм}$;
- маса однієї муфти 62,5 кг;
- момент інерції $I = 1,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Перевірка обраної муфти

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

де коефіцієнт кутового зміщення для перекосу $0,25^\circ$ приймається рівним 1,0.
Умова міцності виконується, тому обрана муфта забезпечує надійну роботу з'єднання.

3.15 Розрахунок осей барабанів

3.15.1 Вибір матеріалу

Для виготовлення осі барабана приймаємо сталь 45 за ГОСТ 1050-74, нормалізовану, з такими механічними характеристиками /15, с.17, табл.1/:

$\sigma_B = 589$ МПа, $\sigma_T = 314$ МПа, $\sigma_{-1} = 255$ МПа, твердість матеріалу становить HB = 190.

3.15.2 Навантаження, що діють на барабани

Окружна сила визначається за формулою

$$P = \frac{M_{сум}}{2 \cdot d_{\kappa} / 2}, \quad (3.63)$$

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

Радіальна сила визначається залежністю

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

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

$$T = 21,03 \cdot tq20^\circ = 7,65 \text{ кН}.$$

З аналізу кінематичної схеми (рис. 3.1) видно, що найбільше навантаження сприймає барабан I, тому подальші розрахунки проводимо саме для нього.

3.15.3 Навантаження, що діють на вісь барабана

Спочатку розглянемо сили, що діють у горизонтальній площині (рис. 3.2).

$$P_{ax} = \frac{(S_0 + S_1) \cdot 30 + (S_2 + S_3) \cdot 110 + (S_4 + S_5) \cdot 190 + (S_6 + S_7) \cdot 270 + S_8 \cdot 350 - T \cdot 600}{600} \quad (3.65)$$

$$P_{ax} = \frac{(5 + 7) \cdot 30 + (10 + 15) \cdot 110 + (22 + 32) \cdot 190 + (46 + 67) \cdot 270 + 98 \cdot 350 - 7,65 \cdot 600}{600} = 122,65 \text{ кН}$$

$$P_{\acute{a}x} = \frac{(S_0 + S_1) \cdot 570 + (S_2 + S_3) \cdot 490 + (S_4 + S_5) \cdot 410 + (S_6 + S_7) \cdot 330 + S_8 \cdot 250}{600} \quad (3.66)$$

$$P_{\acute{a}x} = \frac{(5 + 7) \cdot 570 + (10 + 15) \cdot 490 + (22 + 32) \cdot 410 + (46 + 67) \cdot 330 + 98 \cdot 250}{600} = 171,7 \text{ кН}.$$

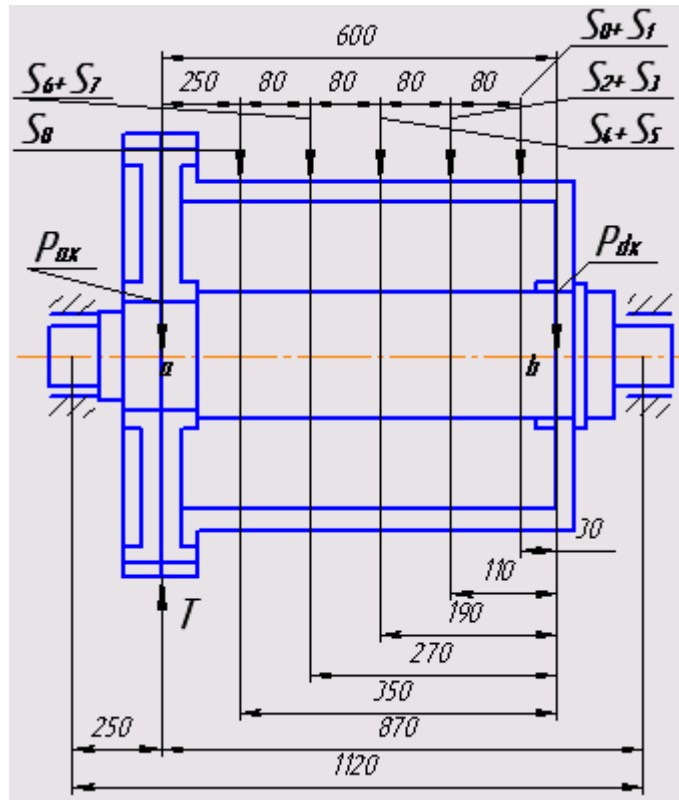


Рисунок 3.2 - Схема визначення навантажень, що діють на вісь барабана в горизонтальній площині

Виконаємо перевірку правильності розрахунків: сума проекцій усіх сил на вісь x повинна дорівнювати нулю:

$$S_0 + S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6 + S_7 + S_8 - T - P_{ax} - P_{\bar{a}x}, \quad (3.67)$$

$$5 + 7 + 10 + 15 + 22 + 32 + 46 + 67 + 98 - 7,65 - 122,65 - 171,7 = 0$$

Отже, значення сил P_{ax} та $P_{\bar{a}x}$ визначені правильно.

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

Опорні реакції визначаються за формулами:

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

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

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

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

Виконаємо перевірку: $\sum x = 0$,

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

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

Отримані значення реакцій визначені коректно.

Визначення згинальних моментів:

у перерізі «а»:

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

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

в сечении «б»:

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

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

За отриманими результатами будемо епюру згинальних моментів (рис. 3.3).

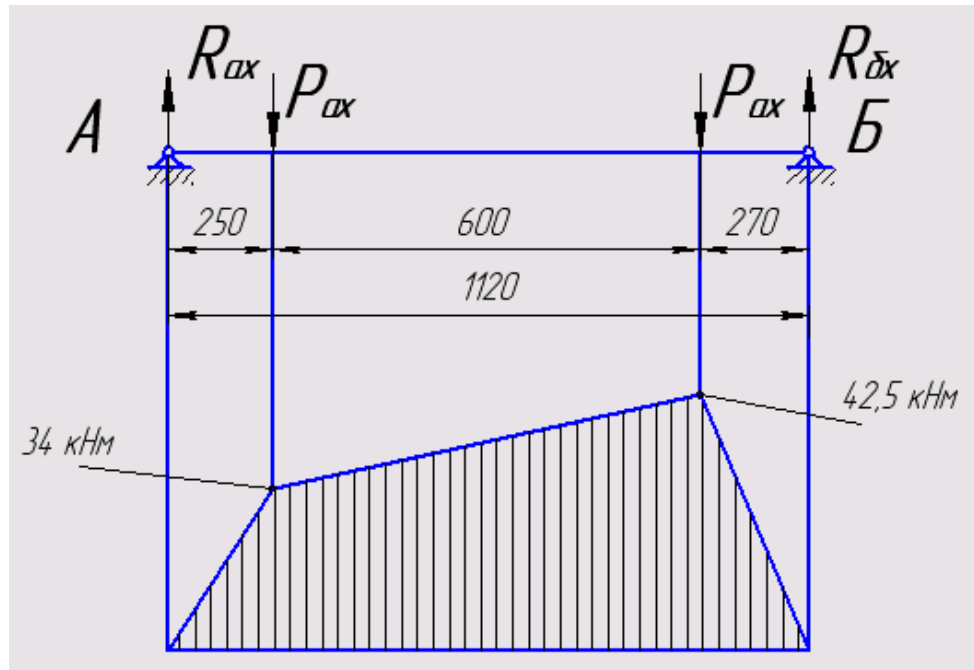


Рисунок 3.3 - Розрахункова схема навантаження осі барабана та епюра згинальних моментів у горизонтальній площині

Далі розглянемо навантаження у вертикальній площині (рис. 3.4).

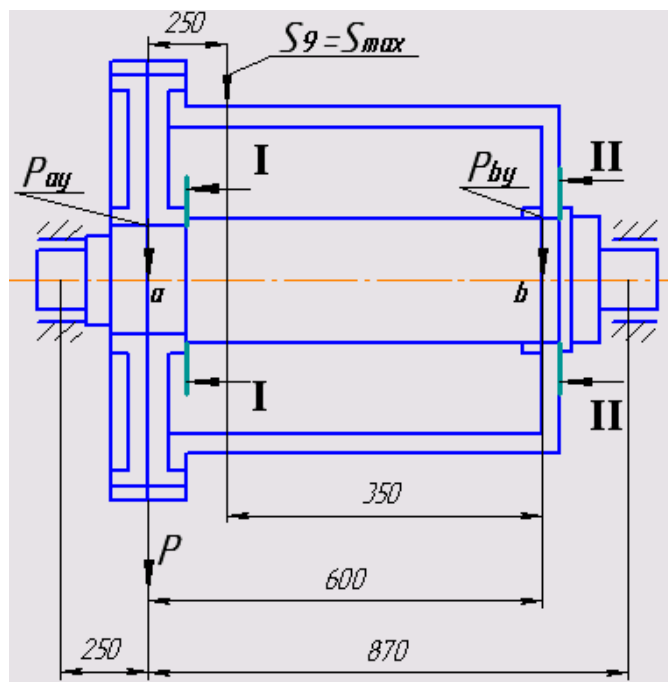


Рисунок 3.4 - Схема визначення навантажень, що діють на вісь барабана у вертикальній площині

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

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

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

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

Перевірка: $\sum y = 0$,

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

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

Отже, сили P_{ay} та $P_{\delta y}$ визначені правильно.

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

Опорні реакції:

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

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

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

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

Перевірка правильності визначення реакцій: $\sum y = 0$,

$$R_{Ay} - P_{ay} - P_{\delta y} + R_{By} = 0, \quad (3.78)$$

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

Отже, значення реакцій визначені правильно.

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»:

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

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

На основі розрахунків будемо епюру згинальних моментів (рис. 3.5).

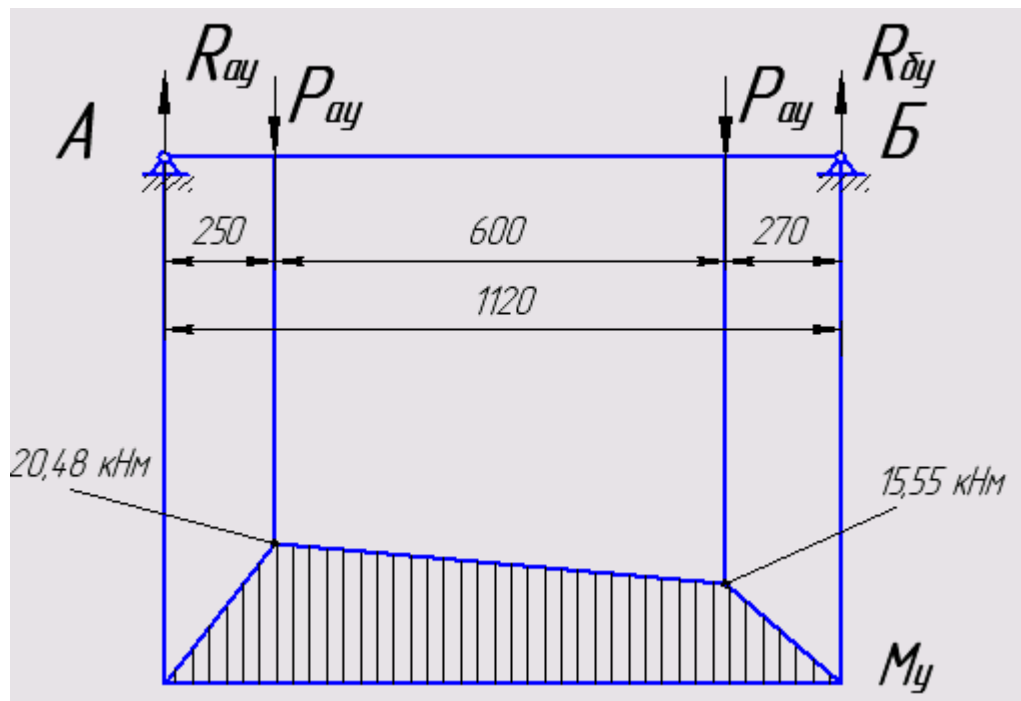


Рисунок 3.5 - Розрахункова схема навантаження осі барабана та епюра згинальних моментів у вертикальній площині

Сумарний згинальний момент визначається за формулою:

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

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»:

$$M_b = \sqrt{M_{xb}^2 + M_{yb}^2} = \sqrt{42,5^2 + 15,55^2} = 45,25 \text{ кН} \cdot \text{м} .$$

3.15.4 Перевірка міцності осі барабана

Розглянемо два небезпечні перерізи:

-I-I - під лівою ступицею у зоні переходу перерізів;

-II-II - під правою ступицею у місці переходу перерізів (див. рис. 3.4).

Згинальні моменти у цих перерізах, з урахуванням незначної відстані від точок а та б, відповідно приймаємо:

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

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

таке припущення дає запас міцності.

Оскільки вісь барабана працює лише на згин, запас міцності визначаємо для одноосного

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

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

k_{σ} - ефективний коефіцієнт концентрації напружень 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_{α} - амплітудне напруження циклу;

σ_m - середнє напруження циклу (для симетричного циклу $\sigma_m = 0$).

Переріз I-I

$k_{\sigma} = 2,02$ для галтельного переходу при $r/d = 0,02$ ($r = 5$ мм), $t/r = 3$ ($t = 15$ мм) та $\sigma_B = 60$ кг/мм² /15, с. 41, таб. 5/;

$\varepsilon_{\sigma} = 0,61$ для вуглецевої сталі та діаметра осі приблизно 200 мм;

$\beta = 0,93$ для чистового токарного оброблення /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 при згині;

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

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

Переріз II-II

$k_\sigma = 1,85$ для галтельного 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 діаметра осі приблизно 250 мм /15, с. 44, таб. 10/;

$\beta = 0,93$ для чистового токарного оброблення /15, с. 44, таб. 10/.

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

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

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

3.16 Розрахунок підшипників осі барабана

На попередньому етапі розрахунку (див. п. 3.13) було обрано роликові підшипники радіальні сферичні дворядні типу 3536 легкої широкої серії. Їх динамічна вантажопідйомність становить $[C] = 62700$ кг = 616 кН /16, с. 472, таб.7/.

Еквівалентне навантаження на підшипник визначається за формулою

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

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

k_k - кінематичний коефіцієнт, $k_k = 1,2$ при обертанні зовнішнього кільця;

R – радіальне навантаження, кН;

Y – коефіцієнт осьового навантаження;

A – осьове навантаження, у даному випадку, $A = 0$;

k_B - динамічний коефіцієнт (коефіцієнт запасу). Для умов роботи з поштовхами та можливими перевантаженнями приймаємо $k_B = 1,2$ /16, с. 115, таб. 15/;

k_T - температурний коефіцієнт. За нормальних умов експлуатації при температурі підшипника до 100 °С приймаємо $k_T = 1$ /16, с. 112/.

Найбільше радіальне навантаження діє на найбільш навантажену опору «а» і визначається за формулою:

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

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

Тоді еквівалентне навантаження на підшипник становитиме

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

Номінальна довговічність підшипника (млн. обертів кільця, що обертається) визначається за формулою:

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

де n – частота обертання кільця підшипника, $n = n_b = 38,22$ об/хв;

L_h - заданий ресурс роботи підшипника, який приймаємо $L_h = 12500$ ч.

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

Розрахункова динамічна вантажопідйомність підшипника визначається за формулою:

$$Q = QL^{1/\alpha},$$

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

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

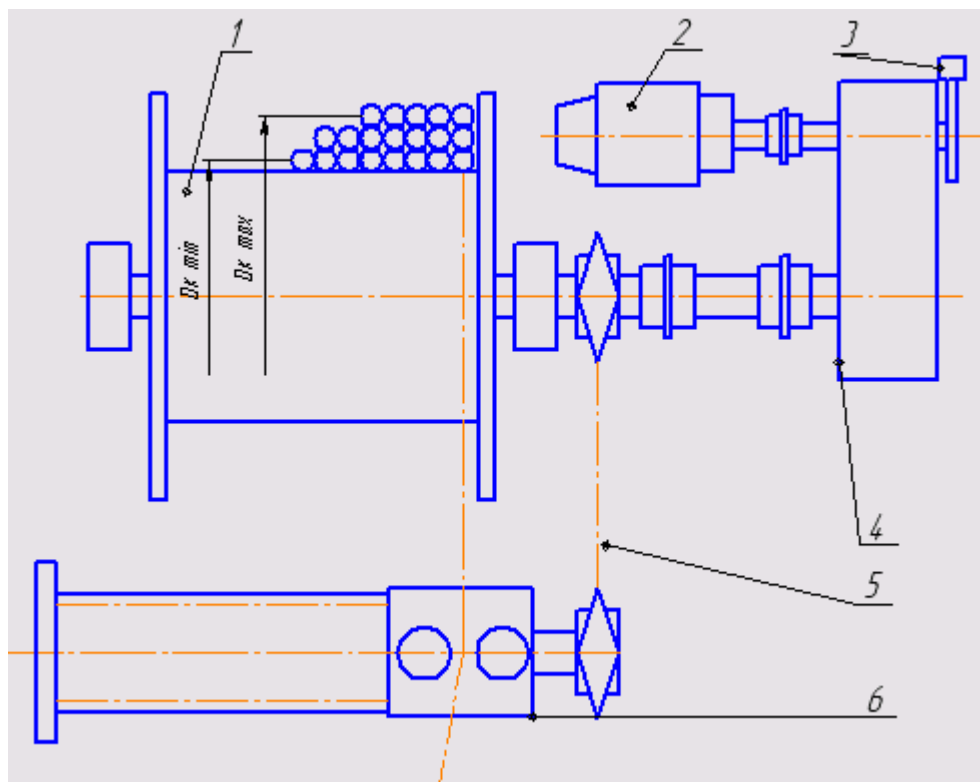
У результаті проведених розрахунків встановлено, що обрані підшипники забезпечують необхідну довговічність і надійність роботи протягом заданого терміну служби ($L_h = 12500$ ч.).

4 РОЗРАХУНОК КАНАТОЗБІРНОЇ ЛЕБІДКИ

Гілка каната, що сходить із перемотувальних барабанів із мінімальним натягом S_0 , намотується багат шаровим способом на канатозбірну лебідку. Для забезпечення рівномірного укладання каната застосовується спеціальний механізм - канатоукладач.

Привід канатозбірної лебідки передбачається виконати від окремого електродвигуна постійного струму з постійним крутним моментом. Схема підключення електродвигуна повинна забезпечувати стабільний момент на канатозбірному барабані, що створює натяг каната в межах 7-9 кН.

Привід канатоукладача здійснюється від канатозбірного барабана за допомогою ланцюгової передачі (рисунок 4.1).



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

Рисунок 4.1 - Схема канатозбірної лебідки

4.1 Основні геометричні параметри канатозбірної катушки

Беручи до уваги діаметр каната $d=39$ мм та його довжину 1000 м, приймаємо такі параметри катушки:

- діаметр катушки $D_k=1300$ мм;
- кількість витків каната в одному шарі $k=38$;
- крок навивки $t=1,05d_k = 1,05 \cdot 39 = 40,95$ мм,

Приймаємо $t = 41$ мм.

Робоча довжина катушки визначається:

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

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

Загальна довжина каната, що намотується на катушку:

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

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

Кількість шарів намотування каната визначаємо з рівняння

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

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

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

Розв'язуючи рівняння отримуємо: $i_1 = 4,33$; $i_2 = -37,67$.

Другий корінь не розглядається, оскільки має від'ємне значення.

Отже, кількість шарів намотування становить $i = 4,33$ (п'ятий шар заповнюється частково).

Розрахункові значення мінімального та максимального діаметрів котушки:

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

Мінімальний 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 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 привода, вибір електродвигуна та редуктора

Швидкість намотування каната визначається:

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

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

Частота обертання котушки:

при $D_{\kappa \min}$:

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

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

при $D_{\kappa \max}$:

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

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

Необхідна потужність двигуна канатозбірної лебідки:

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

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

Згідно з каталогом /7, с.55, табл.2-32/ обираємо крановий електродвигун найближчої більшої потужності.

Характеристика електродвигуна:

- тип – асинхронний двигун із фазним ротором МТН 411-6;
- номінальна потужність – 18 кВт при ПВ 40 %;
- частота обертання – $n_{\partial\theta} = 965 \text{ об/хв.}$;
- максимальний момент – $M_{\max} = 638 \text{ Н}\cdot\text{м.}$;
- ККД двигуна - $\eta_{\partial\theta} = 0,82$;
- маса двигуна – $Q_{\partial\theta} = 280 \text{ кг.}$;
- діаметр вихідного кінця вала – $d_1 = 65 \text{ мм.}$

Номінальний момент двигуна:

$$M_n = 9560 \frac{N_{\partial\theta}}{n_{\partial\theta}}, \quad (4.9)$$

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

Необхідне мінімальне передаточне число привода:

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

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

За каталогом /9, с.34/ вибираємо горизонтальний двоступінчастий крановий редуктор типу Ц2-350 з передаточним числом 41,34.

Характеристики редуктора:

- частоти вращения 1000 об/хв.;
- допустима потужність 8,2 кВт;
- режим роботи - важкий крановий;
- маса редуктора – 310 кг.

Діаметри кінців валів:

- вхідного (конічний) – 40 мм;
- вихідного (циліндричний) – 85 мм.

Необхідна частота обертання двигуна для забезпечення швидкості каната $V_{\kappa} = 120 \text{ м/хв}$:

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

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

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

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

Необхідний крутний момент на валу двигуна при діаметрі намотування

$D_{K \max} = 1,654$ м та натягу каната $S_0 = 7$ кН

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

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

отримане значення близьке до номінального моменту двигуна $M_n = 0,178$ кН·м.

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

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

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

4.3 Вибір муфт

Розрахунковий момент для вибору зубчастої муфти:

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

де $k_1=1,3$ - коефіцієнт, враховуючий ступінь відповідальності механізму;
 $k_2=1,2$ - коефіцієнт режиму роботи механізму,

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

Відповідно до ГОСТ 5006-55 зубчасту муфту №1 з максимально допустимим крутним моментом 0,710 кН·м

Оскільки механізм має проміжний вал, додатково встановлюється друга зубчаста муфта з проміжним валом №1 згідно ГОСТ 5006-83 з таким самим допустимим крутним моментом 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 для важкого режиму роботи.

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

За каталогом /9, с.45/ обираємо двоколодове гальмо типу ТКГ. Максимальний гальмівний момент $M_{Tmax} = 0,25 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Основні параметри гальма:

- т типорозмір – ТКГ-200;
- діаметр гальмівного шківа – 200 мм;
- ширина колодок – 90 мм;

- маса – 38 кг.

4.5 Розрахунок канатоукладача

Приймаємо канатоукладач гвинтового типу /2, с.178/. Використовується гвинт із трапеїдальною різьбою «Трап 92×82» з одночасною лівою та правою нарізкою.

Крок гвинта $t_g = 82$ мм; кількість витків різьби $z = L / t_g = 1558 / 82 = 19$.

Передаточне число між катушкою та гвинтом канатоукладача:

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

де $t_g = 82$ мм – крок гвинта;

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

$$u_{\kappa} = \frac{82}{41} = 2.$$

Передача обертання від катушки на гвинт здійснюється ланцюговою передачею роlikовою втулковою згідно ГОСТ 10947-64. Кількість зубців зірочок: ведуча (на валу катушки) $Z_1 = 31$, ведена (на валу гвинта канатоукладача) – $Z_2 = 62$.

4.6 Розрахунок підшипників на статичну вантажопідйомність

Положення №1, канат знаходиться у крайньому лівому положенні (рис. 4.2).

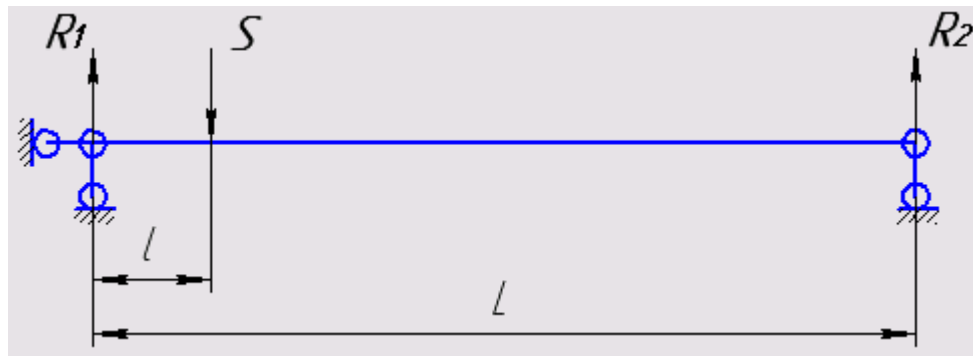


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема, положення №1

Визначимо радіальні сили у точках 1 і 2:

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

де R_1, R_2 – навантаження на опори, кН;

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

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

де S – натяг 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 у середньому положенні (рис. 4.3):

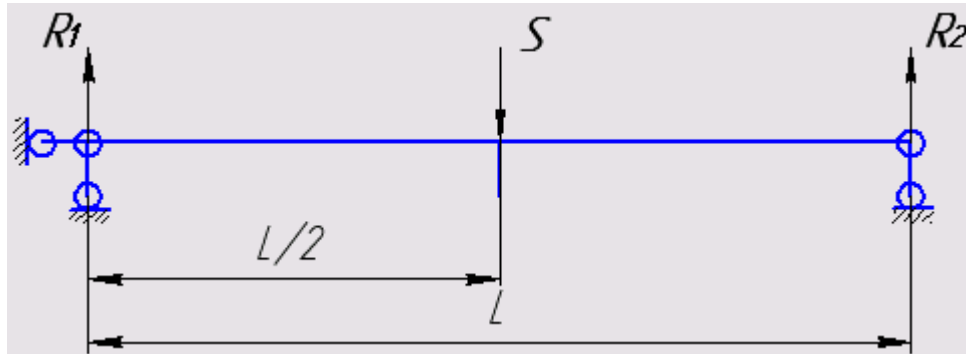


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема, положення №2

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 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 перевірці статичної вантажопідйомності необхідно переконатися, що радіальне навантаження F_r не перевищує допустиму статичну вантажопідйомність підшипника, зазначену в каталозі:

$$F_r < C_{Or},$$

Для діаметра опорного вала $d=55$ мм вибираємо сферичні дворядні радіальні кулькові підшипники № 1211 зі статичною вантажопідйомністю $C_{Or}=7,5$ кН.

Оскільки канатоукладач також сприймає осьове навантаження, необхідно визначити статичну осьову вантажопідйомність:

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

де $f_0 = 51,2$ - коефіцієнт, що залежить від геометрії 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 вала $d=45$ мм вибираємо дворядний упорний кульковий підшипник № 8211Н зі статичною радіальною вантажопідйомністю $C_{Or}=42,4$ кН.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

У цьому розділі розглядаються основні заходи щодо забезпечення охорони праці під час проектування механізму поліспада, а також заходи з підвищення безпеки персоналу та виробничого середовища.

5.1. Аналіз потенційних небезпек

Під час проектування та експлуатації механізму поліспада можуть виникати різні небезпечні та шкідливі фактори.

а) Недостатня організація робочого місця, що виникає внаслідок недотримання ергономічних вимог.

б) Ризик ураження електричним струмом. Основними причинами можуть бути порушення правил електробезпеки, несправність електрообладнання, поява напруги на неструмоведучих частинах обладнання, відсутність захисного заземлення або занулення. Такі фактори можуть призвести до електротравм або навіть смертельних наслідків.

в) Порушення ергономічних вимог під час проектування зон керування та технічного обслуговування вантажопасажирського ліфта, що може негативно впливати на рівень безпеки працівників.

г) Небезпеки, пов'язані з несправністю виробничого обладнання, а також відмовою блокувальних або сигналізаційних пристроїв.

д) Невідповідні параметри повітряного середовища в адміністративних приміщеннях, зокрема у конструкторських бюро. Причиною цього може бути недостатня ефективність систем опалення або вентиляції, що призводить до зниження комфортності праці та підвищення ризику захворювань.

е) Недостатній рівень освітлення робочих місць, що може бути викликаний несправністю освітлювальних приладів або їх неправильним

підбором. Це призводить до погіршення зору та підвищеної втоми працівників.

ж) Імовірність виникнення пожеж через недотримання правил пожежної безпеки.

з) Недостатня стійкість виробничих об'єктів або неправильні дії персоналу під час надзвичайних ситуацій різного характеру. Причинами можуть бути незадовільний технічний стан будівель, комунікацій та інженерних мереж, недостатня підготовка персоналу або неефективне управління в умовах НС. Це може призвести до тяжких травм або загибелі людей.

5.2. Заходи по забезпеченню техніки безпеки

а) Вимоги до організації робочого місця в офісному приміщенні.

Площа приміщень, у яких встановлені персональні комп'ютери, повинна відповідати чинним санітарним нормам. Відповідно до ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми», на одне робоче місце користувача

ПК встановлено такі вимоги:

- площа приміщення - не менше 6 м²;
- об'єм приміщення - не менше 20 м³.

Робочі місця повинні розміщуватися таким чином, щоб природне освітлення потрапляло переважно з лівого боку від користувача.

Конструкція робочого місця повинна забезпечувати підтримання правильної робочої пози працівника. Робочий стіл має відповідати ергономічним вимогам і забезпечувати раціональне розміщення обладнання (монітора, клавіатури, принтера) та документів.

Висота, ширина та глибина робочого столу повинні забезпечувати можливість виконання робочих операцій у зоні досяжності рук.

Робоче крісло повинно бути:

- підйомно-поворотним;
- регульованим за висотою;
- оснащеним регулюванням нахилу сидіння та спинки.

Сидіння має бути напівм'яким, з неслизьким покриттям, яке легко очищується та не накопичує статичну електрику.

За необхідності робоче місце повинно бути обладнане підставкою для ніг. вимоги до її розмірів та конструкції також прописані в правилах. Застосування підставки для ніг тими, у кого ноги не дістають до підлоги, є обов'язковим.

Підлога у приміщенні має бути рівною, неслизькою та мати антистатичні властивості.

Приміщення можуть обладнуватись шафами для зберігання документів, полицями, стелажми, тумбами тощо з урахуванням вимог до площі приміщень.

б) Заходи щодо запобігання ураженню електричним струмом

Основними заходами захисту можуть бути:

До виконання робіт допускаються особи віком не молодше 18 років, що пройшли навчання та перевірку знань з електробезпеки згідно ДНАОП 1.1.10 - 1.01 - 2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок - споживачів» та отримали допуск з електробезпеки відповідної групи.

Електрообладнання повинно відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безопасной эксплуатации электроустановок потребителей» та іншим діючим нормативним актам .

Експлуатацію і ремонт електроустановок повинен здійснювати спеціально підготовлений персонал. Для кожного електроспоживаючого обладнання повинні бути складені експлуатаційні схеми нормальної і 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 безопасной эксплуатации электроустановок потребителей».

- 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. Общетеchnические требования».

в) Ергономічні вимоги при організації зон управління та обслуговуванні механізму поліспада.

Перед розташованими в машинному приміщенні пристроями керування повинна бути передбачена зона обслуговування (вільний майданчик), 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 проходів 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 прямки 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 виробничого устаткування Загальні вимоги безпеки виробничого устаткування визначені ГОСТ 12.2.003-91 «ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности». Відповідно до цього нормативного документа безпечність виробничого устаткування забезпечується: правильним вибором конструктивних схем, використанням засобів механізації, автоматизації та дистанційного керування, застосуванням у конструкції засобів захисту, дотриманням ергономічних вимог, включенням вимог безпеки в технічну документацію з монтажу, експлуатації, ремонту, транспортування та зберігання устаткування, використанням, у конструкції устаткування безпечних та нешкідливих матеріалів.

Елементи устаткування, з якими може контактувати людина, не повинні мати гострих країв, кутів, а також нерівних, гарячих чи

переохолоджених поверхонь.

Виділення та поглинання устаткуванням тепла, а також виділення ним шкідливих речовин і вологи не повинні перевищувати гранично допустимих рівнів (концентрацій) в межах робочої зони. Конструкція устаткування повний; забезпечувати усунення або зниження до регламентованих рівнів шуму, ультразвуку, інфразвуку, вібрації та різноманітних випромінювань.

Для того, щоб запобігти виникненню небезпеки при раптовому вимкненні джерел енергії всі робочі органи, а також пристрої, які використовуються для захоплення, затискування та підймання заготовок, деталей, виробів тощо, повинні оснащуватись спеціальними захисними пристосуванням. Причому необхідно унеможливити самочинне вмикання приводів робочих органів у разі відновлення енергопостачання.

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 відловити антропометричним, фізіологічним, психофізіологічним та психологічно можливостям людини. Робочі місця та їх елементи, що входять у конструкцій: устаткування повинні забезпечувати зручність та безпеку працівникам.

5.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Для створення сприятливих мікрокліматичних умов в адміністративних приміщеннях (табл. 4.1) передбачається встановлення систем опалення, вентиляції а також систем кондиціювання повітря. Такі системи забезпечують підтримання необхідної температури, вологості та швидкості руху повітря відповідно до встановлених санітарних норм.

Оптимальні параметри мікроклімату вказані в тблиці 5.1

Таблиця 5.1 - Метеоумови в адміністративних приміщеннях згідно ДСН 3.3.6 - 042 - 99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»

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 теплий період року для зниження температури повітря в робочій зоні застосовується природна вентиляція або системи кондиціювання відповідно до вимог СНиП 2.04.05-91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование». У холодний період року мікроклімат підтримується за допомогою системи опалення та приточно-витяжної вентиляції з підігрівом зовнішнього повітря.

Для забезпечення комфортних умов праці важливе значення має організація належного освітлення робочих місць. При проектуванні освітлення необхідно дотримуватися вимог ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення. Норми проектування» з урахуванням характеру виконуваної зорової роботи. Для даних умов передбачено VII розряд зорових робіт, при якому рівень освітленості повинен становити не менше 200 лк.

Недостатній рівень освітлення на робочому місці може призвести до зниження продуктивності праці, погіршення якості виконуваних робіт, а також підвищення ризику виробничого травматизму. Крім того, погане освітлення викликає зоровий дискомфорт, що проявляється у відчутті напруження та незручності під час роботи. Тривале перебування в таких умовах сприяє розсіюванню уваги, зменшенню концентрації, а також розвитку зорової та загальної втоми.

Освітлення виконує не лише функцію забезпечення зорового комфорту, але й має значний психологічний, фізіологічний та естетичний вплив на людину. Воно є важливим елементом організації робочого простору та виступає основним фактором взаємодії людини з навколишнім середовищем.

Особливу увагу слід приділяти організації освітлення робочих місць користувачів персональних комп'ютерів. Серед таких працівників досить поширені астенопічні явища, які проявляються різцю в очах, больовими відчуттями в очах та надбрівній ділянці, а також нечіткістю або розмитістю зображення.

Тривала робота за комп'ютером, коли погляд постійно спрямований на поверхню екрана монітора, зменшує частоту кліпання очей. Це призводить до пересихання слизової оболонки та викривлення рогівки, що може спричиняти погіршення зору (так званий синдром «сухого ока»).

Крім того, робота за екраном монітора з підвищеним рівнем пульсації зображення, який не відповідає нормативним вимогам, викликає швидку втому та дискомфорт як для зору, так і для організму в цілому.

Слід також враховувати можливість засліплюючої дії джерел світла. На робочих місцях з персональними комп'ютерами цей фактор проявляється сильніше, оскільки під час роботи лінія зору користувача розташована майже горизонтально. Це зменшує захисний кут відносно джерел яскравого світла, таких як світильники або вікна. У результаті можуть виникати не тільки астенопічні симптоми, але й функціональні порушення зорової системи.

Додаткове навантаження на органи зору створює використання кольорових шрифтів. Це пояснюється тим, що різні кольори мають різну

довжину хвилі та сприймаються оком на різній відстані. У зв'язку з цим органам зору необхідна більш точна адаптація, ніж при роботі з чорно-білим зображенням.

5.4. Заходи по забезпеченню пожежної безпеки

Основними причинами виникнення пожеж є порушення правил пожежної безпеки та недотримання вимог нормативних документів (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.

Проведений аналіз пожеж засвідчує, що близько 85 % пожеж відбувається внаслідок недбалості, халатності і недостатньої інформованості людей у тих чи інших у питаннях пожежної безпеки. 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 (пожежно-технічного мінімуму) 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, які прийняті на роботу, 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

02.0242004 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.

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

20. 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.

21. 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 з безпеки у надзвичайних ситуаціях

Надійність функціонування підприємства в умовах надзвичайних ситуацій значною мірою залежить від стійкості систем енергозабезпечення, газопостачання та водопостачання. Тому важливим завданням є впровадження комплексу технічних та організаційних заходів, спрямованих на підвищення їх надійності та безперебійної роботи.

Підвищення стійкості системи електропостачання досягається шляхом підключення підприємства до двох або більше незалежних джерел електроенергії, розташованих на достатній відстані одне від одного, що зменшує ймовірність їх одночасного пошкодження. У разі неможливості забезпечення живлення від декількох джерел необхідно передбачити резервне автономне джерело електропостачання, яке може використовуватися у випадку відмови основної системи.

Крім того, доцільно здійснювати заходи щодо захисту існуючих електричних підстанцій та створення резервних. Розподільче обладнання та контрольно-вимірювальні прилади рекомендується розміщувати у захищених приміщеннях або спеціальних спорудах. Для підвищення надійності електропостачання повітряні лінії електропередачі доцільно замінювати підземними кабельними мережами.

З метою запобігання пошкодженню електричних мереж необхідно встановлювати пристрої автоматичного відключення у випадку виникнення перенапруги. Такі перенапруги можуть виникати під впливом електромагнітних полів або інших аварійних факторів.

На багатьох промислових підприємствах природний газ використовується як паливо або як складова технологічного процесу. У випадку пошкодження газопроводів газ може стати джерелом додаткових небезпечних факторів, зокрема вибухів або пожеж.

Для підвищення надійності системи газопостачання на великих підприємствах рекомендується передбачати підземні резервуари для

зберігання газу, які виконують функцію акумуляторів. У таких ємностях газ зберігається під високим тиском і може використовуватися як резервне джерело. Також доцільно підготувати підприємство до роботи на альтернативних видах палива та створити необхідні запаси енергоресурсів.

На газопроводах слід встановлювати запірну арматуру та дистанційно керовані клапани, що дозволяють оперативно перекривати подачу газу у випадку аварії або пошкодження трубопроводів.

Порушення роботи системи водопостачання може призвести до зупинки виробничого процесу та припинення випуску продукції. Для забезпечення стабільної роботи підприємства необхідно передбачити такі заходи:

- створення резервних джерел водопостачання;
- прокладання водопровідних мереж із заглибленням трубопроводів у ґрунт для підвищення їх захищеності;
- впровадження систем оборотного водопостачання з повторним використанням води для технічних потреб.

Загалом забезпечення безпеки праці на підприємстві передбачає виконання комплексу організаційних і технічних заходів. До основних з них належать:

- проведення інструктажів з техніки безпеки при роботі з обладнанням і механізмами підвищеної небезпеки;
- регулярна перевірка та атестація обладнання спеціалізованими контролюючими органами;
- встановлення захисних огорож, які обмежують доступ персоналу до небезпечних зон і запобігають контакту працівників з рухомими частинами механізмів.

Для підтримання сприятливих умов праці в адміністративних і побутових приміщеннях передбачається використання систем опалення та кондиціонування повітря, що забезпечують оптимальні параметри мікроклімату.

З метою підвищення рівня пожежної безпеки підприємство повинно бути забезпечене комплексом засобів пожежогасіння, зокрема системами протипожежного водопостачання, вогнегасниками, пожежними щитами, ящиками з піском та іншими первинними засобами боротьби з вогнем.

Захист працівників у разі виникнення надзвичайних ситуацій досягається шляхом проведення регулярних інструктажів, навчання персоналу діям у надзвичайних обставинах, а також шляхом підвищення стійкості будівель і споруд. Важливим елементом є створення та підтримання у справному стані систем оповіщення, евакуації та захисту персоналу із зони можливого ураження.

6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ

Останніми роками спостерігається стійка тенденція до впровадження частотно-регульованих електроприводів лебідок як в Україні, так і за її межами. Використання таких систем керування забезпечує плавне протікання перехідних процесів у приводі, що сприяє істотному зменшенню динамічних навантажень у елементах кінематичного ланцюга. Завдяки цьому підвищується надійність роботи обладнання лебідки та збільшується термін служби її механічних вузлів.

Крім того, застосування частотно-регульованого приводу дає можливість уникнути частих замін редуктора, гальмівних колодок та електродвигуна, що позитивно впливає на експлуатаційні витрати.

Однією з основних причин широкого використання регульованих електроприводів у лебідкових механізмах є суттєве зменшення споживання електроенергії. За рахунок оптимізації режимів роботи обладнання енергоспоживання може знижуватися приблизно на 30–40 %.

Отже, економічна ефективність впровадження частотно-регульованого електроприводу визначається двома основними чинниками: зменшенням

витрат електроенергії та скороченням витрат на експлуатацію і технічне обслуговування обладнання.

Використання частотно-регульованих перетворювачів також дає можливість застосовувати стандартні одношвидкісні асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором загального призначення.

6.1 Вихідні дані для розрахунку та капітальні витрати

Кошторис витрат на придбання нового обладнання наведено в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 Вартість електрообладнання

№	Найменування обладнання	Кількість, шт.	Вартість, млн, грн
1	Шафа вводу та приводу переміщення мосту, до складу якої входять: - шафа Rittal з монтажними панелями; - перетворювач Micromaster потужністю 22 кВт; - запобіжники; контактори; елементи силового інтерфейсу (контактори, автоматичні вимикачі, запобіжники, реле); - інтерфейс шафи (джерела живлення, розв'язки, клемні блоки)	1	1500000

Продовження таблиці 6.1

№	Найменування обладнання	Кількість, шт.	Вартість, млн, грн
2	Шафа приводу головного підйому -шафа Rittal з монтажними панелями - 1 шт. -перетворювач Micromaster потужністю 120 кВт - 1шт. -контактори; запобіжники -елементи силового інтерфейсу контактор, автоматичні вимикачі, запобіжники, реле -допоміжні елементи інтерфейсу (джерела живлення, розв'язки, клемники тощо)	1	1700000
3	Шафа приводу переміщення візка з модулем рекуперації: - шафа Rittal з монтажними панелями - 1 шт. - перетворювач Micromaster на 3.3кВт- 1шт. - модуль рекуперації - 1шт. - контактори; запобіжники -елементи силового інтерфейсу контактор, автоматичні вимикачі, запобіжники, реле -допоміжні елементи інтерфейсу (джерела живлення, розв'язки, клемники тощо)	1	1800000

Прождовження таблиці 6.1

№	Найменування обладнання	Кількість, шт.	Вартість, млн, грн
4	Обладнання кабіни оператора: - кондиціонер - 1 шт. - пульт-крісло з органами керування - 1шт. - освітлення кабіни - сигнальна арматура - сенсорна панель оператора - центральний процесор - модулі введення/виведення; - автоматичні вимикачі	1	2200000
5	Комплект радіокерування: - пульт керування -1 шт - зарядний пристрій; - шафа з контролером (дешифратором);	1	800000
6	Загальнокранове обладнання: - електродвигун підйому - 60 кВт.із вбудованою вентиляцією -1 шт. - електродвигун переміщення візка - 30 кВт. з вентилятором і гальмом -1 шт. - обмежувач вантажопідйомності з реєстратором параметрів (ОНК); - кінцеві вимикачі механізмів підйому та переміщення; - ультразвукові датчики (системи запобігання зіткненню) - підкранове освітлення - аварійне освітлення	1	9500000

Продовження таблиці 6.1

7	Невраховані матеріали та запасні частини (кабельна продукція) - 15 % від вартості обладнання.	1	1300000
8	Проектні роботи та промислова експертиза (електроприводи механізмів крана, система керування електроприводами)	1	1200000
9	Налагодження та введення в експлуатацію електрообладнання крана	1	200000
Загальна сума:			20200000

Ціни на обладнання визначені відповідно до даних прайс-листів постачальників.

Капітальні інвестиції включають витрати на придбання обладнання, матеріалів та комплектуючих, транспортні витрати, монтажні роботи, а також витрати, пов'язані з реалізацією проєкту: демонтаж застарілого обладнання, підготовку та навчання персоналу тощо.

Ліквідаційна вартість демонтованого обладнання (реалізація або здача на металобрухт) враховується шляхом її віднімання від загальної суми капітальних вкладень. У даному розрахунку прийнято, що витрати на демонтаж приблизно дорівнюють ліквідаційній вартості.

Загальна сума затрат:

Здоп = 20200000 грн.

6.2. Визначення річного економічного ефекту

Економічний результат від модернізації обладнання може бути досягнутий за рахунок:

1. зменшення експлуатаційних витрат;

2. збільшення обсягів виробництва;
3. підвищення якості продукції.

Для оцінки економічного ефекту аналізуються основні статті витрат, що змінюються після впровадження модернізації:

- витрати на енергетичні ресурси;
- амортизаційні відрахування;
- витрати на ремонт і технічне обслуговування

Експлуатаційні витрати визначаються окремо для двох варіантів: до модернізації та після неї. Різниця між цими значеннями і становить річний економічний ефект.

6.2.1. Витрати на енергетичні ресурси

- 1) Економія за рахунок зменшення споживання електроенергії електроприводом лебідки

Після модернізації встановлено двигуни:

- а) гідйом - 60 кВт;
- б) переміщення візка - 30 кВт.

Загальна потужність: $P_{nm}=90$ кВт

Міцність двигуна до модернізації:

- а) головний підйом - 105 кВт.
- б) переміщення візка – 33,5 кВт.

Загальна потужність: $P_{dm}=138,5$ кВт

Витрати на електроенергію за рік:

- 1- До модернізації

$$E_{EC_1} = 138,5 \times 2 \times 2070 \times 3,504 = 2009158 \text{ грн}$$

$$E_{EC_2} = 90 \times 2 \times 2070 \times 3,504 = 1305590 \text{ грн}$$

$$\Delta E_{CC} = E_{EC_1} - E_{EC_2},$$

$$\Delta E_{CC} = = 703568 \text{ грн.}$$

де 2070 - годовий змінний фонд робочого часу, година; 2 - число змін; 3,504 кВт/год - вартість електроенергії для підприємств. Для системи ПЧ-АД після модернізації

2) Розрахунок електроенергії допоміжного електрообладнання (без системи електропривода).

Сумарна потужність обладнання крана:

- до модернізації $P1=30\text{кВт}$;
- після модернізації $P2=22\text{кВт}$.

Витрати становитимуть:

до модернізації

$$E_{C01} = 330 \times 2 \times 2070 \times 3,504 = 435196,8 \text{ грн}$$

після модернізації

$$E_{C02} = 22 \times 2 \times 2070 \times 3,504 = 319144,31 \text{ грн}$$

Економія:

$$\Delta E_{C0} = 435196,8 - 319144,31 = 116052,48 \text{ грн.}$$

3) Економія за рахунок підвищення ККД крана.

Втрати енергії становитимуть:

до модернізації

$$\Delta E_{01} = E_{C01} - (E_{C01} \times \eta_1),$$

$$\Delta E_{01} = 435196,8 - (435196,8 \times 0,69) = 134911 \text{ грн};$$

після модернізації

$$\Delta E_{02} = 319144,31 - (319144,31 \times 0,93) = 22340 \text{ грн.}$$

Зниження втрат:

$$\Delta \text{Пот} = \Delta E_{01} - \Delta E_{02}$$

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

Загальна економія електроенергії:

$$E_{\Sigma} = \Delta E_{CC} + \Delta E_{C0} + \Delta \text{Пот},$$

$$E_{\Sigma} = 1196791 + 116052 + 112570 = 1425413 \text{ грн.}$$

6.2.2. Амортизаційні відрахування

Амортизаційні відрахування визначаються за формулою:

$$Z_{\text{АМОР}} = \frac{Z_{\text{ДОП}}}{H_A},$$

де $H_A = 4\%$ - норма амортизації (при нормативному строку служби обладнання 25 років).

$$Z_{\text{АМОР}} = \frac{20200000}{25} = 808000$$

6.2.3. Витрати на ремонт

Вартість ремонту визначається за формулою:

$$C_{\text{рем}} = (H_M \times R_M + H_E \times R_E)$$

де H_M , H_E - середньорічні нормативи витрат на ремонт сложности механической и электротехнической частей крана, грн.

R_M , R_E - категорія складності ремонту механічної та електричної частини крана.

$$H_{E1} = 6,41 \text{ тис. грн.}; H_{E2} = 5,06 \text{ тис. грн.}; R_{E1} = 8; R_{E2} = 5$$

де H_{E1} - середньорічні нормативи на одиницю ремонтної складності електротехнічної частини до модернізації;

H_{E2} - середньорічні нормативи на одиницю ремонтної складності електротехнічної частини після модернізації;

R_{E1} - категорія складності ремонту крана електротехнічної частини до модернізації;

R_{E2} - категорія складності ремонту крана електротехнічної частини після модернізації.

Так як механічну частину змінювати не будемо, то норматив та складність робіт механічної частини залишається незмінним.

$$\Delta C_{\text{РЕМ}} = H_{E1} \times R_{E1} - H_{E2} \times R_{E2}$$

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

Модернізація 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.

За даними фахівців підприємства, рентабельність до модернізації становила 9%, після – 22%.

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

$$\Delta П = 507 - 140 = 367 \text{ тис. Грн}$$

де $П_1$ - прибуток до модернізації;

$П_2$ - прибуток після модернізації;

$\Delta П$ – приріст прибутку.

6.2.4. Зниження витрат на оплату праці

До модернізації працювали такі робітники:

- 2 основних працівника (робочі);
- 1 інженер з налагодження та випробувань

$$ЗП_C = C_{\text{ч}} \times K_{\text{дп}} \times K_{\text{пр}} \times K_{\text{соц}} \times n_p \times F_d ,$$

де $ЗП_C$ - заробітна плата робітника до модернізації;

$C_{\text{ч}} = 109,24$. - годинна ставка робітника 4-го розряду;

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

$K_{\text{пр}} = 1,1$ - премії;

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

$n_p = 2$ – кількість робітників;

$F_d = 1860$ год. - дійсний річний фонд робочого часу (по нормативно-довідниковому матеріалу).

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

$$ЗП_{И} = Сч \times k_{дп} \times k_{пр} \times k_{соц} \times k_{об},$$

де $C_{ч}=150$ р. - годинна ставка інженера;

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

$k_{пр}=1,1$ - премії;

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

$F_d=1860$ год. - дійсний річний фонд робочого часу (по нормативно-довідниковому матеріалу).

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

$$ЗП_{И} = 150 \times 1,2 \times 1,1 \times 1,34 \times 1860 \times 0,2 = 98699,04 \text{ грн.}$$

$$ЗП_1 = ЗП_C + ЗП_{И},$$

$$ЗП_1 = 718792,2 + 98699,04 = 817491,3 \text{ грн.}$$

де $ЗП_1$ – заробітна плата до модернізації основних робітників.

Після модернізації обслуговування здійснюють 2 висококваліфіковані працівники, які можуть одночасно працювати з декількома кранами.

$$ЗП_2 = Сч \times k_{дп} \times k_{пр} \times k_{соц} \times n_p \times F_d \times k_{об},$$

де $ЗП_C$ - заробітна плата робочого до модернізації;

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

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

$k_{пр}=1,1$ - премії;

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

$n_p=2$ – кількість робочих;

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

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

$$ЗП_2 = 116,78 \times 1,2 \times 1,1 \times 1,34 \times 2 \times 1860 \times 0,4 = 307361,97 \text{ грн.}$$

$$\Delta ЗП = ЗП_1 - ЗП_2$$

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

6.2.5. Термін окупності

Загальний економічний ефект:

$$E_{\text{ЕФ}} = \Delta E_{\text{СС}} + \Delta E_{\text{СО}} + \Delta \text{Пот} + \Delta \text{П} + \Delta ЗП - З_{\text{АМОР}}$$

$$E_{\text{ЕФ}} = 1425413 + 116052 + 112570,89 + 367000 + 510129,32 - 323351,34 = 285451 \text{ грн}$$

Термін окупності проекту:

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

Термін ≈ 7 років.

Полученные данные сведём в таблицу 6.2.

Таблица 6.2- Техніко-економічні показники

Показники	Одиниця виміру	Значення	
		1-й вариант	2-й вариант
Каітальні витрати			
Вартість обладнання	грн.	1305590	2009158
Транспортні витрати	грн.	11050	13400
Витрати на монтаж та налагодження	грн.	2200000	2200000
Разом		3516640	4209292

Продовження таблиці 6.2

Показники	Одиниця виміру	Значення	
		1-й варіант	2-й варіант
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	

Застосування електропривода з частотним регулюванням забезпечує низку важливих переваг. Насамперед це дозволяє зменшити споживання електричної енергії лебідками приблизно на 30–50 %. Крім того, знижуються витрати на встановлення додаткового обладнання та покращуються умови експлуатації механізму.

Використання частотно-регульованого електропривода також сприяє усуненню динамічних навантажень, що позитивно впливає на надійність і довговічність роботи обладнання.

Порівняно з нерегульованим електроприводом, встановлення частотно-регульованої системи потребує менших капітальних вкладень та характеризується нижчим рівнем енергоспоживання, тому вибір саме цього варіанта є економічно доцільним.

Орієнтовний строк окупності впровадження становить близько 7 років.

Важливим чинником зниження експлуатаційних витрат є також зменшення витрат електроенергії, що досягається завдяки підвищенню коефіцієнта корисної дії обладнання та раціональнішому використанню

електричної енергії. Додатковий економічний ефект забезпечується скороченням витрат на оплату праці основних працівників, що пов'язно з підвищенням рівня автоматизації виробничого процесу.

ВИСНОВОК

У дипломному проєкті було виконано проєктний розрахунок вантажопідіймального поліспастного механізму з вантажопідйомністю 110 т, який призначений для виконання вантажно-розвантажувальних та ремонтних робіт на виробничих ділянках промислових підприємств.

Під час розроблення дипломного проєкту були вирішені такі основні завдання:

- проведено розрахунок механізму підйомної канатоведучої лебідки;
- виконано розрахунок механізму канатозбірної лебідки;
- визначено навантаження, що передаються на фундамент.

Отримані розрахункові параметри механізмів незначною мірою відрізняються від заданих значень, проте ці відхилення знаходяться в межах допустимих нормативних показників.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Григоров О. В., Петренко Н. О. Вантажопідйомні машини : підручник. Харків : НТУ «ХПІ», 2006. 304 с.
2. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання. Київ : Основа, 2018. 232 с.
3. Вантажопідйомна техніка : довідник / за ред. О. В. Григорова. Харків : ХНАДУ, 2012. 480 с.
4. Синявський Ю. В. Електрообладнання та електропривод підйомно-транспортних комплексів : навч. посібник. Кременчук : КрНУ, 2015. 186 с.
5. Григоров О. В., Стрижак В. В. Курсове проектування з дисципліни «Вантажопідйомні машини» : навч. посібник. Харків : НТУ «ХПІ», 2015. 264 с.
6. Сукач М. К. Будівельні машини і обладнання : підручник. Київ : Ліра-К, 2020. 390 с.
7. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. Львів : Афіша, 2008. 560 с.
8. Коновалюк Д. М., Ковальчук Р. М. Деталі машин : підручник. Київ : Кондор, 2002. 584 с.
9. Чернілевський М. В. Деталі машин та основи конструювання : навч. посібник. Вінниця : ВНТУ, 2006. 432 с.
10. Малащенко В. О., Яків С. В. Деталі машин : навч. посібник. Львів : Новий Світ-2000, 2020. 320 с.
11. Малащенко В. О. Муфти, вали і осі в машинобудуванні : навч. посібник. Львів : Новий Світ-2000, 2014. 208 с.
12. Павлице В. Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, змащення, ущільнення та розрахунки ресурсу. Львів : Інтелект+, 2001. 136 с.

13. Ловейкін В. С., Поводзінський В. М. Вантажопідійомні машини. Курсове проектування : навч. посібник. Київ : ЦУЛ, 2017. 296 с.
14. Малащенко В. О. Довідник з деталей машин. Львів : Новий Світ-2000, 2016. 352 с.
15. Ловейкін В. С., Поводзінський В. М. Розрахунок та конструювання вантажопідійомних машин : навч. посіб. Київ : ЦУЛ, 2019. 342 с.
16. Мартовицький Л. М. Атлас металоконструкцій ПТМ : навч. посіб. / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко, Г. В. Клименко ; за ред. Л. М. Мартовицького. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. 222 с.
17. Сукач М. К. Розрахунок кранових механізмів та їх деталей : навч. посібник. Київ : Ліра-К, 2021. 192 с.
18. Григоров О. В., Ловейкін В. С., Петренко Н. О. Крани мостового типу. Конструювання та розрахунок : навч. посібник. Харків : НТУ «ХП», 2014. 216 с.
19. Стандарт Національного університету «Запорізька політехніка» СТВ 01-2022. Пояснювальна записка до курсових і дипломних проектів (робіт). Вимоги та правила оформлення / укл. В. І. Глушко та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. 45 с.
20. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідійомна, транспортуюча та транспортна техніка» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» / укл. О. І. Вільчек, О. М. Руднєв, В. І. Глушко. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 64 с.

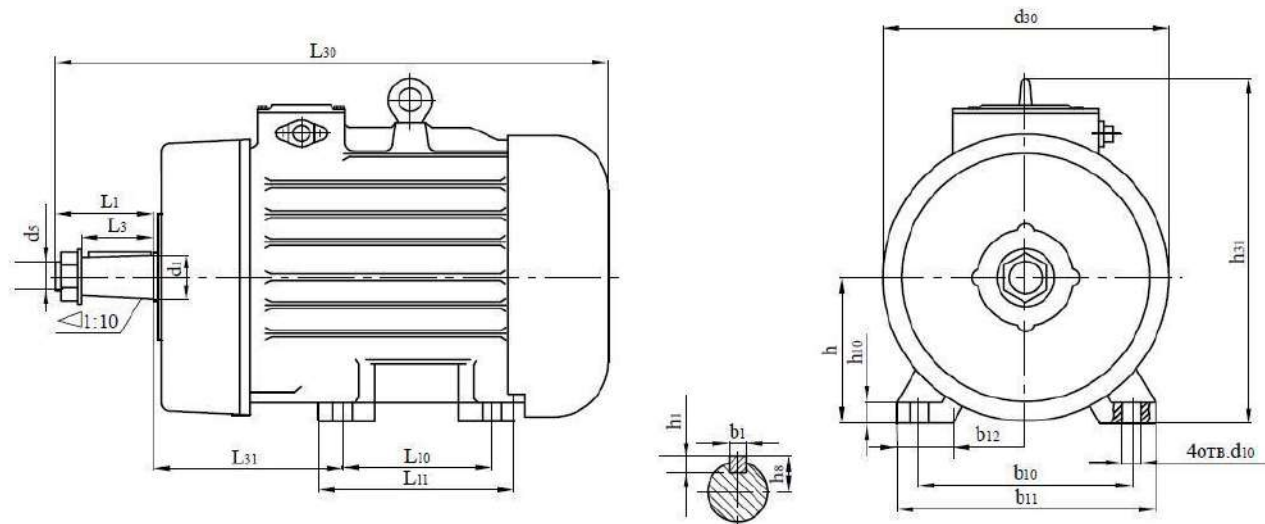
ДОДАТОК А

Таблица А.1 - Канат типу ТЛК-О конструкції 6х37(1+6+15+15)+1 о.с.
за ГОСТ 3079-80

Диаметр, мм					Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²)					
каната	проволоки						1370(140)		1470(160)		1570(160)	
	центральной	первого слоя	второго слоя	третьего слоя			суммарное всех проволок в канате	каната в целом	суммарное всех проволок в канате	каната в целом	суммарное всех проволок в канате	каната в целом
Разрывное, усилие, Н, не менее												
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	284600	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	2660,0	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	469000	398500	502500	427000	536500	455500
33,0	1,70	1,60	1,20	1,70	392,07	3905,0	537500	457000	576000	489500	614500	522000
36,0	1,80	1,70	1,30	1,80	445,46	4435,0	611000	5191000	654600	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

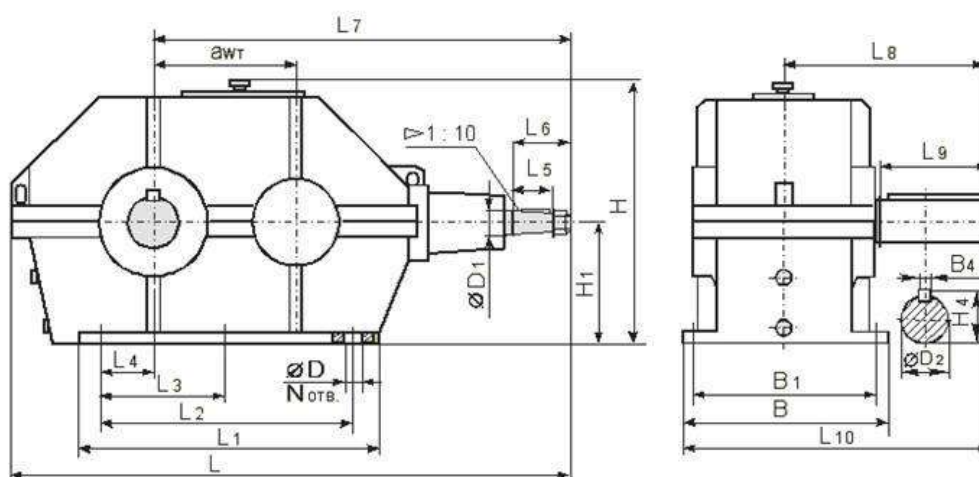


d30	L30	L30*	L33	h31	b1	b10	d1	d5	d10	L1	L3
605	-	1170	1435	775	22	520	90	M64×4	42	170	130
L10	L31	L31*	h	h1	h5	h8	b11	L11	h10	*	
445	-	256	315	14	-	46.8	650	645	35		

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/Мн	Кoeffициент полезного действия, %	Кoeffици мощност
60	575	140	162	235	3.2	88	0,74

ДОДАТОК В

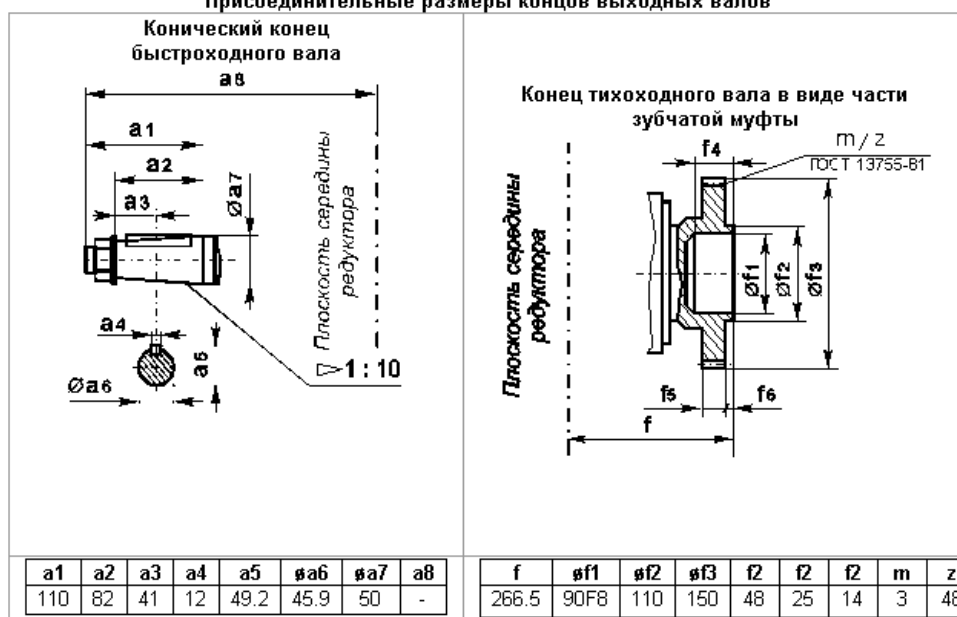
Характеристика та основні параметри редуктора КЦ1-250



авт	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	604

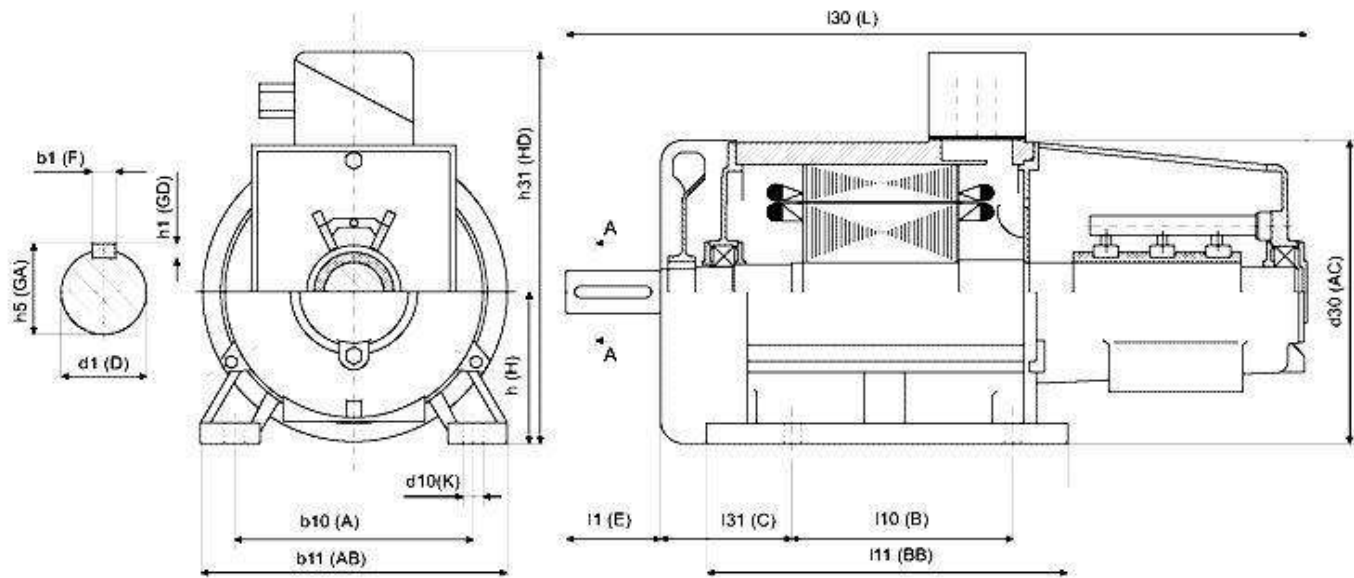
Присоединительные размеры концов выходных валов



Типоразмер редуктор		КЦ1-250				
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

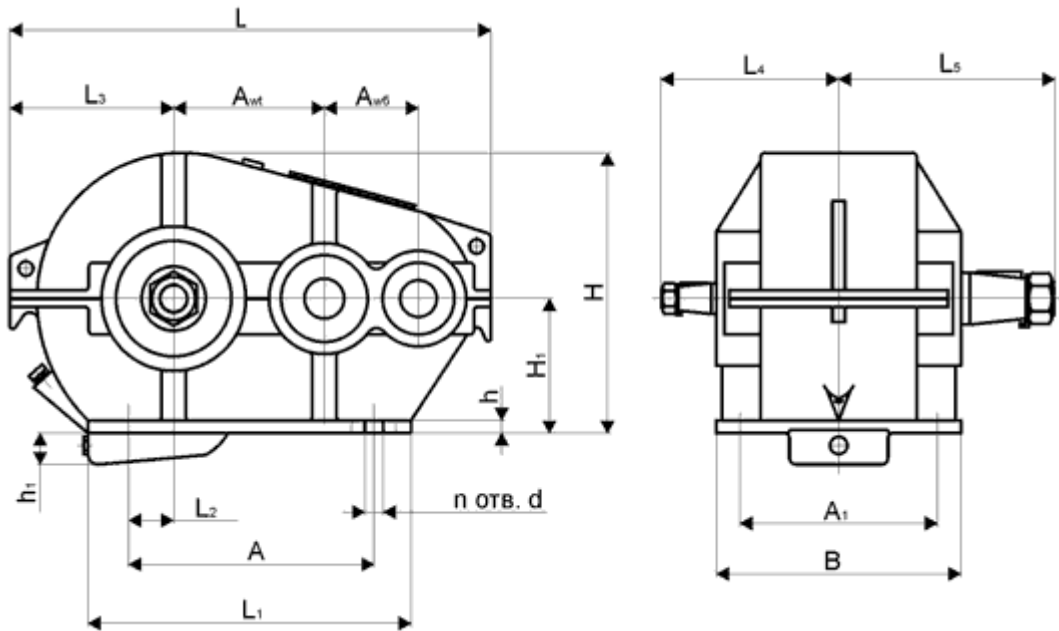


Тип	Габаритные размеры, мм															
	b10	l10	l31	d1	d5	l1	l3	b1	h5	h	d10	b11	d30	l11	h31	l30
	A	B	C	D	D1	E	E1	F	GA	H	K	AB	AC	BB	HA	HD
МТН 411-6	330	335	175	65	M42*3	140	105	16	33,9	225	28	412	422	529	28	540

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																			
		600	750	1000	1500	600	750	1000	1500	600	1000	1500	600	1000	1500	600	750	1000	1500		
Ц2-350	8 10 12,5	1750	1750	1800	1800	2180	2150	2150	2120	3500	2800	2430	6000	5600	5000	8000	8000	7100	7000		
	16 20			1600	1600			1900	1900		3000		6800		5300	9000	9000	7300	7300		
	25 31,5					2650	2500	2180		4120	3300	3000	6500	6400	6000	9500		8250	8250		
	40 50	1550	1550							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