

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 Проектування універсальної траверси $Q = 320$ 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»

НАЗАРЕНКО А.С.

(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.
« 15 » 09 2026 року

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

Назаренко Артем Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Проектування універсальної траверси Q = 320т.

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 №

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту (роботи)

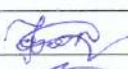
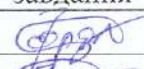
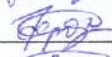
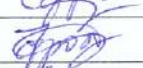
Вихідна конструкція ливарного розливного крану

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

Розрахунок універсальної траверси, розрахунок механізму головного підйому, розрахунок механізму переміщення головного візка, розрахунок рами візка головного підйому, розрахунок механізму пересування крану, розрахунок головної балки крану, економічне обґрунтування реконструкції ливарного крану, охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Кран 320/75/15т – 3 листа А1; механізм головного підйому – 2 листа А1; механізм пересування крана – 2 листа А1; механізм пересування головного візка – 2 лист А1; візок головного підйому – 3 лист А1; візок допоміжного підйому – 3 листа А1; механізм пересування допоміжного візка – 1 лист А1; механізм підйому – 1 лист А1

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

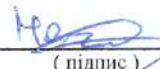
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Фролов Р.О., ст. викладач		
2	Фролов Р.О., ст. викладач		
3	Фролов Р.О., ст. викладач		
4	Фролов Р.О., ст. викладач		
5	Фролов Р.О., ст. викладач		
6	Фролов Р.О., ст. викладач		
7	Фролов Р.О.,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

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Срок виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок універсальної траверси	10.04.2026	
2	Розрахунок механізму головного підйому	20.04.2026	
3	Розрахунок механізму переміщення головного візка	30.04.2026	
4	Розрахунок рами візка головного підйому	10.05.2026	
5	Розрахунок механізму пересування крану	20.05.2026	
6	Розрахунок головної балки крану	25.05.2026	
7	Розрахунок економічного ефекту	30.05.2026	
8	Охорона праці	01.06.2026	

Студент


(підпис)

НАЗАРЕНКО А.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)


(підпис)

ФРОЛОВ Р.О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

БАРАБАН, ГАК, ДВИГУН, КАНАТ, ТРАВЕРСА, МЕХАНІЗМ, ПОЛІСПАСТ, РЕДУКТОР.

Пояснювальна записка до магістерської роботи містить: 201 с., 90 рис., 22 табл., 17 джерел, 6 додатків.

Об'єкт дослідження – універсальна траверса $Q = 320\text{т}$.

Мета роботи полягає у перевірці механізмів і металоконструкції крана та впровадженні необхідних змін, зумовлених потребою підвищення вантажопідйомності головного підйому до 320 т.

Ливарний розливний кран використовується для транспортування та заливання розплавленого металу в міксери або мартенівські печі, розливу металу у форми, а також виконання допоміжних операцій, зокрема кантування ковшів і прибирання виробничого приміщення. Конструкцією передбачено допоміжний візок, оснащений двома підйомними механізмами вантажопідйомністю 75 і 15 тонн.

ЗМІСТ

С.

Вступ.....	9
1. Розрахунок універсальної траверси $Q=320\text{т}$	12
1.1 Розрахунок пластинчастого гака.....	12
1.2 Розрахунок вісі гака.....	18
1.3 Розрахунок траверси.....	20
1.4 Визначаємо навантаження у балках для кріплення гака	24
1.5 Розрахунок балки для кріплення гака на згин	27
1.6 Розрахунок щоки траверси.....	28
1.7 Перевірка заклепок на зрізання	29
1.8 Перевірка кутника за зминання від заклепок	30
1.9 Розрахунок вісі нижніх блоків поліспаста	30
1.10 Перевірка на згин листів під опорою 2.....	42
1.11 Перевірка швів на зріз.....	44
1.12 Перевірка швів на згин.....	45
1.13 Розрахунок бокових листів траверси	46
1.14 Розрахунок швів кріплення бокових листів до щоки	47
1.15 Перевірка цих швів на зрізання.....	48
1.16 Перевірка швів кріплення щік до вертикальних листів траверси.....	49
1.17 Розрахунок канату.....	50
1.18 Верхня вісь блоків.....	52
1.19 Розрахунок запасу міцності по опору втомі вісі верхніх блоків	54
1.20 Розрахунок балансиру.....	57
1.21 Розрахунок вісі балансира.....	59
1.22 Розрахунок вісі коуша.....	61
2. Розрахунок механізму головного прийому 320т	64
2.1 Вхідні дані.....	65
2.2 Визначення натягу в канаті.....	66
2.3 Барабан.....	67

2.4 Відкрита зубчата передача.....	70
2.5 Розрахунок редуктора.....	74
2.5.1 Розрахунок 3-го валу.....	74
2.5.2 Розрахунок посиленого 3-го валу	81
2.5.2.1 Розрахунок перерізу C_3	82
2.5.2.2 Розрахунок перерізу E_3	86
2.5.2.3 Розрахунок перерізу K_3	87
2.5.2.4 Розрахунок перерізу F_3	91
2.6 Гальма механізму головного підйому	94
2.7 Розрахунок навантажень на вісь барабана	94
2.7.1 Підйом вантажу двома двигунами	94
2.7.2 Підйом вантажу одним двигуном (аварійний випадок).....	99
2.8 Розрахунок нової вісі барабана на міцність	105
2.8.1 Розрахунок вісі барабану на втому	105
2.8.2 Розрахунок запасу міцності вісі барабану за опором пластичній деформації	107
2.9 Розрахунок підшипника вісі барабана	109
2.10 Вибір двигуна механізму головного підйому при 40 гілках поліспасти.....	110
2.11 Перевірка електродвигуна	112
2.12 Вибір муфти	113
3. Механізм переміщення головного візка.....	115
3.1 Тиск на ходові колеса	115
3.2 Визначення тиску від механізму підйому	117
3.3 Тиск на ходові колеса від ваги вантажу	120
3.4 Тиск на ходові колеса від власної ваги рами візка	121
3.5 Тиск на вісі балансірів від ваги рами	122
3.6 Сумарний тиск на ходові колеса	123
3.7 Визначення опору пересування візка	125
3.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір	126
3.9 Редуктор	127

3.10 Вибір муфт	128
3.11 Перевірка на буксування	130
3.12 Вибір гальма	131
3.13 Ходове колесо та підшипники ходового колеса	133
4. Розрахунок рами візку головного підйому.....	135
4.1 Навантаження на раму від сили ваги механізмів	135
4.2 Розрахунок елементів рами	137
5. Механізм пересування крана.....	150
5.1 Визначення опору пересування візка	150
5.2 Розрахунок потужності двигуна, його вибір	151
5.3 Вибір редуктора	152
5.4 Вибір муфт	154
5.5 Тиск на ходові колеса	155
5.6 Перевірка на буксування	157
5.7 Вибір гальма	159
5.8 Ходове колесо та підшипники ходового колеса	161
6. Розрахунок головної балки крана	163
6.1 Визначення навантажень, що діють на балку	164
6.2 Розрахунок металоконструкції	169
6.3 Перевірка металоконструкції	171
7. Економічне обґрунтування реконструкції ливарного крана.....	178
8. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	182
8.1. Аналіз потенційних небезпек.....	182
8.2. Заходи по забезпеченню техніки безпеки.....	183
8.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці.....	186
8.4 Заходи з пожежної безпеки	189
8.5. Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	190
Висновки.....	192
Перелік джерел посилань.....	193
Додаток А Коефіцієнти запасу міцності канатів Z_p	195

Додаток Б Канати сталеві ЛК-РО ГОСТ 7668-80.....	196
Додаток В Гальма типу ТКП	197
Додаток Г Електродвигуни серії Д ГОСТ 19523-81.....	198
Додаток Ґ Муфти зубчасті ГОСТ 5006-55.....	200
Додаток Д Муфти зубчасті ГОСТ 50895-96.....	201

ВСТУП

Не завжди є можливість придбати крани, які повністю відповідають вимогам конкретного технологічного процесу. Тому часто виникає потреба модернізувати вже наявне обладнання безпосередньо у виробничих умовах. Водночас із кожним роком зростають вимоги до якості, надійності, продуктивності та довговічності роботи машин.

Активний розвиток і інтенсифікація виробництва в різних галузях промисловості призвели до підвищення вимог до кранового обладнання. Прості кранів стають критично небажаними, оскільки їх зупинка може спричинити значні матеріальні втрати, порушення роботи цеху або навіть зупинку всього підприємства. Саме тому багато підприємств здійснюють ремонт і модернізацію кранів власними силами.

Ливарні крани використовуються для транспортування та заливання розплавленого металу в міксери чи мартенівські печі, розливу металу у виливниці, а також виконання допоміжних операцій, зокрема кантування ковшів, обслуговування обладнання та прибирання виробничих приміщень.

Зазвичай випускаються ливарні крани вантажопідйомністю від 75 до 385 тонн, а для високопродуктивних мартенівських печей застосовують крани вантажопідйомністю 450 тонн і більше.

Основним вантажозахоплювальним пристроєм є траверса з двома однорогими гаками, за допомогою яких утримується ківш із розплавленим металом. Допоміжним органом слугує гак допоміжного візка, що використовується для кантування ковшів та виконання допоміжних робіт. Вантажопідйомність допоміжного підйому визначається масою порожнього сталерозливного ковша.

Ливарні крани можуть працювати як на постійному струмі напругою 220 В, так і на змінному струмі напругою 380 В. Механізми головного підйому та пересування крана розраховані на важкий режим експлуатації, тоді як механізми допоміжного візка і переміщення головного візка — на середній режим.

Мостовий ливарний кран складається з трьох основних частин: моста з механізмом пересування, а також двох візків — головного і допоміжного. Міст спирається на ходові колеса, а його металоконструкція включає чотири поздовжні зварні балки коробчастого перерізу, з'єднані між собою двома кінцевими балками аналогічної конструкції.

Головний візок рухається по двох зовнішніх балках, тоді як допоміжний - по внутрішніх, розташованих нижче. Завдяки такому розташуванню допоміжний візок може проходити під головним, що забезпечує можливість кантування ковшів у двох напрямках. Головний візок призначений для транспортування ковшів із розплавленим металом, а допоміжний - для їх кантування та виконання ремонтних і допоміжних операцій. Керування краном здійснюється з теплоізольованої кабіни.

1. РОЗРАХУНОК УНІВЕРСАЛЬНОЇ ТРАВЕРСИ Q=320Т

1.1 Розрахунок пластинчастого гака

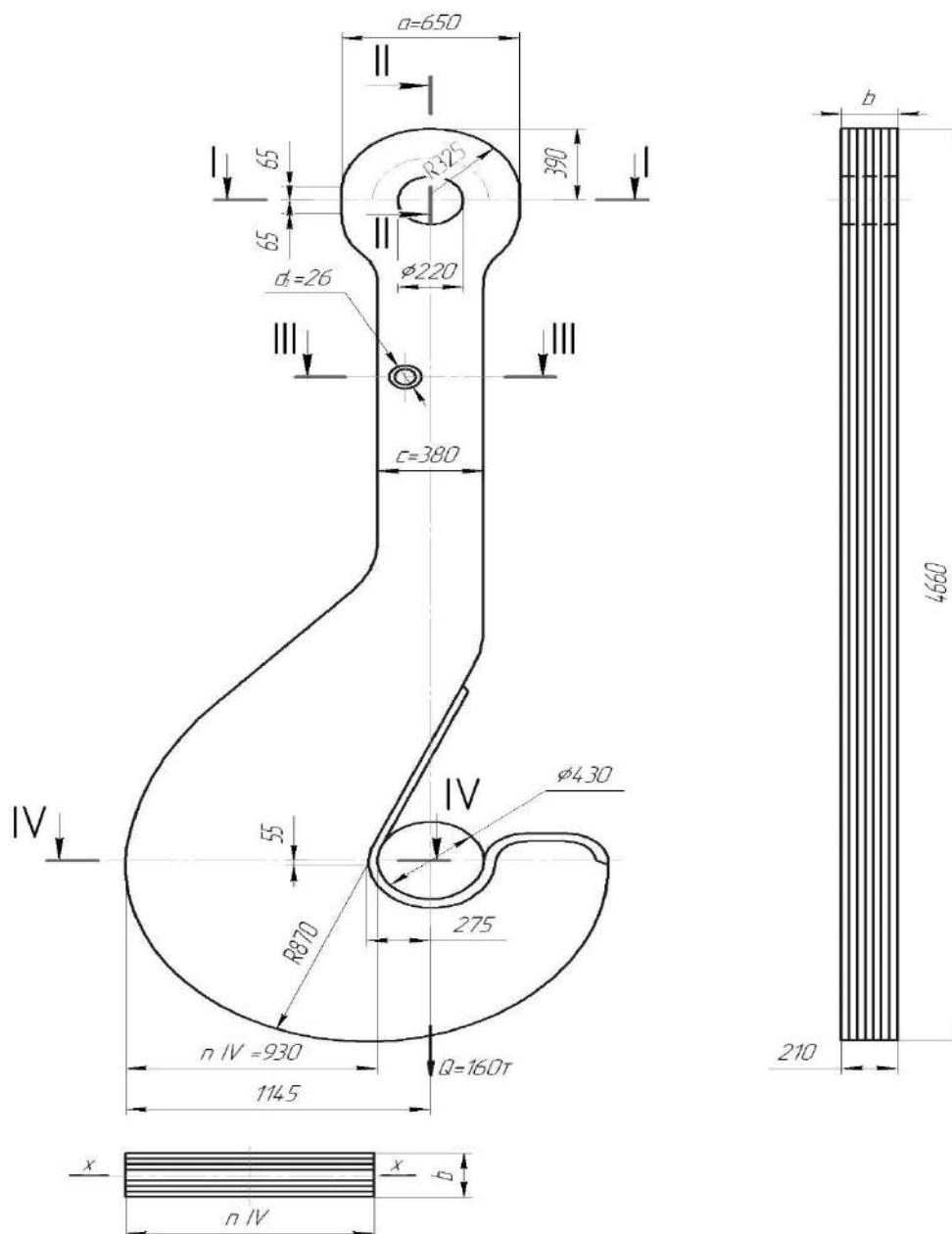


Рисунок 1.1 – Гак пластинчастий

а) Визначення напружень у провусині гака.

1) Перевіряємо на розрив переріз I - I :

$$\sigma_p = \frac{G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}}}{F_{I-I}} = \frac{P_{\text{max}}}{F_{I-I}} \quad (1.1)$$

$$P_{max} = G_{гак} + Q_{ван} = 5560 + 160000 = 165560 \text{ кг} \quad (1.2)$$

$$F_{I-I} = (a - d) \cdot b \quad (1.3)$$

$$F_{I-I} = (65 - 22) \cdot 21 = 903 \text{ см}^2$$

$$\sigma_p = \frac{165560}{903} = 18,3 \text{ МПа}$$

Матеріал гака ст.20 ГОСТ 1050-88

$G_{гак} = 5560 \text{ кг}$ – вага гака

Допустиме напруження $[\sigma_p] = 40 \text{ МПа}$ [2]

2) Визначимо напруження згину у перерізі I-I за Бернгардом.

Напруження у внутрішньому перерізу I-I :

$$\sigma_{згI} = \left(\frac{P_{max}}{2} - \frac{M_{згI}}{r_I} \right) \cdot \frac{1}{f_I} + \frac{r_I \cdot M_{згI}}{I_{oI}} \cdot \frac{0.5 \cdot h_I}{r_I - 0.5 \cdot h_I} \quad (1.4)$$

де

$$f_I = \frac{F_I}{2} = \frac{903}{2} = 451.5 \text{ см}^2; \quad (1.5)$$

Момент згину у перерізі I-I;

$$M_{згI} = 0,164 \cdot P_{max} \cdot r_I \quad (1.6)$$

$r_I = 21,75 \text{ см}$ – радіус кривизни середньої лінії перерізу;

$$M_{згI} = 0,164 \cdot 165560 \cdot 21,75 = 59000 \text{ Нм}$$

I_{oI} – момент інерції перерізу I-I;

$$I_{oI} = k \cdot f_I \cdot r_I^2 = \left[\frac{1}{3} \cdot \left(\frac{h_I}{2 \cdot r_I} \right)^2 + \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{h_I}{2 \cdot r_I} \right)^4 \right] \cdot f_I \cdot r_I^2 \quad (1.7)$$

$$I_{OI} = \left[\frac{1}{3} \cdot \left(\frac{21.5}{2 \cdot 21.75} \right)^2 + \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{21.5}{2 \cdot 21.75} \right)^4 \right] \cdot 451.5 \cdot 21.75^2;$$

$$I_{OI} = [0.0814 + 0.0119] \cdot 451.5 \cdot 473 = 19900 \text{ см}^4$$

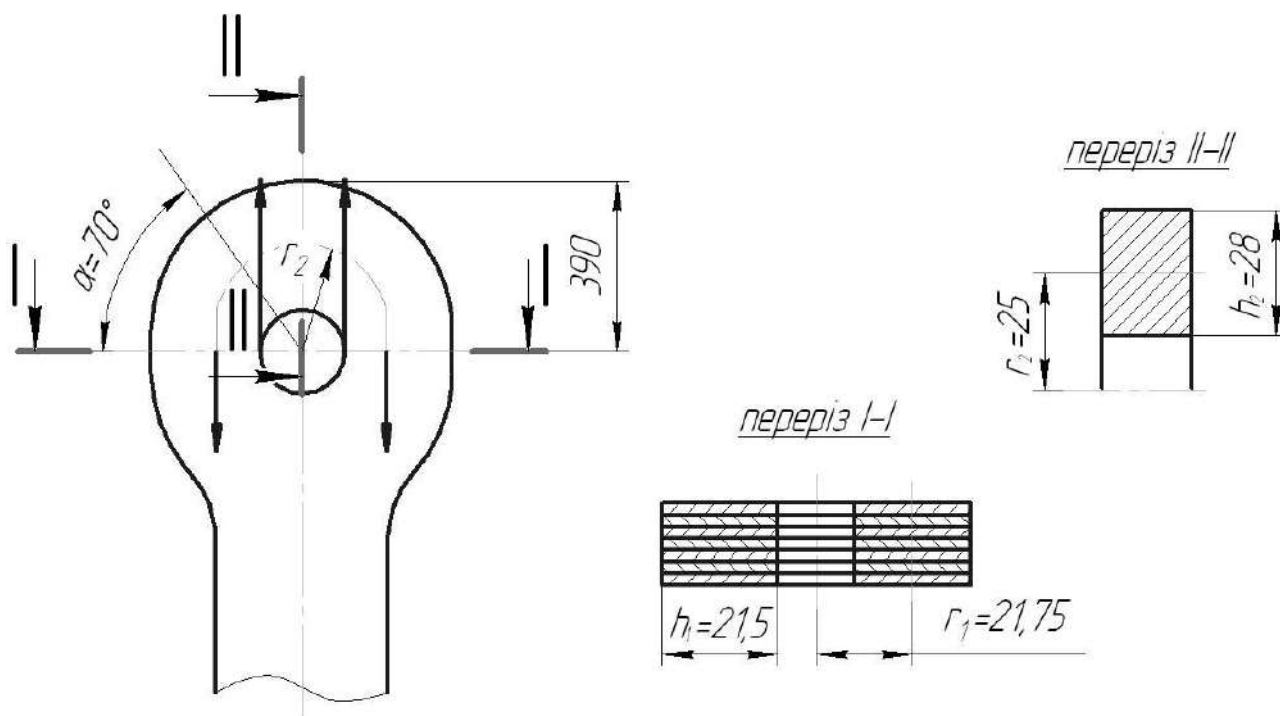


Рисунок 1.2 – Провушина гака

$$\sigma_{зrI} = \left(\frac{165560}{2} - \frac{590000}{21.75} \right) \cdot \frac{1}{451.5_I} + \frac{21.75 \cdot 590000}{19900} \cdot \frac{0.5 \cdot 21.5}{21.75 - 0.5 \cdot 21.5} \quad (1.10)$$

$$\sigma_{зrI} = 123 + 632 = 75,5 \text{ МПа}$$

Допустиме нормальне напруження $[\sigma_{зr}] = 100 \text{ МПа}$ [2]

3) Визначимо напруження згину у перерізі II-II :

$$\sigma_{зrII} = \left(-\frac{M_{зrII}}{r_{II}} \cdot \frac{1}{f_{II}} \right) + \frac{r_{II} \cdot M_{зrII}}{I_{oII}} \cdot \frac{0.5 \cdot h_{II}}{r_{II} - 0.5 \cdot h_{II}} \quad (1.8)$$

Згинаючий момент в перерізі II-II:

$$M_{згII} = -\frac{P_{max}}{2} \cdot r_{II} \cdot (1 - \cos \alpha) + M_{згI} \quad (1.9)$$

$$M_{згII} = -\frac{165560}{2} \cdot 25 \cdot (1 - \cos 70^\circ) + 590000$$

$$M_{згII} = -1360000 + 590000 = -770000 \text{ Нм}$$

Площа перерізу :

$$f_{II} = h_{II} \cdot b \quad (1.10)$$

$$f_{II} = (39 - 11) \cdot 21 = 588 \text{ см}^2$$

I_{oII} – момент інерції перерізу II-II;

$$I_{oII} = \left[\frac{1}{3} \cdot \left(\frac{h_{II}}{2 \cdot r_{II}} \right)^2 + \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{h_{II}}{2 \cdot r_{II}} \right)^4 \right] \cdot f_{II} \cdot r_{II}^2 \quad (1.11)$$

$$I_{oII} = \left[\frac{1}{3} \cdot \left(\frac{28}{2 \cdot 25} \right)^2 + \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{28}{2 \cdot 25} \right)^4 \right] \cdot 588 \cdot 25^2$$

$$I_{oII} = [0,104 + 0,0196] \cdot 588 \cdot 625 = 45423 \text{ см}^4$$

$$\sigma_{згII} = \frac{770000}{25 \cdot 588} - \frac{25 \cdot 770000}{45423} \cdot \frac{0,5 \cdot 28}{25 - 0,5 \cdot 28}$$

$$\sigma_{згII} = 52 - 539 = -48,7 \text{ МПа}$$

Допустиме нормальне напруження $[\sigma_{зг}] = 100 \text{ МПа}$ [2]

4) Перевіримо провущину на зминання :

$$\sigma_{зм} = \frac{P_{max}}{b \cdot d} \quad (1.12)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{165560}{21 \cdot 22} = 35.8 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання $[\sigma_{зм}] = 70 \text{ МПа}$.

5) Перевіримо переріз III-III :

$$\sigma_{III} = \frac{P_{max}}{b \cdot (c - d_3)} = \frac{165560}{21 \cdot (38 - 2,6)} = 22,3 \text{ МПа} \quad (1.13)$$

6) Перевіримо переріз IV-IV за формулою Грасгофа .

Найбільші нормальні напруження розтягу та стискання визначається за формулою:

$$\sigma = \frac{Q_{ван}}{k \cdot f_{IV}} \cdot \frac{0.5 \cdot h_{IV}}{r_{IV} \pm 0.5 \cdot h_{IV}} \quad (1.14)$$

де

$$\text{коефіцієнт} - k = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{h_{IV}}{2 \cdot r_{IV}} \right)^2 + \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{h_{IV}}{2 \cdot r_{IV}} \right)^4 \quad (1.15)$$

$$k = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{93}{2 \cdot 68} \right)^2 + \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{93}{2 \cdot 68} \right)^4$$

$$k = 0.155 + 0.043 = 0.198$$

$$f_{IV} = h_{IV} \cdot b \quad (1.16)$$

$$f_{IV} = 93 \cdot 21 = 1953 \text{ см}^2 - \text{площа перерізу IV - IV}$$

$r_{IV} = 68 \text{ см}$ – радіус кривизни середньої лінії.

Напруження стискання :

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{160000}{0,198 \cdot 1953} \cdot \frac{0,5 \cdot 93}{68 + 0,5 \cdot 93} = 16,8 \text{ МПа}$$

Напруження розтягання :

$$\sigma_{\text{роз}} = \frac{160000}{0,198 \cdot 1953} \cdot \frac{0,5 \cdot 93}{68 - 0,5 \cdot 93} = 89,5 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$ [2]

За нормами [3] враховується додаткове напруження $\sigma_{\text{дод}}$, яке викликане впливом променевої теплоти, яка виділяється розплавленням металом.

$$\sigma_{\text{дод}} = \frac{6 \cdot Q_{\text{ван}} \cdot (0,5 \cdot b - 2,5)}{h_{\text{IV}} \cdot b^2} \quad (1.17)$$

де

$Q_{\text{ван}} \cdot (0,5 \cdot b - 2,5)$ – згинаючий момент, який діє у площині Х-Х у результаті зміщення навантаження у холодний бік гака .

Мається на увазі, що сила Q прикладається на відстані 25 мм від торця гака.

$$\sigma_{\text{дод}} = \frac{6 \cdot 160000 \cdot (0,5 \cdot 21 - 2,5)}{93 \cdot 21^2} = 18,7 \text{ МПа}$$

Найбільше напруження у крайньому внутрішньому волокні :

$$\sigma = \sigma_{\text{роз}} + \sigma_{\text{дод}} \quad (1.18)$$

$$\sigma = 89,5 + 18,7 = 108,2 \text{ МПа}$$

Запас міцності відносно межі текучості :

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{2600}{1082} = 2,4 > 2,25 \quad (1.19)$$

Перевіримо переріз IV – IV за формулою [3].

Найбільше напруження у крайньому внутрішньому волокні :

$$\sigma = \frac{Q \cdot h_{IV}}{F \cdot k \cdot D} + \frac{6 \cdot Q_{\text{ван}} \cdot (0,5 \cdot b - 2,5)}{h_{IV} \cdot b^2} \quad (1.20)$$

де $Q = 160000 \text{ кг}$ – вантажепідйомність гака

$H = 93 \text{ см}$ – висота перерізу

$b = 21 \text{ см}$ – ширина перерізу

$F = 93 \cdot 81 = 1023 \text{ см}^2$ – площа розрахункового перерізу;

$D = 43 \text{ см}$ – діаметр зів гака;

k – коефіцієнт, який залежить від форми перерізу та кривизни гака.

$$k = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{h_{IV}}{2 \cdot r_{IV}} \right)^2 + \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{h_{IV}}{2 \cdot r_{IV}} \right)^4 + \frac{1}{7} \cdot \left(\frac{h_{IV}}{2 \cdot r_{IV}} \right)^6 \quad (1.21)$$

де r_{IV} – радіускривизни вісі яка проходить через центр тяжіння перерізу

$$r_{IV} = \frac{h_{IV}}{2} + \frac{D}{2} \quad (1.22)$$

$$r_{IV} = \frac{93}{2} + \frac{43}{2} = 68 \text{ см}$$

$$k = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{93}{2 \cdot 68} \right)^2 + \frac{1}{5} \cdot \left(\frac{93}{2 \cdot 68} \right)^4 + \frac{1}{7} \cdot \left(\frac{93}{2 \cdot 68} \right)^6$$

$$k = 0,155 + 0,043 + 0,014 = 0,212$$

$$\sigma = \frac{160000 \cdot 93}{93 \cdot 21 \cdot 0,212 \cdot 43} + \frac{6 \cdot 160000 \cdot (0,5 \cdot 21 - 2,5)}{93 \cdot 21^2}$$

$$\sigma = 836 + 187 = 102,3 \text{ МПа}$$

Запас міцності відносно межі текучості :

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{260}{102,3} = 2,54 > 2,25 \quad (1.23)$$

$\sigma_T = 260 \text{ МПа}$ – межа текучості для ст. 20.

$n = 2,25$ – допустимий запас міцності для гаків кранів з дуже важким режимом роботи.

1.2 Розрахунок вісі гака

Матеріал вісі ст.38ХА, $\sigma_T = 785 \text{ МПа}$, $\sigma_B = 932 \text{ МПа}$ – межа міцності при розтяганні

Навантаження на гак :

$$P_{max} = G_{гак} + Q_{ван} = 5560 + 160000 = 165560 \text{ кг}$$

$$A = B = \frac{P_{max}}{2} = \frac{165560}{2} = 82780 \text{ кг}$$

$$q = \frac{P_{max}}{a} = \frac{165560}{21} = 7900000 \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad (1.24)$$

$$M_{max} = \frac{q \cdot a}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{q \cdot \left(\frac{l}{2} - c\right)^2}{2} \quad (1.25)$$

$$M_{max} = \frac{1}{2} \left(7900 \cdot 21 \cdot 31 - 7900 \cdot \left(\frac{31}{2} - 5 \right)^2 \right) = 84850 \text{ Нм}$$

$$\sigma = \frac{M}{w} = \frac{M_{max}}{0.1 \cdot d^3} \quad (1.26)$$

$$\sigma = \frac{848500}{0.1 \cdot 20^3} = 106.1 \text{ МПа}$$

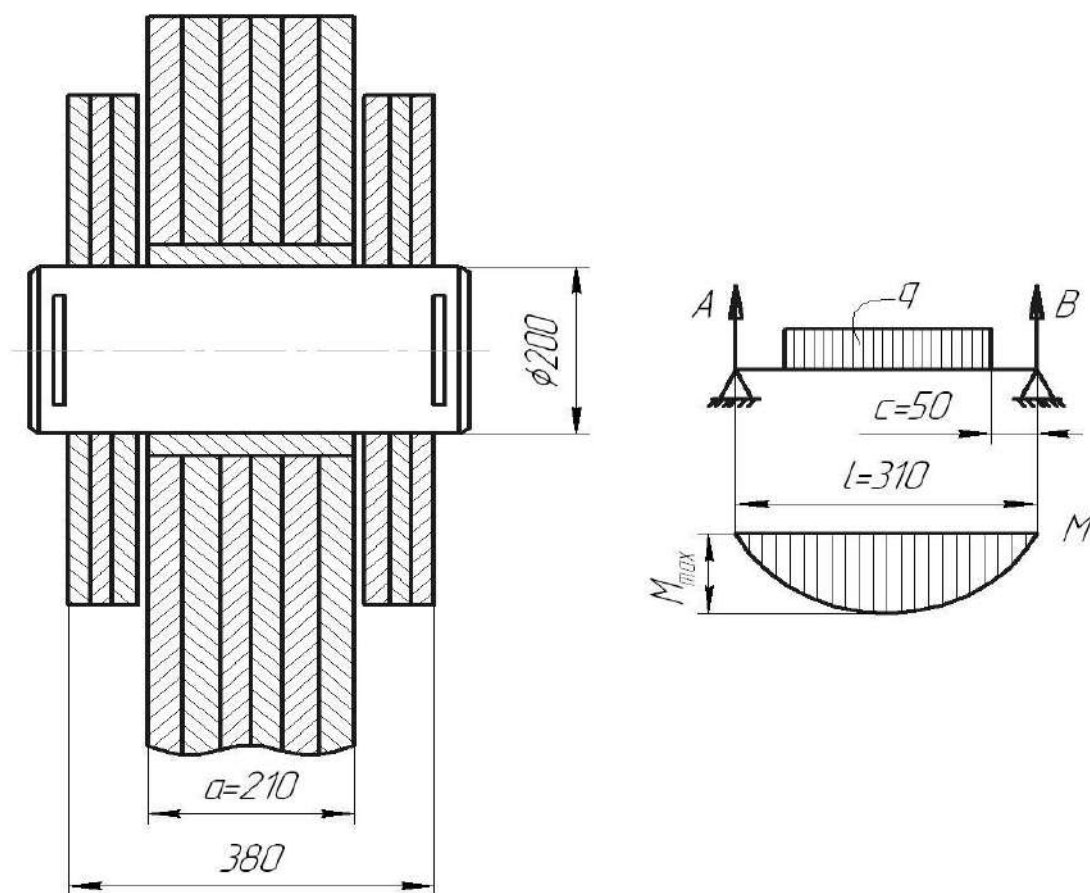


Рисунок 1.3 – Вісь гака

Запас міцності відносно межі текучості :

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{8000}{1061} = 7,54 \quad (1.27)$$

1.3 Розрахунок траверси

Матеріал траверси ст.М18А, $\sigma_T = 226$ МПа, $\sigma_B = 393$ МПа – межа міцності при розтяганні

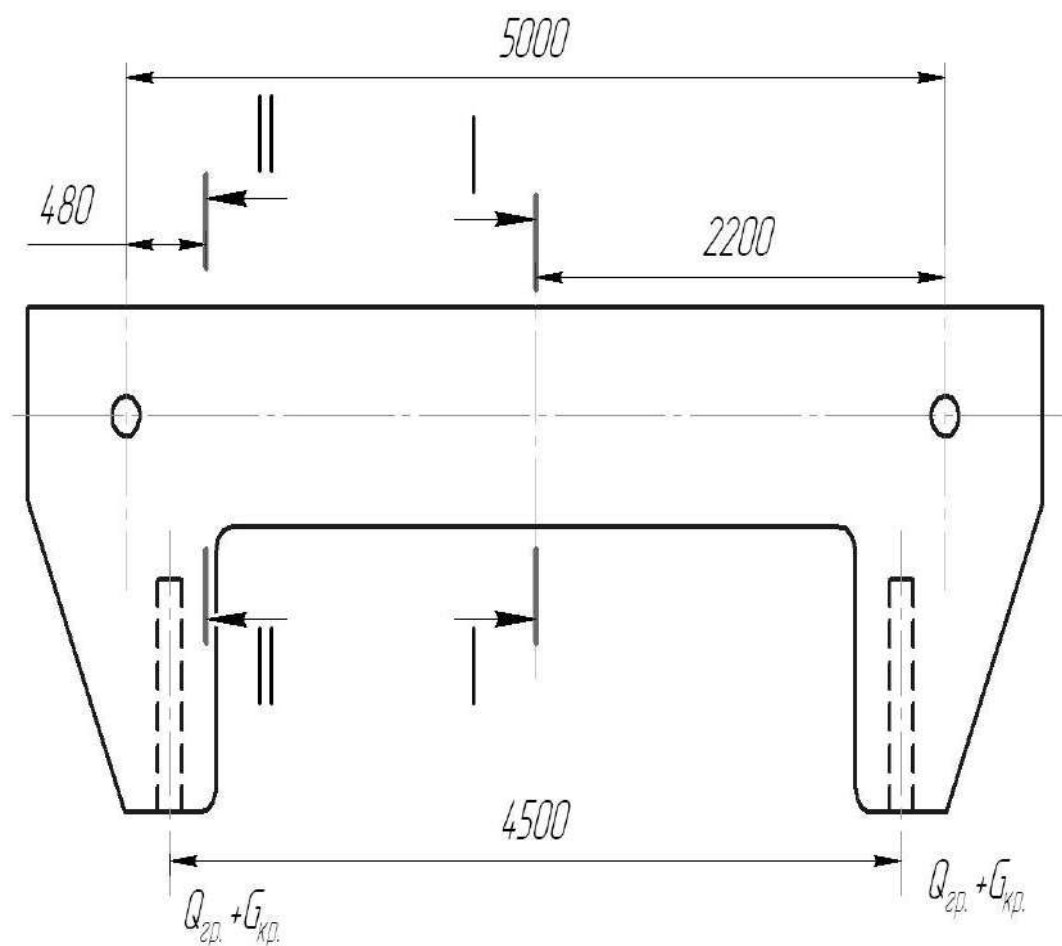


Рисунок 1.4 – Траверса

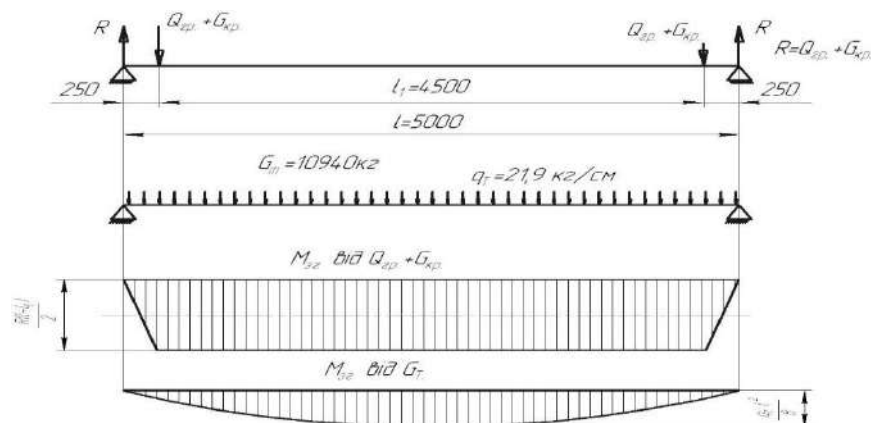


Рисунок 1.5 – Епюра моментів

Визначаємо напруження у перерізі I-I

Момент згину у перерізі I-I :

$$M_I = \frac{R \cdot (l - l_1)}{2} + \frac{q_T \cdot l^2}{8} \quad (1.28)$$

$$M_I = \frac{(G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}}) \cdot (l - l_1)}{2} + \frac{q_T \cdot l^2}{8} \quad (1.29)$$

$$M_{I-I} = \frac{(5560 + 160000) \cdot (500 - 450)}{2} + \frac{21.9 \cdot 500^2}{8}$$

$$M_I = 4139000 + 684375 = 482337.5 \text{ Нм}$$

Момент інерції у перерізі I-I, відносно осі x-x, яка проходить через центр осі перерізу:

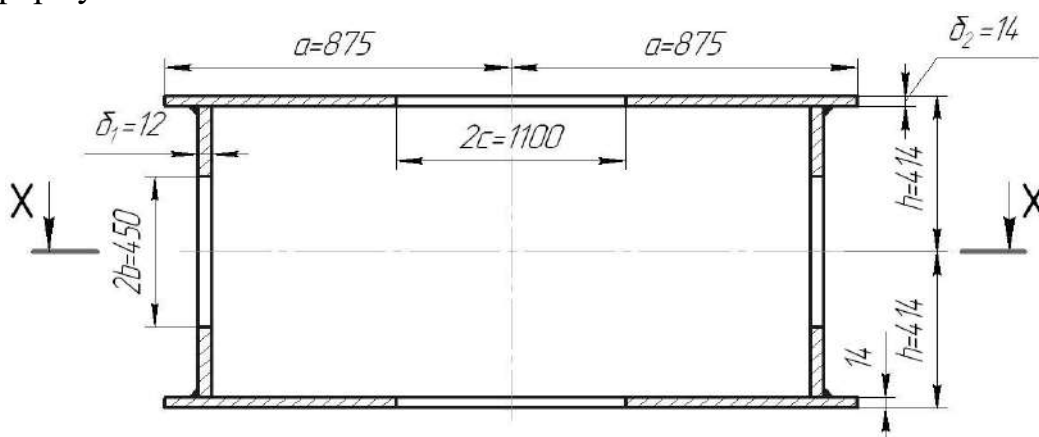


Рисунок 1.6 – Переріз I-I

$$I_{xI} = 2 \cdot \left[\frac{\delta_1 \cdot (2 \cdot h)^3}{12} - \frac{\delta_1 \cdot (2 \cdot b)^3}{12} + \frac{\delta_2^3 \cdot 2 \cdot a}{12} + 2 \cdot a \cdot \delta_2 \cdot \left(h - \frac{\delta_2}{2} \right)^2 - \frac{\delta_2^3 \cdot 2 \cdot c}{12} - 2 \cdot c \cdot \delta_2 \cdot \left(h - \frac{\delta_2}{2} \right)^2 \right] \quad (1.30)$$

$$I_{xI} = 2 \cdot \left[\frac{1.2 \cdot (2 \cdot 82.8)^3}{12} - \frac{1.2 \cdot (45)^3}{12} + \frac{1.4^3 \cdot 175}{12} + \right. \\ \left. + 175 \cdot 1.4 \cdot (41.4 - 0.7)^2 - \frac{1.4^3 \cdot 110}{12} - 110 \cdot 1.4 \cdot (41.4 - 0.7)^2 \right]$$

$$I_{xI} = 2 \cdot [56766 - 9112 + 40 + 434175 - 25.2 - 255000] = 453000 \text{ см}^4$$

Момент опору перерізу I-I:

$$W_{xI} = \frac{I_{xI}}{h} = \frac{453000}{41.4} = 11000 \text{ см}^3 \quad (1.31)$$

$$\sigma_I = \frac{M_I}{W_{xI}} = \frac{4823375}{11000} = 44 \text{ МПа} \quad (1.32)$$

Визначаємо напруження у перерізі II-II

Момент згину у перерізі II-II :

$$M_{II} = \frac{(G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}}) \cdot (l - l_1)}{2} \quad (1.33)$$

$$M_{II} = \frac{(5560 + 160000) \cdot (500 - 450)}{2} = 413900 \text{ Нм}$$



Рисунок 1.7 – Переріз II-II

Момент інерції у перерізі I-I відносно вісі x-x:

$$I_{xII} = 2 \left[\frac{\delta_1 \cdot (h_1)^3}{12} + \frac{\delta_2 \cdot (h_2)^3}{12} \right] \quad (1.34)$$

$$I_{xII} = 2 \left[\frac{2,5 \cdot (90)^3}{12} + \frac{1,2 \cdot (80)^3}{12} \right]$$

$$I_{xII} = 2[151875 + 51200] = 406150 \text{ см}^4$$

Момент опору перерізу I-I:

$$W_{xII} = \frac{I_{xII}}{h} = \frac{406150}{45} = 9026 \text{ см}^3 \quad (1.35)$$

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_{xII}} = \frac{4139000}{9026} = 46 \text{ МПа} \quad (1.36)$$

1.4 Визначаємо навантаження у балках для кріплення гака.

Напруження розтягання у перерізі I-I. Прокладка між листами «а» і «б» у розрахунок не вводиться. Сили, які діють на листи «а» і «б» пропорційні товщинам цих листів.

$$P_a = \frac{(G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}}) \cdot \delta_1}{2 \cdot (\delta_1 + \delta_2)} \quad (1.37)$$

$$P_a = \frac{(160000 + 5560) \cdot 2.2}{2 \cdot (2.2 + 3)} = 350220 \text{ Н}$$

$$P_6 = \frac{(G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}}) \cdot \delta_2}{2 \cdot (\delta_1 + \delta_2)} \quad (1.38)$$

$$P_6 = \frac{(160000 + 5560) \cdot 3}{2 \cdot (2.2 + 3)} = 477580 \text{ Н}$$

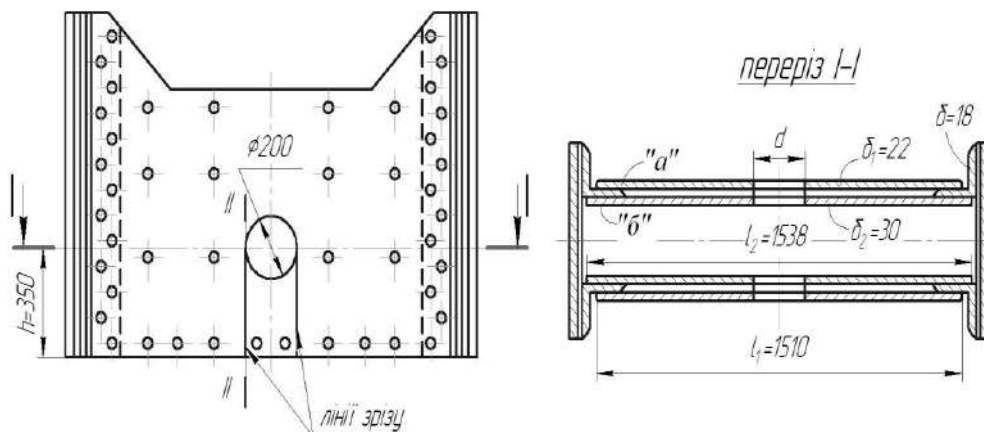


Рисунок 1.8 – Балках для кріплення гака

$$\sigma_a = \frac{P_a \cdot 18}{26 \cdot \delta_1 \cdot (l_1 - d)} \quad (1.39)$$

$$\sigma_a = \frac{35022 \cdot 18}{26 \cdot 2.2 \cdot (151 - 20)} = 8.41 \text{ МПа}$$

$$\sigma_6 = \frac{P_6 \cdot 18}{26 \cdot \delta_2 \cdot (l_2 - d)} \quad (1.40)$$

$$\sigma_6 = \frac{47758 \cdot 18}{26 \cdot 3 \cdot (153,8 - 20)} = 8,24 \text{ МПа}$$

де 26 – це кількість заклепок, що з'єднують листи «а» і «б» з кутниками;

18 – заклепки, які розташовані вище перерізу I-I.

Розрахунок на зрізання перерізу II-II :

$$\sigma_{зр} = \frac{(G_{гак} + Q_{ван})}{2 \cdot 2(h - 0.5 \cdot d) \cdot (\delta_1 + \delta_2)} \quad (1.41)$$

$$\sigma_{зр} = \frac{(160000 + 5560)}{2 \cdot 2(35 - 10) \cdot (2.2 + 3)} = 31.9 \text{ МПа}$$

Розрахунок заклепок, що з'єднують балку для кріплення гака з основними листами траверси. Усе навантаження $(G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}})$ передається на 52 заклепки, які поєднують листи з кутниками.

$$\frac{(G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}})}{52} = \frac{160000 + 5560}{52} = 31900 \text{ Н} \quad (1.42)$$

Навантаження, що сприймається однією заклепкою при діаметрі заклепки $d_3 = 22 \text{ мм}$:

$$\sigma_{зр} = \frac{(G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}})}{2 \cdot 52 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (1.43)$$

$$\sigma_{зр} = \frac{3190}{2 \cdot 52 \cdot \frac{3.14 \cdot 2.2^2}{4}} = 42 \text{ МПа}$$

Кількість зрізів – 2.

Напруження зминання у кутнику та підтримуючих листах:

$$\sigma_{зм} = \frac{(G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}})}{52 \cdot d_3 \cdot \delta} \quad (1.44)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{3190}{1.8 \cdot 2.2} = 80.7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{(G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}})}{52 \cdot d_3 \cdot (\delta_1 + \delta_2)} \quad (1.45)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{3190}{5,2 \cdot 2,2} = 27,9 \text{ МПа}$$

1.5 Розрахунок балки для кріплення гака на згин

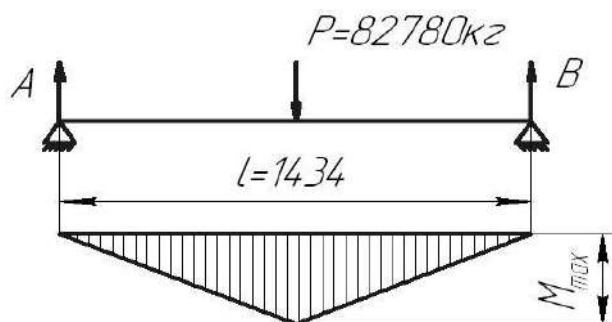


Рисунок 1.9 – Розрахункова схема

$$M_{max} = \frac{P \cdot l}{4} = \frac{82780 \cdot 143.4}{4} = 297000 \text{ Нм} \quad (1.46)$$

Центр ваги перерізу відносно Х-Х:

$$y_{ц.в.} = \frac{-20 \cdot (3 + 2,2) \cdot 7,4}{84,8 \cdot (3 + 2,2) - 20 \cdot (3 + 2,2)} = -2,28 \text{ см};$$

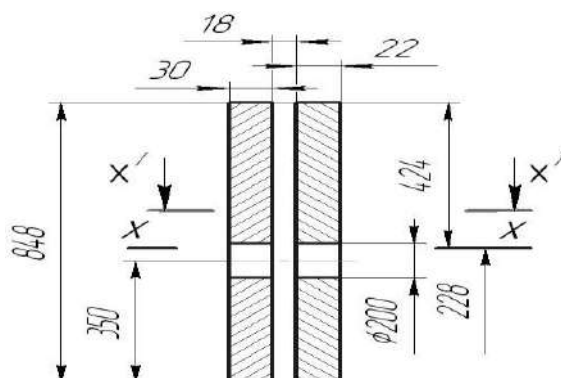


Рисунок 1.10 – Переріз під навантаженням

Момент інерції перерізу відносно $X^I - X^I$:

$$I_{x'-x'} = \frac{5.2 \cdot 39.8^3}{12} + 5.2 \cdot 39.8 \cdot 20.22^2 + \frac{5.2 \cdot 25^3}{12} + 5.2 \cdot 25 \cdot 32.18^2$$

$$I_{x'-x'} = 27300 + 84600 + 6770 + 134600 = 253270 \text{ см}^4;$$

$$W_{min} = \frac{253270}{42.4 + 2.28} = 5670 \text{ см}^3$$

$$\sigma = \frac{2970000}{5670} = 52,4 \text{ МПа} < [\sigma] = 180 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження при згині для ст.М18а $[\sigma] = 180 \text{ МПа}$ [4, стор.79]

1.6 Розрахунок щоки траверси

Допустимі напруження при розтяганні для ст.М18а, товщина щоки 25мм $[\sigma] = 170 \text{ МПа}$ [4, стор.79]. Переріз I-I розтягається силою Р, яка дорівнює половині ваги вантажу та половині ваги гака:

$$P = \frac{(G_{\text{гак}} + Q_{\text{ван}})}{2} = \frac{160000 + 5560}{2} = 827800 \text{ Н}; \quad (1.47)$$

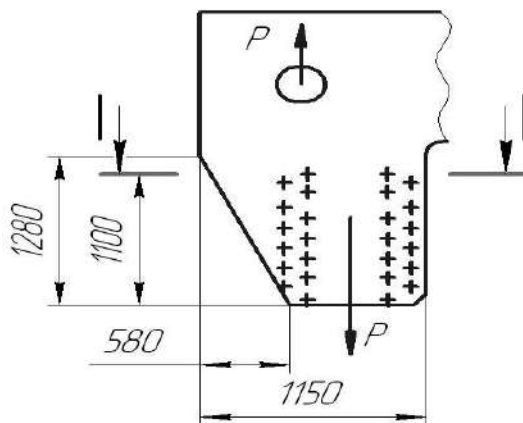


Рисунок 1.11 – Щока траверси

Площа перерізу I-I :

$$F_{I-I} = (115 - 7,7) \cdot 2,5 = 268 \text{ см}^2$$

Напруження розтягання перерізу I-I :

$$\sigma_{I-I} = \frac{82780}{268} = 31 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$[\sigma] = 170 \text{ МПа}$$

1.7 Перевірка заклепок на зрізання

Сила , що сприймається однією заклепкою:

$$P_3 = \frac{P}{26} = \frac{82780}{26} = 31900 \text{ Н} \quad (1.48)$$

Для двозрізних заклепок напруження зрізання:

$$\sigma_{зр} = \frac{P_3}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (1.49)$$

$$\sigma_{зр} = \frac{3190}{2 \cdot \frac{3.14 \cdot 2.2^2}{4}} = 42 \text{ МПа} < [\sigma]_{зр}$$

$$[\sigma]_{зр} = 136 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження на зрізання для заклепок зі ст.3 при матеріалі конструкції ст.М18А :

$$[\sigma]_{\text{зр}} = 0,8 \cdot [\sigma]_{\text{зр}} = 0,8 \cdot 1700 = 136 \text{ МПа [4, стор. 80]}$$

1.8 Перевірка кутника за зминання від заклепок

На зминання перевіряємо тільки кутник, так як його товщина менше товщини щок.

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{P_3}{\delta \cdot d} \quad (1.50)$$

де $\delta = 1,8 \text{ см}$ – товщина кутника ;

$d = 2,2 \text{ см}$ – діаметр заклепки;

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{3190}{2,2 \cdot 1,8} = 80,5 \text{ МПа} < 127,5 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження на зминання для ст.М18А $[\sigma_{\text{зм}}] = 127,5 \text{ МПа [4, стор. 79]}$

1.9 Розрахунок вісі нижніх блоків поліспада

Матеріал вісі - сталь 40Х

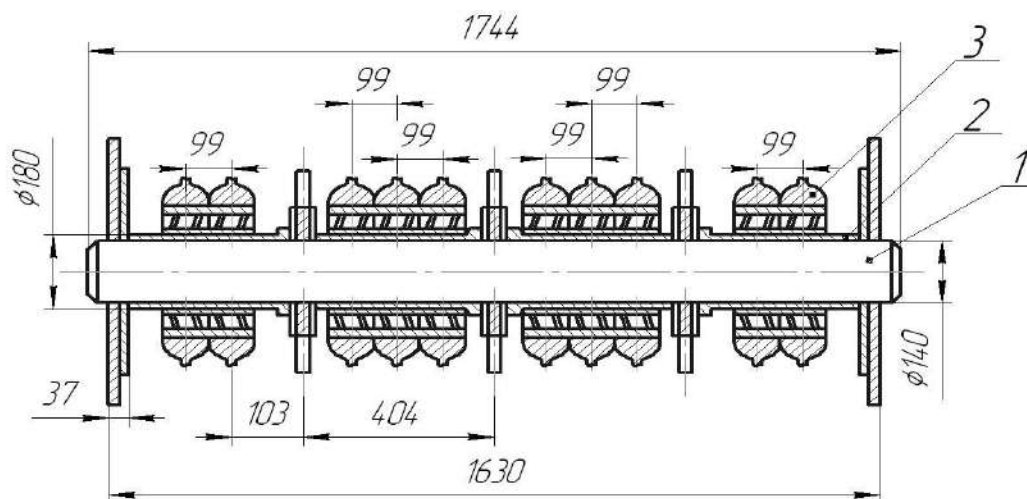


Рисунок 1.12 – Вісь нижніх блоків поліспада

Дійсна довжина крайніх прольотів 392,5 для спрощення приймаємо 404

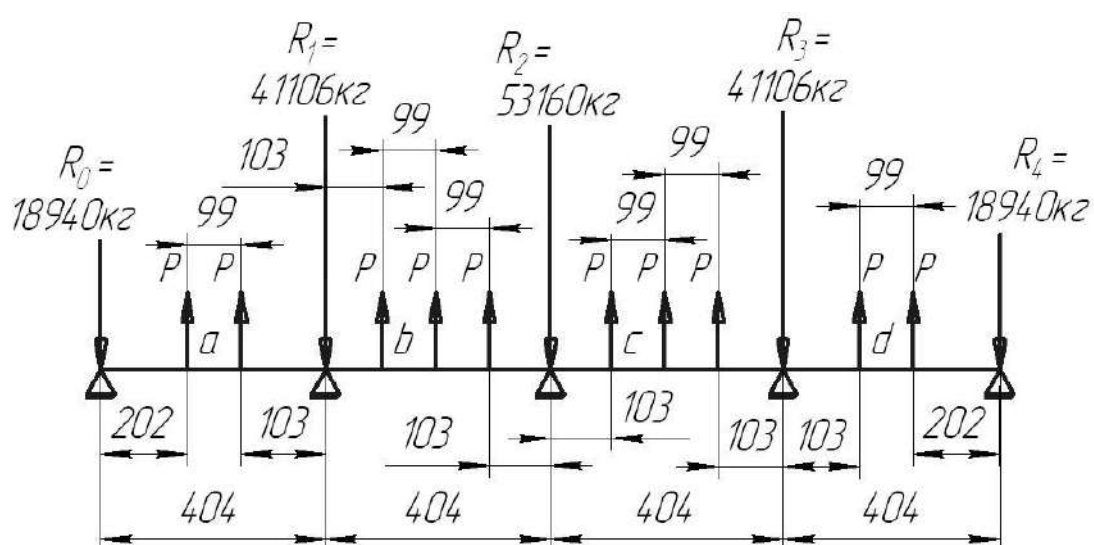


Рисунок 1.13 – Розрахункова схема вісі

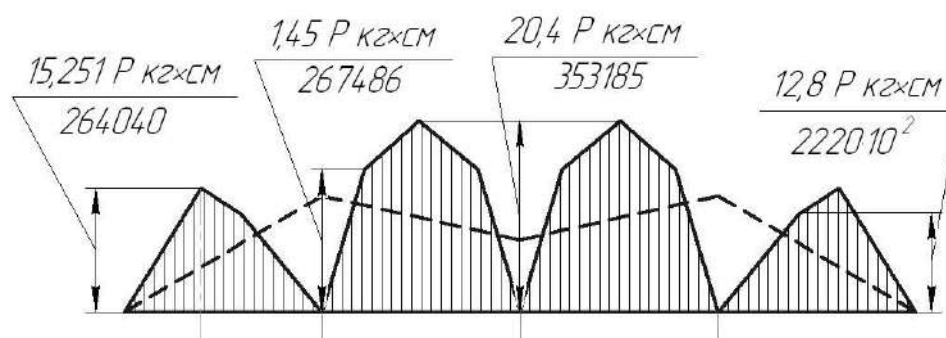


Рисунок 1.14 – Епюра згинальних моментів основної системи

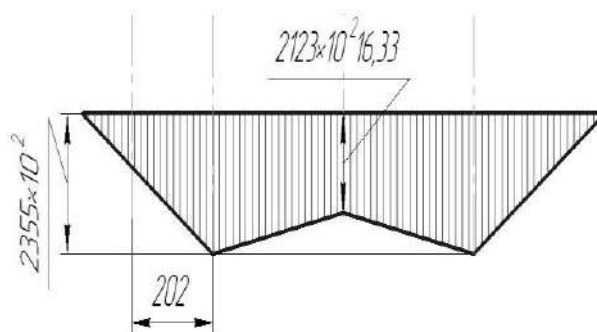


Рисунок 1.15 – Епюра згинальних моментів від опорних моментів M_1 , M_2 , M_3

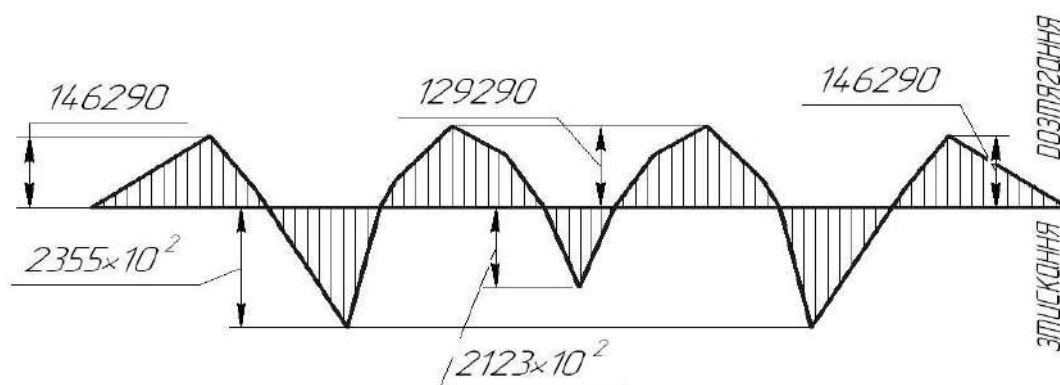


Рисунок 1.16 – Епюра згинальних моментів нерозрізної балки

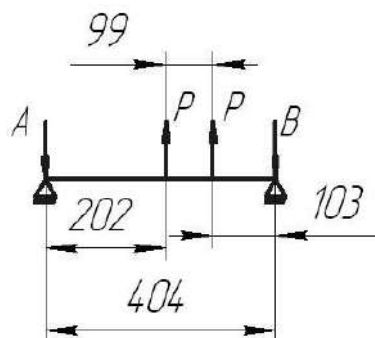


Рисунок 1.17 – Перший проліт вісі

Рахуємо перший проліт як статично визначену балку.

$$A + B = 2 \cdot P$$

$$20.2 \cdot P + (20.2 + 9.9) \cdot P - 40.4 \cdot B = 0$$

$$B = \frac{50.3 \cdot P}{40.4} = 1.245 \cdot P$$

$$A = 2 \cdot P - B = 2 \cdot P - 1.245 \cdot P = 0.755 \cdot P$$

де P – зусилля, що приходить на один блок;

$G_{\text{тр}} = 26250$ кг – вага траверси

$$P = \frac{G_{\text{тр}} + Q_{\text{ван}}}{n} \quad (1.51)$$

$$P = \frac{26250 + 320000}{20} = 17313 \text{ кг}$$

Користуємося теоремою трьох моментів [1, стор. 457].

$$\begin{aligned} M_{n-1} \cdot l_n + 2 \cdot M_n \cdot (l_n + l_{n+1}) + M_{n+1} \cdot l_{n+1} = \\ = -6 \cdot \left[\frac{\omega_n \cdot a_n}{l_n} + \frac{\omega_{n+1} \cdot b_{n+1}}{l_{n+1}} \right] \end{aligned} \quad (1.52)$$

де M_n – згинальний момент на n опорі;

l_n – довжина, n – ого прольоту;

ω_n – площа епюри згинальних моментів на n ому прольоті основної системи;

a_n – відстань центру ваги епюри згинальних моментів осн. сист. на

n – ому прольоті від лівої опори;

b_{n+1} – теж саме на $n + 1$ прольоті від правої опори.

Для нашого випадку рівняння трьох моментів має вигляд:

$$\begin{cases} 2 \cdot M_1 \cdot (l_1 + l_2) + M_2 \cdot l_2 = -6 \cdot \left[\frac{-\omega_1 \cdot a_1}{l_1} + \frac{(-\omega_2 \cdot b_2)}{l_2} \right] \\ 2 \cdot M_2 \cdot (l_2 + l_3) + M_1 \cdot l_2 + M_3 \cdot l_3 = -6 \cdot \left[\frac{-\omega_2 \cdot a_2}{l_2} + \frac{(-\omega_3 \cdot b_3)}{l_3} \right] \\ 2 \cdot M_3 \cdot (l_3 + l_4) + M_2 \cdot l_3 = -6 \cdot \left[\frac{-\omega_3 \cdot a_3}{l_3} + \frac{(-\omega_4 \cdot b_4)}{l_4} \right] \end{cases} \quad (1.53)$$

На крайніх опорах : $M_0 = M_4 = 0$

$$l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l$$

$$\begin{cases} 4 \cdot M_1 \cdot l^2 + M_2 \cdot l^2 = 6 \cdot (\omega_1 \cdot a_1 + \omega_2 \cdot b_2) \\ 4 \cdot M_2 \cdot l^2 + M_1 \cdot l^2 = 6 \cdot (\omega_2 \cdot a_2 + \omega_3 \cdot b_3) \\ 4 \cdot M_3 \cdot l^2 + M_2 \cdot l^2 = 6 \cdot (\omega_3 \cdot a_3 + \omega_4 \cdot b_4) \end{cases} \quad (1.54)$$

Визначимо відстань центра ваги епюри згинальних моментів на першому прольоті від опори О:

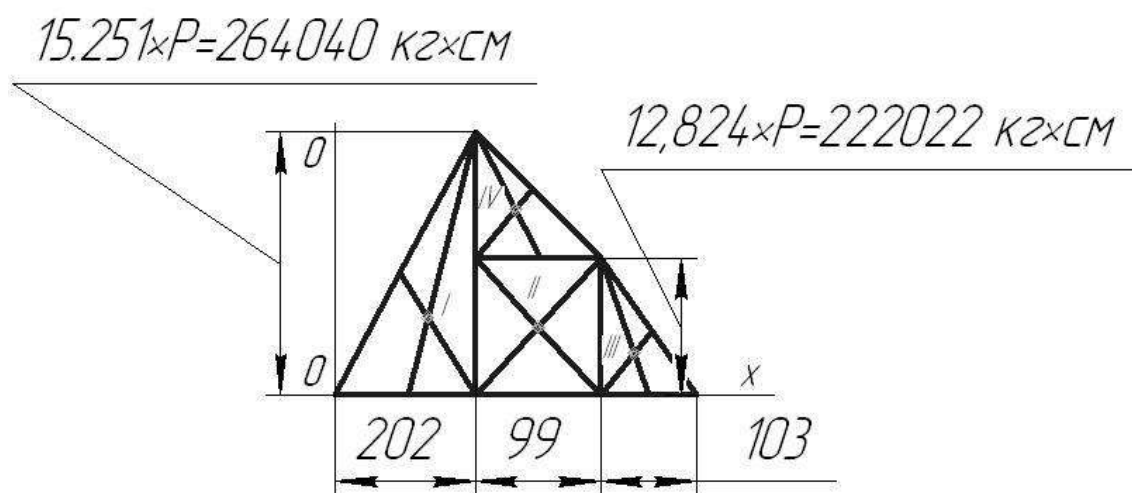


Рисунок 1.18 - Центри ваги епюри згинальних моментів на першому прольоті

$$X_{ц.в.} = \frac{\sum X_{i.ц.в.} \cdot F_i}{\sum F_i} \quad (1.55)$$

де F_i – площа елементарної фігури;

$X_{i.ц.в.}$ – відстань ц.в. 1-ої фігури від 0-0.

$$15,251 \cdot P = 26404 \text{ Нм}$$

$$12,824 \cdot P = 22202,2 \text{ Нм}$$

$$X_{ц.в.} = \frac{\frac{2}{3} \cdot 20,2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 264040 \cdot 20,2 + (20,2 + 4,95) \cdot 9,9 \cdot 222022}{\frac{1}{2} \cdot 264040 \cdot 20,2 + 9,9 \cdot 222022 + \frac{1}{2} \cdot 10,3 \cdot 222022 + \frac{1}{2} \cdot 9,9 \cdot 42018} +$$

$$+ \frac{\left(20,2 + 9,9 + \frac{1}{3} \cdot 10,3\right) \cdot \frac{1}{2} \cdot 10,3 \cdot 222022 + \left(20,2 + 9,9 \cdot \frac{1}{3}\right) \cdot \frac{1}{2} \cdot 9,9 \cdot 42018}{\frac{1}{2} \cdot 264040 \cdot 20,2 + 9,9 \cdot 222022 + \frac{1}{2} \cdot 10,3 \cdot 222022 + \frac{1}{2} \cdot 9,9 \cdot 42018} =$$

$$\frac{35895182 + 55 \cdot 280 \cdot 153 + 38338648 + 4 \cdot 887742}{2666804 + 2198018 + 1143413 + 207989} =$$

$$\frac{35895182 + 55 \cdot 280 \cdot 153 + 38338648 + 4 \cdot 887742}{2666804 + 2198018 + 1143413 + 207989} = \frac{134401725}{6216224} = 21,6 \text{ см}$$

$$\omega_1 = \omega_4 = 6216224 \text{ см}^2$$

$$\omega_2 = \omega_3 = 8899750 \text{ см}^2$$

$$\begin{cases} 4 \cdot M_1 \cdot 40,4^2 + M_2 \cdot 40,4^2 = 6 \cdot (6216224 \cdot 21,6 + 8899750 \cdot 20,2) \\ 4 \cdot M_2 \cdot 40,4^2 + M_1 \cdot 40,4^2 + M_3 \cdot 40,4^2 = 6 \cdot (8899750 \cdot 20,2 + 8899750 \cdot 20,2) \\ 4 \cdot M_3 \cdot 40,4^2 + M_2 \cdot 40,4^2 = 6 \cdot (6216224 \cdot 21,6 + 8899750 \cdot 20,2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} 4 \cdot M_1 \cdot 1632 + M_2 \cdot 1632 = 6 \cdot (1343 \cdot 10^5 + 1798 \cdot 10^5) \\ 4 \cdot M_2 \cdot 1632 + M_1 \cdot 1632 + M_3 \cdot 1632 = 6 \cdot (1798 \cdot 10^5 + 1798 \cdot 10^5) \\ 4 \cdot M_3 \cdot 1632 + M_2 \cdot 1632 = 6 \cdot (1343 \cdot 10^5 + 1798 \cdot 10^5) \end{cases}$$

$$\begin{cases} 4 \cdot M_1 + M_2 = 1154 \cdot 10^3 \\ 4 \cdot M_2 + M_1 + M_3 = 1320 \cdot 10^3 \\ 4 \cdot M_3 + M_2 = 1154 \cdot 10^3 \end{cases}$$

Вирішивши ці три рівняння отримуємо :

$$M_1 = 23550 \text{ Нм}$$

$$M_2 = 21230 \text{ Нм}$$

$$M_3 = 23550 \text{ Нм}$$

Визначимо напруження , що виникають на опорах 1, 2, 3.

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (1.56)$$

$$W = 0.1 \cdot d^3 \quad (1.57)$$

$$W = 0.1 \cdot 14^3 = 274.4 \text{ см}^3$$

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W} = \frac{235500}{274,4} = 85,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{W} = \frac{212300}{274,4} = 77,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_3 = \frac{M_1}{W} = \frac{235500}{274,4} = 85,8 \text{ МПа}$$

Визначимо напруження в точках a, b, c, d.

$$\sigma_a = \sigma_d = \frac{M_a}{W} = \frac{146290}{274.4} = 53.5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{129290}{274.4} = 47.1 \text{ МПа} \quad (1.58)$$

$$M_a = 264040 - \frac{235500}{2} = 14629 \text{ Нм}$$

$$M_a = M_d$$

$$M_b = 353185 - \frac{235500 + 212300}{2} = 12929 \text{ Нм}$$

$$M_b = M_c$$

Для визначення напружень зминання у листах, які підтримують вісь нижніх блоків поліспасти, визначимо реакції, які виникають в опорах нижньої вісі блоків.

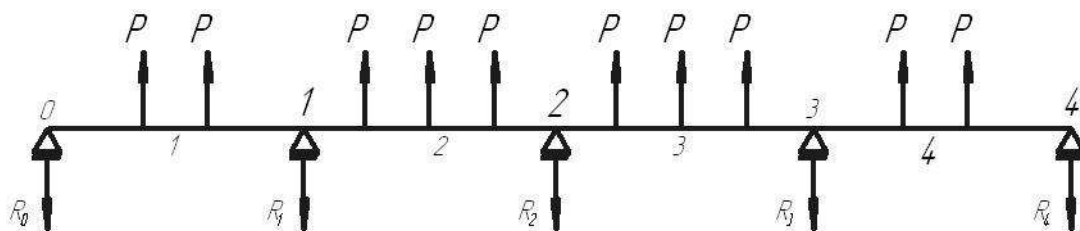


Рисунок 1.19 – Розрахункова схема нижньої вісі блоків

Опорні реакції кожного прольоту визначаються окремо за формулою:

$$R_{n-1}^n = A_n^0 - \frac{M_{n-1}}{l_n} + \frac{M_n}{l_n} \quad (1.59)$$

$$R_n^n = B_n^0 + \frac{M_{n-1}}{l_n} - \frac{M_n}{l_n} \quad (1.60)$$

Повна реакція для n-ої опори :

$$R_n = R_n^n + R_n^{n+1} \quad (1.61)$$

де індекси біля букви R означають: верхній номер – номер прольоту, нижній номер – номер опори)

A_n^0 та B_n^0 – опорні реакції у основній балці від зовнішнього навантаження

l_n – довжина n-ого прольоту балки;

M_n – згинальний опорний момент

$$R_0^1 = A_1^0 - \frac{M_0}{l_1} + \frac{M_1}{l_1} \quad (1.62)$$

$$R_1^1 = B_1^0 + \frac{M_0}{l_1} - \frac{M_1}{l_1} \quad (1.63)$$

$$R_1^2 = A_2^0 - \frac{M_1}{l_2} + \frac{M_2}{l_2} \quad (1.64)$$

$$R_2^2 = B_2^0 + \frac{M_1}{l_2} - \frac{M_2}{l_2} \quad (1.65)$$

$$P = 173130 \text{ Н}$$

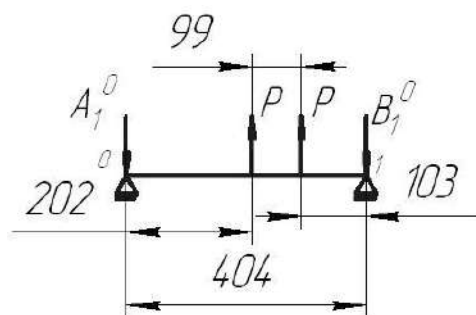


Рисунок 1.20 – Перший проліт нижньої вісі

$$A_1^0 = \frac{P \cdot 20.2 + P \cdot 10.3}{40.4} = \frac{P \cdot 30.5}{40.4} = \frac{17313 \cdot 30.5}{40.4} = 131000 \text{ Н}$$

$$B_1^0 = 2 \cdot P - A_1^0 = 2 \cdot 17 \cdot 313 - 131000 \approx 215260 \text{ Н}$$

$$R_0^1 = 131000 + \frac{2355000}{40.4} = 189400 \text{ Н}$$

$$R_1^1 = 215260 - \frac{2355000}{40.4} = 156860 \text{ Н}$$

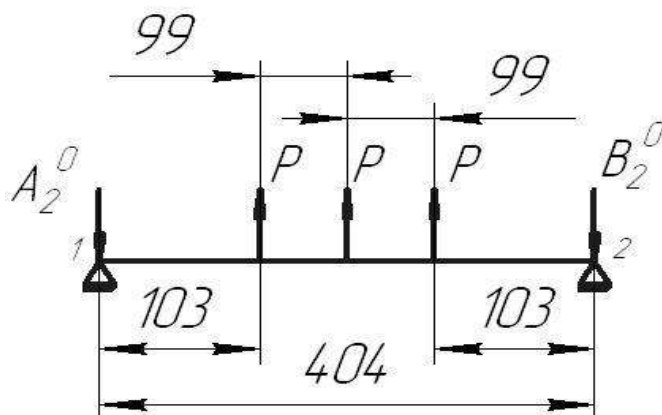


Рисунок 1.21 – Другий проліт нижньої вісі

$$A_2^0 = B_2^0 = \frac{3 \cdot P}{2} = \frac{3 \cdot 173130}{2} = 260000 \text{ Н}$$

$$R_1^2 = 260000 - \frac{2355000}{40.4} + \frac{2123000}{40.4} = 254200 \text{ Н}$$

$$R_2^2 = 260000 + 58400 - 52600 = 265800 \text{ Н}$$

$$R_0 = R_0^1 = 189400 \text{ Н}$$

$$R_1 = R_1^1 + R_1^2 = 156860 + 254200 = 411060 \text{ Н}$$

$$R_2 = R_2^2 + R_2^3 = 2 \cdot R_2^2 \approx 2 \cdot 265800 = 531600 \text{ Н}$$

Перевіряємо листи на зминання в опорі 2.

$$\sigma_{зм} = \frac{R_2}{d \cdot \delta} = \frac{531600}{140 \cdot 60} = 62 \text{ МПа} \quad (1.66)$$

Перевіряємо вісь на витривалість.

Найменша допустима величина запасу витривалості:

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \quad (1.67)$$

де $K_1 = 1,5$ [3] – коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності деталі;

$K_2 = 1,3$ [3] – коефіцієнт, що враховує різницю між дійсними та розрахунковими навантаженнями та напруженнями;

$K_3 = 1,5$ [3] – коефіцієнт, який враховує надійність матеріалу.

$$K = 1,5 \cdot 1,3 \cdot 1,5 = 2,93$$

При пульсуючих навантаженнях з урахуванням тільки напружень згину запас міцності на витривалість: $n_\sigma \geq K$.

$$n_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{\left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} + \psi_{\sigma}\right) \cdot \sigma_a} \quad (1.68)$$

де

$$\sigma_a = 53,3 \text{ МПа};$$

$K_{\sigma} = 1$ [3] – ефективний коефіцієнт концентрації напружень при згині;

$\psi_{\sigma} = 0,15$ [3] – коефіцієнт, що враховує вплив на витривалість постійної складової напруження :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (1.69)$$

$\varepsilon = 0,54$ [3] – масштабний фактор в залежності від діаметра вісі ;

σ_{-1} – межа витривалості при згині.

Для зразка зі сталі ст.40Х, $\varnothing 140$ мм межа витривалості на згин

$\sigma_{-1} = 485$ МПа. [1] (перевіряємо на витривалість переріз а – а, так як тут знаходиться отвір для змазки)

$$n_{\sigma} = \frac{2 \cdot 4850}{\left(\frac{1}{0,54} + 0,15\right) \cdot 535} = \frac{9700}{1,85 \cdot 535} = 9,7$$

$$n_{\sigma} \geq K$$

$9,7 \geq 2,93$ – отриманий запас витривалості більш ніж достатній.

Перевіримо запас міцності за опором пластичній деформації.

Найменша допустима величина запасу міцності :

$$K_s = K_{s1} \cdot K_{s2} \cdot K_{s3} \quad (1.70)$$

де $K_{s1} = 1,3$ [3] – коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності деталі;

$K_{s2} = 1$ [3] – коефіцієнт, що враховує різницю між дійсними та розрахунковими навантаженнями та напруженнями K_{s3} – коефіцієнт, що враховує ступінь пластичності матеріалу, залежить від :

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{5920}{8800} = 0,673$$

$$K_s = 1,3 \cdot 1 \cdot 1,65 = 2,14 ; n_s \geq K_s$$

Дійсний запас міцності :

$$n_s = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{5920}{535} = 11 \quad (1.71)$$

$$11 > 2,14$$

Перевіримо втулку на міцність:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{353185}{362} = 97.6 \text{ МПа} \quad (1.72)$$

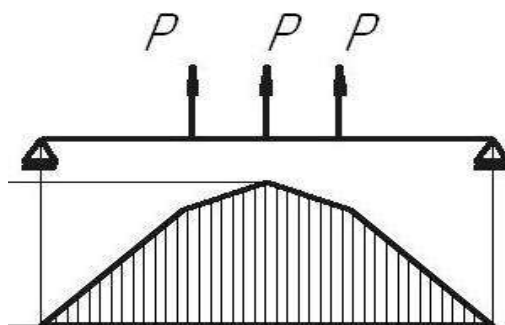


Рисунок 1.22 – Епюра моментів, що діють на втулку

$$W = \frac{\pi}{4} \cdot \left(R^3 - \frac{r^4}{R} \right) \quad (1.73)$$

$$W = \frac{3.14}{4} \cdot \left(9^3 - \frac{7^4}{9} \right) = 362 \text{ см}^3$$

Визначаємо термін служби підшипника № 3536 радіально – сферичного дворядного за формулою [3]:

$$C_{\text{тр}} = Q \cdot (n \cdot h)^{0.3} \quad (1.74)$$

де Q – приведена (умовне) навантаження;

n – кількість обертів за хв.;

h – термін служби у годинах;

$C_{\text{тр}}$ – необхідний коефіцієнт працездатності

Для роликотпідшипників з циліндричними роликами:

$$Q = R \cdot K_k \cdot K_\delta \cdot K_m \quad (1.75)$$

де $K_k = 1,1$ [3] – кінематичний коефіцієнт;

$K_\delta = 1,2$ [3] – динамічний коефіцієнт;

$K_m = 1,05$ [3] – температурний коефіцієнт.

Максимальні оберти підшипника :

$$n = \frac{V_{\text{ван}} \cdot a}{\pi \cdot D} = 8,22 \frac{\text{об}}{\text{хв}} \quad (1.76)$$

де $V_{\text{ван}} = 2,4 \frac{\text{м}}{\text{хв}}$ – швидкість підймання вантажу;

$a = 10$ – кратність поліспасту;

$D = 0.93 \text{ м}$ – діаметр блоку + діаметр канату ;

$R = 173130 \text{ Н}$ – навантаження на підшипник

Коефіцієнт працездатності вибраного підшипника $C = 1160000$ (за каталогом). Повинно бути: $C \geq C_{тр}$. Для $h = 8000$ годин застосовується поправочний коефіцієнт $K_\partial = 1.2$ [3].

$$Q = 17313 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,05 \cdot 1,2 \approx 288000 \text{ Н}$$

$$C_{тр} = 28800 \cdot (10 \cdot 8000)^{0,3} = 28800 \cdot 29,5 = 850000$$

$$1160000 > 850000$$

1.10 Перевірка на згин листів під опорою 2

Матеріал сталь М18А. Опора 2 сприймає навантаження $R_2 = 531600 \text{ Н}$.

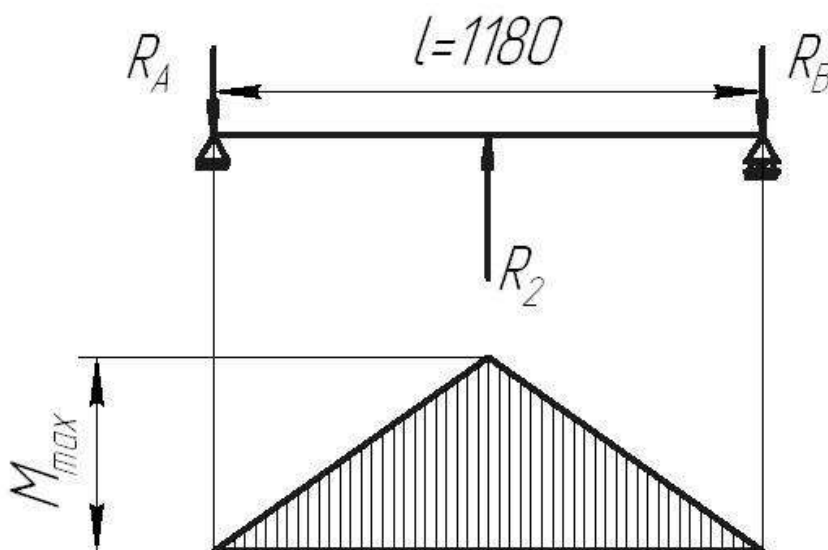


Рисунок 1.23 – Розрахункова схема та епюра моментів

$$M_{max} = \frac{R_2 \cdot l}{4} \quad (1.77)$$

$$M_{max} = \frac{53160 \cdot 118}{4} = 157000 \text{ Нм}$$

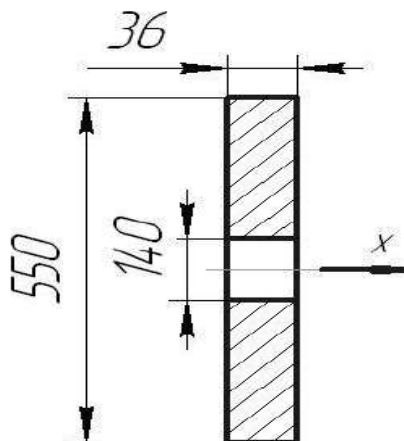


Рисунок 1.24 – Переріз листа на яке діє навантаження

Момент опору перерізу листа під навантаженням:

$$W = \frac{3.6 \cdot (55^3 - 14^3)}{12 \cdot 27.5} = \frac{3.6 \cdot (166400 - 2740)}{330} = 1785 \text{ см}^3$$

Напруження що виникають у листі :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} \quad (1.78)$$

$$\sigma_{max} = \frac{1570000}{1785} = 88 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} < [\sigma] = 180 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження при згині для ст. М18а $[\sigma] =$
180 МПа, [4, табл. 1.41]

1.11 Перевірка швів на зріз

$$R_A = R_B = 265800 \text{ Н}$$

Таке навантаження сприймають два шва довжиною $l = 80 \text{ см}$, катет швів $h = 2 \text{ см}$. Площа зрізу :

$$S = 2 \cdot 80 \cdot 0.7 \cdot 2 = 224 \text{ см}^2$$

Напруження що виникають у швах :

$$\sigma = \frac{R_A}{S} = \frac{26580}{224} = 11.9 \text{ МПа} \quad (1.79)$$

$$\sigma < 0.6 \cdot [\sigma]$$

$$0.6 \cdot [\sigma] = 0.6 \cdot 180 = 108 \text{ МПа}, [4, \text{стр.79, табл. 1.42}].$$

1.12 Перевірка швів на згин

Вважаємо , що шви створюють жорстке защемлення листів.

Моменти в затисканні:

$$M_A = M_B = \frac{R_2 \cdot l}{8} = \frac{53160 \cdot 118}{8} = 78500 \text{ Нм}$$

Вважаємо , що моменти у защемленнях сприймаються швами.

Момент опору шва :

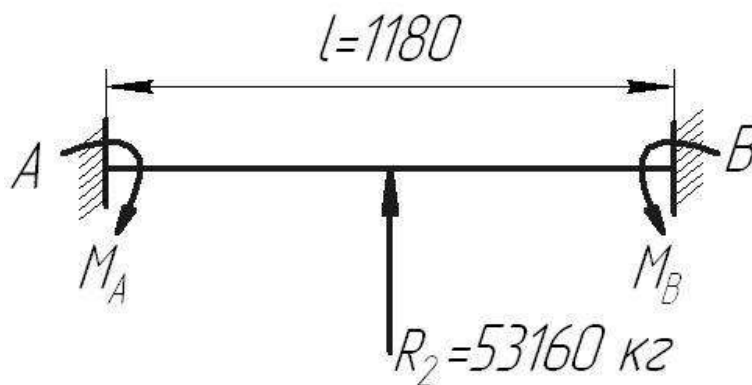


Рисунок 1.25 – Розрахункова схема

$$W = \frac{2 \cdot h \cdot l^2}{6} \quad (1.80)$$

$$W = \frac{2 \cdot 2 \cdot 80^2}{6} = 4260 \text{ см}^3$$

Напруження у швах :

$$\sigma = \frac{M_A}{W} = \frac{785000}{4260} = 18.4 \text{ МПа}$$

$$\sigma < 0,8 \cdot [\sigma]$$

$$0,8 \cdot [\sigma] = 0,8 \cdot 180 = 144 \text{ МПа, [4, табл. 1.42]}$$

1.13 Розрахунок бокових листів траверси

Допустимі напруження при згині для ст. М18А $[\sigma] = 180 \text{ МПа}$ [4, стр.79].

$$M_{max} = (43313 - 9470) \cdot 80 - 20553 \cdot 40 = 271000 - 82200 = 188800 \text{ Нм}$$

Момент опору у цьому перерізі :

$$W = \frac{2.5 - 80^2}{6} = 2660 \text{ см}^3$$

Напруження що виникають у листі :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} \quad (1.81)$$

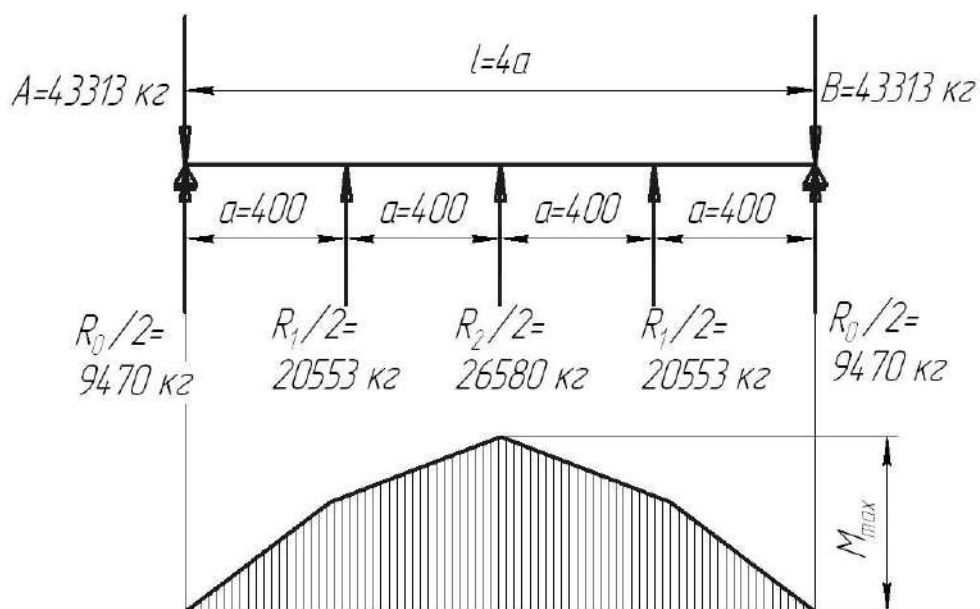


Рисунок 1.26 – Розрахункова схема

$$\sigma_{max} = \frac{1888000}{2660} = 71 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} < [\sigma] \quad [\sigma] = 180 \text{ МПа}$$

1.14 Розрахунок швів кріплення бокових листів до щоки

Вважаємо, що шви створюють жорстке защемлення бокових листів і що згинаючі моменти, виникаючі у защемленні, сприймаються тільки швами, катет шва $h = 2$ см.

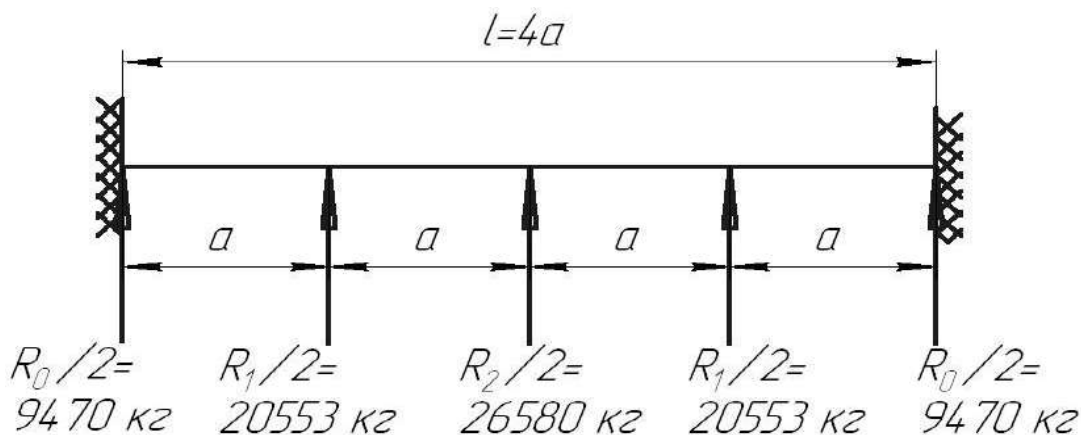


Рисунок 1.27 – Розрахункова схема

Момент в защемленні :

$$M = \frac{R_2}{2} \cdot \frac{4 \cdot a}{8} + \frac{R_1}{2} \cdot \frac{a \cdot (3 \cdot a)^2}{(4 \cdot a)^2} + \frac{R_1}{2} \cdot \frac{a^2 \cdot (3 \cdot a)}{(4 \cdot a)^2} \quad (1.82)$$

$$M = \frac{R_2 \cdot a}{4} + \frac{3}{8} \cdot R \quad (1.83)$$

$$a = \frac{53160 \cdot 40}{4} + \frac{3}{8} \cdot 41106 \cdot 40 = 114760 \text{ Нм}$$

Момент опору швів у защемленні :

$$W = \frac{2 \cdot 2 \cdot 80^2 \cdot 0.7}{6} = 3000 \text{ см}^3$$

Напруження у швах :

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1147600}{3000} = 38,3 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{ш}} \quad [\sigma]_{\text{ш}} = 76,5 \text{ МПа}$$

1.15 Перевірка цих швів на зрізання

Шви сприймають навантаження :

$$P = \frac{G_{\text{ван}}}{2} + \frac{G_{\text{гак}}}{2} \quad (1.84)$$

$$P = \frac{160000}{2} + \frac{5560}{2} = 827800 \text{ Н}$$

Площа зрізання швів :

$$F_{\text{зр}} = 4 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 80 = 448 \text{ см}^2$$

Напруження зрізання швів :

$$\sigma_{\text{зр}} = \frac{P}{F_{\text{зр}}} \quad (1.85)$$

$$\sigma_{\text{зр}} = \frac{82780}{448} = 18,5 \text{ МПа}$$

1.16 Перевірка швів кріплення щік до вертикальних листів траверси

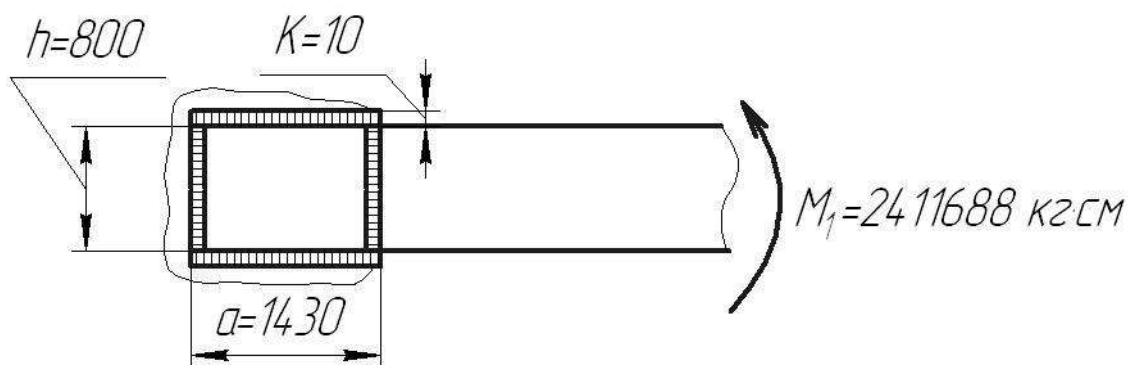


Рисунок 1.28 – Розрахункова схема

Вважаємо, що ці шви сприймають M , еквівалентний половині моменту $M = 482337.5$ Нм. Напруження у швах:

$$\tau = \frac{M_1}{0.7 \cdot k \cdot a \cdot (h + k) + 2 \cdot \frac{0.7 \cdot k \cdot h^2}{6}} \quad (1.86)$$

$$\tau = \frac{2411688}{0.7 \cdot 1 \cdot 143 \cdot (80 + 1) + 2 \cdot \frac{0.7 \cdot 1 \cdot 80^2}{6}}$$

$$\tau = \frac{2411688}{8100 + 1490} = 25,2 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження для швів $[\sigma]_{\text{ш}} = 0,45 \cdot [\sigma] = 0,45 \cdot 170 = 76,5$ МПа, де $[\sigma] = 170$ МПа – допустимі напруження для основного матеріалу сталь М18А [6, стор.216]

1.17 Розрахунок канату

1. Вантаж підвішений на 40 гілках.

2. Кількість робочих блоків одного поліспаста $n = 5$.

3. Кількість поліспастів 4.

4. Кратність поліспасту $a = 10$.

ККД блока за умов поганої змазки та роботи при високих температурах $\eta = 0,97$

ККД поліспаста:

$$\eta_i = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i-1}}{a} = 0,875 \quad (1.87)$$

$G_k = 3360$ кг – вага канату

$Q_{\text{ван}} = 320000$ кг – вага підіймаємого вантажу

$$G = G_{\text{тр}} + G_k \quad (1.88)$$

$$G = 26250 + 3360 = 29610 \text{ кг}$$

G – вага траверси з гаками, блоками та канатом.

Навантаження на один поліспаст :

$$Q_{\Pi} = \frac{G + Q_{\text{ван}}}{4} \quad (1.89)$$

$$Q_{\Pi} = \frac{29610 + 320000}{4} = 874020 \text{ Н}$$

Найбільший натяг канату при роботі механізму :

$$S = Q_n \cdot \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a} \quad (1.90)$$

$$S = 87402 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 - 0.74} = 100840 \text{ Н}$$

Розривне зусилля канату :

$$S_{max} = Z_p \cdot S = 9 \cdot 100840 = 907560 \text{ Н}$$

$Z_p=9$ – коефіцієнт запасу міцності для легкого режиму [Додаток А]

За розривним зусиллям обираємо канат сталевий 39,5-В-В-Н-Р-Т-1960 ГОСТ 7668-80 подвійної навивки діаметром $d_k = 39,5$ мм з лінійним контактом дрітників в сталці типу ЛК-РО з одним органічним сердечником, $S_{роз} = 935000$ Н [Додаток Б]. Згідно з [2] для канатів діаметром 39.5 мм необхідно встановити 5 гвинтових затискачів, мінімальна відстань між затискачами $6 \cdot d_k = 6 \cdot 39,5 = 237$ мм.

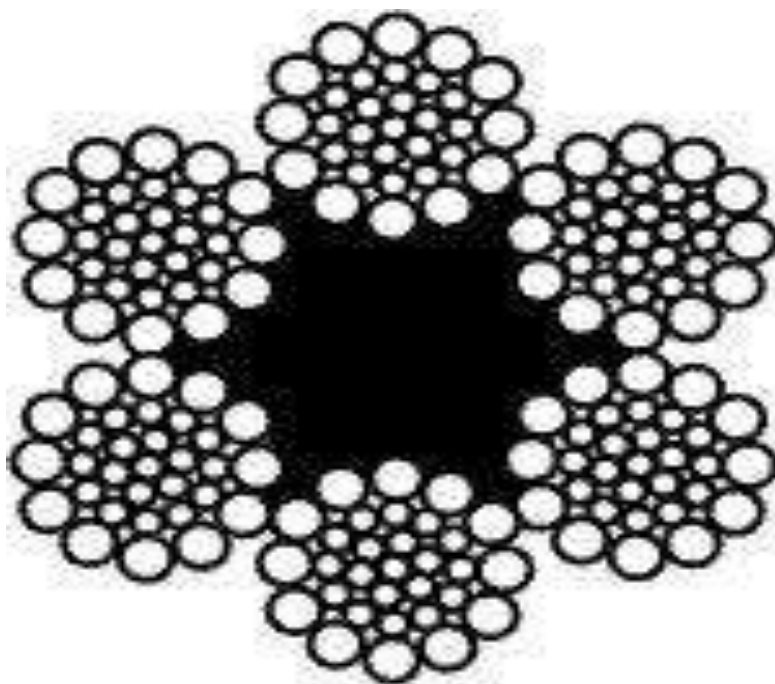


Рисунок 1.29 – Канат – 39,5-В-В-Н-Р-Т-1960 ГОСТ 7668-80

1.18 Верхня вісь блоків

Матеріал вісі сталь 40Х, $\sigma_T = 584$ МПа, $\sigma_{-1} = 400$ МПа, $\sigma_B = 880$ МПа

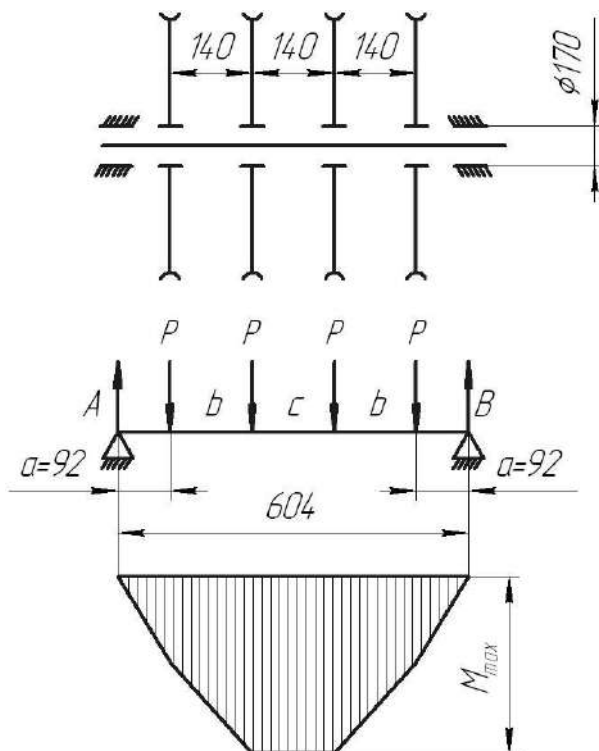


Рисунок 1.30 – Кінематична, розрахункова схеми, та епюра моментів
Середній натяг однієї гілки канату :

$$S_{max} = \frac{Q_{ван} + G}{n} \quad (1.91)$$

$n = 40$ – кількість гілок канату;

$$S_{max} = \frac{320000 + 29610}{40} = \frac{349610}{40} = 87500 \text{ Н}$$

$$S_{min} = \frac{G}{n} \quad (1.92)$$

$$S_{min} = \frac{29610}{40} = 7500 \text{ Н}$$

Навантаження на блок :

$$P_{max} = 2 \cdot S_{max} = 2 \cdot 8750 = 175000 \text{ H}$$

$$P_{min} = 2 \cdot S_{min} = 2 \cdot 7500 = 15000 \text{ H}$$

Реакції опор :

$$A = B = 2 \cdot P_{max} = 2 \cdot 175000 = 350000 \text{ H}$$

$$A = B = 2 \cdot P_{min} = 2 \cdot 15000 = 30000 \text{ H}$$

Коефіцієнт асиметрії:

$$R = \frac{P_{min}}{P_{max}} = \frac{1500}{17500} = 0,086 \quad (1.93)$$

Максимальний згинаючий момент :

$$M_{max} = 2 \cdot P_{max} \cdot (a + b) - P_{max} \cdot b \quad (1.94)$$

$$M_{max} = 35000 \cdot 9.2 + 17500 \cdot 14 = 56700 \text{ Нм}$$

Максимальні напруження від згинаючого моменту :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{M}{0.1 \cdot d^3} \quad (1.95)$$

$$\sigma_{max} = \frac{567000}{0.1 \cdot 17^3} = 115 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = R \cdot \sigma_{max} = 0.086 \cdot 115 = 9.9 \text{ МПа} \quad (1.96)$$

Запас міцності по відношенню до межі текучості :

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{5840}{1150} = 5.08 \quad (1.97)$$

1.19 Розрахунок запасу міцності по опору втомі вісі верхніх блоків

Дійсний запас витривалості для згину :

$$\eta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (1.98)$$

Середнє значення напружень у циклі:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (1.99)$$

$$\sigma_m = \frac{1150 + 99}{2} = 62,5 \text{ МПа}$$

Амплітуда зміни напружень у циклі:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (1.100)$$

$$\sigma_a = \frac{1150 - 99}{2} = 52,5 \text{ МПа}$$

$K_{\sigma} = 1$ [3] – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, що враховує вплив поперечних отворів.

$K_{\sigma} = 1$ [3], так як поперечний отвір розташований під 90° до максимальних згинаючих напружень.

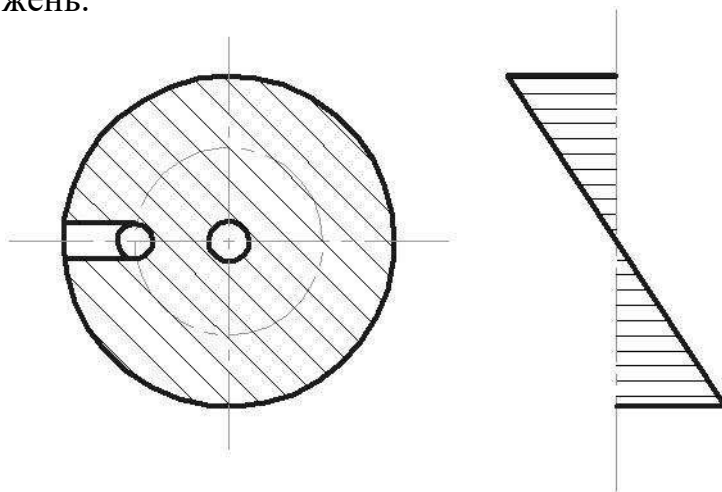


Рисунок 1.31 – Вісь верхніх блоків в розрізі

$\varepsilon = 0,52$ [3, таблиця 124] – масштабний фактор

$\psi_{\sigma} = 0,15$ [3, стор. 291, таблиця 124] – коефіцієнт, що враховує вплив на витривалість постійної складової напруження σ_m .

Визначимо число циклів навантаження осі. Приймаємо $N=1$ кількість випадків дії максимального навантаження протягом однієї години (приблизно 7 розливань за зміну).

Оскільки кількість циклів навантаження осі істотно менша, ніж у більшості типових обертових елементів механізму, розрахунок на витривалість доцільно виконувати за еквівалентним навантаженням.

Позначимо n як загальну кількість навантажень крана.

Розрахунковий строк служби осі для умов дуже важкого режиму експлуатації приймається рівним 10 рокам.

$$n = 1 \cdot 7 \cdot 3 \cdot 365 \cdot 10 \approx 100000 \ll 10^7$$

Для кранів при важкому та дуже важкому режимах роботи з терміном експлуатації 5-10 років коефіцієнт терміна експлуатації $K_\sigma = 1$ [3, стор. 14 – 15], тому $P_{\text{екв}} = P_{\text{ном}}$

Дійсний запас витривалості :

$$\eta_\sigma = \frac{4000}{\frac{1}{0,52} \cdot 525 + 0,15 \cdot 625} = \frac{4000}{1020 + 93,8} = 3,59$$

$$\eta_\sigma \geq K; 3,59 > 2,93 \text{ (як для вісі нижніх блоків)}$$

$K = 2,96$ – найменша допустима величина запасу витривалості .

Розрахунок запасу міцності вісі опору пластичним деформаціям :

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} \geq K_s \quad (1.101)$$

$$n_T = \frac{5840}{1150} = 5.08$$

Найменша допустима величина запасу міцності опору пластичній деформації:

$$K_s = K_{s1} \cdot K_{s2} \cdot K_{s3} \quad (1.102)$$

$$K_s = 1,3 \cdot 1 \cdot 1,6 = 2,08$$

$$n_T \geq K_s; 5,08 > 2,08$$

(зміст коефіцієнтів такий самий , як і для вісі нижніх блоків)

K_{s3} – коефіцієнт , що враховує ступінь пластичності матеріалу, залежить від :

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{5840}{8800} = 0,66$$

$$K_{s3} = 1,6 \text{ [3, стор. 304, табл. 133]}$$

1.20 Розрахунок балансиру

Матеріал ст.3, термообробка – відпуск.

$\sigma_T = 240 \text{ МПа [3]}$ - межа текучості при розтяганні,

$\sigma_{T_{зг.}} = \sigma_T \cdot 1,2 = 2400 \cdot 1,2 = 288 \text{ МПа [3]}$, $\sigma_{T_{зг.}}$ – межа текучості при згині;

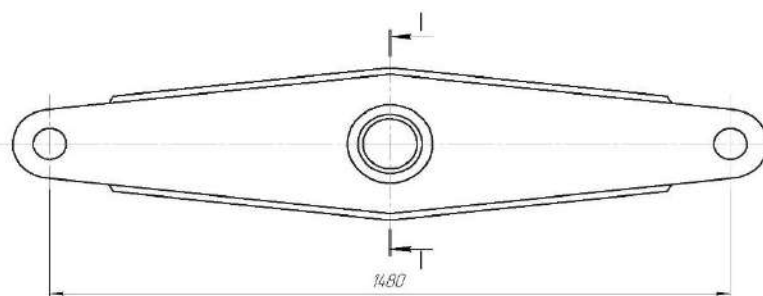


Рисунок 1.32 – Балансир

Максимальний згинаючий момент виникає у перерізі I-I.

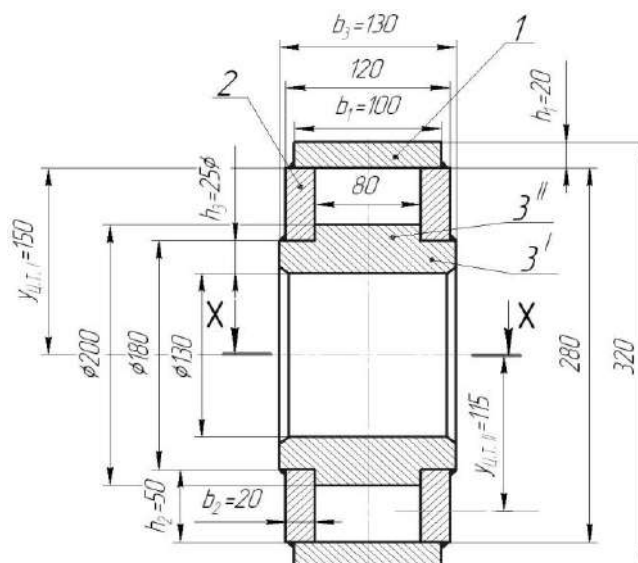


Рисунок 1.33 – Переріз I-I

Визначимо момент інерції перерізу I-I відносно нейтральної вісі X-X:

$$\begin{aligned}
 I_{x-x} = & 2 \cdot \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + 2 \cdot b_1 \cdot h_1 \cdot Y_{\text{ц.Б.1}(x-x)}^2 + 4 \cdot \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + 4 \cdot b_2 \cdot h_2 \cdot Y_{\text{ц.Б.2}(x-x)}^2 + \\
 & + 2 \cdot \frac{b_{3'} \cdot h_{3'}^3}{12} + 2 \cdot b_{3'} \cdot h_{3'} \cdot Y_{\text{ц.Б.3'}(x-x)}^2 + 2 \cdot \frac{b_{3''} \cdot h_{3''}^3}{12} + \\
 & + 2 \cdot b_{3''} \cdot h_{3''} \cdot Y_{\text{ц.Б.3''}(x-x)}^2
 \end{aligned} \quad (1.103)$$

$$\begin{aligned}
 I_{x-x} = & 2 \cdot \frac{10 \cdot 2^3}{12} + 2 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 15^2 + 4 \cdot \frac{2 \cdot 5^3}{12} + 4 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 11.5^2 + \\
 & + 2 \cdot \frac{13 \cdot 2.5^3}{12} + 2 \cdot 13 \cdot 2.5 \cdot 7.75^2 + 2 \cdot \frac{8 \cdot 1^3}{12} + 2 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 9.5^2
 \end{aligned}$$

$$I_{x-x} = 13.3 + 9000 + 83.3 + 5290 + 34 + 3900 + 1.3 + 1444 = 19766 \text{ см}^4$$

Момент опору перерізу I-I:

$$W_{x-x} = \frac{I_{x-x}}{h} \quad (1.104)$$

$$W_{x-x} = \frac{19766}{16} = 1235 \text{ см}^3$$

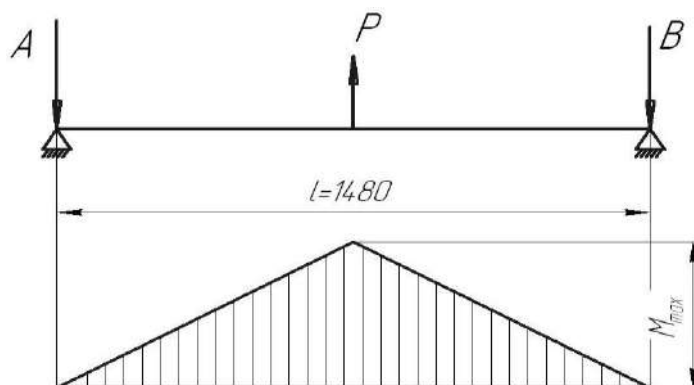


Рисунок 1.34 – Розрахункова схема балансира, та епюра максимального моменту

$$A = B = S = 100840 \text{ Н}$$

$$P = 2 \cdot S = 201680 \text{ Н}$$

Максимальний момент згину у перерізі I-I:

$$M_{max} = \frac{P \cdot l}{4} \quad (1.105)$$

$$M_{max} = \frac{20168 \cdot 148}{4} = 74621.6 \text{ Нм}$$

Максимальне напруження у перерізі I-I :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} \quad (1.106)$$

$$\sigma_{max} = \frac{746216}{1235} = 60.4 \text{ МПа}$$

Запас міцності по відношенню до межі текучості при згині:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} \quad (1.107)$$

$$n = \frac{2880}{604} = 4.8$$

1.21 Розрахунок вісі балансира

Матеріал ст.35, $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$, $\sigma_B = 520 \text{ МПа}$ На вісь діє сила $P = 201680 \text{ Н}$.

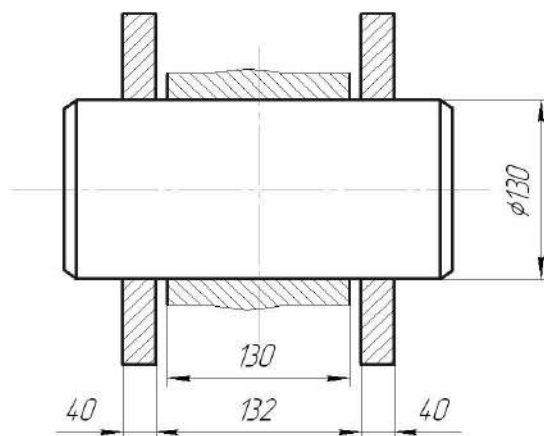


Рисунок 1.35 – Вісь балансира

$$A = B = \frac{P}{2} = \frac{20168}{2} = 100840 \text{ Н}$$

Розподілене навантаження на вісь балансира:

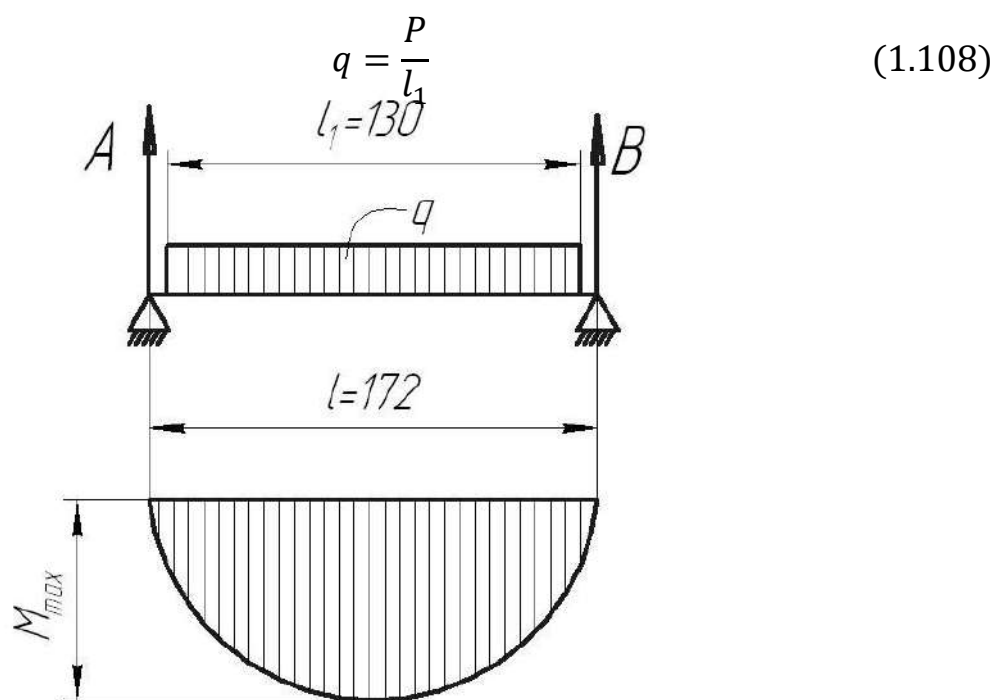


Рисунок 1.36 – Епюра вісі балансира

$$q = \frac{20168}{13} = 1551000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Максимальний згинальний момент вісі балансира:

$$M_{max} = A \cdot \frac{l}{2} - q \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \frac{l_1}{4}$$

$$M_{max} = 10084 \cdot 8.6 - 1551 \cdot 6.5 \cdot 3.25 \approx 5396 \text{ Нм}$$

Максимальні напруження від згинального моменту у вісі балансира:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{M}{0.1 \cdot d^3} \quad (1.109)$$

$$\sigma_{max} = \frac{53960}{0.1 \cdot 13^3} \approx 24.6 \text{ МПа}$$

Напруження зминання у вісі балансира :

$$\sigma_{зм} = \frac{P}{l_1 \cdot d} \quad (1.110)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{20168}{13 \cdot 13} = 11,9 \text{ МПа}$$

1.22 Розрахунок вісі коуша

Матеріал ст.5 , $\sigma_s = 260 \text{ МПа}$, $\sigma_b = 600 \text{ МПа}$.

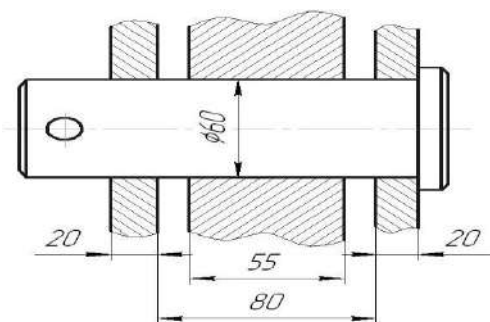


Рисунок 1.37 – Вісь коуша

За формулою (1.142) Розподілене навантаження на вісь коуша дорівнює:

$$q = \frac{10084}{5.5} = 1835000 \frac{\text{H}}{\text{м}}$$

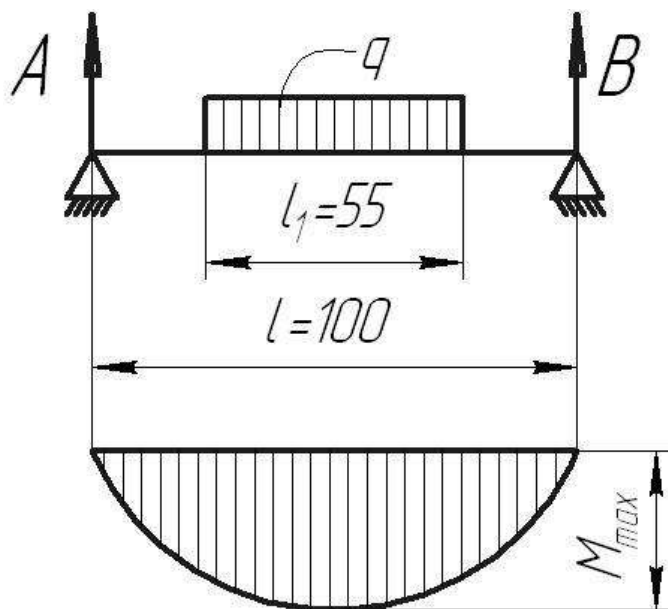


Рисунок 1.38 – Епюра вісі коуша

$$A = B = \frac{P}{2} = \frac{100840}{2} = 50420 \text{ H}$$

Максимальний згинальний М вісі коуша:

$$M_{max} = A \cdot \frac{l}{2} - q \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \frac{l_1}{4}$$

$$M_{max} = 50425 \cdot 5 - \left(\frac{1835 \cdot 5,5^2}{8} \right) \approx 1827 \text{ Нм}$$

За формулою (1.143) максимальні напруження від згинального моменту у вісі коуша:

$$\sigma_{max} = \frac{18270}{0.1 \cdot 6^3} \approx 84,6 \text{ МПа}$$

Запас міцності по відношенню до межі текучості при згині:

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} \quad (1.111)$$

$$n = \frac{2600}{846} = 3.07$$

Зминання листа балансира :

$$\sigma_{зм} = \frac{P}{2 \cdot d \cdot \delta} \quad (1.112)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{10084}{2 \cdot 6 \cdot 2} = 42 \text{ МПа}$$

2. РОХРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ 320т

2.1 Вхідні дані

Перевірочний розрахунок розливного крана на 320т проводиться у зв'язку з необхідністю збільшення ємності мартенівської печі.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані

Параметр	Значення	
	до реконструкції	після реконструкції
Вантажопідйомність $Q_{\text{вант}}$, т	260	320
Висота підйому вантажу, м	Н=16 - проектна; 11-фактична	
Режим роботи, %	ПВ40 (важкий)	
Швидкість підйому вантажу $V_{\text{гр}}$, м/хв	2,5	2,25
Кратність поліспасти	9	10
Діаметр барабана, мм	$D_{\text{бар}}=1850$	
Число здвоєних поліспастів	2	
Число несучих гілок поліспасти	36	40
Діаметр канату, мм	32,5	39,5

У цьому розрахунку механізму головного підйому елементи визначалися для кількості несучих гілок поліспасти $n=36$ (до проведення реконструкції).

Після модернізації прийнято $n=40$, що призводить до зменшення навантажень на деталі механізму в ділянці від барабана до електродвигуна. У зв'язку з цим для елементів, які при $n=36$ мають недостатній запас міцності, додатково наведено перерахунок для $n=40$.

Підсумкові висновки щодо реконструкції сформульовано з урахуванням використання 40 несучих гілок поліспасти.

2.2 Визначення натягу в канаті

а) при 36 несучих гілок поліспада.

$Q_{\text{ван}} = 320000$ кг вага металу та ковша

$Q_{\text{тр}} = 26100$ кг – вага траверси з гаками, блоками та канатом

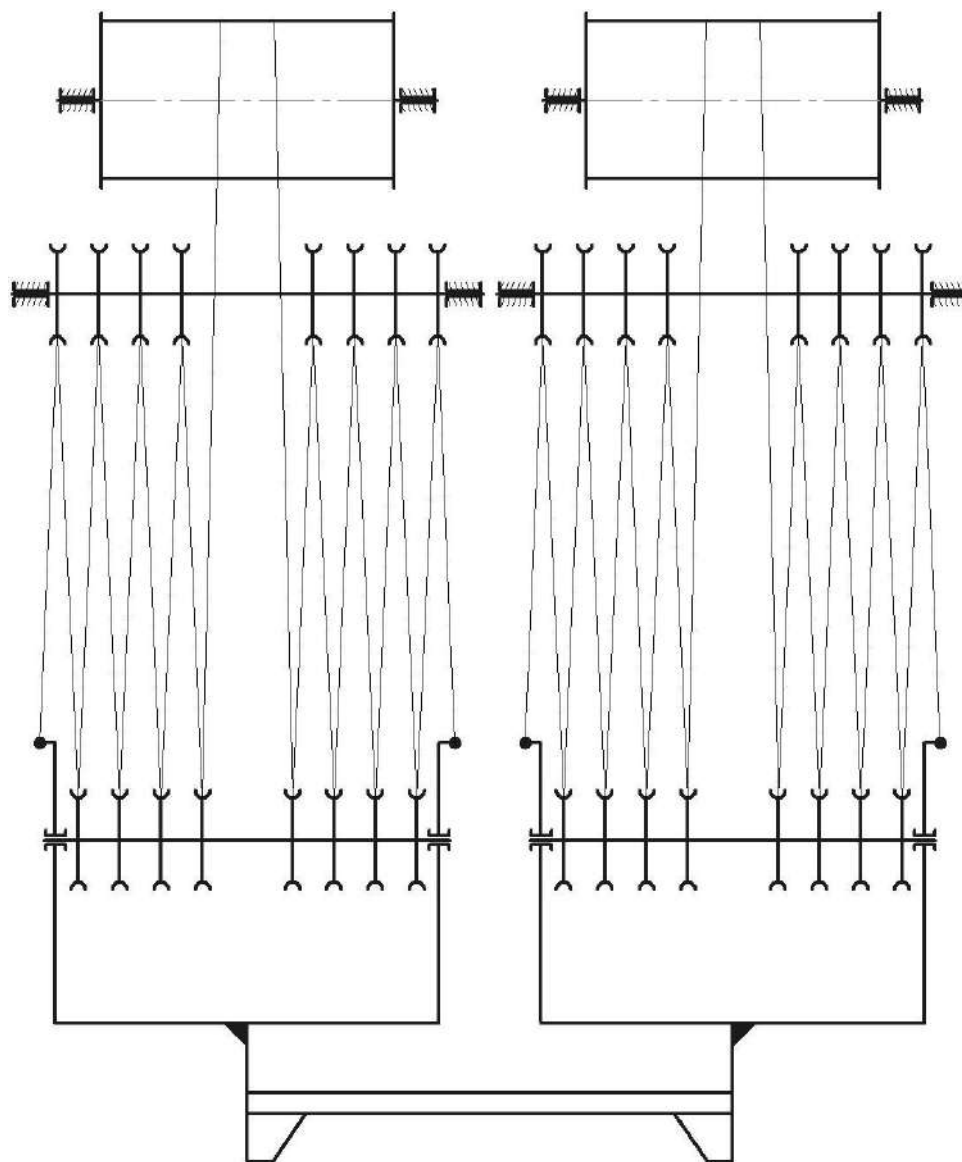


Рисунок 2.1 – Схема поліспаду механізму підйому

Навантаження на один поліспаст :

$$Q_n = \frac{Q_{\text{ван}} + Q_{\text{тр}}}{4} \quad (2.1)$$

$$Q_n = \frac{320000 + 26100}{4} = 865250 \text{ Н}$$

Найбільший натяг канату при роботі механізму :

$$S = Q_n \cdot \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a} \quad (2.2)$$

$a = 10$ – кратність поліспада.

η – ККД одного блока; $\eta^a = 0,835$ [3, стор 22]

$$S = 865250 \cdot \frac{1 - 0.98}{1 - 0.835} = 105000 \text{ Н}$$

б) при 40 несучих гілок поліспада. Визначимо найбільший натяг канату при роботі механізму за формулою (2.2) :

$$S = 865250 \cdot \frac{1 - 0.98}{1 - 0.816} = 94000 \text{ Н}$$

$$\eta^a = \eta^{10} = 0,816 \text{ [3, стор 22]}$$

Необхідне розривне зусилля в канаті :

$$P = K \cdot S = 9 \cdot 94000 = 846000 \text{ Н} \quad (2.3)$$

Обраний в попередніх розрахунках канат 39,5-В-В-Н-Р-Т-1960 ГОСТ 7668-80 має розривне зусилля $P^I = 935000 \text{ Н}$.

2.3 Барабан

$D = 1850$ мм - діаметр барабана по центру канату. Матеріал обичайки ст.3
 $\sigma_s = 240$ МПа – межа текучості на розрив.

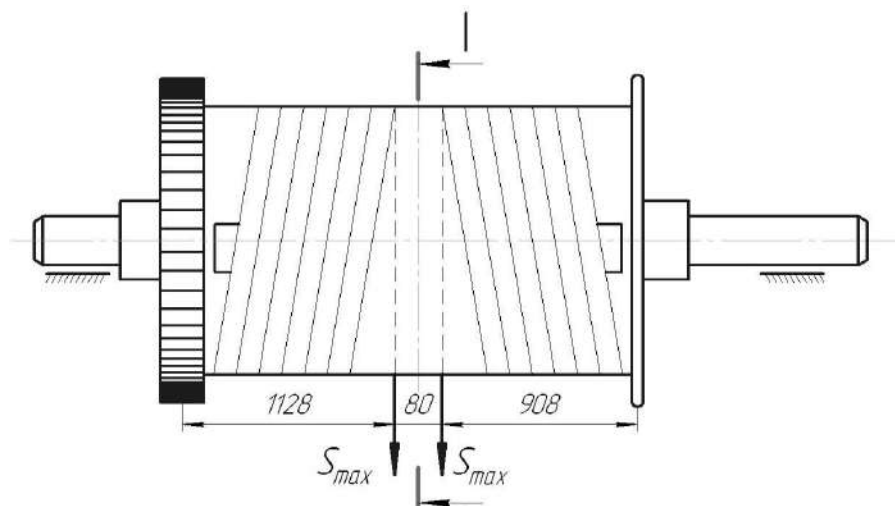


Рисунок 2.2 – Барабан

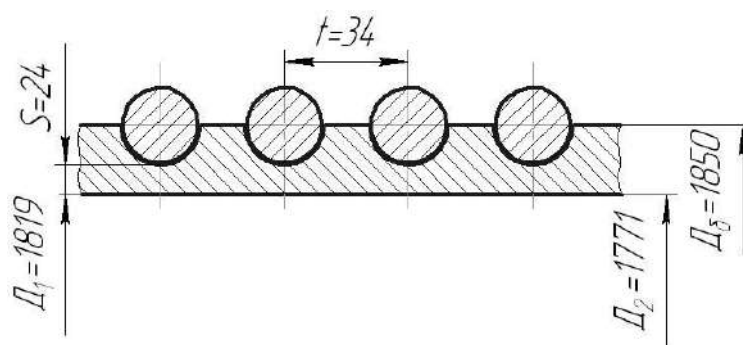


Рисунок 2.3 – Поздовжній переріз обичайки

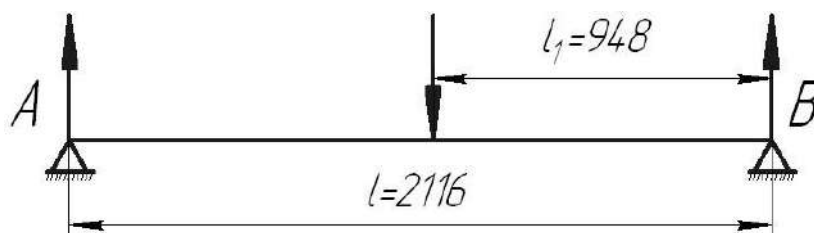


Рисунок 2.4 – Схема навантаження на обичайку барабана

Визначимо реакцію в опорі А:

$$A = \frac{G_k + G_6 + 2 \cdot S_{max}}{l} \cdot l_1 \quad (2.4)$$

де $G_b = 17450$ Н - вага зубчастого вінця;

$G_6 = 43050$ Н - вага обичайки без зубчастого вінця;

$G_k = 11450$ Н - вага канату на барабані;

$S_{max} = 105000$ Н - найбільше зусилля в канаті.

$$A = \frac{11450 + 43\,050 + 2 \cdot 105000}{2116} \cdot 948 = 118600 \text{ Н}$$

Визначимо реакцію в опорі В:

$$B = P_6 - A = 26450 - 11860 = 145900 \text{ Н} \quad (2.5)$$

$P_6 = 264500$ Н - загальна реакція опори А і В.

Перевіримо міцність обичайки. Згинальний момент у перерізі I-I:

$$M_3 = A \cdot (l - l_1) = 118600 \cdot (2116 - 948) = 138600 \text{ Нм} \quad (2.6)$$

Крутний момент у перерізі I-I:

$$M_{кр} = 2 \cdot S_{max} \cdot \frac{D_{бар}}{2} = 2 \cdot 105000 \cdot \frac{1,85}{2} = 194000 \text{ Нм} \quad (2.7)$$

де $D_{бар} = 1,85$ - діаметр барабану.

Момент опору згину:

$$W_3 = \frac{D_1^4 - D_2^4}{32 \cdot D_1} \cdot \pi = \frac{1,819^4 - 1,77^4}{32 \cdot 1,819} \cdot 3,14 = 59\,500 \text{ см}^3 \quad (2.8)$$

Момент опору на кручення:

$$W_{кр} = 2 \cdot W_3 = 59\,500 \cdot 2 = 119\,000 \text{ см}^3 \quad (2.9)$$

Напруження стиску:

$$\sigma_\varphi = -\frac{S_{max}}{\delta \cdot t} = -\frac{105000}{0,024 \cdot 0,034} = -128,6 \text{ МПа} \quad (2.10)$$

Напруження згину:

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_3} = \frac{138600}{59\,500} = \pm 2,3 \text{ МПа} \quad (2.11)$$

Напруження кручення:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{194000}{119\,000} = 1,6 \text{ МПа} \quad (2.12)$$

$$\sigma_\tau = -\frac{2 \cdot S_{max}}{D_{бар} \cdot t} = -\frac{2 \cdot 105000}{1,819 \cdot 3,4} = -3,4 \text{ МПа} \quad (2.13)$$

Результуюче напруження:

$$\sigma_{max} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_\tau - \sigma_\varphi)^2 + (\sigma_\varphi - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_\tau)^2 + 6 \cdot \tau^2]} \quad (2.14)$$

$$\sigma_{max} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(-34 + 1286)^2 + (-1286 - 23,3)^2 + (23,3 + 34)^2 + 6 \cdot 16^2]}$$

$$\sigma_{max} = 128 \text{ МПа}$$

Запас міцності:

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{240}{128} = 1.88 < 2 \quad (2.15)$$

Під час розрахунку барабана для випадку з 40 гілками, а також у подальших обчисленнях, використаємо понижувальний коефіцієнт навантаження. Його визначимо як відношення натягу каната при поліспасті з 36 гілками до натягу при 40 гілках.

$$K = \frac{S_{max}}{S} = \frac{105000}{94000} = 1.115 \quad (2.16)$$

Тоді запас міцності в обичайки барабану :

$$n_1 = 1.88 \cdot 1.115 = 2.1 > 2$$

Умова виконується.

2.4 Відкрита зубчата передача

Таблиця 2.2 – Характеристики відкритої зубчатої передачі

	Матеріал	m, мм	Z	D	B, мм	n, об/хв	i
Шестерня	ст.45Х	26	18	468	310	19	4,56
Колесо (зуб. вінець)	ст.45Л II		82	2132	300	4,18	

Крутний момент на валу шестерні:

$$M_{ш} = \frac{S \cdot D}{i \cdot \eta_6 \cdot \eta_3} \quad (2.17)$$

$$M_{ш} = \frac{105000 \cdot 1,85}{4,56 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 46.3 \text{ кНм}$$

де S - максимальне зусилля;

η_6 - ККД барабану.

Кількість обертів зубчастого вінця:

$$n = \frac{V \cdot i_{п}}{\pi \cdot D_6} \quad (2.18)$$

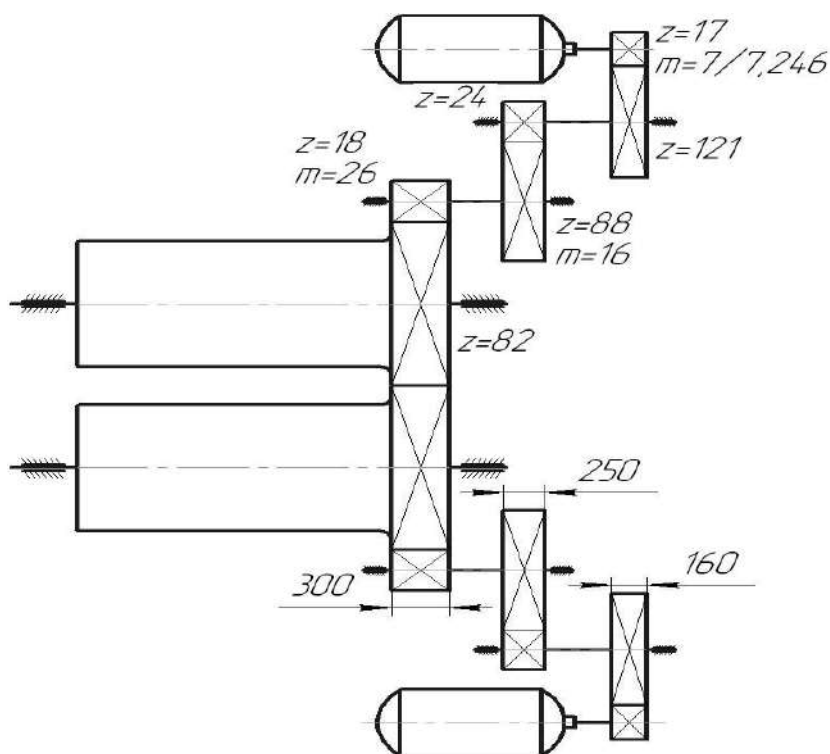


Рисунок 2.5 – Схема механізму головного підйому

$$n = \frac{2,7 \cdot 9}{3,14 \cdot 1,85} = 4,18 \text{ об\хв}$$

Розрахунок на протидію деформації зубців:

$$\sigma = 860 \cdot (i + 1) \cdot \sqrt{\frac{K \cdot P_0}{A \cdot i \cdot B}} \cdot x \quad (2.19)$$

де $K=1,2$ – коефіцієнт динамічності;

$A = 1300$ мм – міжосьова відстань;

$x=1,55$ – геометричний коефіцієнт;

$P_0 = 387000$ Н- колове зусилля на зубчасте колесо.

$B = 300$ мм – ширина колеса

$$\sigma = 860 \cdot (4,56 + 1) \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot 387000}{130 \cdot 4,56 \cdot 30}} \cdot 1,55 = 960 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження для сталі з міцністю зубців < 350 НВ

$$\sigma_{\text{доп}} = 3,1 \cdot \sigma_s = 3,1 \cdot 320 = 990 \text{ МПа} \quad (2.20)$$

σ_T - Межа текучості для СТ45ЛП;

Розрахунок на втомну міцність при згинанні.

Напруга згину у колесі:

$$\sigma_{\text{зг.к.}} = \frac{P_0 \cdot K}{B \cdot m \cdot y_k \cdot x_1} \quad (2.21)$$

$P_0 = 190\,000$ Н - номінальне колове зусилля;

$y_k = 0,5$ -коефіцієнт форми зубу колеса;

$x_1 = 0,94$ - геометричний коефіцієнт;

$$\sigma_{\text{зг.к.}} = \frac{190000 \cdot 1,2}{0,3 \cdot 0,26 \cdot 0,5 \cdot 0,94} = 62,2 \text{ МПа}$$

Напруга згину у шестерні:

$$\sigma_{зг.ш.} = \sigma_{и.к} \cdot \frac{y_k}{y_{ш}} = 62,2 \cdot \frac{0,5}{0,377} = 82,5 \text{ МПа} \quad (2.22)$$

де $y_{ш} = 0,377$ - коефіцієнт форми зубу шестерні.

Визначимо допустиме напруження під час згину:

$$\sigma_{зг.доп} = \frac{1,4 \cdot \sigma_{-1} \cdot P_H}{k_6 \cdot g} \quad (2.23)$$

σ_{-1} - Межа витривалості сталі на згин;

$\sigma_{-1к} = 300 \text{ МПа}$ - Межа витривалості сталі СТ45ЛП на згин колеса;

$\sigma_{-1ш} = 400 \text{ МПа}$ - Межа витривалості сталі СТ45Х на згин шестерні;

$P_H = 1$ - коефіцієнт навантаження при згині для колеса та шестерні;

$k_6 = 1,5$ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень у основи зубу колеса та шестерні;

$q_k = 1,6$ - коефіцієнт безпеки для колеса;

$q_{ш} = 1,4$ - коефіцієнт безпеки для шестерні.

Допускне напруження для колеса:

$$\sigma_{зг.к.доп} = \frac{1,4 \cdot 300 \cdot 1}{1,5 \cdot 1,6} = 175 \text{ МПа}$$

Допускне напруження для шестерні:

$$\sigma_{зг.ш.доп} = \frac{1,4 \cdot 400 \cdot 1}{1,5 \cdot 1,4} = 267 \text{ МПа}$$

Розрахунок на запобігання пластичної деформації при згині, виконується для аварійного випадку, під час підйому вантажу одним двигуном.

Найбільше напруження згину зубців колеса:

$$\sigma_{max.k} = \sigma_{зг.к} \cdot \frac{P_{0\ max}}{P_{0\ ном}} = 62,2 \cdot \frac{387000}{190000} = 127 \text{ МПа} \quad (2.24)$$

де $P_{0\ max}$ - максимальне колове зусилля зубчастого колеса;

$P_{0\ min}$ - номінальне колове зусилля зубчастого колеса.

Найбільше напруження згину зубців шестерні:

$$\sigma_{max.ш} = \sigma_{зг.ш} \cdot \frac{P_{0\ max}}{P_{0\ ном}} = 82,3 \cdot \frac{387000}{190000} = 168 \text{ МПа} \quad (2.25)$$

Допускне напруження для колеса:

$$\sigma_{доп.зг.к} = \sigma_T \cdot 0,8 = 0,8 \cdot 320 = 256 \text{ МПа} > \sigma_{max.k} \quad (2.26)$$

де $\sigma_T = 320 \text{ МПа}$ - Межа текучості для Ст45Л.

Допускне напруження для шестерні:

$$\sigma_{доп.зг.ш} = \frac{0,36 \cdot \sigma_B}{k_\sigma} = \frac{0,36 \cdot 870}{1,5} = 208 \text{ МПа} > \sigma_{max.ш} \quad (2.27)$$

Таким чином, усі умови міцності зачеплення виконуються.

2.5 Розрахунок редуктора

Щоб уникнути заміни спеціально спроектованого для даного крана триступеневого редуктора головного підйому, виконаємо розрахунок його валів. У розрахунковій схемі редуктора прийнято такі позначення:

швидкохідний вал - 1;

проміжний вал - 2;

тихохідний вал - 3;

швидкохідна зубчаста передача - I;

тихохідна зубчаста передача - II.

Параметри зубчастих коліс позначаються індексами I та II з додатковими літерами: «К» - для колеса, «Ш» - для шестерні.

2.5.1 Розрахунок 3-го валу

За попередніми розрахунками вали 1 та 2 перевірки не потребують. Матеріал ст.45Х. Момент кручення на валу:

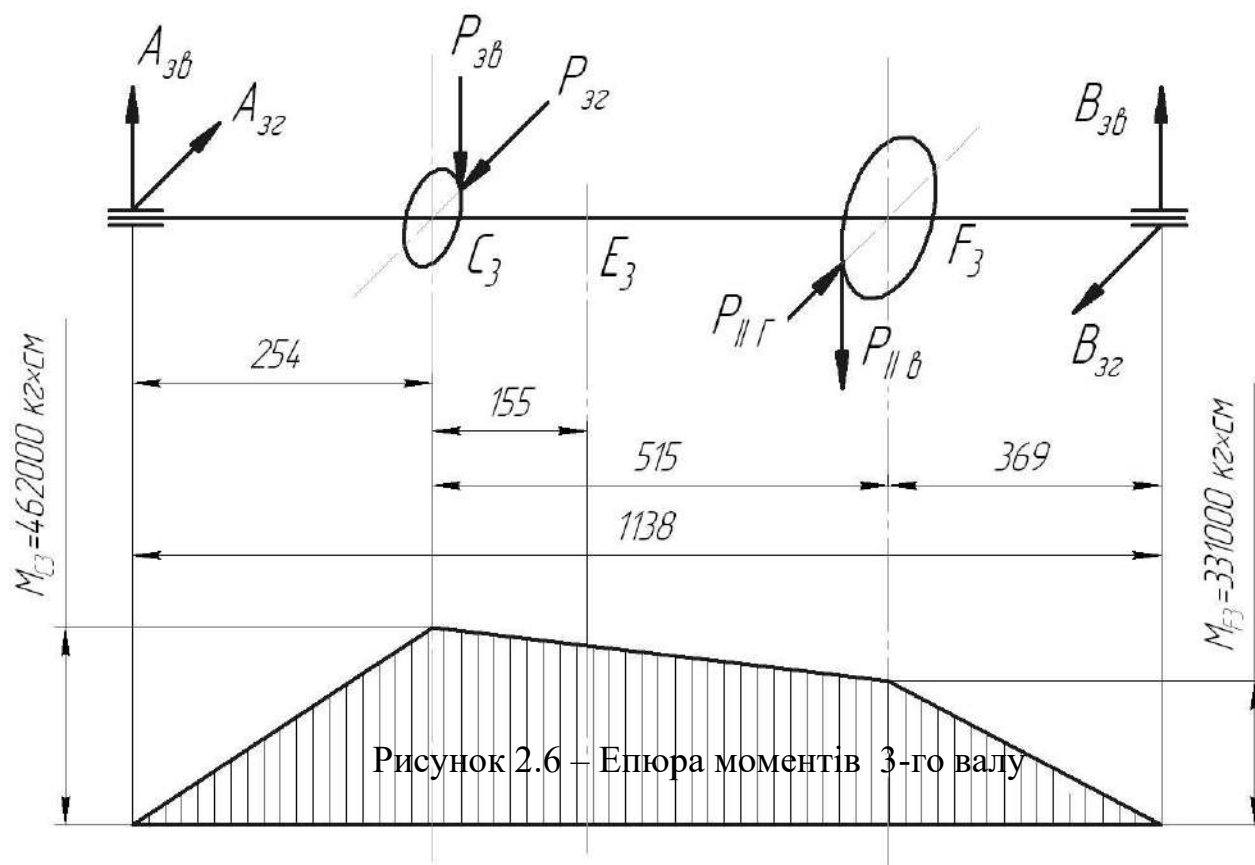
$$M_{3кр} = M_{2кр} \cdot \frac{Z_{3к}}{Z} \cdot \eta \quad (2.28)$$

$$M_{3кр} = 129000 \cdot \frac{88}{24} \cdot 0,98 = 46300 \text{ Нм}$$

Колове зусилля на шестерні (приймаємо вертикальним, нехтуючи невеликим кутом відхилення від вертикалі):

$$P_{зв} = \frac{M_{3кр} \cdot 2}{m_3 \cdot Z_{3ш}} \quad (2.29)$$

$$P_{зв} = \frac{46300 \cdot 2}{2,6 \cdot 18} = 198000 \text{ Н}$$



Розпорне зусилля на шестерні, прийняте горизонтальним :

$$P_{3г} = P_{3б} \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = 198000 \cdot 0.364 = 72000 \text{ Н} \quad (2.30)$$

Опорні реакції :

$$A_{3б} = \frac{P_{3б} \cdot (51,5 + 36,9) + P_{IIб} \cdot 36,9}{113,8} \quad (2.31)$$

$$A_{3б} = \frac{19800 \cdot 88,4 + 6720 \cdot 36,9}{113,8} = 175500 \text{ Н}$$

$$B_{3б} = P_{3б} + P_{IIб} - A_{3б} = 19800 + 6720 - 17550 = 89700 \text{ Н} \quad (2.32)$$

$$A_{3г} = \frac{P_{3г} \cdot (51,5 + 36,9) + P_{IIг} \cdot 36,9}{113,8} \quad (2.33)$$

$$A_{3\Gamma} = \frac{7200 \cdot 88,4 + 2465 \cdot 36,9}{113,8} = 47800 \text{ Н}$$

$$B_{3\Gamma} = P_{II\Gamma} - P_{3\Gamma} + A_{3\Gamma} = 2465 - 7200 + 4780 = 450 \text{ Н} \quad (2.34)$$

$$A_3 = \sqrt{A_{3B}^2 + A_{3\Gamma}^2} = \sqrt{17550^2 + 4780^2} = 181600 \text{ Н} \quad (2.35)$$

$B_3 \cong B_{3B} = 89700 \text{ Н}$, так як $B_{3\Gamma} = 450 \text{ Н}$ – можна знехтувати

Згинальний момент у перерізі C_3 :

$$M_{C_3} = A_3 \cdot 25,4 = 18160 \cdot 25,4 = 46200 \text{ Нм} \quad (2.36)$$

Згинальний момент у перерізі F_3 :

$$M_{F_3} = B_3 \cdot 36,9 = 8970 \cdot 36,9 = 33100 \text{ Нм} \quad (2.37)$$

Небезпечним перерізом є C_3 (з епюри згинальних моментів). З точки зору витривалості вала і E_3 , де може бути концентрація напружень у галтелі при значному згинальному моменті. $M_{E_3} = 42250 \text{ Нм}$ (Визначено графічно з епюри)

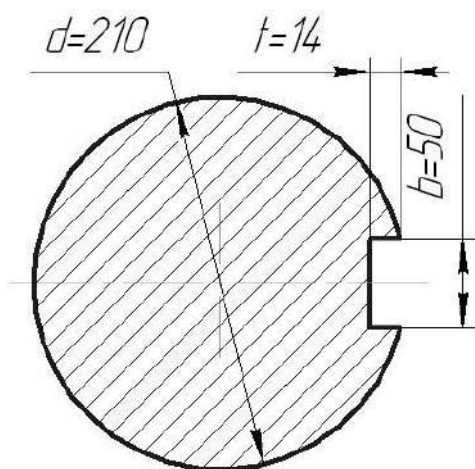


Рисунок 2.7 – Переріз C_3

Момент опору згину перерізу C_3 :

$$W_{C_3} = 0.1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d} \quad (2.38)$$

$$W_{C_3} = 0.1 \cdot 21^3 - \frac{5 \cdot 1.4 \cdot (21 - 1.4)^2}{2 \cdot 21} = 862 \text{ см}^3$$

Момент опору крученню перерізу C_3 :

$$W'_{C_3} = 0.2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d} \quad (2.39)$$

$$W_{C_3} = 0.2 \cdot 21^3 - \frac{5 \cdot 1.4 \cdot (21 - 1.4)^2}{2 \cdot 21} = 1788 \text{ см}^3$$

Напруження згину :

а) у перерізі C_3 :

$$\sigma_{C_3} = \frac{M_{C_3}}{W_{C_3}} = \frac{462000}{862} = 53,7 \text{ МПа} \quad (2.40)$$

б) у перерізі E_3 :

$$\sigma_{E_3} = \frac{M_{E_3}}{W_{E_3}} = \frac{422500}{0,1 \cdot 21^3} = 45,7 \text{ МПа} \quad (2.41)$$

в) максимальне :

$$\sigma_{C_{3max}} = \sigma_{C_3} \cdot K_n = 53,7 \cdot 2.05 = 110 \text{ МПа} \quad (2.42)$$

Напруження кручення :

а) у перерізі C_3 :

$$\tau_{C_3} = \frac{M_{3\text{кр}}}{W'_{C_3}} = \frac{463000}{1788} = 25.9 \text{ МПа} \quad (2.43)$$

б) у перерізі E_3 :

$$\tau_{E_3} = \frac{M_{3\text{кр}}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{463000}{0,2 \cdot 21^3} = 25 \text{ МПа} \quad (2.44)$$

в) максимальне :

$$\tau_{C_3\text{max}} = \tau_{C_3} \cdot K_n = 25.9 \cdot 2.05 = 53,2 \text{ МПа} \quad (2.45)$$

Перевірка міцності вала у перерізі C_3 .

а) за запасом витривалості .

Запас витривалості по згині :

$$n_{\sigma_c} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{K_{\sigma} \cdot \sigma_{C_3}} \quad (2.46)$$

$$n_{\sigma_c} = \frac{4000 \cdot 0.52}{1.92 \cdot 53.7} = 2.02$$

Запас витривалості по крученню :

$$n_{\tau_c} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} + \psi_{\tau}\right) \cdot \tau_{C_3}} \quad (2.47)$$

$$n_{\tau_c} = \frac{2 \cdot 2000}{\left(\frac{1.9}{0.52} + 0.1\right) \cdot 25.9} = 4.12$$

Загальний запас витривалості :

$$n_c = \frac{n_{\sigma_c} \cdot n_{\tau_c}}{\sqrt{n_{\sigma_c}^2 + n_{\tau_c}^2}} \quad (2.48)$$

$$n_c = \frac{2.02 \cdot 4.12}{\sqrt{2.02^2 + 4.12^2}} = 1.82$$

$K = 3,1$ – допустимий запас витривалості.

б) за опором пластичній деформації. Приведене максимальне напруження:

$$\sigma_{c3пр} = \sqrt{\sigma_{c3max}^2 + 4 \cdot \tau_{c3max}^2} \quad (2.49)$$

$$\sigma_{c3пр} = \sqrt{1100^2 + 4 \cdot 532^2} = 153 \text{ МПа}$$

Запас міцності:

$$n_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{c3пр}} = \frac{5500}{1530} = 3,59 \quad (2.50)$$

$K = 2,52$ – допустимий запас міцності.

Перевірка міцності вала у перерізі E_3 :

а) за запасом витривалості. Запас витривалості по згину:

$$n_{\sigma_E} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{K_{\sigma} \cdot \sigma_{E_3}} \quad (2.51)$$

$$n_{\sigma_E} = \frac{4000 \cdot 0.52}{2,5 \cdot 457} = 1,82$$

Запас витривалості по крученню:

$$n_{\tau_E} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\left(\frac{K_\tau}{\varepsilon} + \psi_\tau\right) \cdot \tau_{E3}} \quad (2.52)$$

$$n_{\tau_E} = \frac{2 \cdot 2000}{\left(\frac{1.5}{0.52} + 0.1\right) \cdot 250} = 5,35$$

Загальний запас витривалості:

$$n_E = \frac{n_{\sigma_E} \cdot n_{\tau_E}}{\sqrt{n_{\sigma_E}^2 + n_{\tau_E}^2}} \quad (2.53)$$

$$n_E = \frac{1,82 \cdot 5,35}{\sqrt{1,82^2 + 5,35^2}} = 1,72 < 3,1$$

Тобто третій вал редуктора має недостатній запас міцності за опором втомі. Третій вал редуктора необхідно зміцнити.

‘ 2.5.2 Розрахунок підсиленого 3-го валу

Матеріал валу ст.40Х: $\sigma_b \geq 750$ МПа, $\sigma_s \geq 500$ МПа, $\sigma_{-1} \geq 323$ МПа, $\tau_{-1} \geq 165$ МПа. Розрахункові навантаження зменшуємо в силу того, що новий поліспаст має 40 гілок замість 36 до реконструкції. Коефіцієнт зменшення $K=1,115$.

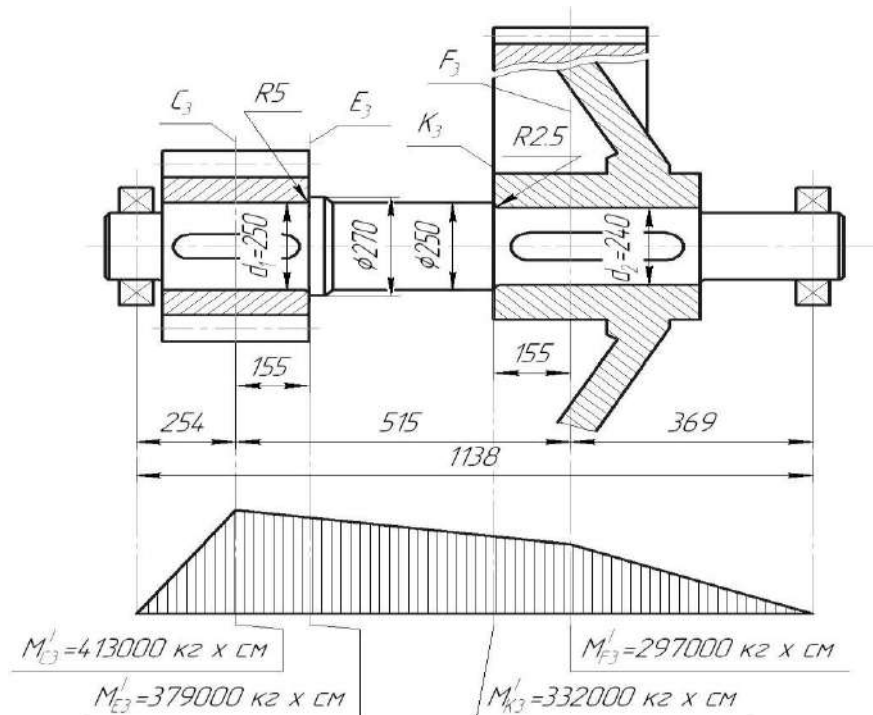


Рисунок 2.8 – Посилений 3-й вал

$$M'_{C_3} = \frac{M_{C_3}}{1.115} = \frac{462000}{1.115} = 41300 \text{ H} \quad (2.54)$$

$$M'_{E_3} = \frac{M_{E_3}}{1.115} = \frac{422500}{1.115} = 37900 \text{ H} \quad (2.55)$$

$$M'_{F_3} = \frac{M_{F_3}}{1.115} = \frac{331000}{1.115} = 29700 \text{ H} \quad (2.56)$$

$$M'_{K_3} = M'_{F_3} + \frac{(M'_{C_3} - M'_{F_3}) \cdot 15.5}{51.5} \quad (2.57)$$

$$M'_{K_3} = 297000 + \frac{(413000 - 297000) \cdot 15.5}{51.5} = 33200 \text{ H}$$

2.5.2.1 Розрахунок перерізу C_3 .

Момент опору згину перерізу C_3 :

$$W'_{C_3} = 0.1 \cdot d_1^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d_1 - t)^2}{2 \cdot d_1} \quad (2.58)$$

$$W_{C_3} = 0.1 \cdot 25^3 - \frac{6 \cdot 1.6 \cdot (25 - 1.6)^2}{2 \cdot 25} = 1465 \text{ см}^3$$

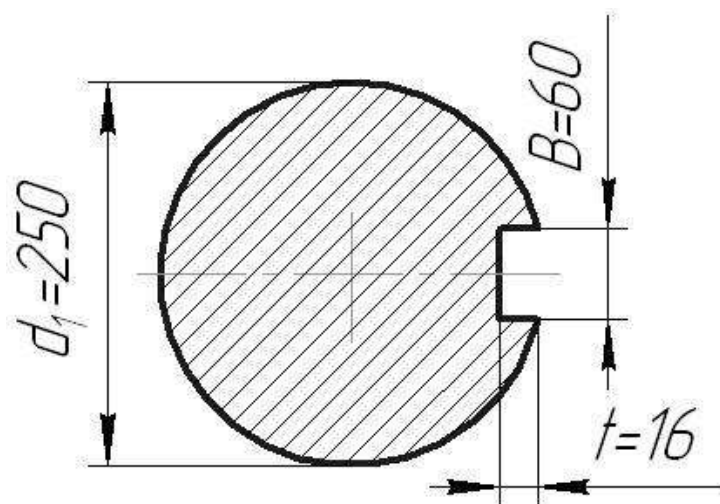


Рисунок 2.9 – Переріз C_3 посиленого валу

Момент опору крученню перерізу C_3 :

$$W''_{C_3} = 0.2 \cdot d_1^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d_1 - t)^2}{2 \cdot d_1} \quad (2.59)$$

$$W''_{C_3} = 0.2 \cdot 25^3 - \frac{6 \cdot 1.6 \cdot (25 - 1.6)^2}{2 \cdot 25} = 3035 \text{ см}^3$$

Напруження згину. У перерізі C_3 :

$$\sigma'_{C_3} = \frac{M'_{C_3}}{W'_{C_3}} = \frac{413000}{1465} = 28.2 \text{ МПа} \quad (2.60)$$

Максимальне:

$$\sigma'_{C_{3max}} = \sigma'_{C_3} \cdot K_n = 282 \cdot 2.05 = 57.8 \text{ МПа} \quad (2.61)$$

Напруження кручення. У перерізі C_3 :

$$\tau'_{C_3} = \frac{M'_{3кр}}{W'''_{C_3}} = \frac{415000}{3035} = 13.7 \text{ МПа} \quad (2.62)$$

$$M'_{3кр} = \frac{M_{3кр}}{1.115} = \frac{463000}{1.115} = 41500 \text{ Н} \quad (2.63)$$

Максимальне :

$$\tau'_{C_{3max}} = \tau'_{C_3} \cdot K_n = 13.7 \cdot 2.05 = 28.1 \text{ МПа} \quad (2.64)$$

Перевірка міцності вала у перерізі C_3 :

а) за запасом витривалості.

Запас витривалості на згин:

$$n'_{\sigma_c} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{K_{\sigma} \cdot \sigma'_{C_3}} \quad (2.65)$$

$$\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} = 4.7 \text{ при } p > 30 \text{ МПа}$$

$$n'_{\sigma_c} = \frac{3230}{4.7 \cdot 282} = 2.44$$

Запас витривалості на кручення:

$$n'_{\tau_c} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} + \psi_{\tau}\right) \cdot \tau'_{C_3}} \quad (2.66)$$

$$\psi_{\tau} = 0.1$$

$$\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} = 1 + 0.6 \cdot \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} - 1 \right) = 1 + 0.6 \cdot (4.7 - 1) = 3.22$$

$$n'_{\tau_c} = \frac{2 \cdot 1650}{(3.22 + 0.1) \cdot 137} = 7.25$$

Загальний запас витривалості:

$$n'_c = \frac{n'_{\sigma_c} \cdot n'_{\tau_c}}{\sqrt{n'^2_{\sigma_c} + n'^2_{\tau_c}}} \quad (2.67)$$

$$n'_c = \frac{2.44 \cdot 7.25}{\sqrt{2.44^2 + 7.25^2}} = 2.32$$

Допустимий запас : $K = K_1 \cdot R_2 \cdot R_3 = 1.5 \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 2.34$

$$n'_c \approx K$$

б) за опором пластичній деформації. Приведене максимальне напруження:

$$\sigma'_{c_3 \text{пр}} = \sqrt{\sigma'^2_{c_3 \text{max}} + 4 \cdot \tau'^2_{c_3 \text{max}}} \quad (2.68)$$

$$\sigma_{c_3 \text{пр}} = \sqrt{578^2 + 4 \cdot 137^2} = 64 \text{ МПа}$$

Запас міцності :

$$n'_s = \frac{\sigma_s}{\sigma'_{c_3 \text{пр}}} = \frac{5000}{640} = 7.82 \quad (2.69)$$

$$\text{Допустимий запас: } K_S = K_{S1} \cdot K_{S2} \cdot K_{S3} = 1.3 \cdot 1 \cdot 1.7 = 2.21 \quad (2.69)$$

$$n'_s > K_S$$

2.5.2.2 Розрахунок перерізу E_3

$$W'_{E_3} = 0.1 \cdot d_1^3 = 0.1 \cdot 25^3 = 1570 \text{ см}^3 \quad (2.70)$$

$$W''_{E_3} = 0.2 \cdot d_1^3 = 0.2 \cdot 25^3 = 3140 \text{ см}^3 \quad (2.71)$$

$$\sigma'_{E_3} = \frac{M'_{E_3}}{W'_{E_3}} = \frac{379000}{0.1 \cdot 25^3} = 24.2 \text{ МПа} \quad (2.72)$$

$$\tau'_{E_3} = \frac{M'_{3кр}}{W''_{E_3}} = \frac{415000}{0.2 \cdot 25^3} = 13.4 \text{ МПа} \quad (2.73)$$

Перевірка міцності вала у перерізі E_3 :

а) за запасом витривалості.

Запас витривалості на згин:

$$n'_{\sigma_E} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{K_{\sigma} \cdot \sigma'_{E_3}} \quad (2.74)$$

$$n'_{\sigma_E} = \frac{3230 \cdot 0.52}{2.8 \cdot 242} = 2.48$$

$$\varepsilon = 0.52;$$

$$K_{\sigma} = 2.8 ;$$

Запас витривалості на кручення:

$$n'_{\tau_E} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} + \psi_{\tau}\right) \cdot \tau'_{E_3}} \quad (2.75)$$

$$n_{\tau_E} = \frac{2 \cdot 1650}{\left(\frac{1.39}{0.52} + 0.1\right) \cdot 134} = 8.88$$

$$K_{\tau} = 1.39 ;$$

$$\varepsilon = 0.52;$$

$$\psi_{\tau} = 0.1 .$$

Загальний запас витривалості:

$$n'_E = \frac{n'_{\sigma_E} \cdot n'_{\tau_E}}{\sqrt{n'^2_{\sigma_E} + n'^2_{\tau_E}}} \quad (2.76)$$

$$n'_E = \frac{2.48 \cdot 8.88}{\sqrt{2.48^2 + 8.88^2}} = 2.39$$

$$n'_E > K; K = 2.34$$

б) Перевірка міцності по опору пластичним деформаціям:

$n'_S > K_S$ так само як і в перерізі C_3 , бо напруження у перерізі E_3 менше, ніж у перерізі C_3 .

2.5.2.3 Розрахунок перерізу K_3

Момент опору згину перерізу K_3 :

$$W'_{K_3} = 0.1 \cdot d_2^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d_2 - t)^2}{2 \cdot d_2} \quad (2.77)$$

$$W'_{K_3} = 0.1 \cdot 24^3 - \frac{5 \cdot 1.4 \cdot (24 - 1.4)^2}{2 \cdot 24} = 1309 \text{ см}^3$$

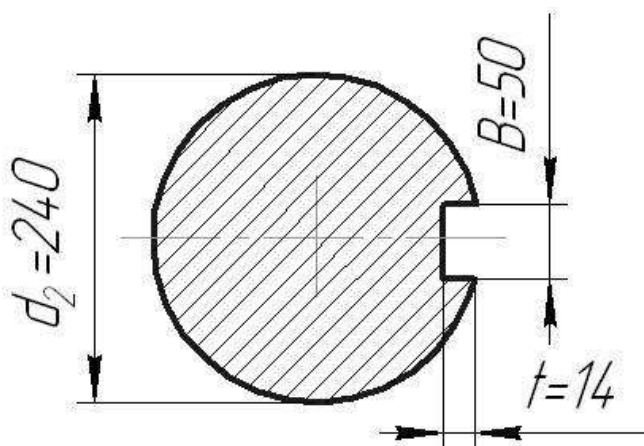


Рисунок 2.10 – Переріз K_3 посиленого валу

Момент опору крученню перерізу K_3 :

$$W''_{K_3} = 0.2 \cdot d_2^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d_2 - t)^2}{2 \cdot d_2} \quad (2.78)$$

$$W''_{K_3} = 0.2 \cdot 24^3 - \frac{5 \cdot 1.4 \cdot (24 - 1.4)^2}{2 \cdot 24} = 2694 \text{ см}^3$$

Напруження згину:

а) у перерізі K_3 :

$$\sigma'_{K_3} = \frac{M'_{K_3}}{W'_{K_3}} = \frac{332000}{1309} = 25,3 \text{ МПа} \quad (2.79)$$

б) максимальне:

$$\sigma'_{K_{3max}} = \sigma'_{K_3} \cdot K_n = 253 \cdot 2.05 = 51.8 \text{ МПа} \quad (2.80)$$

Напруження кручення:

а) у перерізі K_3 :

$$\tau'_{K_3} = \frac{M'_{3кр}}{W'''_{K_3}} = \frac{415000}{2694} = 15,4 \text{ МПа} \quad (2.81)$$

$$M'_{3кр} = \frac{M_{3кр}}{1.115} = \frac{463000}{1.115} = 41500 \text{ Н} \quad (2.82)$$

б) максимальне:

$$\tau'_{K_{3max}} = \tau'_{K_3} \cdot K_n = 15,4 \cdot 2.05 = 31,6 \text{ МПа} \quad (2.83)$$

Перевірка міцності вала у перерізі K_3 :

а) за запасом витривалості. Запас витривалості на згин

$$n'_{\sigma_K} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{K_{\sigma} \cdot \sigma'_{K_3}} \quad (2.84)$$

$$n'_{\sigma_K} = \frac{3230 \cdot 0,52}{2,8 \cdot 253} = 2,37$$

Запас витривалості на кручення :

$$n'_{\tau_K} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} + \psi_{\tau}\right) \cdot \tau'_{K_3}} \quad (2.85)$$

$$\psi_{\tau} = 0.1$$

$$n'_{\tau_K} = \frac{2 \cdot 1650}{\left(\frac{1,56}{0,52} + 0,1\right) \cdot 15,4} = 6,92$$

Загальний запас витривалості :

$$n'_K = \frac{n'_{\sigma_K} \cdot n'_{\tau_K}}{\sqrt{n'^2_{\sigma_K} + n'^2_{\tau_K}}} \quad (2.86)$$

$$n'_K = \frac{2.37 \cdot 6,92}{\sqrt{2,37^2 + 6,92^2}} = 2.24$$

$$\text{Допустимий запас : } K = K_1 \cdot R_2 \cdot R_3 = 1.5 \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 2.34 \quad (2.87)$$

$$n'_K \approx K$$

б) за опором пластичній деформації. Приведене максимальне напруження:

$$\sigma'_{K_3\text{пр}} = \sqrt{\sigma'^2_{K_3\text{max}} + 4 \cdot \tau'^2_{K_3\text{max}}} \quad (2.88)$$

$$\sigma_{K_3\text{пр}} = \sqrt{518^2 + 4 \cdot 316^2} = 81,7 \text{ МПа}$$

Запас міцності :

$$n'_s = \frac{\sigma_s}{\sigma'_{K_3\text{пр}}} = \frac{5000}{817} = 6,13 \quad (2.89)$$

$$\text{Допустимий запас : } K_S = K_{S1} \cdot K_{S2} \cdot K_{S3} = 1.3 \cdot 1 \cdot 1.7 = 2.21 \quad (2.90)$$

$$n'_s > K_s$$

2.5.2.4 Розрахунок перерізу F_3

Напруження згину:

а) у перерізі F_3 :

$$\sigma'_{F_3} = \frac{M'_{F_3}}{W'_{F_3}} = \frac{297000}{1309} = 22.7 \text{ МПа} \quad (2.91)$$

б) максимальне:

$$\sigma'_{F_{3max}} = \sigma'_{F_3} \cdot K_n = 22.7 \cdot 2.05 = 46.5 \text{ МПа} \quad (2.92)$$

Напруження кручення:

а) у перерізі F_3 :

$$\tau'_{F_3} = \frac{M'_{3кр}}{W''_{F_3}} = \frac{415000}{2694} = 15.4 \text{ МПа} \quad (2.93)$$

$$M'_{3кр} = \frac{M_{3кр}}{1.115} = \frac{463000}{1.115} = 41500 \text{ Н} \quad (2.94)$$

б) максимальне:

$$\tau'_{F_{3max}} = \tau'_{F_3} \cdot K_n = 15.4 \cdot 2.05 = 31.6 \text{ МПа} \quad (2.95)$$

Перевірка міцності вала у перерізі F_3 :

а) за запасом витривалості

по згину.

$$n'_{\sigma_F} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{K_{\sigma} \cdot \sigma'_{F_3}} \quad (2.96)$$

$$\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} = 4.7 \text{ при } p > 30 \text{ МПа}$$

$$n'_{\sigma_F} = \frac{3230}{4.7 \cdot 227} = 3.09$$

по крученню:

$$n'_{\tau_F} = \frac{2 \cdot \tau_{-1}}{\left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} + \psi_{\tau}\right) \cdot \tau'_{F_3}} \quad (2.97)$$

$$\psi_{\tau} = 0.1$$

$$\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} = 1 + 0.6 \cdot \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} - 1\right) = 1 + 0.6 \cdot (4.7 - 1) = 3.22 \quad (2.98)$$

$$n'_{\tau_F} = \frac{2 \cdot 1650}{(3.22 + 0.1) \cdot 15.4} = 6.45$$

Загальний запас витривалості :

$$n'_F = \frac{n'_{\sigma_F} \cdot n'_{\tau_F}}{\sqrt{n'^2_{\sigma_F} + n'^2_{\tau_F}}} \quad (2.99)$$

$$n'_F = \frac{3.09 \cdot 6.45}{\sqrt{3.09^2 + 6.45^2}} = 2.79$$

$$\text{Допустимий запас : } K = K_1 \cdot R_2 \cdot R_3 = 1.5 \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 2.34 \quad (2.100)$$

$$n'_F > K$$

б) Перевірка за опором пластичній деформації. $n'_S > K_S$ так само як і в перерізі K_3 , бо напруження у перерізі F_3 менше, ніж у перерізі K_3 .

2.6 Гальма механізму головного підйому

Гальма механізму підйому вибираємо по потрібному гальмовому моменту $T_{ст}$ Н·м:

$$T_{ст} = \frac{Q_{max} \cdot D_{бар} \cdot \eta \cdot K_r}{2 \cdot i_{п} \cdot U_p \cdot U_{зп}} \quad (2.101)$$

де $Q_{max} = 3461000$ Н - максимальна вантажопідйомність;

$D_{бар} = 1,85$ м - діаметр барабана;

$\eta = 0,83$ - ККД механізму;

$i_{п} = 9$ - кратність поліспада;

$U_{зп}$ – передаточне число відкритої зубчастої передачі

$U_p = 26,17$ - передаточне число редуктора.

$$T_{ст} = \frac{10^4 \cdot 346,1 \cdot 1,85 \cdot 0,83 \cdot 1,5}{2 \cdot 9 \cdot 26,17 \cdot 4,55} = 3500 \text{ Нм}$$

де $K_r = 1,5$ – коефіцієнт запасу гальмування для важкого режиму роботи [7].

Тип гальм – ТКП 600 [Додаток В]. Діаметр гальмівного шківа – 600мм;

$M_r = 3370$ Нм – гальмівний момент гальма. Кількість гальм – 4 шт.

2.7 Розрахунок навантажень на вісь барабана

2.7.1 Підйом вантажу двома двигунами

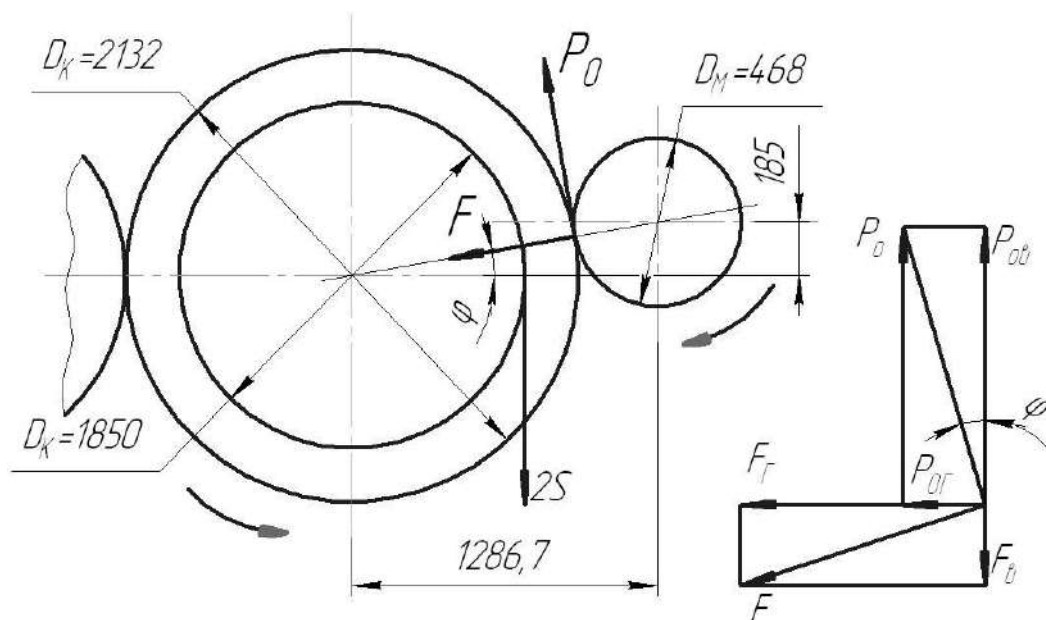


Рисунок 2.11 – Розрахункова схема

Визначимо кут:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{185}{1286,7} = 0,144; \varphi = 8^{\circ}12'$$

Кутове зусилля на зубчастому колесі:

$$P_0 = \frac{2 \cdot S \cdot D_6}{D_k \cdot \eta_6} = \frac{2 \cdot 105000 \cdot 1850}{2132 \cdot 0,96} = 190000 \text{ Н} \quad (2.102)$$

де $D_6 = 1850$ мм - діаметр барабана;

$D_k = 2132$ мм – зовнішній діаметр зубчастого колеса;

$\eta_6 = 0,96$ – ККД барабана;

$S = 105000$ Н - найбільше зусилля в канаті, Н.

Розпiрне зусилля:

$$F_{\text{розп}} = P_0 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \beta) = 190000 \cdot \operatorname{tg}(20 + 9) \quad (2.103)$$

$$F_{\text{роз}} = 190000 \cdot 0,554 = 105000 \text{ Н}$$

де $\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення;

$\beta = 9^\circ$ - кут тертя у відкритій зубчастій передачі.

Визначення реакцій у підшипниках вісі. Векторні зусилля на вісі від розпiрного зусилля:

$$F_{\text{в}} = F \cdot \sin \varphi = 10500 \cdot \sin 8^\circ 12' = 10500 \cdot 0,143 = 15000 \text{ Н} \quad (2.104)$$

Вертикальна складова на вісі від колового зусилля:

$$P_{\text{ов}} = P_0 \cdot \cos \varphi = 19000 \cdot \cos 8^\circ 12' = 19000 \cdot 0,99 = 188000 \text{ Н} \quad (2.105)$$

Сума вертикальних сил на вісь:

$$P_{\text{в}} = P_{\text{ов}} - F_{\text{в}} = 188000 - 15000 = 173000 \text{ Н} \quad (2.106)$$

Горизонтальні зусилля на вісь:

$$P_{\text{г}} = F \cdot \cos \varphi + P_0 \sin \varphi \quad (2.107)$$

$$P_{\text{г}} = 10500 \cdot 0,99 + 19000 \cdot 0,143 = 131200 \text{ Н}$$

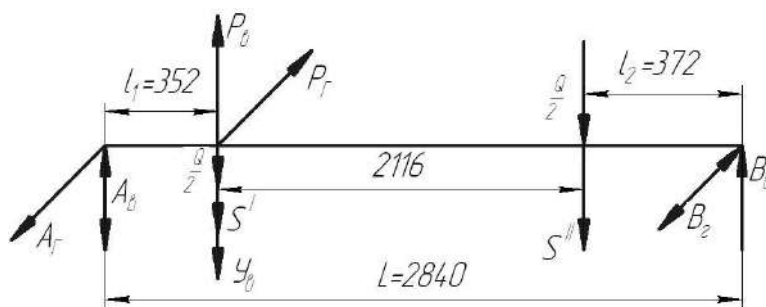


Рисунок 2.12 – Сили, що діють на вісь барабана

$$Q = Q_{\text{бар}} + Q_{\text{вісі}} = 54\,470 \text{ Н} \quad (2.108)$$

де $Q_{\text{бар}}$ - вага барабана; $Q_{\text{осі}}$ - вага вісі;

$Y_B = 17450 \text{ Н}$ – вага зубчатого вінця.

$$S_I + S_{II} = 210\,000 \text{ Н}$$

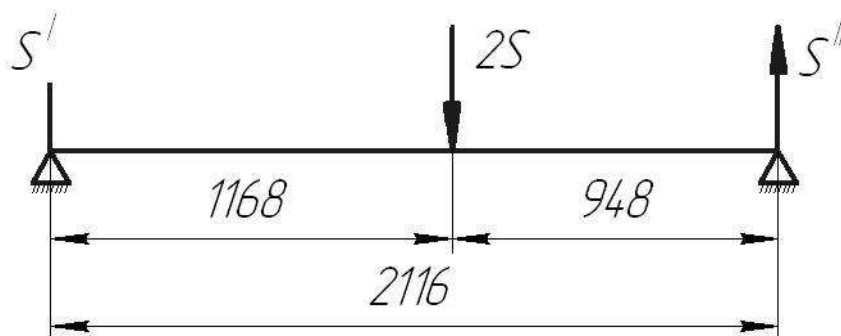


Рисунок 2.13 – Розрахункова схема

Визначимо суму моментів відносно S_I :

$$\sum M_{S_I} = 2 \cdot S \cdot 1168 - S_{II} \cdot 2116 = 0 \quad (2.109)$$

Знайдемо значення S_{II} :

$$S_{II} = \frac{2 \cdot S \cdot 1168}{2116} = \frac{210\,000 \cdot 1168}{2116} = 116000 \text{ Н} \quad (2.110)$$

Визначимо суму моментів відносно S_{II} :

$$\sum M_{S_{II}} = -2 \cdot S \cdot 948 + S_I \cdot 2116 = 0 \quad (2.111)$$

Знайдемо значення S_I :

$$S_I = \frac{2 \cdot S \cdot 948}{2116} = \frac{210\,000 \cdot 948}{2116} = 94000 \text{ Н} \quad (2.112)$$

Вертикальні реакції. Знайдемо суму моментів відносно точки А:

$$\sum M_A = 0 \quad (2.113)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = S_I \cdot l_1 + \frac{Q}{2} \cdot l_1 + Y_B \cdot l_1 - P_B \cdot l_1 + S_{II} \cdot (L - l_2) + \\ + \frac{Q}{2} \cdot (L - l_2) - B_B \cdot L = 0 \end{aligned} \quad (2.114)$$

Визначимо значення B_B :

$$B_B = \frac{l_1}{L} \cdot \left(S_I + \frac{Q}{2} + Y_B - P_B \right) + \frac{(L - l_2)}{L} \cdot \left(S_{II} + \frac{Q}{2} \right) \quad (2.115)$$

$$\begin{aligned} B_B = \frac{352}{2840} \cdot \left(9400 + \frac{5447}{2} + 1745 - 17300 \right) + \frac{(2840 - 372)}{2840} \cdot \\ \cdot \left(11600 + \frac{5447}{2} \right) = -0,124 \cdot 3431,5 + 0,868 \cdot 14323,5 = -425 + 12440 = \\ = 120150 \text{ Н} \end{aligned}$$

Знайдемо суму моментів відносно точки В:

$$\sum M_B = 0 \quad (2.116)$$

$$\sum M_B = -A_B \cdot L + \left(P_B - \frac{Q}{2} - S_I - Y_B \right) \cdot (L - l_1) - \left(\frac{Q}{2} + S_{II} \right) \cdot l_2 = 0 \quad (2.117)$$

Визначимо значення A_B :

$$A_B = \frac{L - l_1}{L} \cdot \left(P_B - \frac{Q}{2} - S_I - Y_B \right) - \frac{l_2}{L} \cdot \left(\frac{Q}{2} + S_{II} \right) \quad (2.118)$$

$$\begin{aligned} A_B &= \frac{2488}{2840} \cdot \left(17300 - \frac{5447}{2} - 9400 - 1745 \right) - \\ &- \frac{372}{2840} \cdot \left(\frac{5447}{2} + 11600 \right) = 0.875 \cdot 3431.5 - 0.131 \cdot 14323.5 = \\ &= 3000 - 1875 = 11250 \text{ Н} \end{aligned}$$

Горизонтальні реакції. Знайдемо суму горизонтальних моментів реакції відносно точки А:

$$\sum M_A = -P_r \cdot l_1 + B_r \cdot L = 0 \quad (2.119)$$

Визначимо значення B_r :

$$B_r = \frac{P_r \cdot l_1}{L} = \frac{13120 \cdot 352}{2840} = 16250 \text{ Н} \quad (2.120)$$

Знайдемо суму горизонтальних моментів реакції відносно точки В:

$$\sum M_B = -A_r \cdot L + P_r \cdot (L - l_1) = 0 \quad (2.121)$$

Визначимо значення A_r :

$$A_r = \frac{P_r \cdot (L - l_1)}{L} = \frac{13120 \cdot (2840 - 352)}{2840} = 115000 \text{ Н} \quad (2.122)$$

Визначимо сумарну реакцію опори А:

$$A = \sqrt{A_r^2 + A_B^2} = \sqrt{11500^2 + 1125^2} = 115500 \text{ Н} \quad (2.123)$$

Визначимо сумарну реакцію опори В:

$$B = \sqrt{B_r^2 + B_B^2} = \sqrt{1625^2 + 12015^2} = 121500 \text{ Н} \quad (2.124)$$

2.7.2 Підйом вантажу одним двигуном (аварійний випадок).

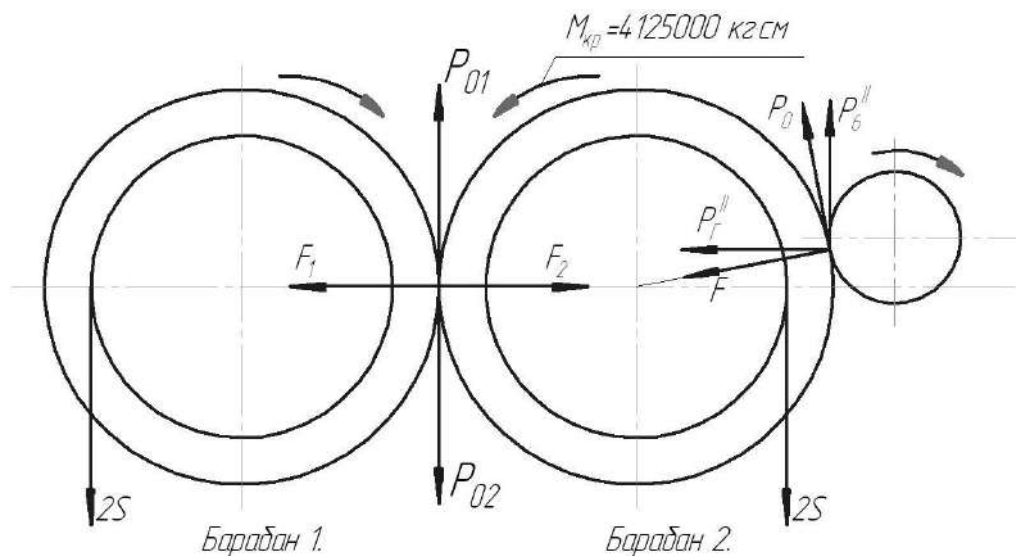


Рисунок 2.14 – Схема барабана при підйомі одним двигуном

Кутове зусилля в зубчастому зачепленні:

$$P_{01} = P_{02} = P_0 = 190000 \text{ Н} \quad (2.125)$$

$$F_1 = F_2 = F = 105000 \text{ Н} \quad (2.126)$$

Крутий момент, що діє зубчастий вінець барабана 2 дорівнює сумі крутих моментів, необхідних для підйому вантажу барабанами 1 та 2:

$$M_{кр} = M_1 + M_2 = \frac{2 \cdot S \cdot D_{бар}}{2 \cdot \eta_{бар} \cdot \eta_1} + \frac{2 \cdot S \cdot D_{бар}}{2 \cdot \eta_{бар}} = \frac{2 \cdot S \cdot D_{бар}}{2 \cdot \eta_{бар}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_1} + 1 \right) \quad (2.127)$$

$$M_{кр} = \frac{2 \cdot 10500 \cdot 185}{2 \cdot 0,96} \cdot \left(\frac{1}{0,96} + 1 \right) = 202400 \cdot 2,043 = 412500 \text{ Нм}$$

Кутове зусилля на зубчастому венці другого барабану:

$$P_0 = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{D_k} = \frac{2 \cdot 412500}{213,2} = 387000 \text{ Н} \quad (2.128)$$

Розпірне зусилля:

$$F_0 = P_0 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \quad (2.129)$$

$$F_0 = 387000 \cdot \operatorname{tg} 29^\circ = 387000 \cdot 0,554 = 214500 \text{ Н}$$

де $\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення;

$\beta = 9^\circ$ - кут тертя у відкритій зубчастій передачі;

Навантаження на шестерню редуктора. Сума вертикальних сил:

$$P''_B = P_{0B} - F_{0B} = P_0 \cos \varphi - F_0 \sin \varphi \quad (2.130)$$

$$P''_B = 38700 \cdot 0,99 - 21450 \cdot 0,142 = 353000 \text{ Н}$$

Горизонтальні зусилля на вісі:

$$P''_r = P_{0r} + F_{0r} = F_0 \cdot \cos \varphi + P_0 \sin \varphi \quad (2.131)$$

$$P''_r = 21450 \cdot 0,99 + 38700 \cdot 0,145 = 267400 \text{ Н}$$

Другий барабан. Реакції від вертикальних навантажень на вісь:

$$P'_B = P''_B + P_{01} = 35300 + 19000 = 543000 \text{ Н} \quad (2.132)$$

Реакції від горизонтальних навантажень на вісь:

$$P'_r = P''_r - F_2 = 26740 - 10500 = 162400 \text{ Н} \quad (2.133)$$

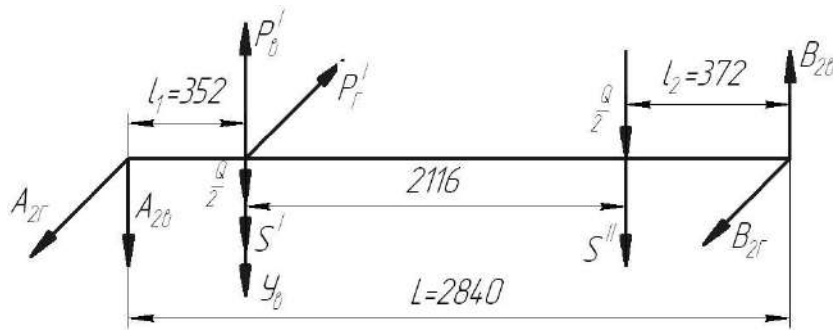


Рисунок 2.15 – Розрахункова схема для другого барабана

Вертикальні реакції. Сума моментів відносно точки А:

$$\sum M_A = 0 \quad (2.134)$$

$$\sum M_A = \left(S_I + \frac{Q}{2} + Y_B - P'_B \right) \cdot l_1 + \left(S_{II} + \frac{Q}{2} \right) \cdot (L - l_2) - B_{2B} \cdot L = 0 \quad (2.135)$$

Визначимо значення B_B :

$$B_{2B} = \left(S_I + \frac{Q}{2} + Y_B - P'_B \right) \cdot \frac{l_1}{L} + \left(S_{II} + \frac{Q}{2} \right) \cdot \frac{4 \cdot l_2}{L} \quad (2.136)$$

$$B_B = \left(9400 + \frac{5447}{2} + 1745 - 54300 \right) \cdot \frac{352}{2840} + \left(11600 + \frac{5447}{2} \right) \cdot$$

$$\begin{aligned} & \cdot \frac{372 \cdot 2840}{2840} = -40431.5 \cdot \frac{352}{2840} + 14323.5 \cdot \frac{2468}{2840} = \\ & = -5020 + 12440 = 74200 \text{ Н} \end{aligned}$$

Сума моментів відносно точки В:

$$\sum M_B = 0 \quad (2.137)$$

$$\sum M_B = -A_{2B} \cdot L + P'_B \cdot (L - l_1) - \left(\frac{Q}{2} + S_I + Y_B\right) \cdot (L - l_1) - \left(\frac{Q}{2} + S_{II}\right) \cdot l_2 = 0 \quad (2.138)$$

Визначимо значення A_{2B} :

$$A_{2B} = \frac{L - l_1}{L} \cdot \left(P'_B - \frac{Q}{2} - S_I - Y_B\right) - \frac{l_2}{L} \cdot \left(\frac{Q}{2} + S_{II}\right) \quad (2.139)$$

$$A_{2B} = \frac{2840 - 352}{2840} \cdot \left(54300 - \frac{5447}{2} - 9400 - 1745\right) - \frac{372}{2840} \cdot \left(\frac{5447}{2} + 11600\right) = 35400 - 1875 = 335250 \text{ Н}$$

Горизонтальні реакції. Сума горизонтальних моментів відносно точки А:

$$\sum M_A = -P'_r \cdot l_1 + B_{2r} \cdot L = 0 \quad (2.140)$$

Визначимо значення B_{2r} :

$$B_{2r} = \frac{P'_r \cdot l_1}{L} = \frac{16240 \cdot 352}{2840} = 20100 \text{ Н} \quad (2.141)$$

Сума горизонтальних моментів реакції відносно точки В:

$$\sum M_B = -A_{2r} \cdot L + P'_r \cdot (L - l_1) = 0 \quad (2.142)$$

Визначимо значення A_{2r} :

$$A_{2r} = \frac{P'_r \cdot (L - l_1)}{L} = \frac{16240 \cdot (2840 - 352)}{2840} = 142300 \text{ Н} \quad (2.143)$$

Визначимо сумарну реакцію опори А:

$$A = \sqrt{A_{2\Gamma}^2 + A_{2B}^2} = \sqrt{14230^2 + 33525^2} = 359000 \text{ Н} \quad (2.144)$$

Визначимо сумарну реакцію опори В:

$$B = \sqrt{B_{2\Gamma}^2 + B_{2B}^2} = \sqrt{2010^2 + 7420^2} = 76800 \text{ Н} \quad (2.145)$$

Порахуємо для першого барабана.

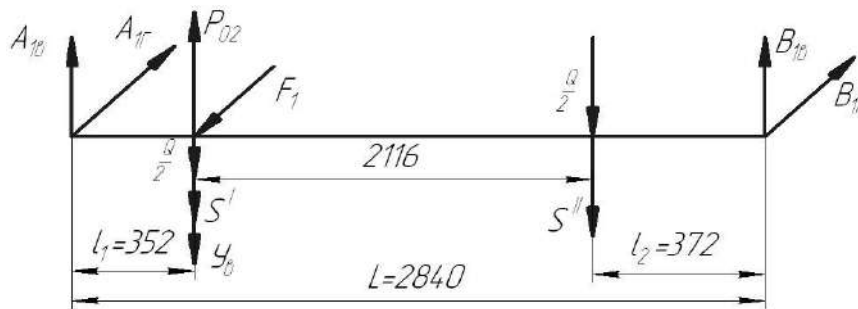


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема для першого барабана

Вертикальні реакції. Сума моментів відносно точки А:

$$\sum M_A = 0 \quad (2.146)$$

$$\sum M_A = \left(S_I + \frac{Q}{2} + Y_B + P_{02} \right) \cdot l_1 + \left(S_{II} + \frac{Q}{2} \right) \cdot (L - l_2) - B_{1B} \cdot L \quad (2.147)$$

Визначимо значення B_{1B} :

$$B_{1B} = \left(S_I + \frac{Q}{2} + Y_B + P_{02} \right) \cdot \frac{l_1}{L} + \left(S_{II} + \frac{Q}{2} \right) \cdot \frac{L - l_2}{L} \quad (2.148)$$

$$B_{1B} = \left(19000 + \frac{5447}{2} + 9400 + 1745\right) \cdot \frac{352}{2840} + \left(11600 + \frac{5447}{2}\right) \cdot \frac{2468}{2840} = 4070 + 12450 = 165200 \text{ Н}$$

Сума моментів відносно точки В:

$$\sum M_B = 0 \quad (2.149)$$

$$\begin{aligned} \sum M_B = A_{1B} \cdot L - \left(P_{02} + \frac{Q}{2} + S_I + Y_B\right) \cdot (L - l_1) - \\ - \left(\frac{Q}{2} + S_{II}\right) \cdot l_2 = 0 \end{aligned} \quad (2.150)$$

Визначимо значення A_{1B} :

$$A_{1B} = \frac{L - l_1}{L} \cdot \left(P_{02} + \frac{Q}{2} + S_I + Y_B\right) + \left(\frac{Q}{2} + S_{II}\right) \cdot \frac{l_2}{L} \quad (2.151)$$

$$A_{1B} = 32868 \cdot \frac{2840 - 352}{2840} + 14323 \cdot \frac{372}{2840} = 28750 + 1925 = 306750 \text{ Н}$$

Горизонтальні реакції. Сума горизонтальних моментів відносно точки А:

$$\sum M_A = F_1 \cdot l_1 - B_{1r} \cdot L = 0 \quad (2.152)$$

Визначимо значення B_{1r} :

$$B_{1r} = \frac{F_1 \cdot l_1}{L} = \frac{10500 \cdot 352}{2840} = 13000 \text{ Н} \quad (2.153)$$

Сума горизонтальних моментів відносно точки В:

$$\sum M_B = A_{1Г} \cdot L - F_1 \cdot (L - l_1) = 0 \quad (2.154)$$

Визначимо значення $A_{1Г}$:

$$A_{1Г} = \frac{F_1 \cdot (L - l_1)}{L} = \frac{10500 \cdot (2840 - 352)}{2840} = 91800 \text{ Н} \quad (2.155)$$

Визначимо сумарну реакцію опори А:

$$A = \sqrt{A_{1Г}^2 + A_{1В}^2} = \sqrt{9180^2 + 30675^2} = 314000 \text{ Н} \quad (2.156)$$

Визначимо сумарну реакцію опори В:

$$B = \sqrt{B_{1Г}^2 + B_{1В}^2} = \sqrt{1300^2 + 16520^2} = 166000 \text{ Н} \quad (2.157)$$

2.8 Розрахунок нової вісі барабана на міцність

2.8.1 Розрахунок вісі барабану на втому.

Вісь барабану, при збільшенні вантажопідйомності крана до 320 т, не витримує на втомну міцність. Змінюємо конструкцію вісі та її матеріал.

Приймаємо матеріал ст35.

При розрахунку вісі барабана на втомне руйнування приймаємо навантаження, які діють при нормальних умовах праці. Розрахунковими перерізами приймаємо V-V та VI-VI. Допускається величина запасу витривалості:

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \quad (2.158)$$

де $K_1 = 1,6$ – коефіцієнт відповідальності деталі;

$K_2 = 1,5$ – коефіцієнт, що враховує різницю між розрахунковими та дійсними навантаженнями та напруженнями.

$K_3 = 1,3$ – коефіцієнт надійності матеріалу.

$$K = 1,6 \cdot 1,5 \cdot 1,3 = 3,12$$

Моменти опору перерізів :

$$W_V = 0,1 \cdot d_V^3 = 0,1 \cdot 21^3 = 925 \text{ см}^3 \quad (2.159)$$

$$W_{VI} = 0,1 \cdot d_{VI}^3 = 0,1 \cdot 19^3 = 685.9 \text{ см}^3 \quad (2.160)$$

Згинальний момент в перерізі:

$$M_V = B_{\text{р.норм}} \cdot l_V = 12150 \cdot 16,6 = 20150 \text{ Нм} \quad (2.161)$$

$$M_{VI} = B_{\text{р.норм}} \cdot l_{VI} = 12150 \cdot 4.6 = 5580 \text{ Нм} \quad (2.162)$$

$$\sigma_V = \frac{M_V}{W_V} = \frac{20150}{925} = 21.8 \text{ МПа} \quad (2.163)$$

$$\sigma_{VI} = \frac{M_{VI}}{W_{VI}} = \frac{5580}{685.9} = 8.05 \text{ МПа} \quad (2.164)$$

Так як вісь барабана обертається, то має місце симетричний цикл напружень, для якого запас витривалості на згин:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{K_{\sigma} \cdot \sigma} \quad (2.165)$$

де $\sigma_{-1} = 220$ МПа - межа витривалості при згині з симетричним циклом для ст.35;

$\varepsilon = 0,61$ – масштабний коефіцієнт;

K_{σ} - коефіцієнт концентрації напружень для вісей з галтелями ;

$$K_{\sigma_{VI}} = 2.18$$

$$K_{\sigma_V} = 1,6$$

$$n_{\sigma_V} = \frac{2200 \cdot 0.61}{1.6 \cdot 218} = 3.85 > 3.12$$

$$n_{\sigma_{VI}} = \frac{2200 \cdot 0.61}{2.18 \cdot 81.5} = 7.55 > 3.12$$

2.8.2 Розрахунок запасу міцності вісі барабана за опором пластичній деформації.

Допустимий запас міцності за опором пластичній деформації:

$$K_S = K_{S1} \cdot K_{S2} \cdot K_{S3} \quad (2.166)$$

де $K_{S1} = 1.4$ – коефіцієнт відповідальності деталі;

$K_{S2} = 1$ – коефіцієнт, який враховує різницю між дійсними та розрахунковими напруженнями и навантаженнями

$K_{S3} = 1.34$ – коефіцієнт, що враховують степінь пластичності матеріалу.

$$\frac{\sigma_S}{\sigma_b} = \frac{2600}{5000} = 0.52$$

$$K_S = 1.4 \cdot 1 \cdot 1.34 = 1.875$$

2.9 Розрахунок підшипника вісі барабана

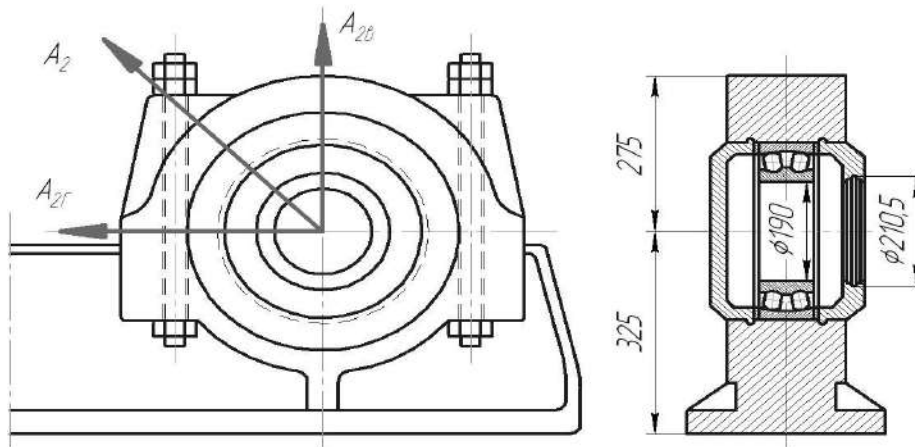


Рисунок 2.18 – Підшипник вісі барабана

Найбільше вертикальне навантаження, що діє на підшипник, становить 335 250 Н. Максимальна рівнодійна сила, прикладена до підшипника, дорівнює 359 000 Н. Це значення отримано для осі другого барабана в аварійному режимі для опори А. Найбільше навантаження на підшипник у штатних умовах роботи: $B_{рез} = 121500 \text{ Н}$

Допустиме $Q_{ст}$ на підшипник № 3538

$Q_{ст} = 670000 \text{ Н}$. Кількість обертів вісі барабана:

$$n_6 = \frac{n_{дв}}{i_3} = \frac{500}{118,56} = 4,13 \text{ об/хв} \quad (2.170)$$

де $n_{дв} = 500 \text{ об/хв}$ – кількість обертів двигуна;

$i_3 = 118,56$ – передаточне число зубчатої передачі.

Для розрахунку кількість обертів барабану прийнято $n_6 = 10 \text{ об/хв}$

Кількість годин праці підшипника:

$$(n_6 \cdot h)^{0,3} = \frac{C}{B_{рез} \cdot K_\delta \cdot K_K} \quad (2.171)$$

де $C = 850000$ – коефіцієнт працездатності підшипника;

$K_k = 1$ – кінематичний коефіцієнт;

$K_\delta = 1,2$ – коефіцієнт безпеки, що враховує характер прикладення навантаження

$$(n_\delta \cdot h)^{0,3} = \frac{850000}{12150 \cdot 1,2 \cdot 1} = 58,2$$

$$h = \frac{\sqrt[0,3]{(n_\delta \cdot h)^{0,3}}}{n_\delta} = \frac{\sqrt[0,3]{58,2}}{10} = 75900 \text{ годин} \quad (2.172)$$

Для механізмів з важким режимом роботи $h = 8000$ год. [3, стор. 352]

2.10 Вибір двигуна механізму головного підйому при 40 гілках поліспада

Швидкість підйому вантажу:

$$V_1 = \frac{V \cdot i}{i_1} = \frac{2,65 \cdot 9}{10} = 2,38 \frac{\text{м}}{\text{хв}} = 0,0398 \text{ м/с} \quad (2.173)$$

Електродвигун обираємо з каталогу по статичній потужності:

$$P_{\text{ст}} = \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}} \cdot V_1}{\eta_3} \quad (2.174)$$

$$Q_{\text{max}} = Q_{\text{ван}} + Q_{\text{тр}} \quad (2.175)$$

$$Q_{\text{max}} = 3200000 + 261000 = 3461000 \text{ Н}$$

де $Q_{\text{ван}} = 320000$ кг – вага металу та ковша

$Q_{\text{тр}} = 26100 \text{ кг}$ – вага траверси з гаками, блоками та канатом

η_3 - загальний ККД механізму;

$$\eta_3 = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{м}}^2 \cdot \eta_{\text{вз}} = 0,816 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96 = 0,752 \quad (2.176)$$

$\eta_{\text{п}}, \eta_{\text{б}}, \eta_{\text{м}}, \eta_{\text{вз}}$ – ККД поліспаста, барабана, муфти та відкритої зубчатої передачі відповідно.

$$P_{\text{ст}} = \frac{10^4 \cdot 346,1 \cdot 0,0398}{0,752} = 183,1 \text{ кВт}$$

Попередньо обираємо двигун типу Д-818 потужністю 106 кВт [Додаток Г].

Кількість обертів ротору $n = 500 \text{ об/хв}$ при ПВ – 40%.

Номінальний момент електродвигуна:

$$M_{\text{ном}} = 975 \cdot \frac{N}{n} = 975 \cdot \frac{106}{500} = 2070 \text{ Нм} \quad (2.177)$$

Статичний момент при підйманні повного вантажу:

$$M_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{max}} \cdot \frac{D_{\text{б}}}{2}}{2 \cdot i_{\text{заг}} \cdot n_3} \quad (2.178)$$

$$M_{\text{ст}} = \frac{346100 \cdot 1,85}{2 \cdot 2 \cdot 1190 \cdot 0,752} = \frac{640285}{3580} = 1790 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{ном}} > M_{\text{ст}}$$

2.11 Перевірка електродвигуна

Перевірка по нагріву. Еквівалентну потужність електродвигуна, яка не допускає перегріву обмоток:

$$P_{\text{ЕКВ}} = K \cdot \gamma \cdot D \quad (2.179)$$

де $K=1$ – коефіцієнт приведення потужності для важкого режиму роботи [7];

$\gamma = 0,86$ – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

$$P_{\text{ЕКВ}} = 1 \cdot 0,86 \cdot 106 = 91 \leq 106 \text{ кВт}$$

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{\text{зв}} \cdot \omega}{M_{\text{п}}^{\text{сеп}} \pm M_{\text{ст}}} \quad (2.180)$$

$$1 \text{ с.} \leq t_n \leq 2 \text{ с.}$$

$I_{\text{зв}} = 27,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції рухомих мас приведений до валу двигуна

$M_{\text{п}}^{\text{сеп}}$ - середній пусковий момент електродвигуна.

$$M_{\text{п}}^{\text{сеп}} = \psi \cdot M_{\text{н}} \quad (2.181)$$

$\psi = 1,5-1,6$ - середня кратність пускового моменту;

$M_{\text{н}} = 2070 \text{ Нм}$ – номінальний момент електродвигуна.

$$M_{\text{п}}^{\text{сеп}} = 1,55 \cdot 2070 = 3208 \text{ Нм}$$

$$w_d = \frac{\pi * n_d}{30} = \frac{3,14 * 500}{30} = 52,3c^{-1} \quad (2.182)$$

$$t_n = \frac{27,5 \cdot 52,3}{3208 - 1790} = 1,01\tilde{n}$$

$1c. \leq 1,01c. \leq 2c$ Умова виконується.

2.12 Вибір муфти

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають в залежності від крутного моменту:

$$M_M = M_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq M_{MAX} \quad (2.183)$$

де $M_H = 2070$ Нм - номінальний момент, який передає муфта;

$K_1 = 1,8$ [9] - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,3$ [9] - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму [табл. 2.4].

Таблиця 2.4 – Значення коефіцієнтів K_1 та K_2

Механізм	K_1	K_2			
		1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
		Л	С	В	ДВ
Підйому	1,8	1,1	1,2	1,3	1,4
Пересування	1,2				
Зміни вильоту	1,8				
Повороту	1,4				

$$M_M = 2070 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 4844 \text{ Нм} \quad (2.184)$$

Муфта зубчаста № 4 ГОСТ 5006–55

Максимальний момент – 5600 Нм [Додаток Г].

3. МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ГОЛОВНОГО ВІЗКА

Таблиця 3.1 – Вихідні дані

Параметр	Позначення	Значення
Вага візка з електрообладнанням	Q , т	110,6
Максимальна вага вантажу	$Q_{\text{вант}}$, т	320
Швидкість пересування візка	V , м/хв	25
Число ходових коліс	шт.	8
Число ведучих коліс	шт.	2
Діаметр ходових коліс	D , мм	700
Передаточне число редуктора	i_p	70,5
Двигун		
Тип		КПД 220/615
Режим роботи	ПВ, %	25
Потужність	N , кВт	33,5
Номінальне число обертів	n , об/хв	805

3.1 Тиск на ходові колеса

Тиск на ходові колеса від ваги механізму переміщення

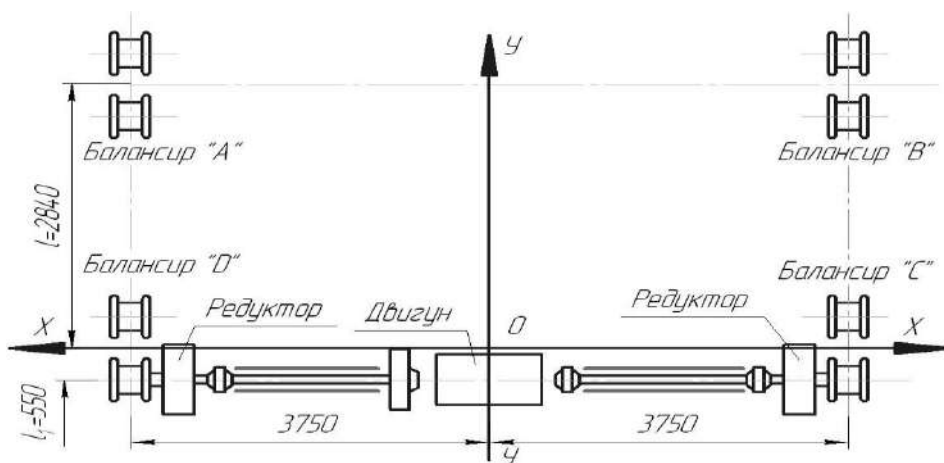


Рисунок 3.1 – Схема механізму пересування візка

Таблиця 3.2 – Розподілення ваги механізмів

№	Вузол	Відстань від осі X-X, мм	Позначення	Вага, кг	
				1 шт.	механізму
1	Балансир ведучий	0	Q_c, Q_d	3428	6856
2	Балансир ведений	284	Q_p, Q_b	3391	6782
3	Вісь балансира	284	Q_0	102	204
4	Привод механізму	-55	$G_{пр}$	-	4261
5	Загалом			18307	

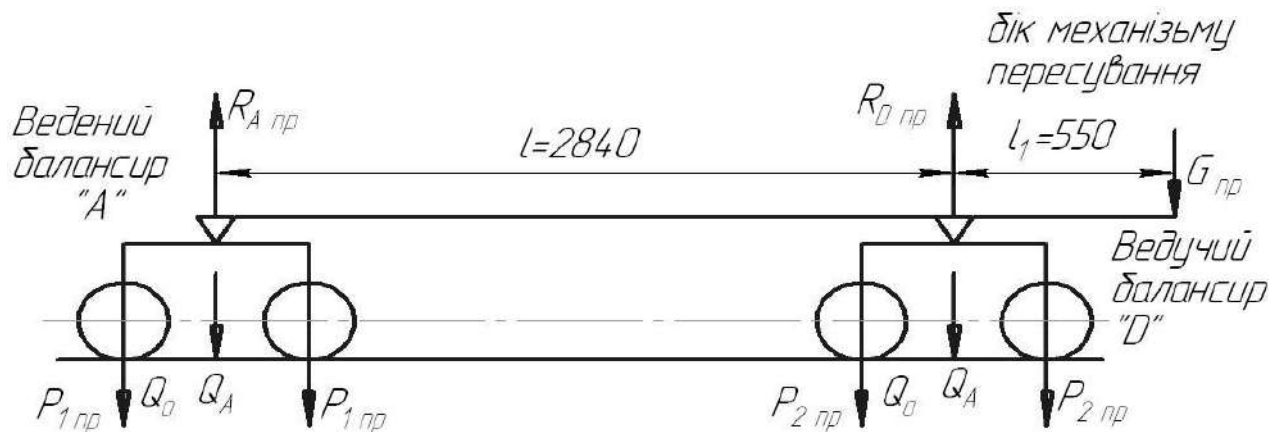


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема тиску на вісь балансірів від ваги привода

Знайдемо приведену реакцію балансира А:

$$R_{Апр} = \frac{G_{пр} \cdot l_1}{2 \cdot l} = \frac{4261 \cdot 550}{2 \cdot 2840} = 4125 \text{ Н} \quad (3.1)$$

Знайдемо приведену реакцію балансира Д:

$$R_{Дпр} = \frac{G_{пр} \cdot (l + l_1)}{2 \cdot l} = \frac{4261 \cdot (550 + 2840)}{2 \cdot 2840} = 25430 \text{ Н} \quad (3.2)$$

Склавши рівняння рівноваги, визначимо тиск на ходові колеса:

а) Ведений балансир «А» («В»):

$$P_{1\text{ПР}} = \frac{1}{2} \cdot (Q_A + Q_o - R_{\text{Апр}}) = \frac{1}{2} \cdot (3391 + 102 - 412,5) = 15405 \text{ Н} \quad (3.3)$$

б) Ведучий балансир «Д» («С»):

$$P_{2\text{ПР}} = \frac{1}{2} \cdot (Q_D + Q_o + R_{D\text{ПР}}) = \frac{1}{2} \cdot (3428 + 102 + 2543) = 30365 \text{ Н} \quad (3.4)$$

3.2 Визначення тиску від механізму підйому

Таблиця 3.3 – Вага механізму підйому

№ п/п	Вузол	позначення	Відстань ц.в. від осі x-x, см	Вага в кг		Момент, відносно вісі x-x
				1 шт.	на механізм	
1	Барaban	Q_1	132	5255	10510	1387000
2	Зубчастий вінець	Q_2	251	1745	3490	876000
3	Редуктор	Q_3	310	6018,5	12037	3738000
4	Канат	Q_4	132	-	3360	444000
5	Блок-підшипник	Q_5	142	1254	2508	356500
6	Обойма блоків	Q_6	132	4100	8200	1083900
7	Обмежувач підйому	Q_7	132	272	544	71800
8	Гальма з шківом та електромагнітом	Q_8	45,7	768	1536	70000
9	Гальма з шківом, електромагнітом і муфтою	Q_9	244,8	922	1844	452000

Продовження таблиці 3.3

10	Електродвигун	Q_{10}	147,3	3614	7228	1070000
11	Траверса	Q_0	132	22260	22260	2940000
12	Кожух	Q_{12}	251	200	200	50200
13	Система змащення мех. гол. візка	Q_{13}	132	-	269	35500
	Загальна	Q_M			73986	12556500

Вісь симетрії механізму Y-Y. Відстань центра ваги механізму від вісі X-X:

$$l_{ц.в.} = \frac{\sum M_i}{Q_M} = \frac{12574000}{73986} = 170 \text{ см} \quad (3.5)$$

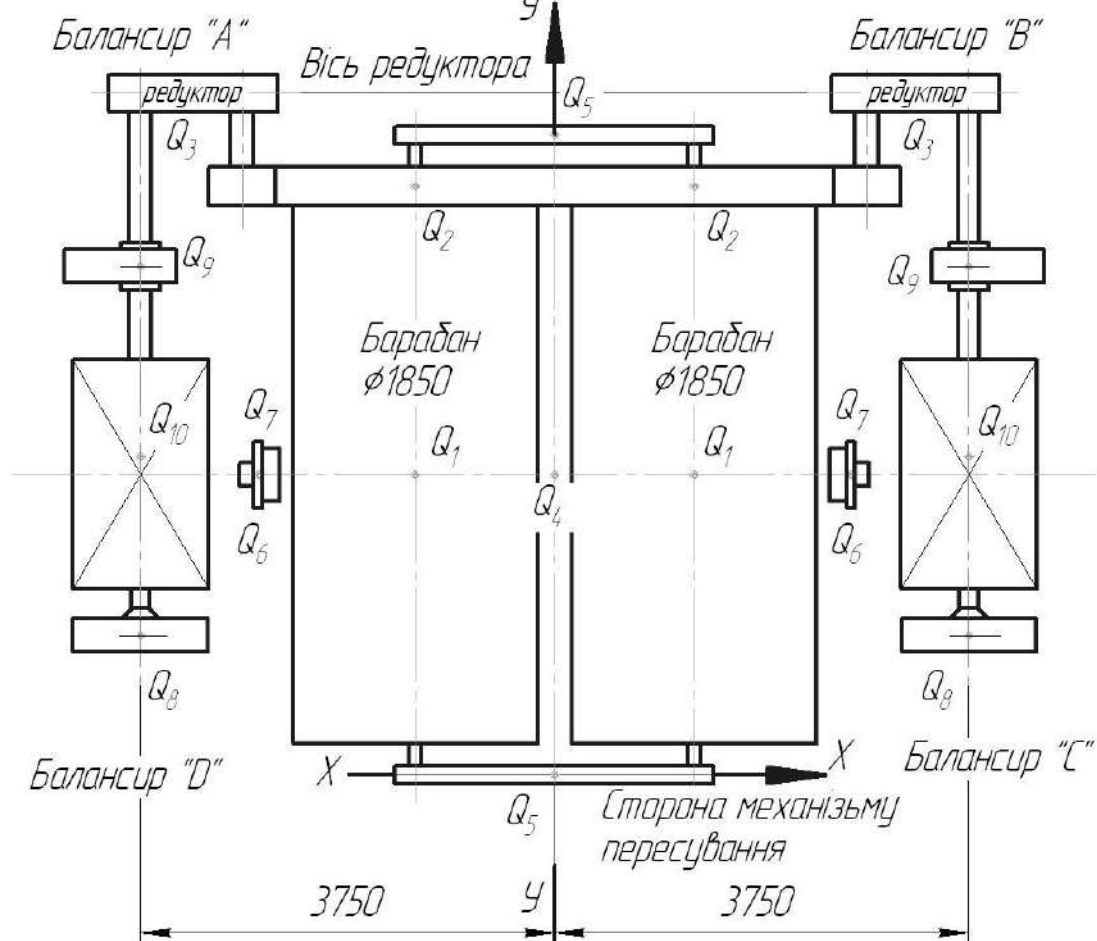


Рисунок 3.3 – Схема механізму підйому

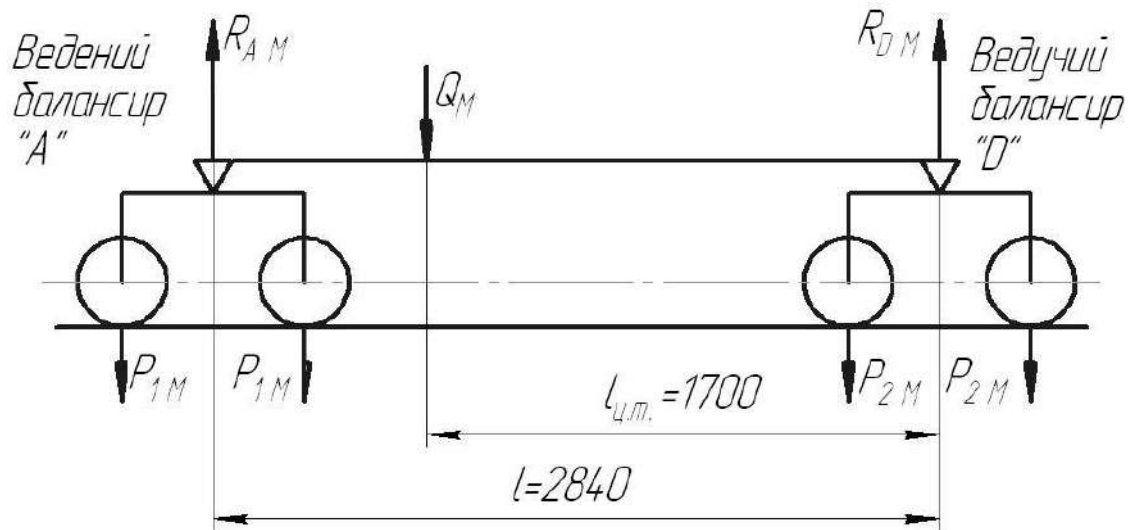


Рисунок 3.4 – Тиск на вісі балансірів від маси механізму підйому

$$R_{AM} = \frac{Q_M \cdot l_{ц.в.}}{2 \cdot l} = \frac{73986 \cdot 1700}{2 \cdot 2840} = 221000 \text{ Н} \quad (3.6)$$

$$R_{DM} = \frac{Q_M \cdot (l - l_{ц.в.})}{2 \cdot l} = \frac{73986 \cdot (2840 - 1700)}{2 \cdot 2840} = 148250 \text{ Н} \quad (3.7)$$

Тиск на ходові колеса від маси механізму підйому:

а) Ведений балансир «А» («В»):

$$P_{1M} = \frac{1}{2} \cdot R_{AM} = \frac{1}{2} \cdot 221000 = 110500 \text{ Н} \quad (3.8)$$

б) Ведучий балансир «Д» («С»):

$$P_{2M} = \frac{1}{2} \cdot R_{DM} = \frac{1}{2} \cdot 148250 = 74125 \text{ Н} \quad (3.9)$$

3.3 Тиск на ходові колеса від ваги вантажу

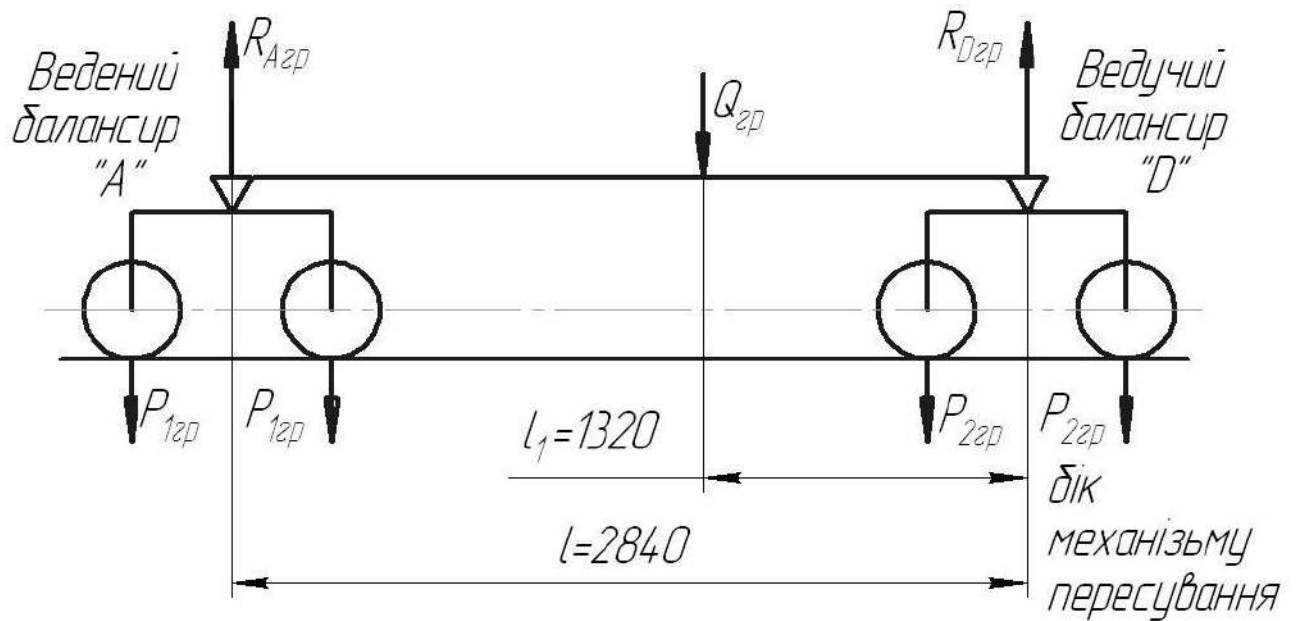


Рисунок 3.5 – Тиск від ваги вантажу

Визначимо реакцію балансира А:

$$R_{Агр} = \frac{Q_{ван} \cdot l_1}{2 \cdot l} = \frac{320 \cdot 1320}{2 \cdot 2840} = 744000 \text{ Н} \quad (3.10)$$

Визначимо реакцію балансира Д:

$$R_{Дгр} = \frac{Q_{ван} \cdot (l - l_1)}{2 \cdot l} = \frac{320 \cdot (2840 - 1320)}{2 \cdot 2840} = 857000 \text{ Н} \quad (3.11)$$

Тиск на ходові колеса від механізму підйому:

Ведений балансір «А» («В»):

$$P_{1гр} = \frac{1}{2} \cdot R_{Агр} = \frac{1}{2} \cdot 744000 = 372000 \text{ Н} \quad (3.12)$$

Ведучий балансір «Д» («С»):

$$P_{2гр} = \frac{1}{2} \cdot R_{Дгр} = \frac{1}{2} \cdot 857000 = 428500 \text{ Н} \quad (3.13)$$

3.4 Тиск на ходові колеса від власної ваги рами візка

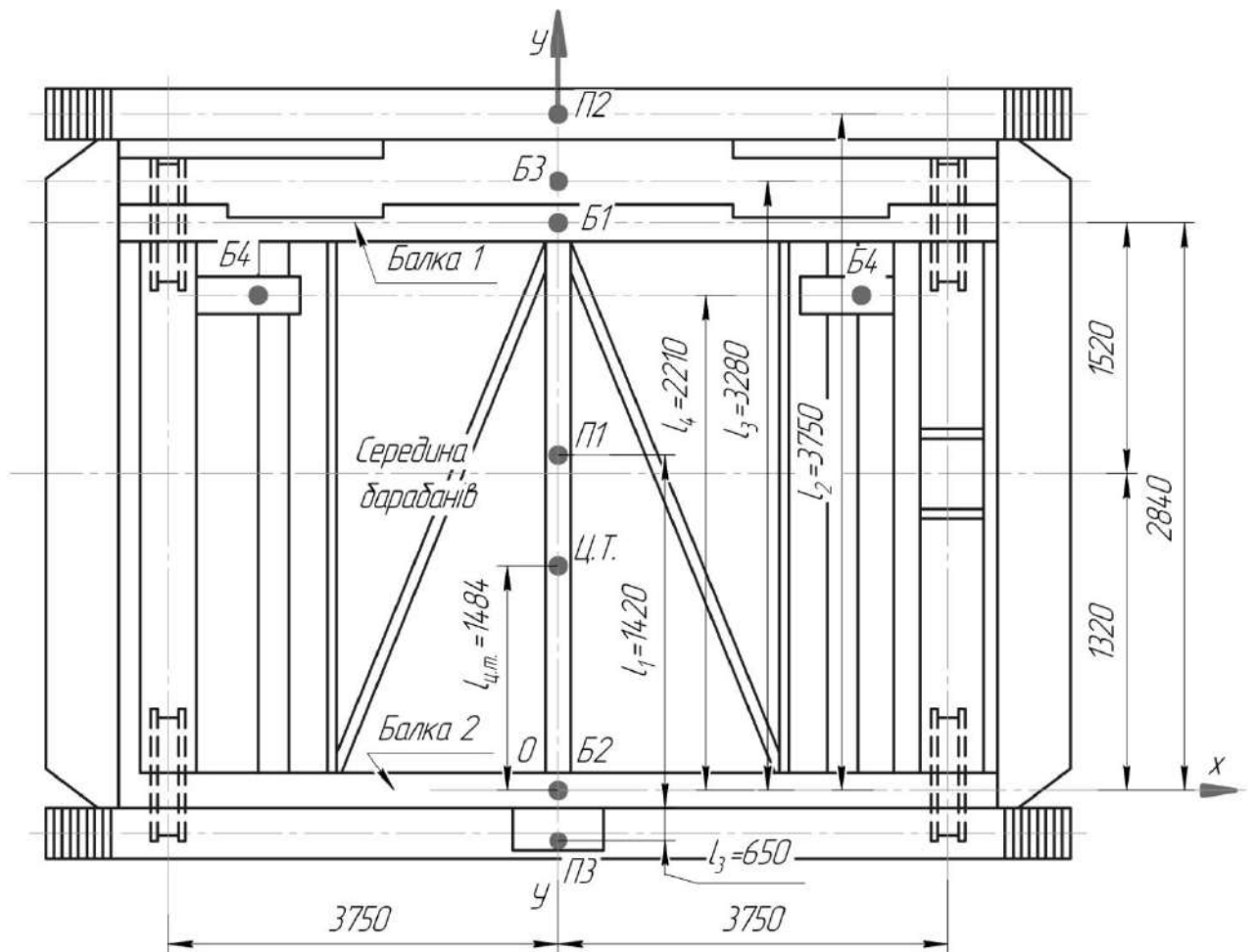


Рисунок 3.6 – Схема рами

Таблиця 3.4 – Центр ваги рами

№ п/п	Вузол	позначення	Відстань від осі, см	Маса механізму, кг	Момент, відносно вісі X-X
1	Рама з боковими майданчиками	П ₁	142	7193	1020000
2	Майданчик з боку редукторна	П ₂	375	680	255000
3	Майданчик з боку мех. пересування	П ₃	-65	1350	-87800
4	Балка №1	Б ₁	284	3460	984000
5	Балка №2	Б ₂	0	3700	0
6	Балка №3	Б ₃	328	870	286000
7	Балка №4	Б ₄	221	177	39200
8	Загалом	Q _p		17430	2496400

Відстань центру ваги відносно вісі X-X:

$$l_{ц.в.} = \frac{\sum M_i}{Q_p} = \frac{2496400}{17430} = 143,2 \text{ см} \quad (3.14)$$

3.5 Тиск на вісі балансірів від ваги рами

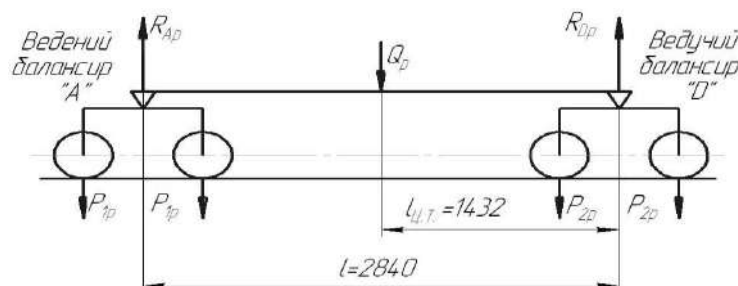


Рисунок 3.7 – Тиск на вісі балансірів від ваги рами

Визначимо реакцію балансира А:

$$R_{AP} = \frac{Q_{p1} \cdot l_{ц.в.}}{2 \cdot l} = \frac{17430 \cdot 1432}{2 \cdot 2840} = 43900 \text{ Н} \quad (3.15)$$

Визначимо реакцію балансира Д:

$$R_{ДР} = \frac{Q_p \cdot (l - l_{ц.в.})}{2 \cdot l} = \frac{17430 \cdot (2840 - 1432)}{2 \cdot 2840} = 43250 \text{ Н} \quad (3.16)$$

Тиск на ходові колеса:

Ведений балансир «А» («В»):

$$P_{1p} = \frac{1}{2} \cdot R_{AP} = \frac{1}{2} \cdot 4390 = 21950 \text{ Н} \quad (3.17)$$

Ведучий балансир «Д» («С»):

$$P_{2p} = \frac{1}{2} \cdot R_{ДР} = \frac{1}{2} \cdot 4325 = 21625 \text{ Н} \quad (3.18)$$

3.6 Сумарний тиск на ходові колеса

Візок з вантажем:

а) Ведений балансир «А» («В»):

$$P_{1max} = P_{1ПР} + P_{1М} + P_{1гр} + P_{1p} \quad (3.19)$$

$$P_{1max} = 1540,5 + 11050 + 37200 + 2195 = 51985,5 \text{ Н}$$

б) Ведучий балансир «Д» («С»):

$$P_{2max} = P_{2ПР} + P_{2М} + P_{2гр} + P_{2р} \quad (3.20)$$

$$P_{2max} = 3036,5 + 7412,5 + 42850 + 2162,5 = 554615 \text{ Н} \quad (3.21)$$

Візок без вантажу:

а) Ведений балансир «А» («В»):

$$P_{1min} = P_{1ПР} + P_{1М} + P_{1р} = 1540,5 + 11050 + 2195 = 147855 \text{ Н} \quad (3.22)$$

б) Ведучий балансир «Д» («С»):

$$P_{2min} = P_{2ПР} + P_{2М} + P_{2р} = 30365 + 74125 + 21625 = 126115 \text{ Н} \quad (3.23)$$

Таблиця 3.5 – Сумарний тиск на ходові колеса

№ п/п		баланси́р	позначення	Тиск на ходові колеса, т
1	Візок з вантажем	«А» «В»	P_{1max}	51,9855
		«Д» «С»	P_{2max}	55,4615
	Сумарний тиск на приводні х. к. $2 \cdot P_{max} = 2 \cdot 55,4615 = 110,923$			
2	Візок без вантажу	«А» «В»	P_{1min}	14,7855
		«Д» «С»	P_{2min}	12,6115
	Сумарний тиск на приводні х. к. $2 \cdot P_{min} = 2 \cdot 12,6115 = 25,223$			

3.7 Визначення опору пересування візка

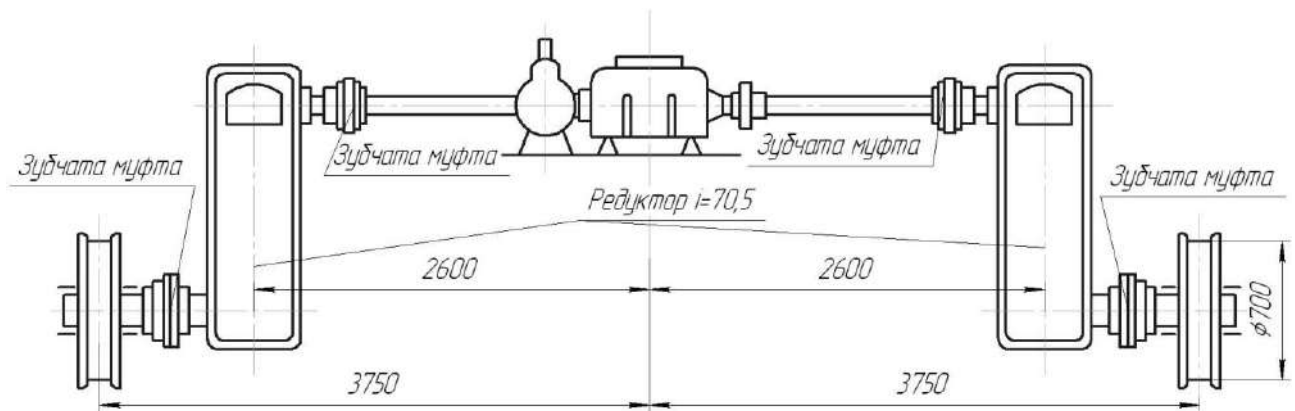


Рисунок 3.8 – Схема механізму пересування головного візка

Максимальний опір пересування візка:

$$W = W_T + W_i \quad (3.24)$$

де W_T - сила опору від тертя при русі візка, без урахування тертя реборд, Н;

W_i - сила інерції при допустимому прискоренні, Н.

$$W_T = \frac{10^4(Q + G)}{D_{х.к.}} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p \quad (3.25)$$

де $Q=320$ - номінальна вантажопідйомність, т;

$G=110,6$ - маса візка, т;

$\mu=0,03$ - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$f=0,015$ - коефіцієнт тертя ковзання;

$d= 0,17$ - діаметр цапфи вала колеса, м;

$K_p = 2,5$ - коефіцієнт тертя реборд з рейками;

$D_{\text{х.к.}} = 0,7$ – діаметр ходового колеса, м.

$$W_T = \frac{10^4 \cdot (320 + 110,6)}{0,7} \cdot (2 \cdot 0,03 + 0,17 \cdot 0,015) \cdot 2,5 = 49700 \text{ Н}$$

Сила інерції при допустимому прискоренні:

$$W_i = 10^3 \cdot (Q + G_B) \cdot [a] = 10^3 \cdot (320 + 110,6) \cdot 0,2 = 86000 \text{ Н} \quad (3.26)$$

$[a] = 0,2 \dots 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ - допустиме прискорення

$$W = 49700 + 86000 = 135700 \text{ Н}$$

3.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана або візка, кВт

$$P_{CT} = \frac{W \cdot V}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot \psi} = \frac{135700 \cdot 0,42}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,6} = 41,9 \text{ кВт} \quad (3.27)$$

$W = 135700$ - опір руху крана або візка, Н;

$V = 0,42$ - швидкість руху крана або візка, м/с ;

η_3 - ККД приводу з зубчастими редукторами, $\eta_3 = 0,8 \dots 0,9$;

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ – середня кратність пускового моменту двигуна.

З каталогу обираємо двигун Д808[Додаток Г].

Таблиця 3.6 – Параметри двигуна Д808

Параметр	Значення
Потужність P_{ϕ} , кВт	40
Частота обертання n_{ϕ} , хв. ⁻¹	770
Момент інерції ротора I_p , кг*м ²	2
$T_{\max}$, Нм	2450

3.9 Редуктор

Обираємо редуктор за передаточним числом, кількості обертів двигуна:

$$U_p = \frac{n_{\text{дв}} \cdot \pi \cdot D_k}{60 \cdot V_b} = \frac{770 \cdot 3,14 \cdot 0,7}{60 \cdot 0,42} = 67,16 \quad (3.28)$$

де $n_{\text{дв}} = 770$ - частота обертання валу двигуна, об/хв;

$D_k = 0,7$ - діаметр колеса, м;

$V_b = 0,42$ - швидкість руху візка, м/с.

Для крана був розроблений спеціальний редуктор який має $U_{\phi} = 70,5$

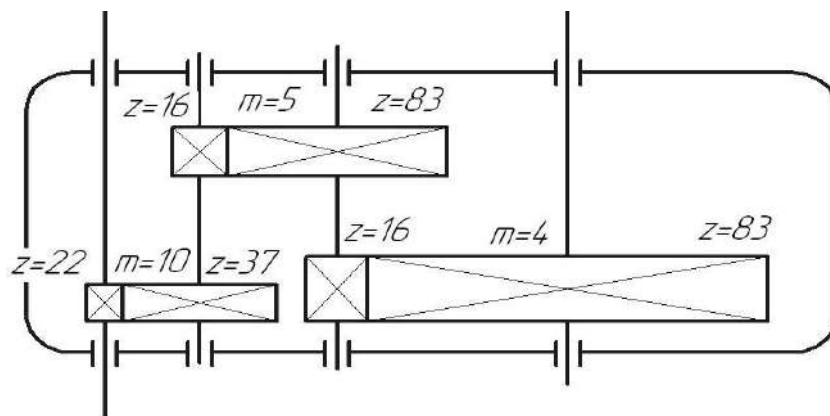


Рисунок 3.9 – Кінематична схема редуктора

Фактична швидкість підйому вантажу:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{дв}}{i_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,7 \cdot 770}{70,5 \cdot 60} = 0,4 \text{ м/с} \quad (3.29)$$

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{|V_{\pi}| - |V_{\phi}|}{|V_{\pi}|} \cdot 100\% = \frac{0,42 - 0,4}{0,42} \cdot 100\% = 4,8\% \quad (3.30)$$

$5\% > \Delta V > 0\%$ - умова виконується.

3.10 Вибір муфт

Для з'єднання вала електродвигуна зі швидкохідним валом редуктора, а також вала редуктора з ходовими колесами застосовуємо муфту, здатну частково компенсувати неспіввісність валів, що виникає під час виготовлення та монтажу.

Для з'єднання вала двигуна з валом редуктора обираємо зубчасту муфту, виходячи з розрахункового крутного моменту, Н·м.

$$T_{M1} = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max} \quad (3.31)$$

$$T_{M1} = 496 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 655 \leq T_M^{\max}$$

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_{\partial}}{\pi \cdot n_{\partial}} \quad (3.32)$$

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 40}{3,14 \cdot 770} = 496H$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта, Н·м;

$K_1 = 1,2$ [9] - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,1$ [9] - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму [табл. 2.4]

$T_{M1}^{ma\delta} = 2 \cdot T_{M1} = 2 \cdot 655 = 1310 \text{ Н·м}$ - найбільший короткочасний момент.

Таблиця 3.7 – Основні параметри муфти[8],[Додаток Д]

Параметри	Значення
Найбільший момент T_M , Н·м	1000
Момент інерції муфти I_P , кг*м ²	0,05
Маса муфти m , кг	6,7

Умовне позначення муфти: Муфта 2-1000-145-ГОСТ 50895-96.

Муфта зубчата за розрахунковим моментом, Н·м:

$$T_{M2} = U_p \cdot T_{M1} = 70,5 \cdot 655 = 46178 \text{ Н·м} \quad (3.33)$$

Таблиця 3.8 – Основні параметри муфти[8], [Додаток Д]

Параметри	Значення
Найбільший момент T_M , Н·м	63000
Момент інерції муфти I_P , кг*м ²	10,50
Маса муфти m , кг	228,0

Умовне позначення муфти: Муфта 1-63000-470-ГОСТ 50895-96.

3.11 Перевірка на буксування

1) Візок з вантажем:

Сумарний тиск приводних коліс на рейки:

$$P_{np\ max} = 2 \cdot P_{2\ max} = 110,923\ \text{т} \quad (3.34)$$

Сила зчеплення приводних коліс з рейками:

$$F_{B\ max} = k \cdot P_{np\ max} = 0,15 \cdot 1109230 = 166000\ \text{Н} \quad (3.35)$$

де $k = 0,15$ - коефіцієнт зачеплення між рейками і колесами.

Сила опору пересування при установленому русі $W_T = 49700\ \text{Н}$.

Сила інерції візка на початку руху:

$$W_j = \frac{Q \cdot V}{g \cdot 60 \cdot t} = \frac{430600 \cdot 25}{9,81 \cdot 60 \cdot 3} = 61000\ \text{Н} \quad (3.36)$$

де $t=3\ \text{с}$ – час розгону;

g - прискорення вільного падіння.

Сила опору руху під час пуску:

$$W_n = W_T + W_j = 49700 + 61000 = 110700\ \text{Н} \quad (3.37)$$

де W_j – сила інерції візка при початку руху;

W_T – опір пересування візка.

Коефіцієнт запасу зачеплення:

$$K_3 = \frac{F_{B\ max}}{W_n} = \frac{166000}{110700} = 1,49 \geq 1,1 \quad (3.38)$$

2) Візок без вантажу:

Сумарний тиск приводних коліс на рейки $P_{пр min} = 250000 \text{ Н}$.

Сила зачеплення приводних коліс з рейками:

$$F_{в min} = M \cdot P_{пр min} = 250000 \cdot 0,15 = 37500 \text{ Н} \quad (3.39)$$

Сила опору руху візка без вантажу під час пуску:

$$W'_n = W'_T + W'_j = (W_T + W_j) \cdot \frac{G}{Q_T} \quad (3.40)$$

$$W'_n = (49700 + 61000) \cdot \frac{1106000}{4300000} = 28470 \text{ Н}$$

$$K'_3 = \frac{F_{в min}}{W_n} = \frac{37500}{28470} = 1,32 \geq 1,1 \quad (3.41)$$

3.12 Вибір гальма

Гальмо механізму пересування візка вибирають по гальмовому моменту, який забезпечує допустиме уповільнення при гальмуванні завантаженого крана:

$$T_\Gamma = \frac{I_{3В}^\Gamma \cdot \omega_d}{t_\Gamma} - T_{сТ}^e \quad (3.42)$$

де ω_d - кутова швидкість двигуна;

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 770}{30} = 80,59 \text{ с}^{-1}$$

$$t_z = \frac{V}{[a]} = \frac{0,42}{0,25} = 1,68 \text{ с} - \text{час гальмування візка з вантажем.}$$

$[a] = 0,1-0,3 \text{ м/с}^2$ - допустиме уповільнення під час гальмування візка з умов безпечного переміщення вантажу.

$I_{зв}^z$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$$I_{зв}^r = \delta \cdot (I_p + I_m) + (m + Q) \cdot \frac{R_k^2 \cdot \eta}{U_p^2} \quad (3.43)$$

де $\delta \cdot (I_p + I_m)$ - момент інерції обертових мас, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$$\delta = 1,1 \dots 1,2;$$

$I_p = 2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ - момент інерції ротора двигуна;

$I_m = 0,05 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ - момент інерції муфти з гальмовим шківом;

$m = 110600 \text{ кг}$ - маса візка;

$R_k = 0,35 \text{ м}$ - радіус колеса;

$U_p = 70,5$ - передаточне число механізму пересування;

$\eta = 0,88$ - загальний ККД.

$$I_{зв}^r = 1,15 \cdot (2 + 0,05) + (110,6 + 320) \cdot 10^3 \cdot \frac{0,35^2 \cdot 0,88}{70,5^2}$$

$$I_{зв}^r = 2,3575 + 430,6 \cdot 0,0216 = 11,66 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

T_{cm}^z - момент сил опору при пересуванні завантаженого візка з урахуванням того, що коефіцієнт реборд $K_p = 1$.

$$T_{cm}^z = \frac{W_T \cdot R_k}{2 \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{49700 \cdot 0,35}{2 \cdot 70,5 \cdot 0,88} = 140 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.44)$$

$$T_{\Gamma} = \frac{11,66 \cdot 80,59}{1,68} - 140 = 559 - 140 = 419 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Обираємо колодкові гальма типу ТКП-400 [Додаток В].

3.13 Ходове колесо та підшипники ходового колеса

Матеріал ст.65Г, HB = 350 ÷ 450. Максимальний тиск ходового колеса на рейку при повному навантаженні $P_2 = 55,462 \text{ т}$.

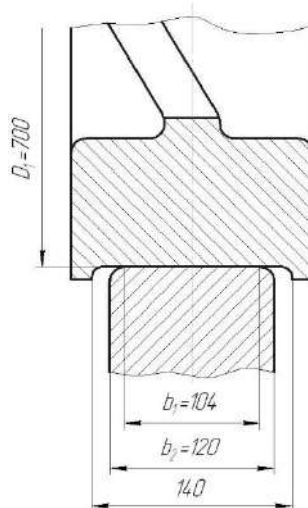


Рисунок 3.10 – Ходове колесо візка

У бандажі напруження місцевого зминання:

$$\sigma_{зм} = 600 \cdot \sqrt{\frac{P_e}{b_1 \cdot R}} \quad (3.45)$$

Розрахункове навантаження на одне колесо:

$$P_e = P_2 \cdot \gamma \cdot K_{х.к.} \quad (3.46)$$

де $\gamma = 0,8$ – коефіцієнт, що враховує змінність навантаження.

$K_{х.к.} = 1,2$ – коефіцієнт середнього режиму роботи.

$$P_e = 55462 \cdot 0,8 \cdot 1,2 = 533000 \text{ Н}$$

$$\sigma_{зм} = 600 \cdot \sqrt{\frac{53300}{10,4 \cdot 35}} = 600 \cdot 12,1 = 726 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження зминання: $[\sigma_{зм}] = 850 \text{ МПа}$; $[\sigma_{зм}] > \sigma_{зм}$
[3, табл.178].

Для валу ходового колеса вставлені сферичні підшипники
№3634 ГОСТ 5721-75.

$Q = 324000 \text{ Н}$ – навантаження на підшипник;

$P_{доп} = 1160000 \text{ Н}$ – допустиме навантаження на підшипник.

Підшипник задовольняє вимоги міцності.

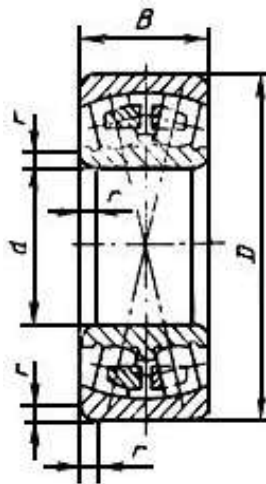


Рисунок 3.11 – Підшипник тип 3000

4. РОЗРАХУНОК РАМИ ВІЗКА ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

4.1 Навантаження на раму від сили ваги механізмів.

$P_1 = 175500 \text{ Н}$ – навантаження на підшипник вихідного вала редуктора;

$P_2 = 11250 \text{ Н}$ – навантаження на опори барабана;

$P_3 = 120150 \text{ Н}$ – навантаження на опори барабана;

$P_{4(3)} = 13500 \text{ Н}$ – навантаження від двигуна головного підйому на балку

№3;

$P_{4(4)} = 25500 \text{ Н}$ – навантаження від двигуна головного підйому на балку

№4;

$P_{5(3)} = -930 \text{ Н}$ – навантаження від гальма на балку №3;

$P_{5(4)} = 5590 \text{ Н}$ – навантаження від гальма на балку №4;

$P_6 = 1721000 \text{ Н}$ – навантаження від верхніх блоків;

$P_7 = 26500 \text{ Н}$ – навантаження від редуктора головного підйому;

$P_8 = 18150 \text{ Н}$ – навантаження від двигуна механізму пересування;

$P_9 = 16500 \text{ Н}$ – навантаження від редуктора механізму пересування.

Таблиця 4.1 – Навантаження на балки 1 та 2 від власної ваги металоконструкції візка

№ п/п	Назва	Кількість, шт.	Вага 1 шт., т	Загальна вага, т	Розподіл ваги на	
					балку 1	балку 2
1	Головна балка	1	3,87	3,87	3,87	-
2	Головна балка	1	3,62	3,62	-	3,62
3	Підмоторна балка	2	0,42	0,84	-	-
4	Підмоторна балка	2	0,42	0,84	-	-
5	Балка блоків	2	0,865	1,73	-	-
6	Балка редукторів	1	1,53	1,53	-	1,53
7	Балка блоків	2	0,63	1,26	0,63	0,63

Продовження таблиці 4.1

8	Поперечна балка	1	0,29	0,29	-	-
9	Вага настилу	1	0,72	0,72	0,36	0,36
10	Бокові майданчики	2	0,35	0,7	-	-
11	Майданчик механізму пересування	1	0,8	0,8	0,8	-
12	Майданчик обслуговування редуктора	1	0,865	0,865	-	0,865
Загалом				17,065	5,66	7,005

Примітка:

1. Балки №3, №4 та настил №10 лежать на опорах та їх вага навантажує балки №1 та №2.
2. Вага балок №5 та №8 передається на балки №1 та №2 через відповідні опорні реакції.

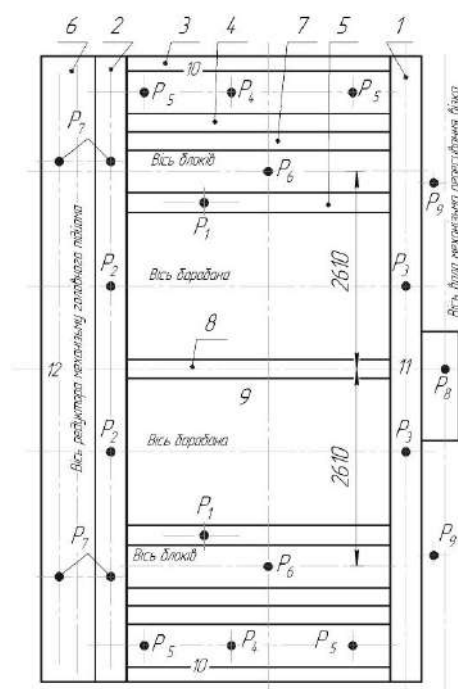


Рисунок 4.1 – Схема навантажень на раму

4.2 Розрахунок елементів рами

Матеріал рами Ст.3, межа текучості на розтяг: $\sigma_s = 240$ МПа.

Балка №4

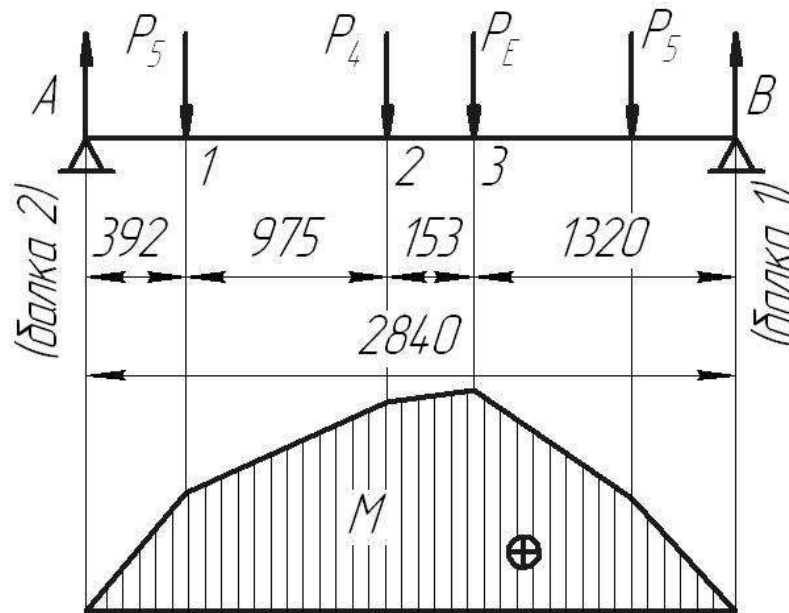


Рисунок 4.2 – Епюра моментів балки №4

$P_{5(4)} = 5590$ Н – навантаження від гальма на балку №4;

$P_{4(4)} = 25500$ Н – навантаження від електродвигуна головного підйому на балку №4;

$P_E = 0,2 \cdot \frac{P_6}{4} = 0,2 \cdot 42300 = 84600$ Н – частина навантаження (20%) сприймається балкою № 4 від верхніх блоків $P_6 = 1721000$ Н. Власною вагою балки нехтуємо.

Реакції опор:

$$B = \frac{P_5 \cdot 39,2 + P_4 \cdot 136,7 + P_E \cdot 152 + P_5 \cdot 238,3}{284}$$

$$B = \frac{559 \cdot 39,2 + 2550 \cdot 136,7 + 8460 \cdot 152 + 559 \cdot 238,3}{284} = 63100 \text{ Н}$$

$$A = 2 \cdot P_5 + P_4 + P_E - B$$

$$A = 2 \cdot 559 + 2550 + 8460 - 6310 = 58180 \text{ Н}$$

Знаходимо максимальний згинаючий момент:

$$M_{зг.з} = M_{max} = B \cdot 132 - P_5 \cdot 86,3 = 6310 \cdot 132 - 559 \cdot 86,3 = 78500 \text{ Нм}$$

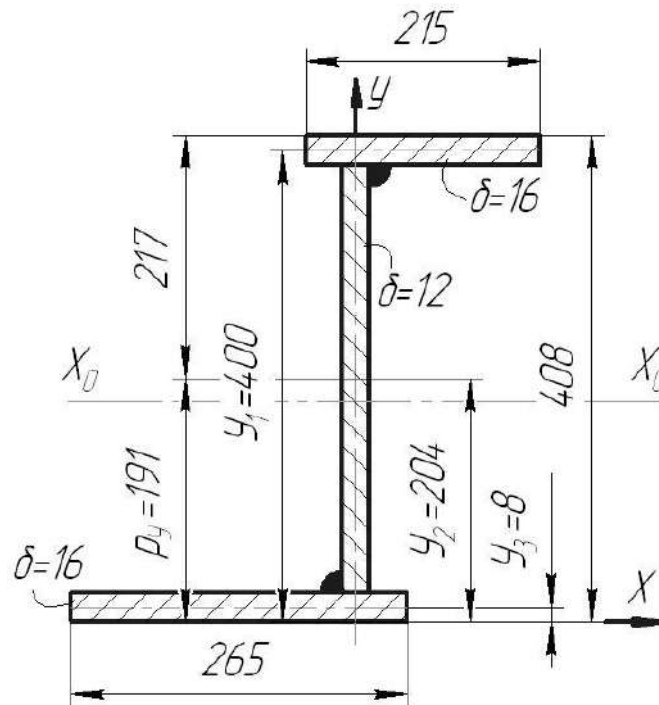


Рисунок 4.3 – Переріз балки №4

Момент інерції перерізу балки № 4:

$$I_{X_0} = \sum \frac{b \cdot h^3}{12} + \sum F \cdot y^2 - \sum F \cdot \rho_y^2 \quad (4.1)$$

$$I_{X_0} = 5332.4 + 73836.2 - 121.9 \cdot 19.1^2 = 34670 \text{ см}^4$$

Момент опору перерізу:

$$W = \frac{34670}{21.7} = 1600 \text{ см}^3$$

Максимальне напруження згинання:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{785000}{1600} = 49 \text{ МПа} \quad (4.2)$$

Запас міцності :

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{2400}{490} = 4.9 > n_{доп} \quad (4.3)$$

$$n_{доп} = 2,25 [3].$$

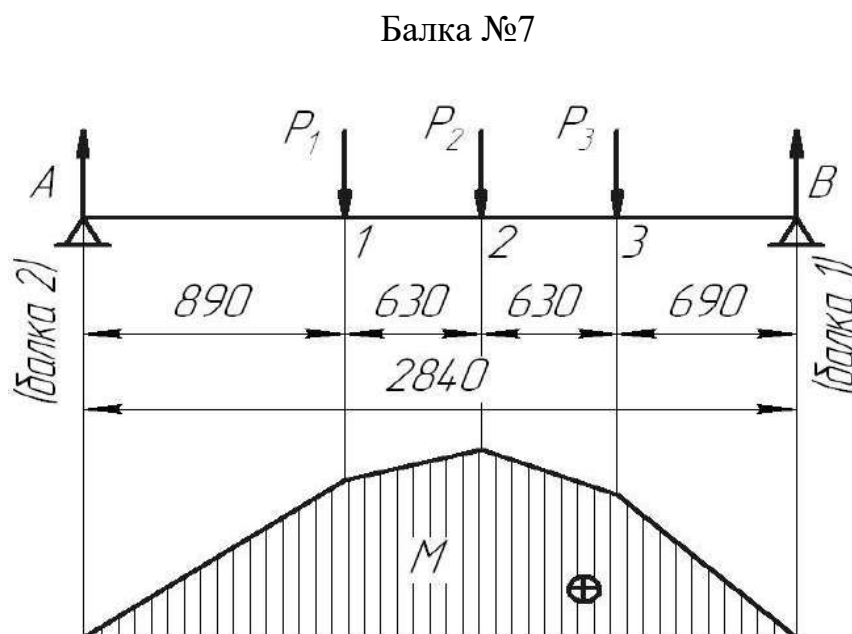


Рисунок 4.4 – Епюра моментів балки №7

$$P_1 + P_2 + P_3 = R_7 = 423000 \text{ Н}$$

$$I_{x0} = \sum \frac{b \cdot h^3}{12} + \sum F \cdot y^2 - \sum F \cdot \rho_y^2$$

$$I_{x0} = 28254 + 295056 - 177.9 \cdot 32.2^2 = 139000 \text{ см}^4$$

Момент опору перерізу:

$$W = \frac{139000}{36.6} = 3800 \text{ см}^3$$

Максимальне напруження згинання за формулою (4.2):

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{2317000}{3800} = 61 \text{ МПа}$$

Запас міцності за формулою (4.3):

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{2400}{610} = 3.93 > n_{доп}$$

$$n_{доп} = 2,25 [3].$$

Балка №5

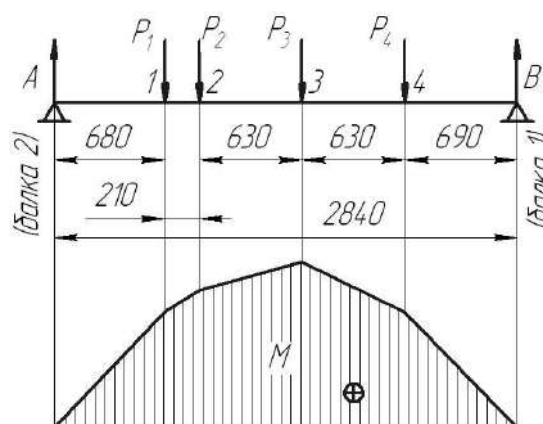


Рисунок 4.6 – Епюра моментів балки №5

$P'_1 = 360000 \text{ Н}$ – навантаження на підшипник вихідного вала редуктора при аварійній роботі;

$$P_2 + P_3 + P_4 = R_5 = 1298000 \text{ Н}$$

$$P_2 = P_4 = \frac{1}{4} \cdot R_5 = \frac{1298000}{4} = 324500 \text{ Н}$$

$$P_3 = 0,5 \cdot R_5 = 0,5 \cdot 1298000 = 649000 \text{ Н}$$

Реакції опор при аварійній роботі:

$$B = \frac{P'_1 \cdot 68 + P_2 \cdot 89 + P_3 \cdot 152 + P_4 \cdot 215}{284}$$

$$B = \frac{36000 \cdot 68 + 32450 \cdot 89 + 64900 \cdot 152 + 32450 \cdot 215}{284}$$

$$B = \frac{22187000}{284} = 781000 \text{ Н}$$

$$A = R_5 + P_1 - B = 129800 + 36000 - 78100 = 877000 \text{ Н}$$

Знаходимо максимальний згинаючий момент:

$$M_{\text{зг.3-3}} = M_{\text{max}} = A \cdot 152 - P'_1 \cdot 84 - P_2 \cdot 63$$

$$M_{\text{max}} = 87700 \cdot 152 - 36000 \cdot 84 - 32450 \cdot 63 = 826200 \text{ Нм}$$

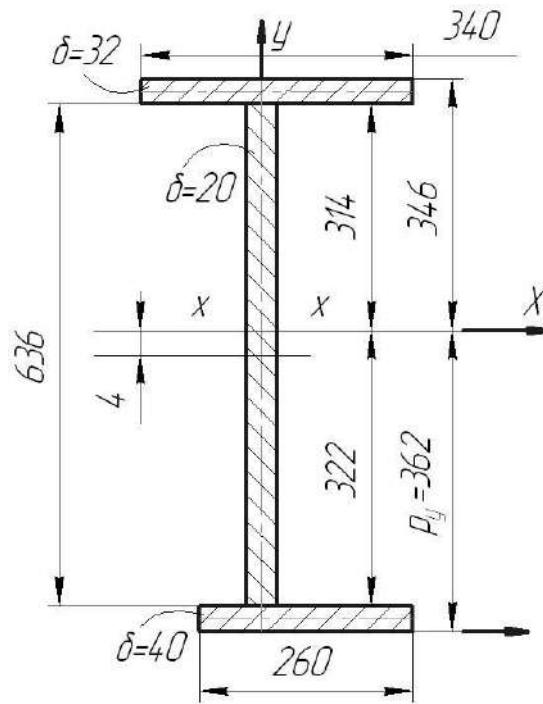


Рисунок 4.7 – Переріз балки №5

Момент інерції перерізу балки № 5:

$$I_{x_0} = \sum \frac{b \cdot h^3}{12} + \sum F \cdot y^2 \quad (4.4)$$

$$I_{x_0} = 43109 + 240250 = 283629 \text{ см}^4$$

Момент опору перерізу :

$$W = \frac{283629}{36.2} = 7850 \text{ см}^3$$

Максимальне напруження згинання за формулою (4.2):

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{826200}{7850} = 105 \text{ МПа}$$

Запас міцності за формулою (4.3):

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{2400}{1050} = 2.29 > n_{доп}$$

$$n_{доп} = 2,25 [3].$$

Балка №1

(прикладення навантаження при роботі двох двигунів)

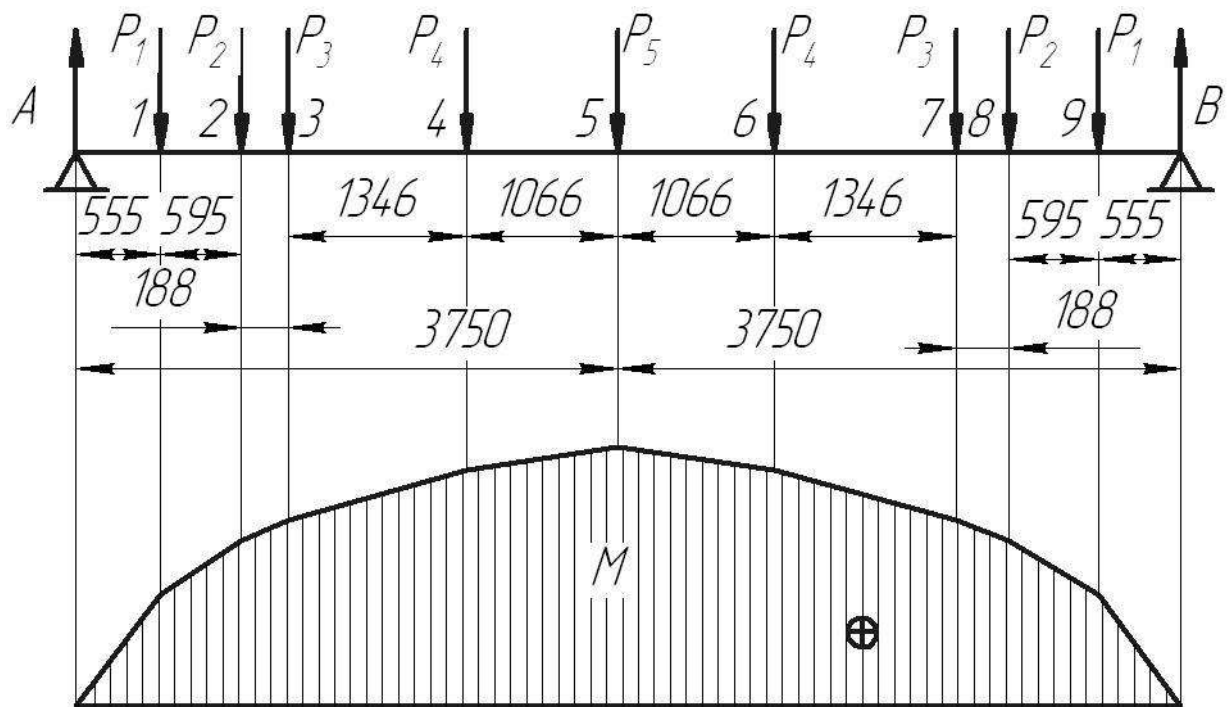


Рисунок 4.8 – Епюра моментів балки №1

Навантаження на балку №1:

$P_1 = 226500$ Н – реакція В балки №7;

$P_2 = P_9 = 16500$ Н – вага редуктора механізму пересування;

$P_3 = 737000$ Н – реакція В балки №5 ;

$P_4 = 124950$ Н – навантаження від тиску на опору вісі барабану плюс 1/3 ваги блок підшипника($Q=4800$ Н) ;

$P_5 = 1815 + 480 + 256 = 25600$ Н – сума навантажень від ваги приводу механізму пересування, балки №8 та ваги блок підшипника.

$P_6 = 145 + 480 = 6250$ Н – сума навантажень від ваги балки №8 та блок підшипника.

$G_6 = 56600 \text{ Н}$ – рівномірно розподілене навантаження на всю балку.

$q = 7,55 \text{ кг/см}$ – рівномірно розподілене навантаження від власної ваги балки та настилу

Реакції опор:

$$A = B = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + \frac{1}{2} \cdot (P_5 + G_6)$$

$$A = B = 22650 + 1650 + 73700 + 12495 + \frac{1}{2} \cdot (2560 + 5660) =$$

$$= 110495 + 4110 = 1146050 \text{ Н}$$

Знаходимо максимальний згинаючий момент:

$$M_{зг.5-5} = M_{max}$$

$$M_{зг.5-5} = A \cdot 375 - P_1 \cdot 319,5 - P_2 \cdot 260 - P_3 \cdot 241,2 - P_4 \cdot 106,6 - \frac{q \cdot 375^2}{2}$$

$$M_{зг.5-5} = 114605 \cdot 375 - 22650 \cdot 319,5 - 1650 \cdot 260 - 73700 \cdot 241,2 -$$

$$-12495 \cdot 106,6 - \frac{7,55 \cdot 375^2}{2} = 1598000 \text{ Нм}$$

Момент інерції перерізу балки № 1 за формулою (4.4):

$$I_{x0} = \frac{36 \cdot 89^3}{12} - \frac{34 \cdot 80,6^3}{12} = 632000 \text{ см}^4$$

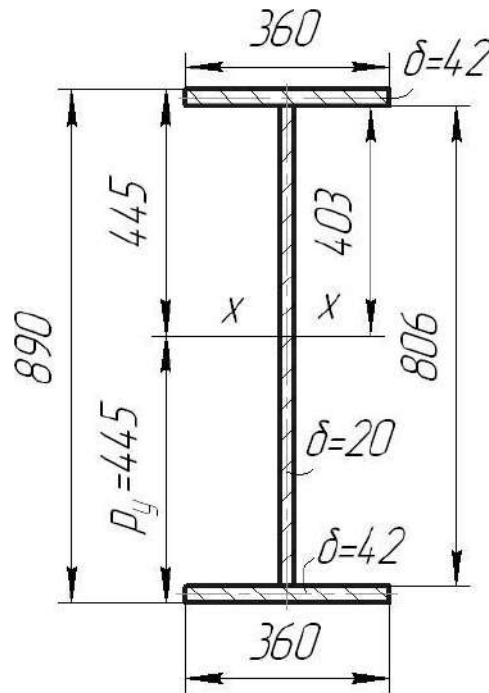


Рисунок 4.9 – Переріз балки №1

Момент опору перерізу:

$$W = \frac{I_{x0}}{y} = \frac{632000}{44,5} = 14200 \text{ см}^3$$

Максимальне напруження згинання за формулою (4.2):

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{15980000}{14200} = 110 \text{ МПа}$$

Запас міцності за формулою (4.3):

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{2400}{1100} = 2,18 \approx n_{доп}$$

$$n_{доп} = 2,25 [3].$$

Балка №2

(прикладення навантаження при піднятому вантажу та вимкнених двигунах)

$P_1 = P_{11} = 196500 \text{ Н}$ – реакція А балки №7;

$P_2 = P_{10} = 60100 \text{ Н}$ – вага редуктора;

$P_3 = P_9 = 610000 \text{ Н}$ – реакція А балки №5 при непрацюючому двигуні;

$P_4 = P_8 = 0$ Н – навантаження від моменту перекидання, який створюється редуктором;

$P_5 = P_7 = 145150$ Н – зусилля на підшипник барабану при непрацюючому двигуні плюс 1/3 ваги блок підшипника.

$P_6 = 145 + 480 = 6250$ Н – сума навантажень від ваги балки №8 та блок підшипника.

$q = 9.35$ кг/см – рівномірно розподілене навантаження від власної ваги балки та настилу.

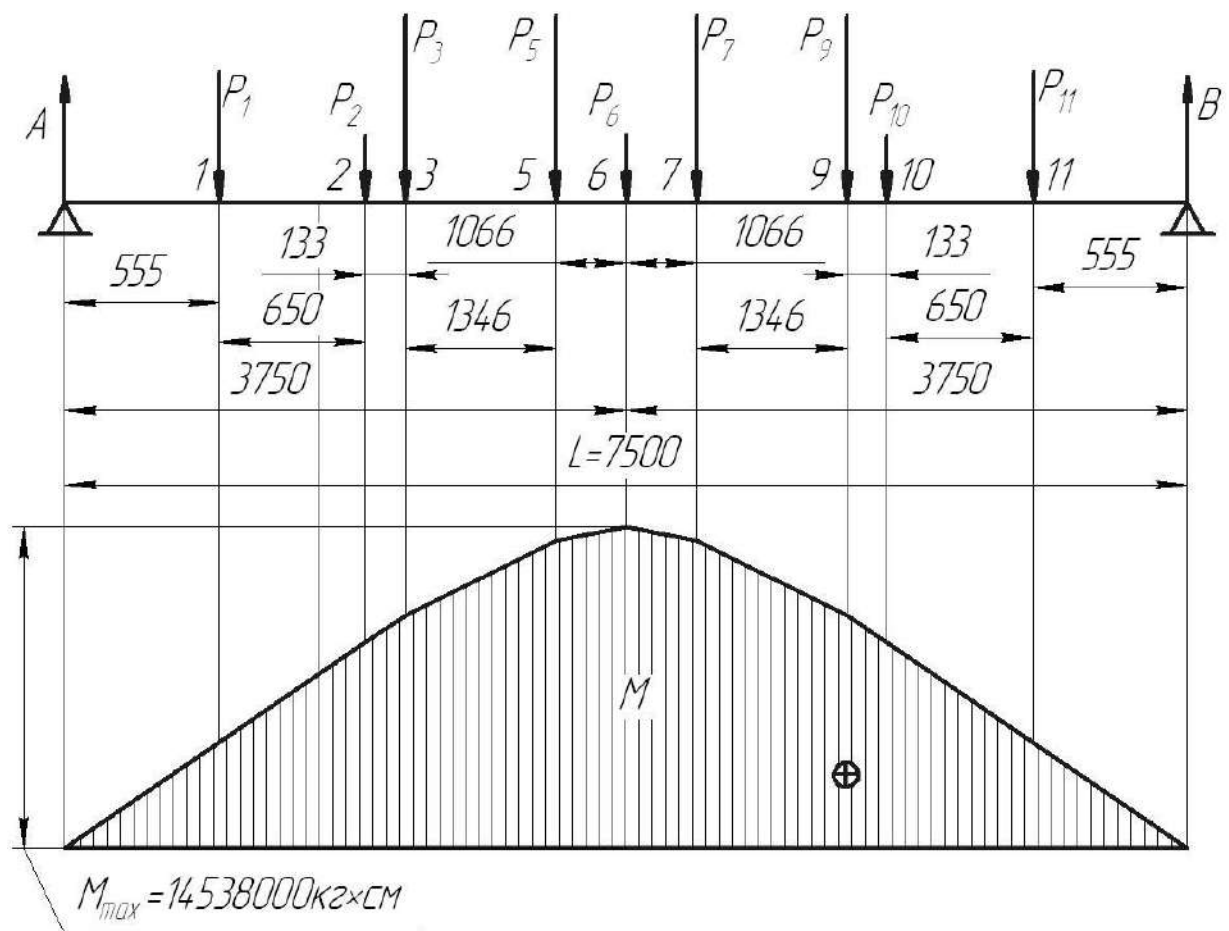


Рисунок 4.10 – Епюра моментів балки №2

Реакції опор:

$$A = B = P_1 + P_2 + P_3 + P_5 + \frac{1}{2} \cdot P_6 + q \cdot \frac{L}{2}$$

$$A = B = 19650 + 6010 + 61000 + 14515 + \frac{1}{2} \cdot 625 + 9.35 \cdot \frac{750}{2}$$

$$A = B = 1049980 \text{ Н}$$

Знаходимо максимальний згинаючий момент:

$$M_{3Г.6-6} = M_{max}$$

$$M_{3Г.6-6} = A \cdot 375 - P_1 \cdot 319,5 - P_2 \cdot 254,5 - P_3 \cdot 241,5 - P_5 \cdot 106,6 - \frac{q \cdot 375^2}{2}$$

$$M_{3Г.6-6} = 39300000 - 6280000 - 1527000 - 14750000 - \\ -1548000 - 657000 = 1453800 \text{ Нм}$$

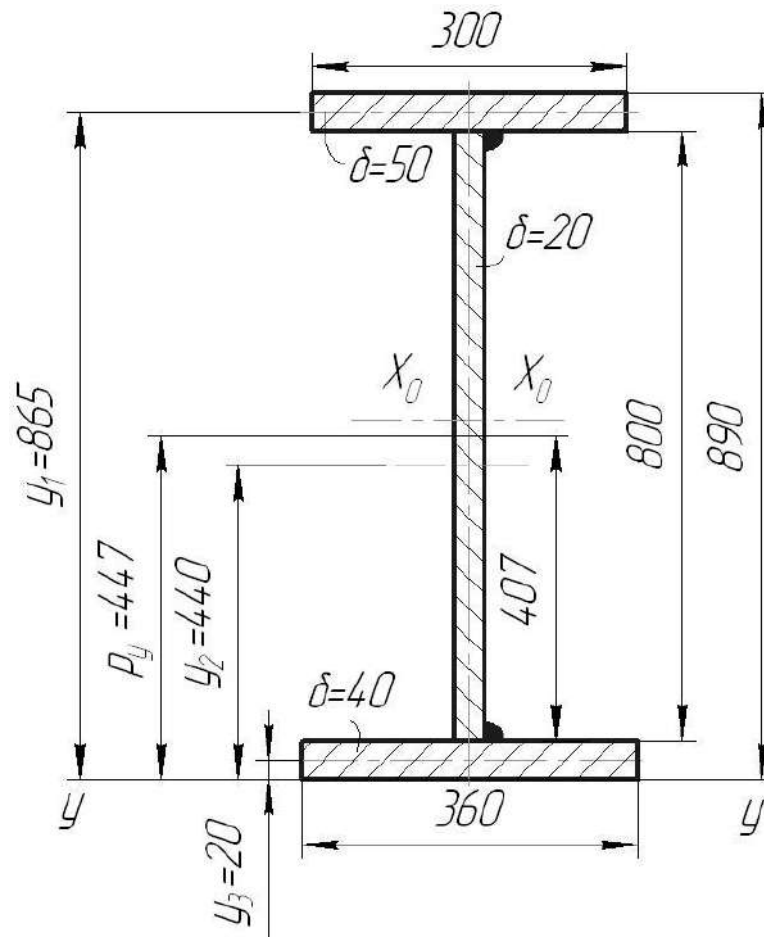


Рисунок 4.11 – Переріз балки №2

Момент інерції перерізу балки № 2 за формулою (4.1):

$$I_{X_0} = \sum \frac{b \cdot h^3}{12} + \sum F \cdot y^2 - \sum F \cdot \rho_y^2$$

$$I_{X_0} = 85837 + 1440576 - 454 \cdot 44,7^2 = 618400 \text{ см}^4$$

Момент опору перерізу :

$$W = \frac{618400}{44,7} = 13850 \text{ см}^3$$

Максимальне напруження згинання за формулою (4.2):

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{14538000}{13850} = 105 \text{ МПа}$$

Запас міцності за формулою (4.3):

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{2400}{1050} = 2,29 > n_{доп}$$

$$n_{доп} = 2,25 [3].$$

Зміна напружень у елементах рами при використанні 40 несучих гілок поліспада. Рама була розрахована для вантажопідйомності крана 320 т за умови 36 несучих гілок поліспада як для найбільш несприятливого випадку, зокрема для центральних балок №1 і №2. У разі застосування поліспада з 40 несучими гілками відбувається незначний перерозподіл навантажень.

5. МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

Механізм пересування крана виконаний у вигляді двох ідентичних трансмісій. У зв'язку з цим розрахунок виконується лише для однієї з них.

Перевірочний розрахунок ливарного крана вантажопідйомністю 320 т проводиться у зв'язку з підвищенням його вантажопідйомності.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані

Параметр	Позначення	Значення
Вага крана з обладнанням, т	G	336,967
Максимальна вага вантажу, т	Q	320
Швидкість пересування крана, м/с	V	0,91
Число ходових коліс, шт.	-	16
Число ведучих коліс, шт.	-	4

5.1 Визначення опору пересування візка

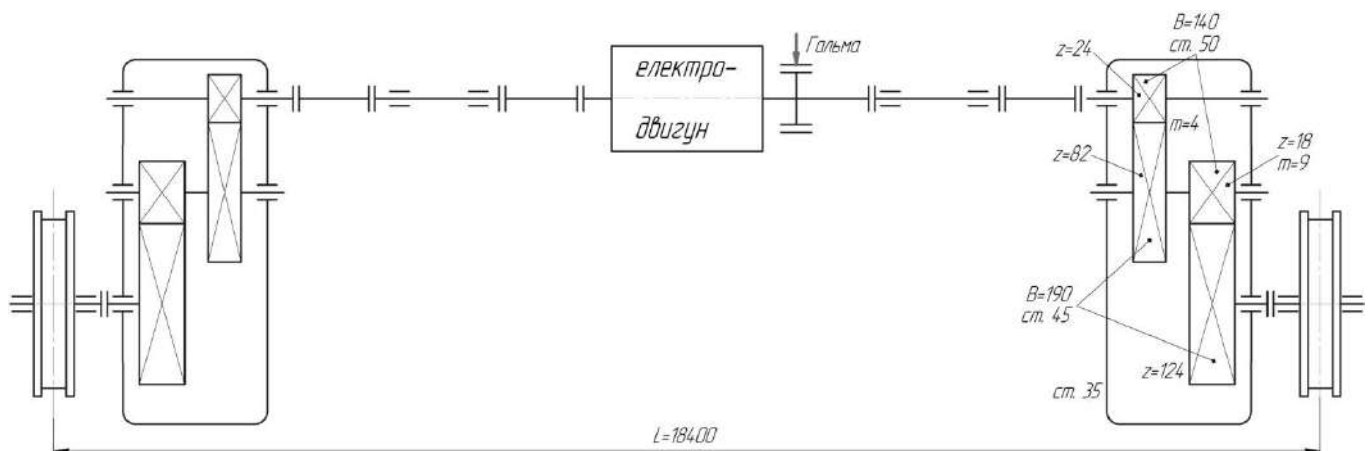


Рисунок 5.1 – Схема механізму пересування крана

Максимальний опір пересування крана:

$$W = W_T + W_i \quad (5.1)$$

де W_T - сила опору від тертя при русі крана, без урахування тертя реборд, Н;

W_i - сила інерції при допустимому прискоренні, Н.

$$W_T = \frac{10^4(Q + G)}{D_{x.k.}} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p \quad (5.2)$$

де $\mu=0,03$ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$Q=320$ – номінальна вантажопідйомність, т;

$G=336,967$ – маса крана, т; $f=0,015$ – коефіцієнт тертя ковзання;

$d=0,17$ – діаметр цапфи вала колеса, м; $D_{x.k.} = 0,7$ – діаметр ходового колеса, м.

$K_p = 2,5$ – коефіцієнт тертя реборд з рейками.

$$W_T = \frac{10^4 \cdot (320 + 336,967)}{0,7} \cdot (2 \cdot 0,03 + 0,17 \cdot 0,015) \cdot 2,5 = 80700 \text{ Н}$$

Сила інерції при допустимому прискоренні:

$$W_i = 10^3 \cdot (Q + G_B) \cdot [a] = 10^3 \cdot (320 + 336,967) \cdot 0,2 = 131400 \text{ Н} \quad (5.3)$$

$[a] = 0,2 \dots 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ - допустиме прискорення

$$W = 80700 + 131400 = 212100 \text{ Н}$$

5.2 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Загальна потужність для пересування крана, кВт

$$P_{ст} = \frac{W \cdot V}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot \psi} = \frac{212100 \cdot 0,91}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,6} = 141,9 \text{ кВт} \quad (5.4)$$

Необхідна потужність одного двигуна для пересування крана:

$$P'_{ст} = \frac{P_{ст}}{2} = \frac{141,9}{2} = 70,9 \text{ кВт} \quad (5.5)$$

де $W = 212100$ - опір руху крана, Н; $V = 0,91$ - швидкість руху крана, м/с ;

η_3 - ККД приводу з зубчастими редукторами, $\eta_3 = 0,8 \dots 0,9$;

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ – середня кратність пускового моменту двигуна.

З каталогу обираємо двигун Д-814 [Додаток Г].

Таблиця 5.2 – Параметри двигуна Д-814

Параметр	Значення
Потужність P_δ , кВт	70
Частота обертання n_δ , хв. ⁻¹	550
Момент інерції ротора I_p , кг*м ²	10,25
$T_{\max}$, Н*м	9100

5.3 Вибір редуктора

Редуктор вибираємо по передаточному числу, кількості обертів двигуна:

$$U_p = \frac{n_{дв} \cdot \pi \cdot D_k}{60 \cdot V_b} = \frac{550 \cdot 3,14 \cdot 0,7}{60 \cdot 0,91} = 22,14 \quad (5.6)$$

де $n_{дв} = 550$ - частота обертання валу двигуна, об/хв;

$D_k = 0,7$ - діаметр колеса, м;

$V_B = 0,42$ - швидкість руху візка,м/с.

Для цього крана був розроблений на підприємстві спеціальний редуктор який має фактичне передаточне число $U_\phi = 23,55$.

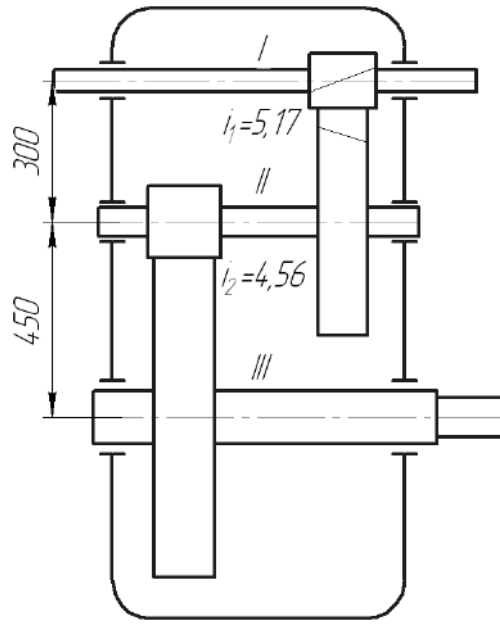


Рисунок 5.2 – Схема редуктора

Перевіримо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{дв}}{i_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,7 \cdot 550}{23,55 \cdot 60} = 0,86 \text{ м/с} \quad (5.7)$$

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{|V_n| - |V_\phi|}{|V_n|} \cdot 100\% = \frac{0,91 - 0,86}{0,91} \cdot 100\% = 5\% \quad (5.8)$$

$5\% \geq \Delta V \geq 0\%$ - умова виконується.

5.4 Вибір муфт

Для з'єднання вала електродвигуна зі швидкохідним валом редуктора, а також вала редуктора з ходовими колесами застосовується муфта, яка частково компенсує можливу неспіввісність валів, що виникає під час виготовлення та монтажу.

Для з'єднання вала двигуна з валом редуктора обирається зубчаста муфта за розрахунковим крутним моментом, Н·м.

$$T_{M1} = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (5.9)$$

$$T_{M1} = 1216 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 1605 \leq T_M^{max}$$

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_o}{\pi \cdot n_o} \quad (5.10)$$

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 70}{3,14 \cdot 550} = 1216 \text{ Нм}$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта, Н·м;

$K_1 = 1,2$ [9] - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,1$ [9] - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму [табл. 2.4]

$T_{M1}^{max} = 2 \cdot T_{M1}$ - найбільший короткочасний момент.

$$T_{M1}^{max} = 2 \cdot 1605 = 3210 \text{ Нм}$$

Таблиця 5.2 – Основні параметри муфти[8], [Додаток Д]

Параметри	Значення
Найбільший гальмівний момент T_m , Н·м	4000
Момент інерції муфти I_P , кгм ²	0,15
Маса муфти m , кг	15,2

Умовне позначення муфти: Муфта 2-4000-200-ГОСТ 50895-96.

Вибираємо зубчасту муфту, для з'єднання вала редуктора з валом колеса, по розрахунковому моменту, Н·м:

$$T_{M2} = U_p \cdot T_{M1} = 23,55 \cdot 1605 = 37798 \text{ Нм} \quad (5.11)$$

Таблиця 5.3 – Основні параметри муфти[8], [Додаток Д]

Параметри	Значення
Найбільший гальмівний момент T_m , Н·м	40000
Момент інерції муфти I_P , кгм ²	6,00
Маса муфти m , кг	164,3

Умовне позначення муфти: Муфта 1-40000-410-ГОСТ 50895-96.

5.5 Тиск на ходові колеса

$Q = 320000$ кг – вага вантажу;

$G_1 = 329630$ кг – вага крана з новою кабіною;

$G_2 = 339700$ кг – вага крана з новою кабіною та механізмами пересування і підйому після реконструкції;

$G_3 = 8233$ кг – загальна вага електрообладнання візка;

$G_4 = 11220$ кг – загальна вага іншого електрообладнання;

$G_5 = 26150$ кг – вага нової кабіни;

$G'_5 = 24050$ кг – вага старої кабіни;

$G_6 = 113350$ кг – вага нового візка;

$G_7 = 200200$ кг – загальна вага нерухомих навантажень;

$Z_K = 16$ – кількість коліс крана;

$Z_{KA} = Z_{KB} = 8$ – кількість коліс ряду «А» та «В» відповідно.

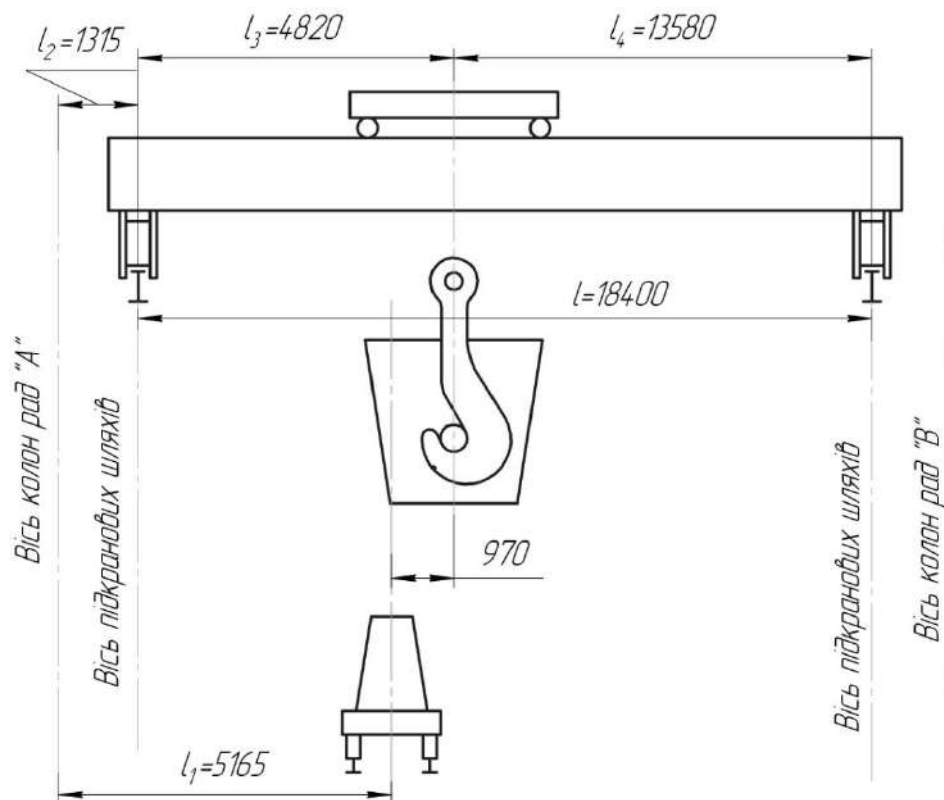


Рисунок 5.3 – Ескіз крана в цеху

Навантаження на 1 колесо від нерухомих навантажень:

$$P_H = \frac{G_7}{Z_K} = \frac{200200}{16} = 125000 \text{ Н}$$

Навантаження на 1 ходове колесо ряду «А» від рухомих навантажень при розливці:

$$P_{PA} = \frac{(G_6 + Q) \cdot l_4}{Z_{KA} \cdot l} \quad (5.12)$$

$$P_{PA} = \frac{(113350 + 320000) \cdot 13580}{8 \cdot 18400} = \frac{433350 \cdot 13580}{8 \cdot 18400} = 400000 \text{ Н}$$

Загальний тиск на ходове колесо по ряду «А»(з боку кабіни):

$$P_A = \frac{G_5}{4} + P_H + P_{PA} \quad (5.13)$$

$$P_A = \frac{26150}{4} + 12500 + 40000 = 585130 \text{ Н}$$

Навантаження на 1 ходове колесо ряду «В» від рухомих навантажень при розливці:

$$P_{PB} = \frac{(G_6 + Q) \cdot l_3}{Z_{KB} \cdot l} \quad (5.14)$$

$$P_{PB} = \frac{(113350 + 320000) \cdot 4820}{8 \cdot 18400} = \frac{433350 \cdot 4820}{8 \cdot 18400} = 141600 \text{ Н}$$

Загальний тиск на ходове колесо по ряду «В»(з боку кабіни):

$$P_B = \frac{G_5 - G'_5}{4} + P_H + P_{PB} \quad (5.15)$$

$$P_B = \frac{26150 - 24050}{4} + 12500 + 14160 = 271850 \text{ Н}$$

5.6 Перевірка на буксування

1) Візок з вантажем.

Сумарний тиск приводних коліс на рейки:

$$P_{np \max} = Z_{пр} \cdot P_{\max} \quad (5.16)$$

де $Z_{пр} = 4$ – кількість приводних коліс;

$P_{\max}$ – максимальний тиск на одне колесо.

$$P_{max} = \frac{P_A + P_B}{2} = \frac{585130 + 271850}{2} = 428490 \text{ Н}$$

$$P_{np \max} = 4 \cdot 428490 = 1713960 \text{ Н} \quad (5.17)$$

Сила зчеплення приводних коліс з рейками:

$$F_{B \max} = k \cdot P_{np \max} = 0,19 \cdot 1713960 = 325650 \text{ Н} \quad (5.18)$$

де $k = 0,19$ - коефіцієнт зачеплення між рейками і колесами.

Сила інерції крана при початку руху:

$$W_j = \frac{(Q + G_2) \cdot V}{g \cdot 60 \cdot t} = \frac{10^4 \cdot (320 + 339.7) \cdot 54.5}{9,81 \cdot 60 \cdot 3} = 203238 \text{ Н} \quad (5.19)$$

де $t=3\text{с}$ – час розгону;

g - прискорення вільного падіння.

Сила опору руху під час пуску:

$$W_n = W_T + W_j = 80700 + 203238 = 283938 \text{ Н} \quad (5.20)$$

де W_j – сила інерції візка при початку руху;

W_T – опір пересування крана $W_T = 80700 \text{ Н}$.

Коефіцієнт запасу зачеплення:

$$K_3 = \frac{F_{B \max}}{W_n} = \frac{325650}{283938} = 1,15 \geq 1,1 \quad (5.21)$$

2) Візок без вантажу:

Сумарний тиск приводних коліс на рейки:

$$P_{\text{пр min}} = \frac{G_2}{Z_{\text{к}}} \cdot Z_{\text{пр}} \quad (5.22)$$

$$P_{\text{пр min}} = \frac{3397000}{16} \cdot 4 = 849250 \text{ Н}$$

Сила зачеплення приводних коліс з рейками

$$F_{\text{в min}} = k \cdot P_{\text{пр min}} = 0.19 \cdot 849250 = 161360 \text{ Н} \quad (5.23)$$

Сила опору руху крана без вантажу під час пуску:

$$W'_n = W'_T + W'_j = (W_T + W_j) \cdot \frac{G_2}{Q + G_2} \quad (5.24)$$

$$W'_n = (80700 + 203238) \cdot \frac{3397000}{6597000} = 146208 \text{ Н}$$

$$K'_3 = \frac{F_{\text{в min}}}{W'_n} = \frac{161360}{146208} = 1,1 \geq 1,1 \quad (5.25)$$

5.7 Вибір гальма

Гальмо механізму пересування крана вибирають по гальмовому моменту, який забезпечує допустиме уповільнення при гальмуванні завантаженого крана:

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{3\text{в}}^{\Gamma} \cdot \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{\text{ст}}^2 \quad (5.26)$$

де ω_d - кутова швидкість двигуна;

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 550}{30} = 57,57 \text{ c}^{-1} \quad (5.27)$$

$$t_z = \frac{V}{[a]} = \frac{0,91}{0,25} = 3,64 \text{ c} - \text{час гальмування крана з вантажем.}$$

$[a] = 0,1-0,3 \text{ м/с}^2$ - допустиме уповільнення під час гальмування крана з умов безпечного переміщення вантажу. $I_{зв}^z$

- приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$I_{зв}^r = \delta \cdot (I_p + I_M) + (G_2 + Q) \cdot \frac{R_k^2 \cdot \eta}{U_p^2} \quad (5.28)$$

де $\delta \cdot (I_p + I_M)$ - момент інерції обертових мас, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$\delta = 1,1 \dots 1,2;$$

$I_p = 10,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції ротора двигуна;

$I_M = 0,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції муфти з гальмовим шківом;

$R_k = 0,35 \text{ м}$ - радіус колеса;

$U_p = 23,55$ - передаточне число механізму пересування крана;

$\eta = 0,88$ - загальний ККД.

$$\begin{aligned} I_{за}^a &= 1,15 \cdot (10,25 + 0,15) + (339,7 + 320) \cdot 10^3 \cdot \frac{0,35^2 \cdot 0,88}{23,55^2} = \\ &= 11,96 + 659,7 \cdot 0,1943 = 140,14 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned}$$

T_{cm}^z - момент сил опору при пересуванні завантаженого крана з урахуванням того, що коефіцієнт реборд $K_p = 1$.

$$T_{cm}^z = \frac{W_T \cdot R_k}{2 \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{80700 \cdot 0,35}{2 \cdot 23,55 \cdot 0,88} = 684 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.29)$$

$$T_{\Gamma} = \frac{140,14 \cdot 57,57}{3,64} - 684 = 2216 - 684 = 1532 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Обираємо колодкові гальма типу ТКП-500 [Додаток В].

5.8 Ходове колесо та підшипники ходового колеса

Матеріал колеса ст.65Г, $H_b = 350 \div 450$. Максимальний тиск ходового колеса на рейку при повному навантаженні $P_{\max} = 42,85$ т.

Радіус ходового колеса $R = 350$ мм. Розрахункова ширина колеса $b=104$ мм.

У бандажі напруження місцевого зминання:

$$\sigma_{зм} = 600 \cdot \sqrt{\frac{P_e}{b \cdot R}} \quad (5.30)$$

Розрахункове навантаження на одне колесо:

$$P_e = P_{\max} \cdot \gamma \cdot K_{x.k.} \quad (5.31)$$

де $\gamma = 0,8$ – коефіцієнт, що враховує змінність навантаження.

$K_{x.k.} = 1,4$ – коефіцієнт важкого режиму роботи.

$$P_e = 42850 \cdot 0,8 \cdot 1,4 = 479920 \text{ Н}$$

$$\sigma_{зм} = 600 \cdot \sqrt{\frac{47992}{10,4 \cdot 35}} = 600 \cdot 11,48 = 689 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження зминання $[\sigma_{зм}] = 850$ МПа [3, табл.178]. Для валу ходового колеса встановлені сферичні підшипники №3634 ГОСТ 5721-51.

$Q = 324000 \text{ Н}$ – навантаження на підшипник;

$P_{\text{доп}} = 930000 \text{ Н}$ – допустиме навантаження на підшипник.

Підшипник задовольняє вимогам міцності.

6.1 Визначення навантажень, що діють на балку.

Визначення постійних навантажень.

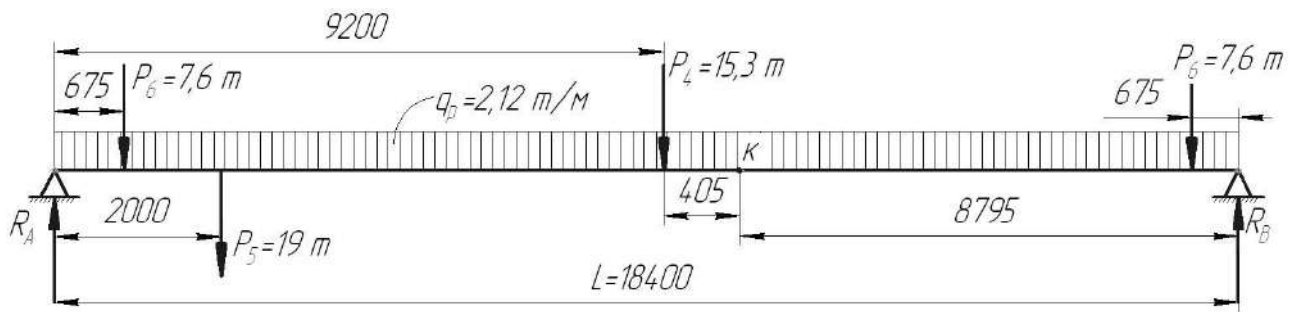


Рисунок 6.2 – Схема постійних навантажень, що діють на балку

Стационарні навантаження:

$G_1 = 225$ кН – вага головної балки;

$P_4 = 153$ кН – вага редуктора механізму пересування крана;

$P_5 = 190$ кН – вага кабіни та електрообладнання;

$P_6 = 76$ кН – зосереджений вантаж, що передається на одну головну балку з одного кінця;

$q_p = 21,2$ кН/м - рівномірно розподілене навантаження.

Визначення реакцій в опорах:

$$R_A = \frac{2 \cdot P_6}{2} + \frac{P_4}{2} + \frac{q_p \cdot L}{2} + P_5 \cdot \frac{16,4}{18,4}$$

$$R_A = \frac{2 \cdot 7,6}{2} + \frac{15,3}{2} + \frac{2,12 \cdot 18,4}{2} + 19 \cdot \frac{16,4}{18,4} = 517 \text{ кН}$$

$$R_B = \frac{2 \cdot P_6}{2} + \frac{P_4}{2} + \frac{q_p \cdot L}{2} + P_6 \cdot \frac{2,0}{18,4}$$

$$R_B = \frac{2 \cdot 7,6}{2} + \frac{15,3}{2} + \frac{2,12 \cdot 18,4}{2} + 7,6 \cdot \frac{2,0}{18,4} = 368 \text{ кН}$$

Момент від постійних навантажень у точці «К»:
(див.нижче. Розрахунок на рухоме навантаження)

$$M_p^K = R_B \cdot 8.8 - P_6 \cdot 8.12 - q_p \cdot \frac{8.8^2}{2}$$

$$M_p^K = 36.81 \cdot 8.8 - 7.6 \cdot 8.12 - 2.12 \cdot \frac{8.8^2}{2} = 1800 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Розрахунок на рухоме навантаження.

Від головного візка (вага візка + вага вантажу 320 т)

$$D_{1\text{розр.}} = D'_в + \mu \cdot D'_q = 15.75 + 1.3 \cdot 37.2 = 641.5 \text{ кН} \quad (6.1)$$

$$D_{2\text{розр.}} = D''_в + \mu \cdot D''_q = 13.82 + 1.3 \cdot 42.8 = 694.2 \text{ кН} \quad (6.2)$$

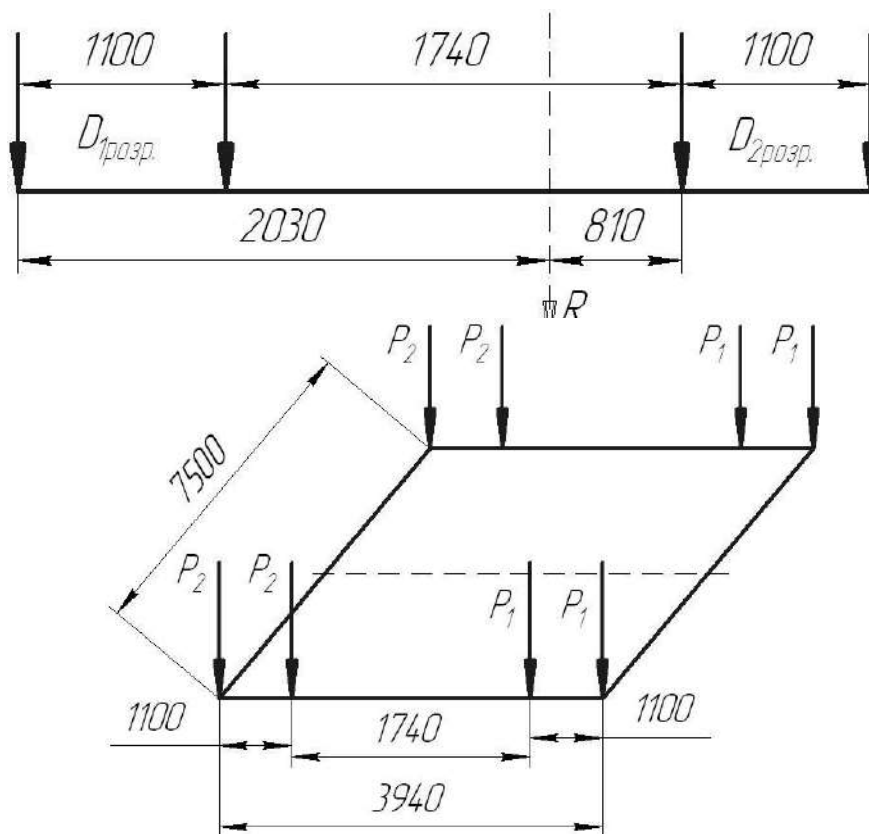


Рисунок 6.3 та 6.4 – Схеми головного візка

Рівнодіюча вантажів:

$$R = 2 \cdot 64.15 + 2 \cdot 69.42 = 2671.4 \text{ кН}$$

Положення рівнодіючої в даній системі вантажів :

$$X = \frac{64,15 \cdot 1,1 + 69,42 \cdot (2,84 + 3,94)}{267,14} = 2,03 \text{ м}$$

Найбільший момент в балці буде у випадку, коли відстань між рівнодіючою та критичним перерізом ділиться серединою балки навпіл:

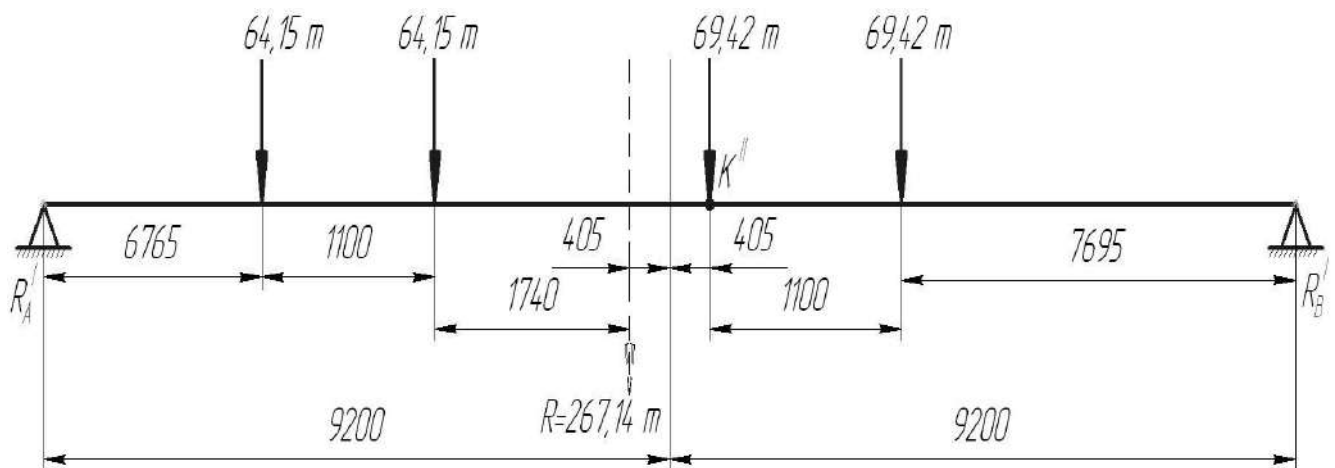


Рисунок 6.5 – Схема головної балки

$$M_{max}^K = \frac{267.2 \cdot 8.795^2}{18.4} - 69.42 \cdot 1.1 = 1120 - 76 = 10440 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$R'_B = R \cdot \frac{8.795}{18.4} = 267.2 \cdot \frac{8.795}{18.4} = 1273 \text{ кН}$$

$$R'_A = R \cdot \frac{9.605}{18.4} = 267.2 \cdot \frac{9.605}{18.4} = 1399 \text{ кН}$$

Геометричні характеристики головної балки.

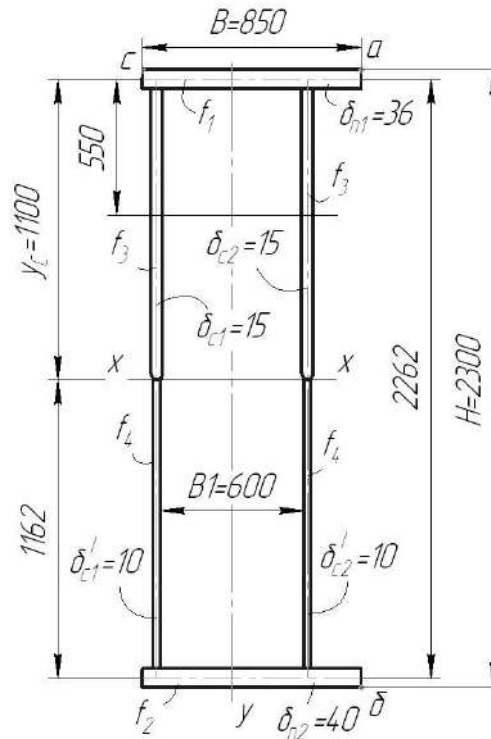


Рисунок 6.6 – Розміри поперечного перетину двостінчастої балки

Таблиця 6.1 – Розміри поперечного перетину.

Позначення	Розміри
δ_{n1}	36
δ_{n2}	40
δ_{c1}	15
δ_{c2}	15
δ_{c1}'	10
δ_{c2}'	10
H	2300
B	850
B ₁	600

Площі перерізу:

$$f_1 = 85 \cdot 3.6 = 306 \text{ см}^2$$

$$f_2 = 85 \cdot 4.0 = 340 \text{ см}^2$$

$$f_3 = 106.4 \cdot 1.5 \cdot 2 = 319 \text{ см}^2$$

$$f_4 = 116 \cdot 1.0 \cdot 2 = 232 \text{ см}^2$$

$$F = f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1197 \text{ см}^2 \quad (6.3)$$

Відстань до центру ваги:

$$y_c = \frac{S_{00}}{F} \quad (6.4)$$

де S_{00} – загальний статичний момент.

$$S_{00} = 319 \cdot 55.0 + 232 \cdot 166.2 + 340 \cdot 226.2 = 133150 \text{ см}^3$$

$$y_c = \frac{133150}{1197} = 110.0 \text{ см}$$

Момент інерції поясів відносно вісі X-X:

$$I_{\text{в.п.}} = 306 \cdot 110.0^2 = 3710000 \text{ см}^4 \quad (6.5)$$

$$I_{\text{н.п.}} = 340 \cdot 116.2^2 = 4580000 \text{ см}^4 \quad (6.6)$$

$$I_{\text{п.}} = I_{\text{в.п.}} + I_{\text{н.п.}} = 3710000 + 4580000 = 8290000 \text{ см}^4 \quad (6.7)$$

Момент інерції стінок:

$$I_{\text{в.стінки}} = 2 \cdot \frac{1,5 \cdot 106,4^3}{12} + 319 \cdot 55,0^2 = 1264000 \text{ см}^4 \quad (6.8)$$

$$I_{\text{н.стінки}} = 2 \cdot \frac{1,0 \cdot 116,0^3}{12} + 232 \cdot 56,2^2 = 995000 \text{ см}^4 \quad (6.9)$$

$$I_{\text{стінок}} = I_{\text{в.стінки}} + I_{\text{н.стінки}} = 1264000 + 995000 = 2259000 \text{ см}^4 \quad (6.10)$$

Загальний момент інерції:

$$I_x = I_{\text{п.}} + I_{\text{стінок}} = 8290000 + 2259000 = 10549000 \text{ см}^4 \quad (6.11)$$

Момент опору верхнього поясу:

$$W_x^a = \frac{10549000}{111,8} = 94500 \text{ см}^3$$

Момент опору нижнього поясу:

$$W_x^b = \frac{10549000}{118,2} = 89300 \text{ см}^3$$

6.2 Розрахунок металоконструкції

Побудуємо лінії впливу згинального моменту і перерізуючої сили для небезпечного перетину. Обчислимо максимальний згинальний момент та перерізуючу силу у небезпечному перетині балки:

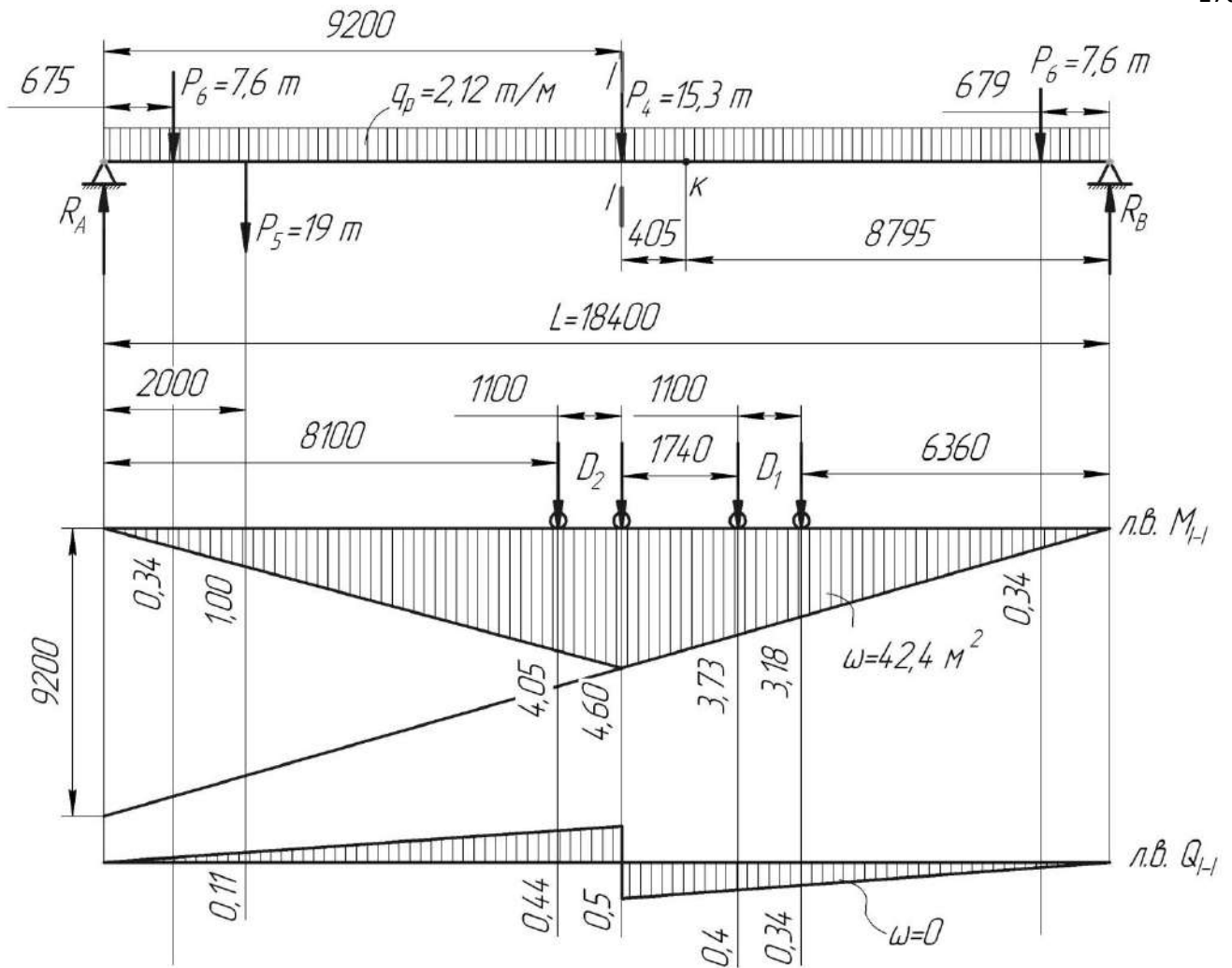


Рисунок 6.7 - Лінії впливу згинального моменту і поперечної сили для небезпечного перетину

Обчислюємо момент від рухомих навантажень:

$$M_{\text{рух.}} = 69,42 \cdot (4,6 + 4,05) + 64,15(3,73 + 3,18) = 10440 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Обчислюємо момент від постійних навантажень:

$$M_{\text{пост.}} = 7,6 \cdot 2 \cdot 0,34 + 19 \cdot 1,0 + 15,3 \cdot 4,6 + 42,4 \cdot 2,12 = 1845,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Обчислюємо максимальний згинаючий момент :

$$M_{\text{зг}} = M_{\text{рух.}} + M_{\text{пост.}} = 10440 + 1845,6 = 12285,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Обчислюємо перерізуючу силу від рухомих навантажень:

$$Q_{\text{рух.}} = 69.42 \cdot (0.5 - 0.44) + 64.15 \cdot (0.406 + 0.346) = 524.6 \text{ кН}$$

Обчислюємо перерізуючу силу від постійних навантажень:

$$Q_{\text{пост.}} = 19 \cdot 0.11 + 15.3 \cdot 0.5 = 2.1 + 7.65 = 97.4 \text{ кН}$$

Обчислюємо максимальну перерізуючу силу:

$$Q_{\text{max}} = Q_{\text{рух.}} + Q_{\text{пост.}} = 524.6 + 97.4 = 622 \text{ кН} \quad (6.12)$$

Визначимо розрахункові напруження у поясах балки .

Максимальні напруження у верхньому поясі:

$$\sigma^a = \frac{M_{3\Gamma}}{W_x^a} = \frac{1228560000}{94500} = 130 \text{ МПа} < 175 \text{ МПа} \quad (6.13)$$

Максимальні напруження у нижньому поясі:

$$\sigma^b = \frac{M_{3\Gamma}}{W_x^b} = \frac{1228560000}{89300} = 138 \text{ МПа} < 175 \text{ МПа} \quad (6.14)$$

Обидва пояси задовольняють вимогам міцності.

Металоконструкція витримує навантаження з нормальним запасом міцності.

6.3 Перевірка металоконструкції.

Перевірка жорсткості балки на прогин:

$$f \leq [f] \quad (6.15)$$

$$f = \frac{M_{зг} \cdot L^2}{10 \cdot E \cdot I_x} = \frac{12285,6 \cdot 10^3 \cdot 18,4^2}{10 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,1055} = 0,0124 \text{ м} \quad (6.16)$$

$$[f] = \frac{18,4}{700} = 0,0263 \text{ м}$$

$0,0124 < 0,0263$ - умова виконується

Перевірка дотичних напружень

Перевіряємо дотичні напруження у перерізі I-I:



Рисунок 6.8 - Місце кріплення кінцевої балки доп.підйому до головної балки крана

Якщо при перевірці в натурі шов (див.вузол Б) виявиться провареним без фаски, то треба доварити до рівномірності з дет К.

Необхідна висота шва:

$$h_{\text{шва}} = \frac{10}{0,46} = 22 \text{ мм}$$

Коефіцієнтом «0,46» враховується вгнута форма шва.

Перерізуюча сила від постійних навантажень: $Q_1 = R_A = 517 \text{ кН}$

Перерізуюча сила від візка допоміжного підйому: $Q_2 = R''_B = 138 \text{ кН}$

Перерізуюча сила від рухомого навантаження:

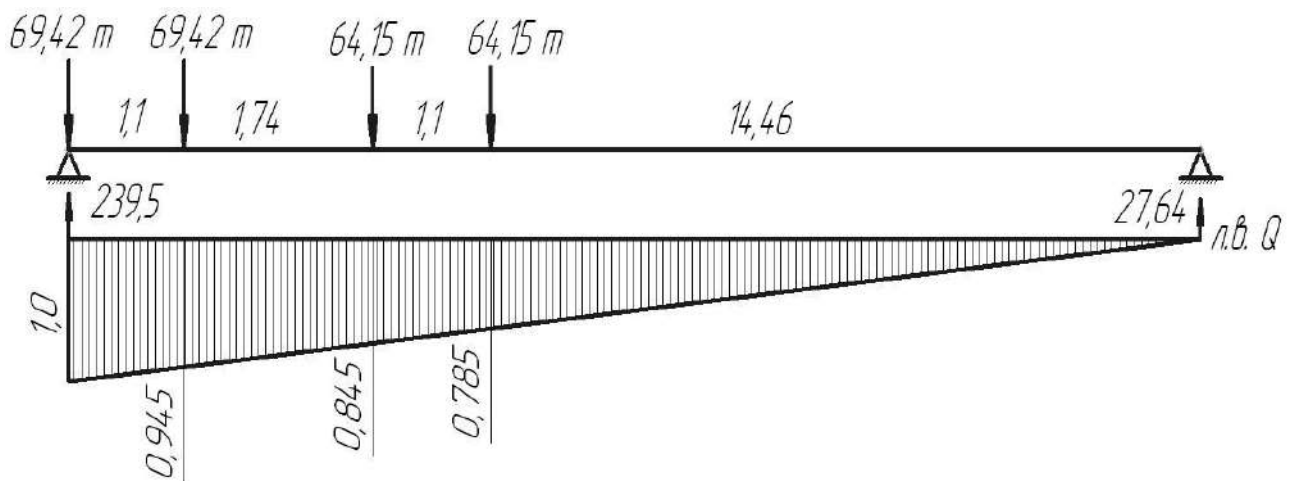


Рисунок 6.9 –Епюра перерізуючих сили від рухомих навантажень

$$Q_3 = 69.42 \cdot (1 + 0.945) + 64.15 \cdot (0.845 + 0.785) = 135 + 104.5 = 239.5 \text{ кН}$$

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 51.65 + 13.8 + 239.5 = 3049.5 \text{ кН}$$

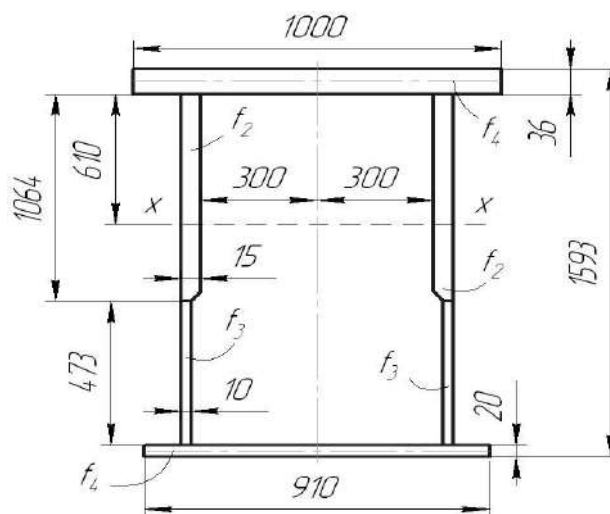


Рисунок 6.10 – Переріз I-I

Площі перерізу:

$$f_1 = 100 \cdot 3.6 = 360 \text{ см}^2$$

$$f_2 = 106.4 \cdot 1.5 \cdot 2 = 320 \text{ см}^2$$

$$f_3 = 47,3 \cdot 1,0 \cdot 2 = 94,6 \text{ см}^2$$

$$f_4 = 91 \cdot 2,0 = 182 \text{ см}^2$$

Загальна площа перерізу I-I:

$$F = f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 956,6 \text{ см}^2$$

Відстань до центру ваги:

$$y_c = \frac{S_{00}}{F} \quad (6.17)$$

де S_{00} – загальний статичний момент;

$$S_{00} = 2 \cdot 160 \cdot 55 + 2 \cdot 47,3 \cdot 131,8 + 182 \cdot 156,5 = 58550 \text{ см}^3$$

$$y_c = \frac{58550}{956,6} = 61,0 \text{ см}$$

Статичний момент напівперерізу відносно вісі X-X:

$$S_{xx} = 360 \cdot 61 + 2 \cdot 59,2 \cdot 1,5 \cdot 29,6 = 22000 + 5260 = 27260 \text{ см}^3$$

Момент інерції перерізу :

$$I_{xx} = 360 \cdot 61^2 + 182 \cdot 95,5^2 + 2 \cdot \frac{1,5 \cdot 106,4^3}{12} + 2 \cdot 160 \cdot 7,8^2 + 2 \cdot \frac{1 \cdot 47,3^2}{12} + 2 \cdot 47,3 \cdot 71,9^2 = 3762000 \text{ см}^4$$

Визначення дотичних напружень:

$$\tau = \frac{Q_0 \cdot S_{xx}}{I_{xx} \cdot b} = \frac{304950 \cdot 27260}{3762000 \cdot 2 \cdot 1.5} = 73,5 \text{ МПа} < 85 \text{ МПа} \quad (6.18)$$

Перевірочний розрахунок швів

Шов, що прикріплює деталь «А» до балки при довжині:

$$l_{\text{шв.}} = 2 \cdot 150 = 300 \text{ см}$$

Висота шва не менш ніж:

$$h_{\text{шв.}} = \frac{Q}{l_{\text{шв.}} \cdot 0,7 \cdot [\sigma_{\text{зв.}}^{\text{кут.}}]} \quad (6.19)$$

де $[\sigma_{\text{зв.}}^{\text{кут.}}] = 52,7 \text{ МПа}$ (з урахуванням γ .Електроди типу Э42)

$Q = 152.475 \text{ т}$ – так як перерізуючи сила $Q_0 = 304,95 \text{ т}$ передається на опору через дві фасонки А,В.

$$h_{\text{шв.}} = \frac{152475}{300 \cdot 0,7 \cdot 527} = 1,4 \text{ см.}$$

Довжина шва , що кріпить деталь «В» :

$$l_{\text{шв.}} = 2 \cdot 90 = 180 \text{ см.}$$

Висота шва , що кріпить деталь «В» :

$$h_{\text{шв.}} = \frac{152475}{180 \cdot 0,7 \cdot 527} = 2,32 \text{ см.}$$

Перевірка поясних швів на ділянці від місця кріплення кінцевої балки допоміжного підйому до місця кріплення деталі «А».

$$Q_0 = 304,95 \text{ т}$$

Визначаємо γ – коефіцієнт зменшення допустимих напружень при змінних або знакозмінних зусиллях:

$$\gamma = \frac{1}{(0,6 \cdot \beta + 0,2) - (0,63 \cdot \beta - 0,2) \cdot S} \quad (6.20)$$

де $\beta = 3.4$ - для флангових швів.

$$S = \frac{S_{min}}{S_{max}} \quad (6.21)$$

де S_{min} та S_{max} - найбільше и найменше значення зусиль , що сприймається швом.

$$S = \frac{Q_{min}}{Q_{max}} = \frac{81.89}{304.95} = 0.27$$

$$Q_{min} = R_A + R''_A + 27.64 = 51.65 + 2.6 + 27.64 = 81.89 \text{ кН}$$

$$\gamma = \frac{1}{(0,6 \cdot 3,4 + 0,2) - (0,63 \cdot 3,4 - 0,2) \cdot 0,27} = \frac{1}{1,72} = 0,58$$

$$[\sigma_{зв.}^{кут.}] = 0,65 \cdot [\sigma] \cdot \gamma = 0.65 \cdot 140 \cdot 0.58 = 52.7 \text{ МПа}$$

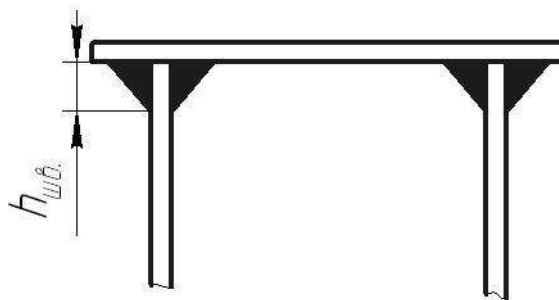


Рисунок 6.11 – Кріплення стінок балки до верхнього поясу

Формула дотичних напружень:

$$\tau = \frac{Q_0 \cdot S_{xx}}{I_{xx} \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot h_{\text{шв.}}} < [\sigma_{\text{зв.}}^{\text{кут.}}] \quad (6.22)$$

Визначення суми висот швів, що кріплять кожну стінку балки до верхнього поясу:

$$h_{\text{шв.}} = \frac{Q_0 \cdot S_{xx}}{I_{xx} \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot [\sigma_{\text{зв.}}^{\text{кут.}}]} \quad (6.23)$$

$$S_{xx} = f_1 \cdot y_c = 360 \cdot 61.0 = 22000 \text{ см}^3 \quad (6.24)$$

$$h_{\text{шв.}} = \frac{304950 \cdot 22000}{3762000 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot [\sigma_{\text{зв.}}^{\text{кут.}}] \cdot 2} = 1,2 \text{ см}$$

Визначення дотичних напружень при $h_{\text{шв.}} = 12 \text{ мм}$:

$$\tau = \frac{304950 \cdot 22000}{3762000 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 2} = 53 \text{ МПа} \cong [52,7] \text{ МПа}$$

7. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕКОНСТРУКЦІЇ ЛИВАРНОГО КРАНА

Під час експлуатації ливарного крана, виготовленого на заводі ім. Ернеста Тельмана (м. Магдебург, ГДР), виникла потреба підвищити його вантажопідйомність до 320 т. У зв'язку з цим можливі два варіанти: придбання нового крана з необхідними характеристиками у виробника або реконструкція існуючого обладнання з метою збільшення його вантажопідйомності. Для обґрунтування прийнятого рішення виконуються техніко-економічні розрахунки, що дозволяють визначити доцільність модернізації базової машини чи її заміни.

На першому етапі, спираючись на інженерні розрахунки, оцінюються витрати на виготовлення нових деталей, необхідних для реконструкції, а також загальні витрати на впровадження змін.

Загальні витрати на реконструкцію включають:

- вартість нового придбаного обладнання;
- вартість виготовлених деталей.

При цьому передбачається, що переобладнання виробничих приміщень і допоміжної інфраструктури не виконується. Усі розрахунки проводяться в національній валюті України (гривні).

Демонтажні та монтажні роботи виконуються відповідно до системи планово-попереджувальних ремонтів (ППР) у період капітального ремонту. Роботи проводяться безпосередньо на місці встановлення крана, з його заїздом у тупикову зону. Оскільки ремонтні операції виконуються паралельно з роботою дублюючого крана на тій самій підкрановій колії, необхідно організувати огороження ремонтної зони та забезпечити інформування персоналу про її наявність.

Витрати на реконструкцію визначаються з урахуванням вартості нового обладнання, яка наведена в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Вартість

Назва деталі		Необхідна кількість, шт.	Ціна, грн	
			за 1 шт.	загалом
Електродвигун Д-818		2	302 700	605 400
Електродвигун Д-814		2	154 000	308 000
Електродвигун Д-808		1	120 000	120 000
Гальма ТКП - 400		1	3 600	3 600
Гальма ТКП - 500		2	5 100	10 200
Гальма ТКП - 600		4	6 200	24 800
Муфта мех. підйому № 4 ГОСТ 5006–55 5600Нм		2	1 400	2 800
Муфти мех. пере- сування візка	Муфта 2-1000- 145-ГОСТ 50895-96	4	500	2 000
	Муфта 1- 63000-470- ГОСТ 50895-96	2	12 000	24 000
Муфти мех пере- сування крана	Муфта 2-4000- 200-ГОСТ 58895-96	16	1 200	19 200
	Муфта 1- 40000-410- ГОСТ 58895-96	8	8 500	68 000
Канат $d_k = 39,5$ мм ГОСТ 7668-80		640 метрів	250грн/метр	160 000
Загалом				1 348 000

Крім придбаних деталей є необхідність виготовити тихохідний вал (вал №3) спеціального редуктора механізму підйому в кількості 2-х штук. Приблизна собівартість виготовлення деталі складає 15 000 грн. $\times 2 = 30\,000$ грн.

Звідси, загальні витрати на реконструкцію:

$$K_2 = 30\,000 + 1\,348\,000 = 1\,378\,000 \text{ грн.}$$

Сумарна вага приводів (таблиця 7.2) та металоконструкцій для визначення вартості нового крана з аналогічними реконструйованому крану:

Таблиця 7.2 – Вага механізмів крана

Назва механізму	Вага, кг
Механізм допоміжного підйому 75 т	12 200
Механізм допоміжного підйому 15 т	5 250
Механізм пересування допоміжного візка	4 100
Механізм пересування головного візка	13 488
Механізм головного підйому 320т	53 640
Механізм пересування крана	16 350
Загалом	105 028

Тепер знаючи вагу приводів крана – 105 028 кг та загальну вагу крана 339 700 кг ми можемо визначити вагу металоконструкції:

$$M = 339\,700 - 105\,028 = 234\,672 \text{ кг}$$

Визначимо вартість нового крана при вартості металоконструкцій 85-107 грн./кг, та вартості приводів 171-193 грн./кг. При вазі крана 339 700 металоконструкція важить 234 672 кг ,а привода 105 028 кг. Звідси вираховуємо вартість нового крана:

$$K_1 = 234\,672 \cdot 85 + 105\,028 \cdot 171 = 37\,906\,908 \text{ грн.}$$

Економічна доцільність реконструкції:

$$E = K_1 - K_2 = 37\,906\,908 - 1\,378\,000 = 36\,528\,908 \text{ грн.}$$

Висновок: реалізовані заходи з реконструкції крана забезпечують підвищення продуктивності технологічних операцій. Ефективність роботи крана зросла завдяки збільшенню потужності механізму підйому, що також зумовило необхідність підвищення потужності механізмів пересування візка та крана в цілому. Економічний ефект від реконструкції порівняно з придбанням нового крана становить 36 528 908 грн.

8. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В розділі надані основні заходи забезпечення безпеки при реконструкції ливарного крана.

8.1. Аналіз потенційних небезпек

а) Порушення ергономічних вимог при облаштуванні робочого місця конструктора, що може бути спричинене нераціональним розміщенням засобів праці або використанням морально застарілого офісного обладнання, що, у свою чергу, здатне знижувати працездатність;

б) Ризик ураження електричним струмом у разі допуску до роботи осіб, які не пройшли відповідне навчання та перевірку знань з електробезпеки, що може призвести до електротравм або смертельних випадків;

в) Недосконалість конструктивних рішень під час проєктування систем і вузлів підіймально-транспортних машин, що може спричинити виникнення аварійних ситуацій;

г) Ймовірність отримання механічних травм через недотримання вимог охорони праці під час перебування в зонах роботи ПТМ;

г) Недостатній контроль технічного стану вузлів і механізмів ливарного крана, що підвищує ризик аварій під час експлуатації;

д) Небезпеки, пов'язані зі специфікою роботи ливарного крана, зокрема можливими викидами розплавленого металу, що можуть спричинити тяжкі травми та опіки;

е) Невідповідні параметри повітряного середовища у виробничих приміщеннях, пов'язані з неефективною роботою систем опалення та вентиляції, що може призводити до погіршення стану здоров'я;

є) Підвищений рівень загазованості в робочих зонах експлуатації ливарного крана внаслідок особливостей технологічних процесів, що може викликати захворювання органів дихання;

- ж) Ризик виникнення пожежі через порушення вимог пожежної безпеки;
- з) Небезпеки, що виникають через умови праці під час надзвичайних ситуацій.

8.2. Заходи по забезпеченню техніки безпеки

Нижче подано перефразований варіант із збереженням змісту та структури:

а) Для забезпечення ефективної організації робочого місця конструктора приміщення повинно мати як природне, так і штучне освітлення. Розміщення робочих місць з комп'ютерами у підвальних приміщеннях не допускається. Мінімальна площа на одне робоче місце має становити не менше 6 м² або 20 м³. Приміщення необхідно обладнувати системами опалення, вентиляції або кондиціонування повітря.

Внутрішнє оздоблення повинно виконуватися з використанням матеріалів із дифузно-відбивними властивостями з коефіцієнтами відбиття: стеля — 0,7–0,8; стіни - 0,5–0,6; підлога - 0,3–0,5.

Для зниження втоми та підвищення продуктивності праці слід дотримуватись ергономічних вимог. Робоче місце має забезпечувати можливість виконання роботи без зайвих рухів і дискомфорту, а також дозволяти зміну положення тіла (спини, рук, ніг). Водночас слід мінімізувати або виключити вимушені незручні пози.

б) Для запобігання ураженню електричним струмом передбачаються такі заходи:

Основним нормативним документом є Правила улаштування електроустановок (ПУЕ-2013), які встановлюють вимоги до конструкції електрообладнання та заходи безпеки, спрямовані на зниження або виключення впливу електричного струму, електричної дуги та інших небезпечних факторів.

Вимоги також регламентуються ГОСТ 12.4.011-89 «Засоби захисту працюючих. Загальні вимоги і класифікація», де наведено перелік засобів колективного захисту від ураження електрострумом.

Електрообладнання має бути обов'язково заземлене або занулене відповідно до ГОСТ 12.1.030-81 «ССБП. Електробезпека. Захисне заземлення, занулення». Заземлення являє собою навмисне електричне з'єднання неструмоведучих частин обладнання із заземлюючим контуром або нульовим проводом.

в) Для попередження аварій при проектуванні систем і вузлів ПТМ у конструкції необхідно передбачати запобіжні, сигналізуючі та блокувальні пристрої.

Запобіжні пристрої автоматично вимикають механізми при відхиленні від нормального режиму роботи. До них належать обмежувачі переміщення, упори та кінцеві вимикачі.

Сигналізуючі системи інформують про стан обладнання та можливі небезпечні фактори. Вони поділяються на оперативні, попереджувальні та пізнавальні.

Блокувальні пристрої запобігають запуску обладнання при доступі до небезпечних зон. Вони можуть бути механічними, електричними та електромеханічними.

Механічне блокування забезпечує взаємозв'язок між захисними елементами та пусковими або гальмівними механізмами. Електричне блокування використовується в установках високої напруги та дозволяє запуск лише за умови встановленого захисту. Електромеханічне блокування передбачає поєднання електричних і механічних елементів, де керування частково здійснюється оператором (наприклад, через щитки керування).

г) Для запобігання механічним травмам під час огляду або регулювання ПТМ у процесі роботи необхідно застосовувати захисні огороження відкритих обертових елементів (зубчастих передач, барабанів, муфт і валів) відповідно до ГОСТ 12.2.062-81.

г) Для забезпечення належного контролю за експлуатацією ПТМ відповідно до НПАОП 0.00-1.01-07 керівництво підприємства повинно організувати:

- підтримання кранів у справному стані шляхом регулярних оглядів, ремонтів та перевірок журналів обліку, а також своєчасного усунення несправностей;

- періодичну перевірку знань та підготовку посадових осіб відповідно до вимог охорони праці.

На кожну машину призначається відповідальна особа, яка контролює безпечну експлуатацію, стан обладнання та робочої зони. Вона має право зупинити експлуатацію у разі виявлення небезпечних відхилень.

Перед введенням ПТМ в експлуатацію необхідно:

- провести реєстрацію в органах Держгірпромнагляду;
- отримати дозвільні документи;
- оформити введення в роботу відповідними наказами.

Під час експлуатації передбачаються періодичні технічні огляди (часткові та повні).

д) Для запобігання аваріям під час транспортування розплавленого металу необхідно дотримуватись таких вимог:

- перед підйомом переконавшись у правильному захопленні цапф ковша;
- перед початком роботи перевірити гальмівну систему шляхом підйому ковша на висоту близько 100 мм;
- виконувати всі операції лише за командою відповідальної особи;
- забезпечувати плавне переміщення ковша з розплавом;
- забороняється одночасне виконання рухів у двох напрямках;
- для безпеки персоналу проходи на висоті (галереї) повинні бути обладнані огороженнями відповідно до НПАОП 0.00-1.01-07.

8.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Для забезпечення оптимальних метеорологічних умов у приміщенні конструкторського бюро враховують основні параметри мікроклімату: температуру повітря, відносну вологість, швидкість руху повітря та інтенсивність теплового випромінювання.

Підвищена температура повітря призводить до швидкого стомлення працівника та може спричинити перегрів організму. Знижена температура, у свою чергу, викликає локальне або загальне переохолодження. Надмірна вологість (понад 80 %) ускладнює випаровування вологи з поверхні шкіри, що негативно впливає на працездатність людини. Занижена вологість викликає відчуття сухості слизових оболонок верхніх дихальних шляхів.

Для забезпечення комфортних умов праці виконується розрахунок системи кондиціонування для офісного приміщення площею 30,0 м² (висота стелі 3 м), в якому перебувають три працівники та три персональні комп'ютери.

Необхідна потужність системи визначається з урахуванням компенсації теплоприпливів від огорожувальних конструкцій (стін, вікон, підлоги та стелі).

$$Q = S \cdot h \cdot k = 30 \cdot 3 \cdot 35 = 3150 \text{ Вт} = 3,15 \text{ кВт} \quad (8.1)$$

де S – площа приміщення, м²;

h – висота приміщення;

k – потужність кондиціонера Вт / 1 м³.

Потужність необхідна для компенсації тепла, що виділяють люди і комп'ютери:

$$n = 0,1 \text{ кВт} \cdot 3 = 0,3 \text{ кВт (від людей)}$$

$$m = 0,3 \text{ кВт} \cdot 3 = 0,9 \text{ кВт (від комп'ютерів)}$$

Розрахункова охолоджувальна потужність кондиціонера:

$$P = Q + n + m = 3,15 + 0,3 + 0,9 = 4,35 \text{ кВт} \quad (8.2)$$

Згідно з даними таблиці 8.1, вибираємо модель кондиціонера з найближчим більшим значенням холодопродуктивності, враховуючи площу приміщення, що підлягає охолодженню. У якості оптимального варіанту приймається кондиціонер TOSHIBA RAS-18SKV-E2 з охолоджувальною потужністю 5 кВт, який забезпечує ефективне кондиціонування приміщень площею до 50 м².

Інтенсивність теплового випромінювання в умовах ливарних цехів не повинна перевищувати 35 Вт/м² при опроміненні до 50 % поверхні тіла, не більше 70 Вт/м² при опроміненні 25–30 %, та до 100 Вт/м² при впливі на площу тіла не більше 5 %.

Температура повітря у ливарному цеху не повинна перевищувати 30 °С.

У холодний період року температура повітря повинна становити близько 16 °С, відносна вологість — 40–60 %, а швидкість руху повітря — до 0,3 м/с. У теплий період року нормативна температура повітря приймається в межах 18–24 °С, вологість — 40–60 %, швидкість повітряного потоку — до 0,4 м/с.

Будівлі ливарних цехів оснащуються системами загальнообмінної припливно-витяжної вентиляції. Подача повітря здійснюється у верхню частину приміщення або розподіляється в робочу зону таким чином, щоб швидкість повітря на робочих місцях не перевищувала 0,4 м/с відповідно до вимог СНиП 2.04.05.86.

Для зменшення негативного впливу підвищеної загазованості та запиленості, які можуть спричиняти професійні захворювання (згідно з ГОСТ 12.1.007–76), передбачаються такі заходи:

-запобігання потраплянню шкідливих речовин у повітря робочої зони шляхом герметизації обладнання, ущільнення з'єднань, люків і технологічних отворів, а також удосконалення технологічних процесів;

-видалення забрудненого повітря з робочої зони за допомогою систем загальнообмінної припливно-витяжної механічної вентиляції;

-забезпечення працівників засобами індивідуального захисту (респіраторами, масками) відповідно до ГОСТ 12.4.011-89 «Засоби індивідуального захисту».

Таблиця 8.1 – Характеристики кондиціонерів

Тип кондиціонера	Холодо-продуктивність, Вт	Діапазон зовнішніх температур (охолодження), °C	Середній рівень шуму внутрішнього блоку, дБ	Максимальна площа приміщення, м ²
DELFA dsr-9916	2500	+21...+43	34	25
PANASONIC cs/cu-e9mkd	2500	+16...+43	40	25
MIDEA mwf-09cr	2600	+18...+43	45	20
DEKKER dsh 105r/c	2640	+21...+43	36	30
MIDEA msg-12	3500	+21...+48	36	35
LG a 09 aw 1	3500	+21...+48	29	30
MITSUBISHI ELECTRIC msz-ge35va	3500	+24...+46	30	40
COOPER&HUNTER ch-s12lha	3600	+21...+43	31	36
TOSHIBA ras-18skv-e2	5000	+24...+46	38	50
SAMSUNG aq 18tsbn	5200	+24...+43	36	50

8.4 Заходи з пожежної безпеки

Відповідно до ОНТП 24-86, залежно від властивостей застосовуваних речовин, виробничі будівлі за вибухопожежною та пожежною небезпекою поділяються на категорії А, Б, В, Г, Д та Е. Завантажувальну дільницю ливарного цеху відносять до категорії Б.

-Згідно з вимогами СНиП 2.09.02-85, будівля має II ступінь вогнестійкості, при цьому максимальна відстань до евакуаційного виходу становить 25 м, а кількість людей, що припадає на 1 м виходу в коридор, не повинна перевищувати 45 осіб. Також, залежно від ступеня вогнестійкості будівель і споруд відповідно до СНиП 2.01.02-85, встановлюються мінімально допустимі межі вогнестійкості будівельних матеріалів і граничні значення поширення вогню (див. табл. 8.2).

-Комплекс заходів щодо запобігання пожежам на виробництві включає:

-навчання працівників правилам пожежної безпеки відповідно до НАПБ А.01.001-2004 «Правила пожежної безпеки в Україні»;

-призначення відповідальних осіб за забезпечення пожежної безпеки.

Для ліквідації можливих загорянь використовуються:

-ручні повітряно-пінні вогнегасники ОВП-5;

-вуглекислотні вогнегасники типу ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8, які дозволяють гасити осередки займання на електроустановках, що перебувають під напругою.

-Пожежний зв'язок у даному цеху організовується за допомогою телефонного та радіозв'язку, що забезпечує оперативне реагування та своєчасне гасіння пожеж.

-У системі протипожежних заходів важливу роль відіграє пожежна сигналізація. На даній дільниці доцільно застосовувати сигналізаційні пристрої, що складаються з сповіщувачів, джерела живлення, а також світлових і звукових засобів оповіщення.

Таблиця 8.2 - Вогнестійкість

Ступінь вогне- стійкості	Стіни				Коло-ни	Балки, марши, косоури	Елементи покриття	
	Несу-чі	Самонесучі	Зовні-шні несучі	Внутрі-шні несучі			Плити, прогони	Балки, арки
II	2	1	0,25	0,25	2	1	0,25	0,25

8.5. Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях

Принципи забезпечення безпеки в умовах надзвичайних ситуацій за характером їх реалізації умовно поділяють на три основні групи.

Перша група передбачає завчасну підготовку та накопичення засобів колективного й індивідуального захисту від небезпечних і шкідливих факторів, підтримання їх у постійній готовності до використання населенням, а також підготовку заходів з евакуації людей із небезпечних зон (зон ризику).

Друга група базується на диференційованому підході до організації захисних заходів залежно від характеру джерел небезпеки та місцевих умов.

Третя група передбачає комплексне та узгоджене застосування технічних і організаційних заходів, що забезпечують надійний захист населення від наслідків НС та гарантують безпеку життєдіяльності в сучасному техносоціальному середовищі.

Основними способами захисту населення у разі надзвичайних ситуацій є евакуація, укриття в захисних спорудах (зокрема бомбосховищах), використання засобів індивідуального захисту та засобів медичної профілактики.

Захисні споруди являють собою інженерні об'єкти спеціального призначення, які забезпечують захист людей від фізичних, хімічних, біологічних

та інших небезпечних факторів. За рівнем захисних властивостей вони поділяються на укриття та протирадіаційні укриття (ПРУ), які мають відповідати вимогам будівельних норм і правил (СНіП 2.01.51-90).

Важливе значення мають також медичні засоби індивідуального захисту, призначені для профілактики та надання першої медичної допомоги постраждалим у надзвичайних ситуаціях.

Ефективність забезпечення безпеки значною мірою залежить від своєчасного виконання заходів, адекватних ситуації, що склалася. З цією метою необхідно проводити навчання населення та персоналу діям у НС, організовувати оперативне оповіщення про загрозу, здійснювати радіаційну, хімічну та бактеріологічну розвідку, а також дозиметричний і лабораторний контроль. Важливими є також профілактичні протипожежні, протиепідемічні та санітарно-гігієнічні заходи.

Для мінімізації наслідків аварій на підприємствах суттєве значення має система оповіщення населення.

Своєчасне інформування про надзвичайні ситуації здійснюється за допомогою сирен, гудків підприємств та інших сигналів, що означає «Увага всім!». Після цього населення повинно увімкнути радіо- та телевізійні приймачі для отримання подальших інструкцій. Для правильних дій необхідно знати зміст сигналів, що застосовуються на потенційно небезпечних об'єктах, та чітко виконувати встановлені правила поведінки. Повідомлення штабів цивільного захисту повторюються протягом 5 хвилин.

ВИСНОВКИ

У межах виконання роботи з проєктування універсальної траверси вантажопідйомністю $Q=320$ т було розглянуто необхідність підвищення вантажопідйомності розливного мостового крана у зв'язку зі збільшенням об'єму мартенівської печі - з 260 т до 320 т.

У процесі реконструкції спеціального ливарного мостового крана виконано перевірочні розрахунки механізмів головного підйому та пересування крана і візка, а також окремих відповідальних вузлів. Зокрема, здійснено заміну електродвигунів, гальмівних пристроїв і муфт як головного підйому, так і механізмів пересування крана та візка. Отримані розрахункові параметри не перевищують вихідні значення більше ніж на 5 % і знаходяться в межах допустимих відхилень.

За результатами розрахунків міцності та втомної витривалості найбільш навантажених елементів виконано заміну підшипників у відповідних механізмах, посилено третій вал редуктора механізму головного підйому, а також модернізовано вісь барабана цього ж механізму.

Додатково перевірено металоконструкції головного візка, крана та траверси. Усі елементи металоконструкцій підтвердили відповідність вимогам міцності та надійності.

Виконаний техніко-економічний аналіз засвідчив доцільність реконструкції крана порівняно з придбанням нового обладнання, при цьому економічний ефект становить 36 528 908 грн.

Також розглянуто питання охорони праці. Основними заходами безпеки є обов'язкове проходження інструктажів при роботі з небезпечними механізмами, регулярна атестація та перевірка обладнання відповідними контролюючими органами, а також встановлення захисних огорожень для запобігання доступу персоналу до небезпечних зон і рухомих частин машин.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Опір матеріалів : підручник / за ред. М. І. Бобририка, А. В. Харченка. – Київ : Центр учбової літератури, 2019. – 464 с.
2. Вантажопідйомна техніка : довідник / за ред. О. В. Григорова. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 480 с.
3. Сукач М. К. Розрахунок кранових механізмів та їх деталей : навч. посібник. – Київ : Ліра-К, 2021. – 192 с.
4. Shapiro L. K. Cranes and Derricks / L. K. Shapiro, J. P. Shapiro. – 4th ed. – New York : McGraw-Hill Professional, 2010. – 688 p.
5. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. – Львів : Афіша, 2008. – 560 с.
6. Зварні конструкції. Основи проектування та розрахунку : навч. посібник / О. В. Ковтун, М. В. Чернілевський. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 240 с.
7. Ловейкін В. С. Розрахунок та конструювання вантажопідйомних машин : навч. посіб. / В. С. Ловейкін, В. М. Поводзінський. – Київ : ЦУЛ, 2019. – 342 с.
8. ДСТУ ГОСТ 5006:2009. Муфти зубчасті. Технічні умови (ГОСТ 5006-94, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2010.
9. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідйомні машини» / Укл. В. І. Глушко, О. М. Руднєв. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 52 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування». Розрахунок настінного поворотного крана з електричним талем / Укл. О. М. Руднєв, М. В. Сидоренко, А. К. Корнієнко. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 48 с.
11. Методичні вказівки з обґрунтування економічного модуля в дипломних проектах для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» / Укл. І. О. Федерякін, Л. М. Мартовицький. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 36 с.

12. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та цивільний захист» у дипломних проектах / Укл. Г. І. Дуднік, В. П. Порохненко та ін. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 64 с.
13. 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.
14. Будівельна механіка та металоконструкції будівельних і дорожніх машин : підручник / М. К. Сукач, В. О. Коваленко. – Київ : Ліра-К, 2018. – 292 с.
15. Проектування сталевих конструкцій (за стандартами Eurocodes) : довідник проєктувальника / за ред. В. М. Шимановського. – Київ : Сталь, 2015. – 412 с.
16. Довідник конструктора металевих конструкцій / В. Т. Васильченко, А. М. Рутман, Є. П. Лук'яненко. – Київ : Будівельник, 2005. – 312 с.
17. Крани мостового типу. Конструювання та розрахунок : навч. посібник / О. В. Григоров, В. С. Ловейкін, Н. О. Петренко. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – 216 с.

ДОДАТОК А

Коефіцієнти запасу міцності канатів Z_p

Група класифікації (режиму роботи) механізму	Рухомі канати	Нерухомі канати
	Z_p	
M1	3.15	2.5
M2	3.35	2.5
M3	3.55	3.0
M4	4.00	3.5
M5	4.50	4.0
M6	5.60	4.5
M7	7.10	5.0
M8	9.00	5.0