Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет

Кафедра: „Матеріалознавство та ливарне виробництво”

“Допущено до захисту”
зав. кафедрою МЛВ
к.т.н., доцент
_____ Олександр Кузик
“____” _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

на тему:

“Конструювання і розрахунок мостового однобалкового крана ливарного цеху вантажопідйомністю 12 т”

“Design and calculation of a single-girder bridge crane in the foundry with a lifting capacity of 12 tons”

Виконав здобувач вищої освіти
IV курсу, групи ПМ(ОЛ)-21
спеціальності 131 – «Прикладна механіка»
_____ Макаріцький В.О.
“____” _____ 2025 р.

Керівник роботи
к.т.н., доцент
_____ Віктор Ломакін
“____” _____ 2024 р.

Рецензент _____
_____

м. Кропивницький

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет механіко-технологічний
Кафедра матеріалознавства та ливарного виробництва
Рівень вищої освіти бакалавр
Галузь знань прикладна механіка
Спеціальність 131 – Прикладна механіка
Освітньо-професійна (освітньо-наукова) програма
131 – Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувач кафедри
_____
“____” _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Макаріцький Вячеслав Олександрович
прізвище, ім´я, по батькові

1. Тема роботи: “Конструювання і розрахунок мостового однобалкового крана ливарного цеху вантажопідйомністю 12 т”, затверджена наказом по університету №9-02 від 02.01.2025 р.
2. Керівник роботи: Ломакін Віктор Миколайович, к.т.н., доцент
3. Строк подання роботи до захисту: .06.2025 р.
4. Мета кваліфікаційної роботи: виконати конструювання мостового однобалкового крана ливарного цеху вантажопідйомністю 12 т.

   Завдання роботи: проектний розрахунок мостового однобалкового крана ливарного цеху вантажопідйомністю 12 т.

   Креслення: загальний вид мостового однобалкового крана, міст крана, барабан, гакова підвіска.

5. Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Огляд підйомних машин ливарних цехів	Ломакін В. М.		
Конструювання мостового однобалкового крана	Ломакін В. М.		
Креслення	Ломакін В. М.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Огляд підйомних машин ливарних цехів		
2.	Конструювання мостового однобалкового крана		
3.	Креслення		
5.	Оформлення пояснювальної записки		
6.	Оформлення рецензії		
7.	Захист кваліфікаційної роботи		

Дата видачі завдання:
“____” _____ 2025 р.

Підпис керівника

_____ Ломакін В.М.
(прізвище та ініціали)

Підпис здобувача

_____ Макаріцький В.О.
(прізвище та ініціали)

Анотація

стор. 54, рис. 18, бібліографічних назв 3

Мостовий однобалковий кран, візок, барабан, гакова підвіска, механізм пересування крана, механізм пересування візка, міст крана, канат

Кваліфікаційна робота на першому (бакалаврському) рівні вищої освіти на тему: “Конструювання та розрахунок мостового однобалкового крана ливарного цеху вантажопідйомністю 12 т” складається з п’яти розділів.

В роботі за вихідними даними виконано конструювання і проектний розрахунок мостового однобалкового крана ливарного цеху вантажопідйомністю 12 т.

Annotation

Page 54, fig. 18, bibliographic titles 3

Single-girder overhead crane, trolley, drum, hook suspension, crane travel mechanism, trolley travel mechanism, crane bridge, rope

Qualification work at the first (bachelor's) level of higher education on the topic: “Design and calculation of a single-girder bridge crane in the foundry with a lifting capacity of 12 tons” consists of five sections.

In the work, based on the initial data, the design and design calculation of a single-girder bridge crane for a foundry with a lifting capacity of 12 tons was performed.

Зміст стор.

Вступ …….. 7

1. Класифікація вантажопідйомних машин ……8

1.1. Радіальні крани ……... 8

1.2. Хордові крани ……. 8

1.3. Поворотні крани ……. 9

1.4. Кільцеві крани …… 10

1.5. Магнітні крани ……. 10

1.6. Однобалкові мостові крани ……..…….……..11

1.7. Двобалкові мостові крани …… …..……...….12

2. Загальна характеристика вантажопідйомних машин ливарних цехів …….……..…….……14

2.1. Найпростіші вантажопідйомні пристрої ……....14

2.2. Кран-балки ……...……14

2.3. Козлові крани на шихтовому дворі …….15

2.4. Мостові крани ……15

2.5. Економічний фактор застосування кранів ……..17

3. Конструювання мостового однобалкового крана ……...18

3.1. Вантажний візок …….……...18

3.2. Тролеї …….…18

3.3. Траверса ……...……..19

4. Проектний розрахунок мостового однобалкового крана вантажопідйомністю 12 т ……...20

4.1. Призначення і конструктивне виконання мостового крана. Вихідні дані ……...20

4.2. Розрахунок механізму підйому ……..……..23

4.3. Розрахунок механізму пересування візка …..……..41

4.4. Розрахунок механізму пересування крана …….....47

5. Техніка безпеки і заходи покращення умов праці ……...52

Висновок …….…….. 53

Список літератури……...……...54

Додатки ……..55

ВСТУП

Ліквідація ручних вантажно-розвантажувальних робіт, виключення важкої ручної праці при виконанні основних і допоміжних виробничих операцій, комплексна механізація і автоматизація виробничих процесів у всіх галузях народного господарства неможливі без використання широкого комплексу підйомно-транспортних машин. Сучасні потокові технологічні і автоматизовані лінії, міжцеховий і внутрішньо цеховий транспорт, вантажно-розвантажувальні операції на складах і перевалочних пунктах органічно пов'язані із застосуванням різноманітних типів підйомно-транспортних машин і механізмів, що забезпечують безперервність і ритмічність виробничих процесів. Тому застосування даного обладнання багато в чому визначає ефективність сучасного виробництва, а рівень механізації технічного виробництва - ступінь досконалості і продуктивність підприємства [1].

При сучасній інтенсивності виробництва не можна забезпечити його стійкий ритм без погодженої і безвідмовної роботи засобів транспортування сировини, напівфабрикатів і готової продукції на всіх стадіях обробки і складування [2].

В даній кваліфікаційній роботі виконано огляд існуючих видів вантажопідйомних машин, в тому числі і мостових кранів; вивчено конструкцію мостового однобалкового крана; за відомими вихідними даними розроблено конструктивне рішення для крана заданої вантажопідйомності. Проектний розрахунок підтвердив функціональність спроектованого мостового одноблкового крана вантажопідйомністю 12 т.

1. КЛАСИФІКАЦІЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

1.1. Радіальні крани

Радіальний кран – це тип підйомно-транспортного обладнання, який використовується для переміщення вантажів у горизонтальній площині в межах визначеного сектору. Його конструкція включає вертикальну опору (стійку), до якої закріплена поворотна стріла. Стріла може обертатися навколо осі опори, утворюючи радіальний рух, що й визначає назву крана.

Залежно від типу приводу, радіальні крани можуть бути ручними або з електромеханічним приводом. Також вони поділяються на настінні, колонні (стаціонарні) та пересувні моделі. Найчастіше використовуються в майстернях, на складських приміщеннях, у виробничих цехах для обслуговування робочих зон.

Основними перевагами радіального крана є компактність, простота конструкції, легкість управління, а також можливість точно позиціювати вантаж у межах робочого сектора. Недоліком є обмежена зона дії порівняно з іншими типами кранів (наприклад, мостовими).

1.2. Хордові крани

Хордовий кран — це спеціалізований тип мостового крана, у якому несуча балка виконується у вигляді хорди, тобто полегшеної конструкції, яка складається з прямолінійних елементів, з'єднаних між собою у формі решітки. Така конструкція забезпечує високу жорсткість при відносно малій масі, що дозволяє ефективно використовувати кран у великих прольотах і при обмеженнях по масі.

Хордові крани переважно застосовуються в авіаційній, машинобудівній, енергетичній галузях, а також на підприємствах, де потрібне перекриття великої площі без масивних опор. Вони можуть бути одно- або двобалковими, оснащуватись електричними або ручними тельферами, а також мати привід для переміщення всієї конструкції вздовж виробничого приміщення.

Основні переваги хордового крана — це зменшення власної маси, що знижує навантаження на несучі конструкції будівлі, і можливість охоплювати великі робочі зони. До недоліків можна віднести складність виготовлення та необхідність точного розрахунку для забезпечення міцності й стабільності під час роботи.

1.3. Поворотні крани

Поворотний кран — це вид вантажопідйомного обладнання, призначений для переміщення вантажів у межах кругового або секторного простору завдяки обертанню робочої стріли навколо вертикальної осі. Основними конструктивними елементами поворотного крана є вертикальна опора (колона або стійка), поворотна стріла та вантажопідіймальний механізм (таль або лебідка).

Поворотні крани можуть бути стаціонарними або пересувними. Стаціонарні моделі закріплюються до підлоги, фундаменту або стіни, тоді як пересувні — монтуються на транспортних засобах або платформах. За типом приводу обертання і підйому вантажу крани поділяються на ручні та електричні.

Цей тип кранів широко використовується у майстернях, на складських площах, виробничих дільницях і будівельних майданчиках — скрізь, де необхідне локальне піднімання та точне розміщення вантажів.

Серед переваг поворотного крана — компактність, зручність у керуванні, висока маневреність і можливість роботи в обмеженому просторі. Основним обмеженням є невелика зона дії, яка залежить від довжини стріли та кута повороту.

1.4. Кільцеві крани

Кільцевий кран — це спеціалізований тип крана, основною особливістю якого є можливість переміщення вантажу по кільцевій (замкненій) траєкторії. Його конструкція включає круговий або частково круговий рейковий шлях, по якому переміщується кранова візка або вся кранова конструкція. Такий кран забезпечує доступ до великої кільцевої зони навколо центра, що особливо зручно при обслуговуванні круглих майданчиків, технологічного обладнання або резервуарів.

Кільцеві крани найчастіше використовуються в металургійній, хімічній, енергетичній та машинобудівній промисловості, де необхідне точне і багатостороннє обслуговування робочої зони по окружності.

Основними елементами кільцевого крана є опорна кільцева рейка (або шлях), несуча конструкція (наприклад, консоль чи стріла), вантажопідіймальний механізм та система керування. Залежно від конструкції, такі крани можуть бути стаціонарними або з частковою мобільністю.

Серед переваг кільцевих кранів — можливість повного охоплення кругової зони, точне позиціювання вантажу та висока ефективність при повторюваних операціях. Недоліком є складність і вартість монтажу кільцевої опорної конструкції, а також обмежене застосування через специфіку форми робочої зони.

1.5. Магнітні крани

Магнітний кран — це різновид вантажопідіймального крана, обладнаний електромагнітним або постійним магнітом, призначений для піднімання, переміщення та укладання вантажів із феромагнітних матеріалів, зокрема металевих заготовок, листів, труб, брухту тощо. Завдяки застосуванню магнітного захвату, відпадає потреба у традиційних механічних пристроях типу гаки, троси або кліщі.

Основними елементами магнітного крана є вантажопідіймальна конструкція (мостова, консольна або баштова), привід для переміщення, а також магнітна плита або електромагніт, керування яким здійснюється дистанційно. При подачі струму електромагніт притягує вантаж, а після вимкнення струму — відпускає його. У більшості моделей передбачена акумуляторна батарея для аварійного збереження магнітного поля при раптовому знеструмленні.

Магнітні крани широко використовуються в металургії, на металообробних підприємствах, у портах, на складах металопрокату та пунктах приймання металобрухту.

Серед переваг магнітного крана — висока швидкість вантажно-розвантажувальних робіт, мінімізація ручної праці, можливість переміщення нестандартних або великогабаритних вантажів без травмування поверхні. Основні недоліки — обмеження у вантажах (працює лише з феромагнітними матеріалами), залежність від електроживлення та потреба в системах безпеки.

1.6. Однобалкові мостові крани

Залежно від типу привода розрізняють однобалкові мостові крани з ручним і електричним приводом.

У ручних підвісних мостових кранах як механізми підйому застосовують підвісні ланцюгові талі. Однобалковий опорний мостовий кран складається з моста, виконаного у вигляді двотаврової балки, що опирається на дві кінцеві балки, ручного механізму пересування, що приводить у рух ланцюгом, і ручного візка з ланцюговим приводом. Вантажопідйомність цих кранів – 5 т, проліт - 11.4 м.

Однобалкові мостові крани з електричним приводом розділяються на опорні і підвісні. Вантажопідйомність опорних кранів - 5 т, проліт - 25.5 м. Вантажопідйомність однобалкових підвісних мостових кранів - 5 т., проліт - 34.8 м. Крани вантажопідйомністю до 5 т обладнуються електроталями, які керуються з підлоги: на кранах більшої вантажопідйомності встановлюються звичайні механізми підйому мостових кранів опорної конструкції і керуються з нерухомої або рухомої кабіни. Швидкість пересування кранів, керованих з підлоги, не перевищує 0,53 м/с : швидкість пересування кранів, керованих з кабіни, досягає 1м/с.

Як несуча балка однобалкових кранів підвісної конструкції застосовують, як правило, двотавр. У необхідних випадках несучу балку підсилюють вертикальною шпренгельною конструкцією і горизонтальною фермою. Балки підвішують до ходових кареток, які переміщаються по підкранових двотаврових напрямних. Половина опорних кареток - приводні. Стикування несучих балок сусідніх прольотів здійснюють за допомогою спеціальних замків, що запобігають перехід візка на сусідній політ при відкритому замку. Підвісні мостові крани істотно легше опорних мостових кранів тієї ж вантажопідйомності. До того ж вони дозволяють використати практично всю корисну площу виробничого приміщення.

1.7. Двобалкові мостові крани

Залежно від типу привода розрізняють двобалкові мостові крани з ручним і електричним приводом. Мостові крани бувають із коробчатими, щільностінними головними балками, із ґратчастими головними і допоміжними балками.

Найпоширеніші мостові крани з коробчатими головними балками. Такий кран являє собою конструкцію, що складається з балкового або ферменого моста, що опирається на поперечні кінцеві балки, у яких закріплені ходові колеса, які приводяться в обертання механізмом пересування крана.

Міст переміщується по підкранових коліях (вздовж цеху), покладених на підкранові балки, що опираються на колони будівлі. По мосту пересувається візок. Апаратури керування розміщається в кабіні. Живлення крана електроенергією здійснюється через головні тролеї, розташовані уздовж підкранові балки. Для обслуговування їх на мосту крана є площадка.

Кранові ґратчасті мости виготовляють за допомогою ручного зварювання, а щільностіні - автоматичного або напівавтоматичного зварювання. Візок являє собою конструкцію, що складається зі звареної рами, одного або двох механізмів підйому, механізму пересування. Візки мостових кранів бувають з одним і двома механізмами підйому з'єднується з редуктором звичайно за допомогою проміжного вала. Це забезпечує більш рівномірний розподіл тисків на ходові колеса візка. Механізми пересування, як правило, виконуються за схемою з тихохідним валом. Живлення механізмів візка здійснюється за допомогою спеціальних струмоведучих шин тролеїв або гнучкого кабелю.

Вантажопідйомність мостових двобалкових кранів загального призначення – Q =5…500т.

2. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН ЛИВАРНИХ ЦЕХІВ

У ливарному виробництві особливе значення має ефективна організація транспортування вантажів, адже вона безпосередньо впливає на безперервність технологічного процесу, безпеку праці та загальну продуктивність підприємства. Для цього застосовують різні вантажопідйомні машини — від найпростіших ручних пристроїв до потужних мостових кранів. Розглянемо їх у порядку зростання складності та функціональності.

Метою кваліфікаційної роботи є конструювання мостового однобалкового крана ливарного цеху вантажопідйомністю 12 т.

Завдання кваліфікаційної роботи є проектний розрахунок механізмів підйому, переміщення візка і переміщення мостового крану вантажопідйомністю 12 т.

2.1. Найпростіші вантажопідйомні пристрої

На допоміжних дільницях та при виконанні ремонтних робіт використовують ручні талі, блоки, гвинтові чи гідравлічні домкрати, а також пересувні тельфери. Їх вантажопідйомність зазвичай не перевищує 0,5–3 тонн. Основними перевагами таких пристроїв є низька вартість, проста конструкція і можливість експлуатації без складного обслуговування. Вони особливо ефективні там, де не потрібне часте або далеке переміщення вантажів.

2.2. Кран-балки

Наступним рівнем вантажопідйомного обладнання є кран-балка — конструкція з однієї несучої балки, по якій рухається тельфер або вантажна каретка. Вона може бути опорною (спирається на колони) або підвісною (кріпиться до перекриття цеху).

Вантажопідйомність таких механізмів зазвичай становить 1–5 тонн, що цілком достатньо для переміщення форм, опок, зливків та інструменту. Кран-балка забезпечує мобільність при помірних витратах на монтаж та експлуатацію.

2.3. Козлові крани на шихтовому дворі

У зовнішніх зонах, зокрема на шихтових дворах, де зберігається та завантажується брухт, феросплави, кокс тощо, застосовують козлові крани. Вони складаються з горизонтальної балки (моста), встановленої на двох опорах, які пересуваються по рейках. По балці рухається візок із вантажопідйомним механізмом. Типова вантажопідйомність таких кранів – від 5 до 30 тон. Козлові крани дозволяють ефективно організувати логістику матеріалів на відкритому повітрі, скоротити витрати на ручну працю, а за рахунок автоматизації — підвищити безпеку й точність подачі шихти.

2.4. Мостові крани

Мостові крани є основним вантажопідйомним обладнанням безпосередньо в ливарному цеху. Залежно від конструкції, вони поділяються на однобалкові та двобалкові.

Однобалкові крани мають одну несучу балку, по якій рухається тельфер. Їх вантажопідйомність зазвичай не перевищує 10-12 тон. Вони дешевші, легші, простіші в монтажі, ідеальні для переміщення форм, ливарного інструменту та середніх за масою виробів.

Двобалкові мостові крани складаються з двох паралельних балок, по яких рухається візок із крановою кареткою. Завдяки такій конструкції вони мають підвищену жорсткість та вантажопідйомність — від 10 до 100 тон і більше. Такі крани незамінні при транспортуванні розплавленого металу, важких ковшів, великих зливків та елементів форм.

Мостові крани часто забезпечують гаками, скобами або спеціальними вантажозахватними пристроями (магнітами, грейферами, механічними кліщами). Мостові крани забезпечені візками, призначеними для підйому і переміщення вантажу уздовж прольоту.

Візки можуть переміщатися по рейках, закріплених на верхніх або нижніх поясах мостів. Візки, що пересуваються по нижніх поясах мостів, можуть переміщуватись по перехідних мостках з одного прольоту цеху в поряд розташований. Перехідні містки з рейками для візків розташовані під підкрановими балками і мають тролеї для живлення електродвигунів.

Візки, що переміщуються по верхніх і нижніх поясах балок мостів, можуть бути забезпечені поворотними стрілами, опорно-поворотними пристроями і поворотними частинами, що обертаються навколо вертикальних осей. На поворотних осях розташовані стріли, забезпечені вантажозахватними пристроями.

Механізми мостового крана забезпечують три рухи: підйом вантажу, пересування візка і пересування моста. Механізм підйому являє собою лебідку, зв'язану зі здвоєним поліспастом; при вантажопідйомності більше 10 т крани оснащують двома самостійними механізмами підйому - головним і допоміжним, що має вантажопідйомність, рівну приблизно 0,25 основної, і використовуваною для підйому малих вантажів з великою швидкістю. Механізм підйому грейферного крана виконують у вигляді двох однакових піднімальних незалежних механізмів, електродвигуни яких управляються двома контролерами, що мають загальну рукоять керування. Механізм пересування візка має два холостих і два приводних колеса, що обертають електродвигуном через редуктор.

Обидва типи мостових кранів забезпечують високу точність, швидкість та безпечність операцій із переміщення важких і небезпечних вантажів. Вони мають центральне значення для організації безперервного ливарного циклу.

2.5. Економічний фактор застосування кранів

Застосування вантажопідйомних машин значно скорочує тривалість технологічних операцій, зменшує потребу в ручній праці, підвищує безпеку виробництва і дозволяє краще організувати простір цеху. Хоча складні крани, особливо мостові двобалкові, мають високу вартість закупівлі, їхня експлуатація швидко окупається завдяки збільшенню продуктивності й зниженню витрат на транспортування вантажів.

Раціональне поєднання простих і складних вантажопідйомних пристроїв дозволяє оптимізувати внутрішньо-цехові й зовнішні логістичні процеси. У сучасному ливарному виробництві вантажопідйомні машини – це не лише технічна допомога, а й важливий елемент безперебійного, економічно ефективного і безпечного виробничого процесу.

Мостові крани застосовують у цехах ремонтних підприємств і виробничих цехів підприємств машинобудівної індустрії. Вантажопідйомність цих машин може бути до 500 т.

3. КОНСТРУЮВАННЯ МОСТОВОГО ОДНОБАЛКОВОГО КРАНА

3.1. Вантажний візок

На рамі візка розміщені механізми головного і допоміжного підйому і механізм пересування візка. Механізм головного підйому має електродвигун, з'єднаний довгим валом-вставкою з редуктором. Напівмуфта, що з'єднує вал-вставку із вхідним валом редуктора, використовується в якості гальмового шківа колодкового гальма, що має привод від електрогідравлічного штовхача. Вихідний вал редуктора з'єднаний зубчастою муфтою з барабаном. Опори верхніх блоків поліспасти і зрівняльні блоки розташовані на верхній поверхні рами, що полегшує їхнє обслуговування і збільшує можливу висоту підйому. Як обмежувач висоти підйому застосовується шпіндельний вимикач, що виключає струм при досягненні гаковою підвіскою крайніх верхнього і нижнього положень.

Механізм допоміжного підйому має аналогічну кінематичну схему (двигун, редуктор, барабан, кінцевий вимикач). Обидва механізми підйому обладнані гаковими підвісками (для головного і для допоміжного підйому).

Механізм пересування візка складається із двигуна¸ гальма, вертикального зубчастого редуктора, двох ведучих і двох холостих ходових коліс. На рамі візка укріплена лінійка, що впливає в крайніх положеннях на кінцевий вимикач, що обмежує шлях пересування візка.

3.2. Тролеї

Тролеї звичайно виготовляють із прокатної сталі кутового профілю. Для подачі струму на кран застосовують струмознімачі ковзального типу, що прикріплюють до металоконструкції крана, башмаки яких сковзають по тролеям при переміщенні мостового крана.

Для обслуговування цехових тролеїв на крані передбачена спеціальна площадка. Для струмопідводу до двигунів, розташованим на візку, звичайно використовують тролеї, виготовлені із круглої або кутової сталі. Для їхньої установки потрібні спеціальні стійки на площадці, що йде вздовж головної балки. Тому в останніх конструкціях мостових кранів струмопідвод до візка здійснюється за допомогою гнучкого кабелю, підвішеного на дроті. Застосування гнучкого струмопідводу спростило конструкцію, підвищило надійність експлуатації і знизило вагу крана, що дозволило відмовитися від стійок і від площадки для їхнього розміщення і обслуговування.

3.3. Траверса

При перевантаженні довгомірних вантажів (аркушів, сортового прокату) вантажопідйомні електромагніти блокують на траверсах, до яких їх підвішують за допомогою вантажних ланцюгів. Траверса з візком крана з'єднана за допомогою гнучкого або твердого підвісу.

При гнучкому підвісі траверси підвішені на кантах, спрямованих від механізму підйому. При великій довжині траверс (6-16 м) потрібна значна відстань між барабанами.

Траверси являють собою коробчасті балки постійного, а при великій довжині - змінного перетину. Траверси підвішують на гаки підвісок крана, до нижньої їхньої частини приєднані 2-4 магніту. При безпосередній підвісці чотирьох магнітів до траверси можлива відсутність контакту двох магнітів з неплоскою поверхнею вантажу. Для забезпечення надійного контакту всіх магнітів з вантажем магніти попарно зв'язують важільно-балансирною системою. При такій системі можуть працювати як чотири магніти, так і два середніх при відключенні крайніх.

При більших швидкостях поступального переміщення магнітних кранів раціонально застосовувати гнучкі канатні підвіси траверс, завдяки яким зменшується розгойдування вантажу в одному або двох напрямках.

4. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК МОСТОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 12 т

4.1. Призначення і конструктивне виконання мостового крана. Вихідні дані

Мостові крани призначені для виконання вантажно-розвантажувальних і транспортних операцій у цехах сучасних ливарних підприємств, на монтажних і контейнерних майданчиках, на відкритих і закритих складах. Вони переміщуються по рейкових коліях, розташованих на значній висоті від підлоги, мало займають корисного простору цеху і забезпечують обслуговування майже всієї площі цеху. На відкритих складах, монтажних і контейнерних майданчиках використовують мостові крани, що переміщаються по рейкових коліях, розташованих на землі (козлові крани).

Мостовий кран (рис. 1) складається: з вантажопідйомного візка (рис. 2), що включає механізм підйому, вантажозахватний пристрій, механізм пересування, і з міста, що представляє собою дві суцільні (або ґратчасті) ферми, приєднані до кінцевих балок, у які вмонтовані приводні і неприводні колеса. Міст постачений буферами. Механізм пересування моста і має привод від одного або двох двигунів. Подача електроенергії електродвигунам механізмів здійснюється через тролеї. Апаратура керування всіма приводами розташована в кабіні.

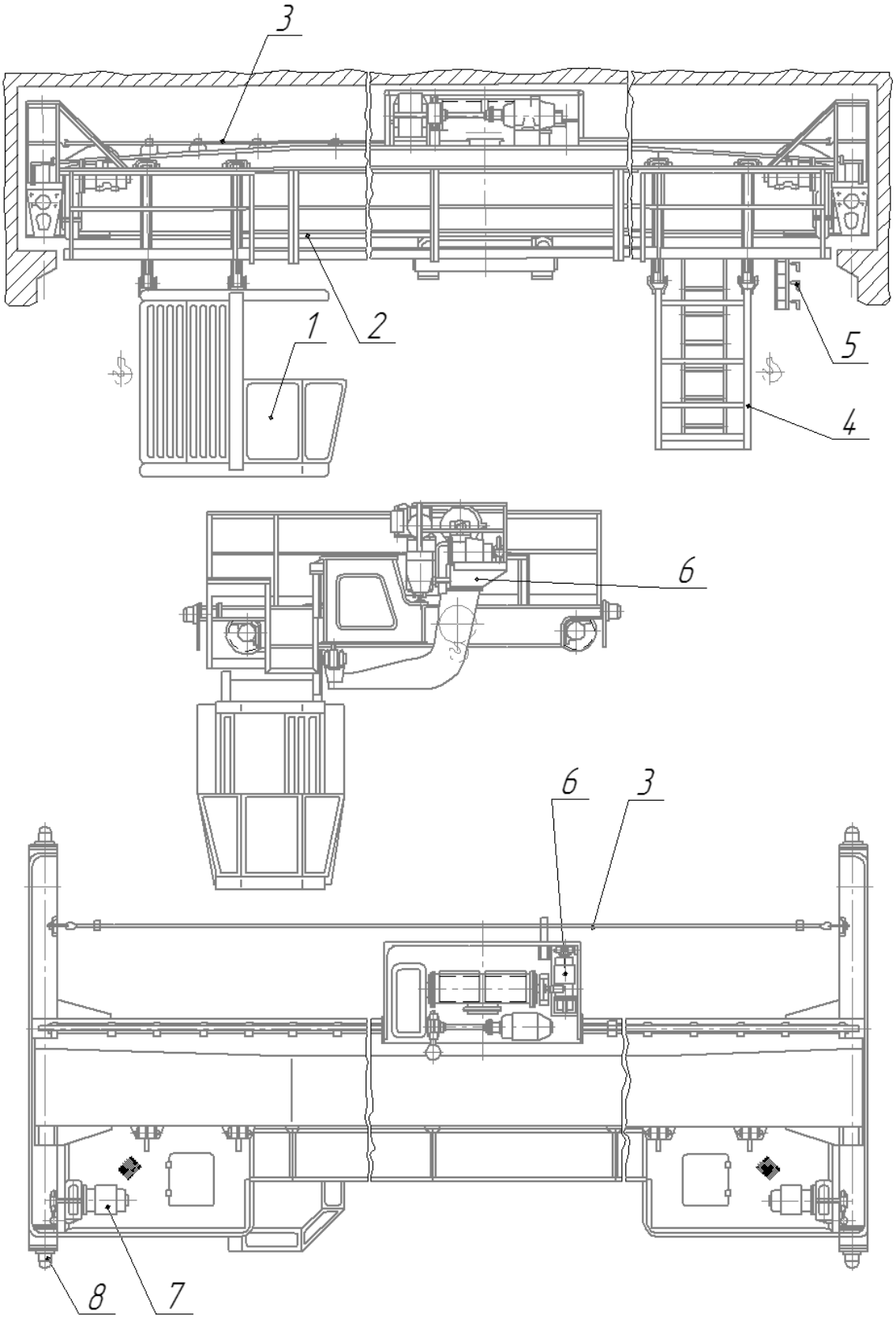

Рис. 4.1. Мостовий кран загального призначення

Завданням роботи є розрахунок мостового крану загального призначення для роботи в ливарному цеху машинобудівного заводу при наступних вихідних даних: вантажопідйомність Q = 12 т, довжина прольоту L = 16 м, висота підйому найбільша H = 12,5 м, швидкість підйому вантажу v = 0,25 м/с, швидкість пересування візка $v_{\text{Т}}$ = 0,83 м/с, швидкість пересування крана $v_{\text{К}}$ = 0,83 м/с, режим роботи механізмів - середній (ПВ = 25%). Міст крана однобалковий зварний. Двигуни крана - асинхронні, з фазовим ротором, напруга 380 В.

Графіки завантаження механізму підйому для легкого, середнього і важкого режимів представлені на рис. 4.3. Завантаження електродвигуна механізму підйому протягом циклу показані на рис. 4.4.

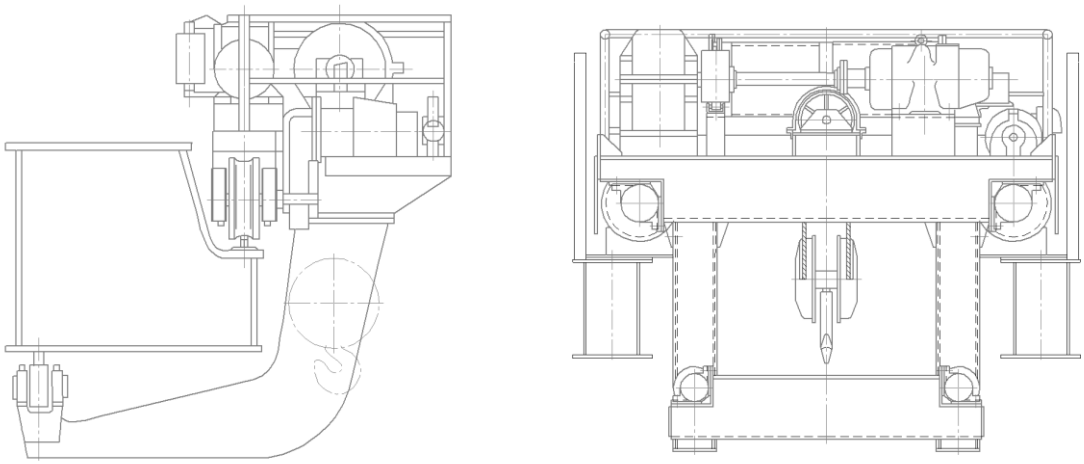

Рис. 4.2. Вантажопідйомний візок

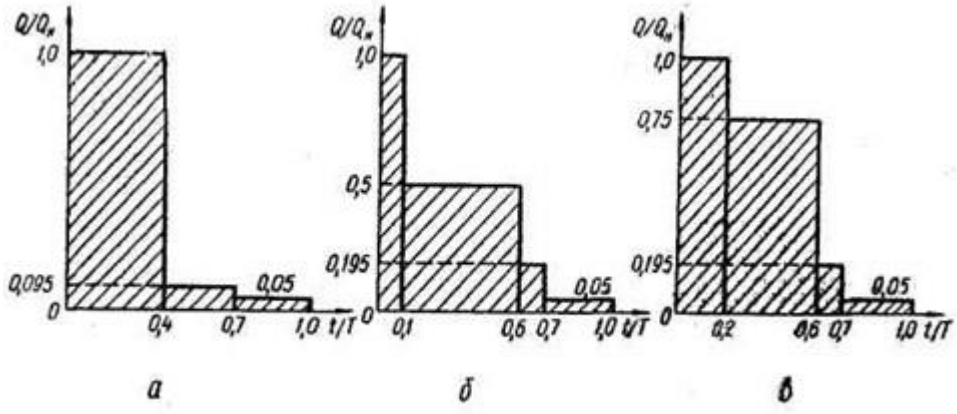

Рис. 4.3. Графіки завантаження механізму підйому крана:

а, б, в — відповідно для легкого, середнього і важкого режимів роботи

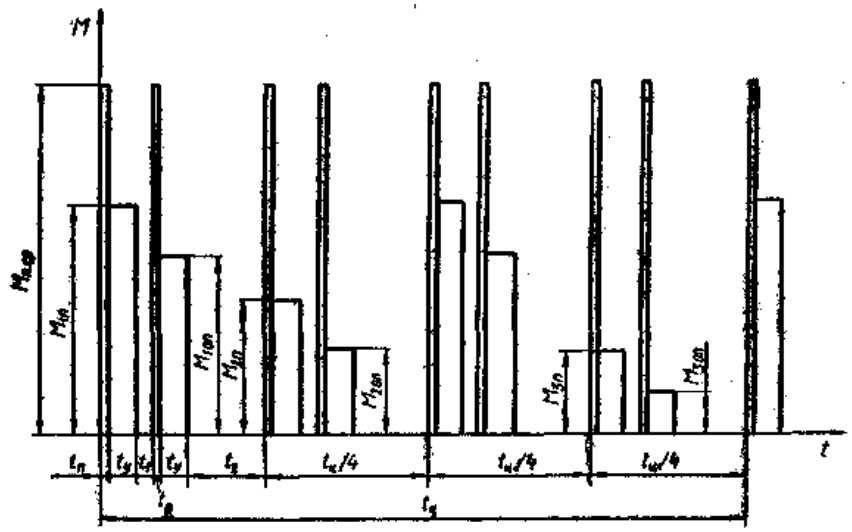

Рис. 4.4. Графік завантаження електродвигуна механізму підйому протягом циклу

4.2. Розрахунок механізму підйому

4.2.1. Вибір поліспаста, каната, діаметра барабана і блоків. Для проектованого крана приймаємо механізм підйому, схема якого представлена на рис. 4.5.

У механізмах підйому з безпосередньою навивкою каната на барабан звичайно застосовують здвоєний поліспаст, при використанні якого забезпечуються вертикальне переміщення вантажу, однакове навантаження на підшипники барабана і на ходові колеса візка незалежно від висоти підйому вантажу. Для крана вантажопідйомністю 12 т приймаємо здвоєний поліспаст *(a* = 2) кратністю *u* = 2.

Максимальний натяг у канаті, що набігає на барабан, при підйомі вантажу визначаю за формулою

$$S_{\max} = \frac{Q}{z\eta_n} = \frac{12000}{4 \cdot 0,985} = 3045 \text{ кгс}, \qquad (4.1)$$

де z — кількість гілок, на яких висить вантаж,

$$z = ua = 2 \cdot 2 = 4;$$

η_n — ККД поліспаста. При збіганні каната з рухомого блоку ККД поліспаста

$$\eta_n = \frac{1-\eta_б^u}{(1-\eta_б)^u} = \frac{1-0,97^2}{(1-0,97)^2} = 0,985 \qquad (4.2)$$

де $\eta_б$ — ККД з урахуванням твердості каната; для блоку на підшипниках кочення $\eta_б$ = 0,98...0,97, на підшипниках ковзання $\eta_б$ = 0,96...0,95.

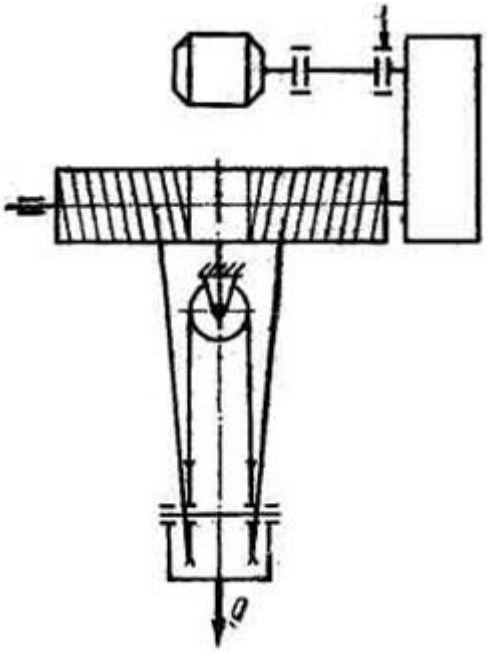

Рис. 4.5. Схема механізму підйому

Канат вибираємо по розривному зусиллю:

$$S_p \geq S_{\max} n_K = 3045 \cdot 5,5 = 16750 \text{ кгс}, \qquad (4.3)$$

де n_K — коефіцієнт запасу міцності каната

Із [1] вибираємо канат сталевий подвійної звивки, типу ЛК-3, конструкції 6х25(1+6; 6 + 12) + 1, діаметром d = 17,5 мм при розрахунковій межі міцності дротів σ = 200 кгс/мм^2, площею перерізу всіх дротів F_K = 114,58 мм^2 і з розривним зусиллям S_p = 18600 кгс.

Діаметр блоку і барабана по центру намотуваного каната

$$D_{бл} \geq ed_K = 25 \cdot 17,5 = 437,5 \text{ мм;} \quad (4.4)$$

Діаметр блоку та барабана по дну канавки

$$D \geq (e-1)d_K = (25-1) \cdot 17,5 = 420 \text{ мм,} \quad (4.5)$$

де e — коефіцієнт, що залежить від режиму роботи та типу вантажопідйомної машини [1]. Для середнього режиму e = 25.

Діаметр блоку гакової підвіски (по центру намотуваного каната) приймаємо $D_{бл}$ = 450 мм.

Діаметр зрівняльного блоку D_y = (0,6...0,8) D. Приймаємо

$$D_y = 0,8D = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ мм} \quad (4.6)$$

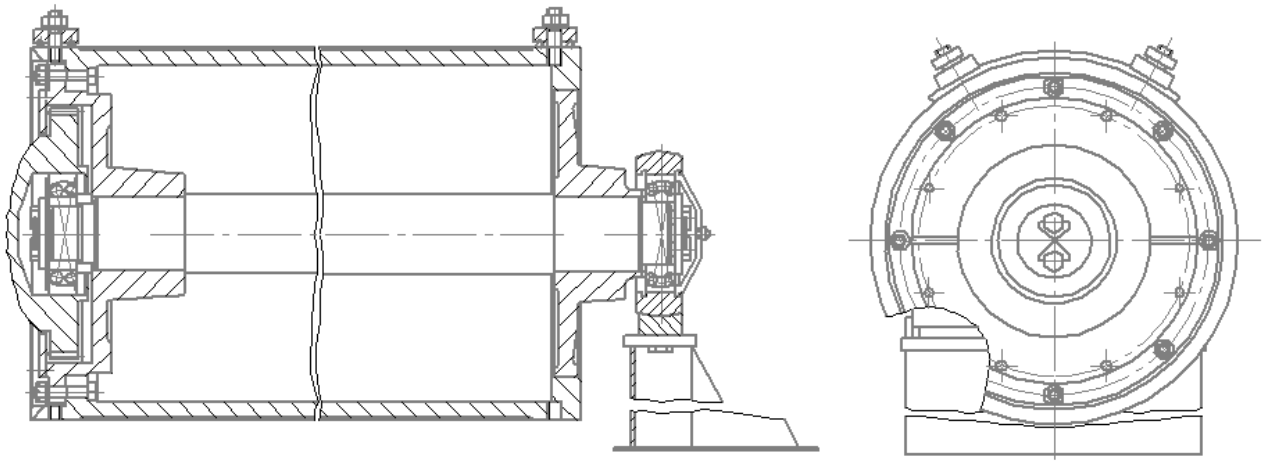

Рис. 4.6. Барабан

Форма і розміри профілю струмка при вертикальному положенні блоку і при відхиленні каната від середньої площини блоку на кут не більше 6° наведені в [1].

Блоки виготовляють із чавуну марок СЧ 15-32, СЧ 18-36, сталі 45 Л, магнієвого сплаву МЛ-5-ТЧ.

4.2.2. Вибір і перевірочний розрахунок гакової підвіски (рис. 4.7). По номінальній вантажопідйомності Q = 12 т і режиму роботи вибираємо гак дворогий, тип Б № 4.

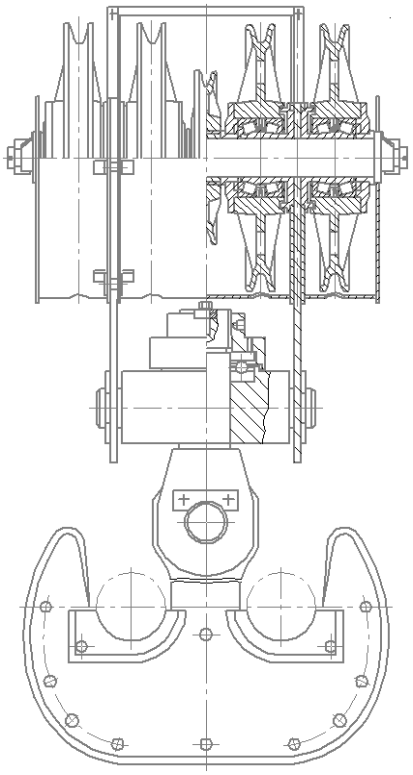

Рис. 4.7. Гакова підвіска

Гак виготовлений зі сталі 20, що має межу міцності σ_B = 4200 кгс/см^2, границю текучості σ_T = 2500 кгс/см^2, границя витривалості σ_{-1} = 1200 кгс/см^2. Різьба шийки гака — метрична М64 із внутрішнім діаметром d = 56,2 мм. На міцність гак перевіряють у перерізах I — I, *A*-*A* і *A′* — *A′*.

У перерізі I — I гак розраховуємо на розтяг:

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 12000}{\pi \cdot 5,62^2} = 484 \text{ кгс/см}^2 \le [\sigma] = 500\ldots600 \text{кгс/см}^2 \quad (4.7)$$

При більш точних розрахунках перевіряємо шийку гака на втомлену міцність.

У перетині *A* — *A* гак розраховують як кривий брус, навантажений ексцентрично прикладеним зусиллям. Найбільша напруга розтягання внутрішніх волокон перетину *A* — *A*

$$\sigma_{II} = \frac{2Qe_2}{kFD} = \frac{2 \cdot 12000 \cdot 4,39}{0,086 \cdot 59,95 \cdot 12} = 1703 \text{ кгс/см}^2, \quad (4.8)$$

де *F* — площа перетину *A*-*A*. Після заміни дійсного перетину рівновеликою трапецією маємо

$$F = \frac{b_1 + b_2}{2} h_0 = \frac{2,3 + 8,7}{2} \cdot 10,9 = 59,95 \text{ см}^2; \quad (4.9)$$

e_2 — відстань від центра ваги перетину до внутрішніх волокон,

$$e_2 = \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h_0}{3} = \frac{2 \cdot 2,3 + 8,7}{2,3 + 8,7} \cdot \frac{10,9}{3} = 4,39 \text{ см}; \quad (4.10)$$

k — коефіцієнт, що залежить від кривизни й форми перетину гака,

$$k = \frac{2r}{(b_1 + b_2) h_0} \left\{ \left[b_1 + \frac{b_2 - b_1}{h_0} (r + e_1) \right] \ln \frac{r + e_1}{r - e_2} - (b_2 - b_1) \right\} - 1 =$$

$$= \frac{2 \cdot 10,39}{(2,3 + 8,37) 10,9} \left\{ \left[2,3 + \frac{8,37 - 2,3}{10,9} (10,39 + 6,51) \right] \times \right. \quad (4.11)$$

$$\left. \times \ln \frac{10,39 + 6,51}{10,39 - 4,39} - (8,37 - 2,3) \right\} - 1 = 0,086$$

r — відстань від центра додатка навантаження до центра ваги перетину,

$$r = \frac{D}{2} + e_2 = \frac{12}{2} + 4,39 = 10,39 \text{ см}; \quad (4.12)$$

D = 120 мм — діаметр зева;

e_1 — відстань від центра ваги перетину до зовнішніх волокон,

$$e_1 = h_0 - e_2 = 10,9 - 4,39 = 6,51 \text{ см} \quad (4.13)$$

Напруги в перерізі $A' — A'$ визначають за умови, коли стропи розташовані під кутом 45° до вертикалі (рис. 4.8).

Зусилля, яке розгинає гак

$$Q_2 = \frac{Q}{2} tg\alpha = \frac{12000}{2} tg45^o = 6000 \text{ кгс}. \quad (4.14)$$

Найбільша напруга розтягування внутрішніх волокон у перетині $A' — A'$

$$\sigma_{III} = \frac{2Q_2 e_2}{kFD} = \frac{2 \cdot 6000 \cdot 4,39}{0,086 \cdot 59,95 \cdot 12} = 851,5 \text{ кгс/см}^2. \quad (4.15)$$

Значення параметрів F, D, e_2 і k перерізу $A' — A'$ приймаємо такими ж, як для перерізу $A — A$, тому що ці перерізи приблизно рівні між собою.

Дотичне напруження (на зріз) у перетині $A'— A'$

$$\tau = \frac{Q}{F} = \frac{12000}{59,95} = 200 \text{ кгс/см}^2. \quad (4.16)$$

Сумарна напруга в перерізі $A' — A'$ відповідно до третьої теорії міцності

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{II}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{851,5^2 + 200^2} = 940 \text{ кгс/см}^2. \quad (4.17)$$

Допустиме напруження $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T}$, n_T - запас міцності по границі текучості, що має наступне значення n_T =1, 4 (для середнього режиму роботи).

У нашому випадку для сталі 20

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{2500}{1,4} = 1786 \text{ кгс/см}^2 \quad (4.18)$$

Розрахункові напруження в перерізах A -A і A'-A' менше допустимих.

4.2.3. Гайка гака. Висота гайки повинна бути не менше

$$H = \frac{4Qt}{\pi\left(d_2^2 - d_B^2\right)p} = \frac{4 \cdot 12000 \cdot 0,6}{\pi\left(6,4^2 - 5,62^2\right) \cdot 300} = 3,3 \text{ см} \quad (4.19)$$

де t = 0,6 см — крок різьби;

p — допустиме напруження на зминання; сталь по сталі p = 300 ... 350 кгс/см^2 (матеріал гайки сталь 45).

Для метричного різьби висота гайки

$$H = 1,2d_2 = 1,2 \cdot 64 = 76,8 \text{ мм} \quad (4.20)$$

Висота гайки з урахуванням установки стопорної планки H = 80 мм.

Зовнішній діаметр гайки

$$D_H = 1,8d_2 = 1,8 \cdot 64 = 115 \text{ мм} \quad (4.21)$$

4.2.4. Упорний підшипник. Для гака діаметром шейки d_1 =70 мм вибираємо упорний однорядний підшипник легкої серії 8214 зі статичною вантажопідйомністю C_0= 16 100 кгс [1].

Розрахункове навантаження на підшипник повинне дорівнювати або бути менше статичної вантажопідйомності:

$$Q_p = k_б Q = 1,2 \cdot 12000 = 14400 \text{ кгс} < C_0 = 16\,100 \text{ кгс}, \quad (4.22)$$

де k_0 = 1,2 — коефіцієнт безпеки [1].

4.2.5. Траверса гака. Вона виготовлена зі сталі 45, що має межу міцності σ_T = 6100 кгс/см^2, границю текучості σ_T = 4300 кгс/см^a, границю витривалості σ_{-1} = 2500 кгс/см^2.

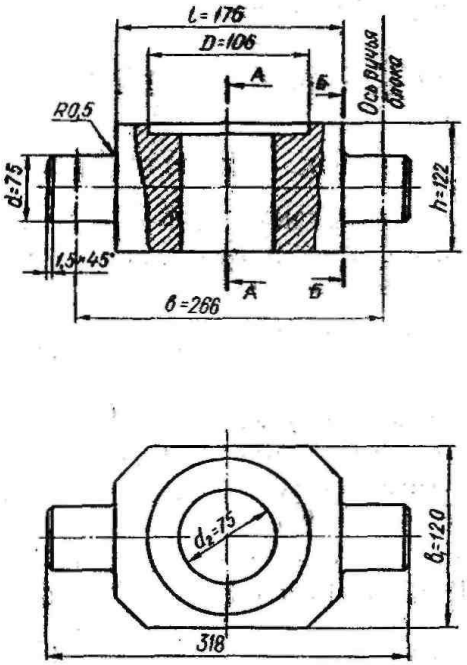

Рис. 4.8. Траверса

Траверсу розраховують на згин при допущенні, що діючі на неї сили зосереджені; крім того, вважають, що перерізаючі сили, незначно впливають на згинальний момент. Після конструктивної розробки [1] визначаємо розрахункові розміри, тобто відстань між осями крайніх блоків b = 266 мм (рис. 8). Розрахункове навантаження на траверсу Q_p = 14400 кгс (таке ж, як і на упорний підшипник).

Максимальний згинальний момент (рис. 9, переріз *А -А)*

$$M_{зг} = \frac{Q_p b}{4} = \frac{14400 \cdot 26,6}{4} = 95760 \text{ кгс·см}. \quad (4.23)$$

Момент опору середнього перерізу траверси

$$W = \frac{M_{зг}}{[\sigma]} = \frac{95760}{900} = 106,4 \text{ см}^3, \quad (4.24)$$

де $[\sigma]$ — допустиме напруження на згин, кгс/см^2.

Так як напруження в траверсі змінюються по пульсуючому циклу

$$[\sigma] = \frac{1,4\sigma_{-1}}{[n]k'} = \frac{1,4 \cdot 2500}{1,6 \cdot 2,4} = 911 \text{ кгс/см}^2, \quad (4.25)$$

або приблизно приймають $[\sigma]$ = 600 ... 1000 кгс/см^2.

Момент опору середнього перетину траверси (мал.9), ослабленої отвором,

$$W = \frac{1}{6}(b_1 - d_2)h^2, \quad (4.26)$$

де $d_2 = d_1 + (2\ldots5) = 70 + 5 = 75$ мм; (4.27)

b_1 — ширина траверси; призначається з урахуванням зовнішнього діаметра D_1 посадкового гнізда для упорного підшипника,

$b_1 = D_1 + (10\ldots20) = 106 + 19 = 125$ мм. (4.28)

Висота траверси $h = \sqrt{\frac{6W}{b_1 - d_2}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 106,4}{125 - 75}} = 11,3$ см. (4.29)

Згинальний момент у перерізі *Б*— *Б*

$$M_{зг_{II}} = \frac{Q_p}{2}\left(\frac{b}{2} + \frac{l}{2}\right) = \frac{14400}{2}(13,3 + 8,8) = 32400 \text{ кгс·см}. \quad (4.30)$$

Мінімальний діаметр цапфи під підшипники

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{зг_{II}}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32400}{0,1 \cdot 900}} = 7,11 \text{ см} \quad (4.31)$$

4.2.6. Вибір підшипників блоків.

Оскільки підшипники блоків працюють при змінному режимі навантаження, то еквівалентне навантаження визначимо за формулою

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + \ldots + P_n^3 L_n}{L}}, \quad (4.32)$$

де P_1, P_2, P_3, P_n — еквівалентні навантаження;

L_1, L_2, L_3, L_n — номінальні довговічності (час, протягом якого діють еквівалентні навантаження P_1, P_2, P_3, P_n), млн. об.

Для радіальних шарикопідшипників еквівалентне навантаження при кожному режимі обчислимо за формулою

$$P = \left(XVF_r + YF_a \right) k_б k_t, \tag{4.33}$$

де F_r — радіальне навантаження, кгс;

F_a — осьове навантаження, кгс; у нашому випадку $F_a = 0$;

X і Y — коефіцієнти радіального, і осьового навантажень, для однорядних шарикопідшипників при $\frac{F_a}{VF_r} \le e$ $X = 1$, $Y = 0$ (тут e — коефіцієнт осьового навантаження, що залежить від кута контакту);

V — коефіцієнт обертання; при обертанні внутрішнього кільця відносно напрямку навантаження $V = 1$ і при обертанні зовнішнього кільця $V = 1{,}2$;

$k_б$ — коефіцієнт безпеки; $k_б = 1{,}2$ [1];

k_t — температурний коефіцієнт; $k_t = 1$ (так як робоча температура підшипника $t < 100$ °С).

З урахуванням графіка завантаження механізму підйому при середньому режимі роботи радіальні навантаження на підшипник становлять:

$$F_{r_1} = \frac{Q}{4} = \frac{12000}{4} = 3000 \text{ кгс}; \; F_{r_2} = 0{,}5F_{r_1} = 0{,}5 \cdot 3000 = 1500 \text{ кгс}; \tag{4.34}$$

$$F_{r_3} = 0{,}19F_{r_1} = 0{,}19 \cdot 3000 = 585 \text{ кгс}; F_{r_4} = 0{,}05F_{r_1} = 0{,}05 \cdot 3000 = 150 \text{ кгс}. \tag{4.35}$$

Еквівалентні навантаження при кожному режимі:

$$P_1 = XVF_r k_б k_t = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 3000 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 4320 \text{ кгс}; \tag{4.36}$$

$$P_2 = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 1500 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 2160 \text{ кгс};$$

$$P_3 = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 585 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 843 \text{ кгс};$$

$$P_4 = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 150 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 216 \text{ кгс}.$$

Довговічність підшипника номінальна і при кожному режимі навантаження:

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h = \frac{60 \cdot 35}{10^6} \cdot 3500 = 7,35 \text{ млн. об.;} \quad (4.37)$$

$$L_1 = L_3 = 0,1L = 0,735 \text{ млн. об.;} \quad (4.38)$$

$$L_2 = 0,5L = 3,675 \text{ млн. об.;} \quad (4.39)$$

$$L_4 = 0,3L = 2,205 \text{ млн. об.,} \quad (4.40)$$

де L_h - ресурс підшипника, L_h = 3500 год [1];

n — частота обертання рухомого блоку гакової підвіски, з якої канат змотується на барабан, при сталому режимі,

$$n = \frac{60v_ф(u-1)}{\pi D_{бл}} = \frac{60 \cdot 0,83(2-1)}{\pi \cdot 0,45} = 35 \text{ хв}^{-1}; \quad (4.41)$$

$D_{бл}$ — діаметр блоку по центрі намотуваного каната.

Еквівалентне навантаження

$$P = \sqrt[3]{\frac{4320^3 \cdot 0,735 + 2160^3 \cdot 3,675 + 843^3 \cdot 0,735 + 216^3 \cdot 2,205}{7,35}} = 2525 \text{ кгс} \quad (4.42)$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = L^{1/\alpha} P = 7,35^{1/3} \cdot 2525 = 4909 \text{ кгс,} \quad (4.43)$$

де α — показник ступеня; для шарикопідшипників α = 3, для роликопідшипників α = 3,33.

Для даного діаметра цапфи по динамічній вантажопідйомності вибираємо шарикопідшипник радіальний однорядний легкої серії 215, внутрішній діаметр *d* = 75 мм, Зовнішній діаметр *D* = 130 мм, ширина підшипника *B* = 25 мм, динамічна вантажопідйомність *I3* = 5190 кгс [1].

4.2.7. Розрахунок вузла барабана. Приймаємо барабан діаметром *D* = 400 мм (рис. 4.9) по дну канавки. Розрахунковий діаметр барабана $D_б$ = 417,5 мм (по центру намотуваного каната).

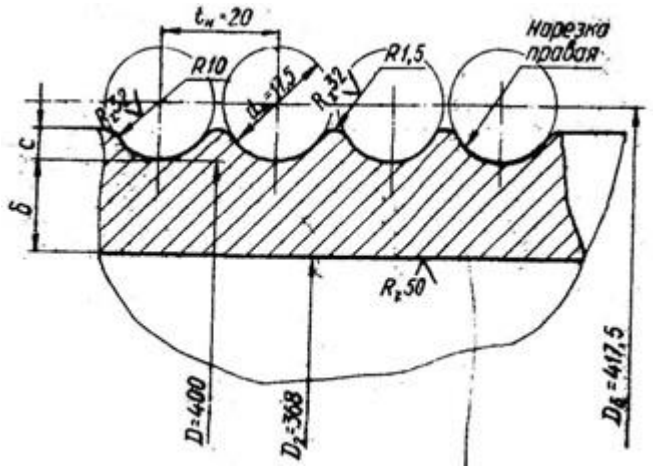

Рис 4.9. Профіль канавок барабана

Довжина каната, намотуваного на одну половину барабана,

$$L_к = Hu = 16 \cdot 2 = 32 \text{ м.} \tag{4.44}$$

Число витків нарізки на одній половині барабана

$$z = \frac{L_к}{\pi D_б} + (1{,}5\ldots 2) = \frac{32}{\pi \cdot 417{,}5} + 2 = 27, \tag{4.45}$$

Довжина нарізки на одній половині барабана

$$l_Н = z t_Н = 27 \cdot 20 = 540 \text{ мм,} \tag{4.46}$$

де $t_Н$ — крок нарізки барабана [1], для каната d = 17,5 мм, t = 20 мм.

Повна довжина барабана

$$L_б = 2(l_Н + l_З) l_Г = 2(540 + 80) \cdot 175 = 1415 \text{ мм,} \tag{4.47}$$

де $l_Н = 4 t_Н$ — довжина ділянки з кожної сторони барабана, яка використовується для закріплення каната;

$l_Г$ — відстань між правою і лівою нарізками,

$$l_З = 4 t_Н = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм;} \tag{4.48}$$

$$l_Г = b - 2 h_{\min} tg\alpha = 266 - 2 \cdot 650 \cdot tg4^o = 175 \text{ мм;} \tag{4.49}$$

$h_{\min}$ — відстань між віссю барабана і віссю блоків у крайньому верхньому положенні, $h_{\min}$ = 650мм;

α — припустимий кут відхилення що набігає; на барабан галузі каната від вертикального положення, α = 4...6…6°;

b — відстань між осями струмків крайніх блоків, b = 266 мм [1].

Приймаємо $l_Г$ = 180 мм.

Барабан відлитий із чавуну СЧ15 32 з межею міцності на стиск $\sigma_В$ = 7000 кгс/см^2. Товщину стінки барабана визначають із розрахунку на стиск:

$$\delta = \frac{S_{\max}}{t_H \left[\sigma_{зм}\right]} = \frac{3045}{2 \cdot 1650} = 0,92 \text{ см}, \tag{4.50}$$

де $\left[\sigma_{зм}\right] = \frac{\sigma_В}{k} = \frac{7000}{4,25} = 1650$ кгс/см^2; (4.60)

k — коефіцієнт запасу міцності для гакових кранів, k = 4,25.

З умов технології виготовлення литих барабанів товщина стінки їх повинна бути не менш 12 мм і може бути визначена по формулах:

- для чавунних $\delta = 0,02D + \left(0,6\ldots1,0\right)$ см; (4.70)

- для сталевих $\delta = 0,02D + \left(0,6\ldots1,0\right)$ см. (4.80)

Товщина стінки проектованого чавунного барабана

$$\delta = 0,02D + \left(0,6\ldots1,0\right) = 0,02 \cdot 40 + 0,7 = 1,5 \text{ см}. \tag{4.90}$$

Приймаємо товщину стінки δ = 16 мм.

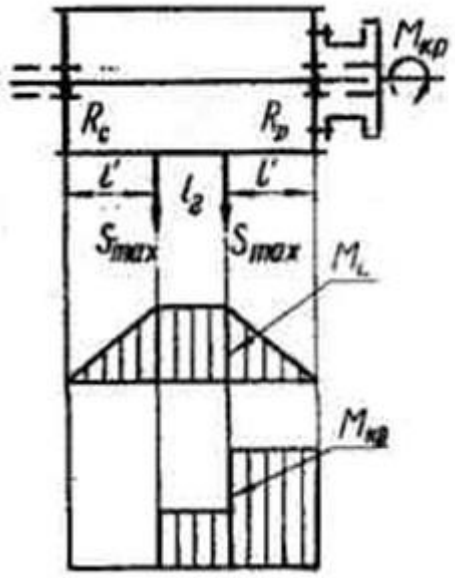

Рис. 4.10. Схема до розрахунку барабана

Крім стиску стінка барабана випробовує деформацію згину й кручення (рис. 4. 10).

Крутний момент, передається барабаном,

$$M_{кр} = 2S_{\max}\frac{D_б}{2} = 2\cdot 3045\frac{41,75}{2} = 127128 \text{ кгс·см.} \quad (4.91)$$

Згинальний момент визначають для випадку, коли гакова підвіска перебуває в самому верхнім положенні (відстань між навиваємими канатами $l_Г$ = 180 мм). Після конструктивного розробок відстань від точки прикладення зусилля $S_{\max}$ до середини торцевого диска виявилося рівним $l^{'} = 450$ мм. Тоді

$$M_{зг} = S_{\max} l^{'} = 3045\cdot 450 = 137025 \text{ кгс·см.} \quad (4.92)$$

Складне напруження від згину і кручення

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{зг}^2 + \left(\varphi M_{кр}\right)^2}}{W} = \frac{\sqrt{137025^2 + 0,75\cdot 127128^2}}{1815} = 92 \text{ кгс/см}^2, \quad (4.93)$$

де W — екваторіальний момент опору поперечного перерізу барабана,

$$W = 0,1\frac{D^4 - D_2^4}{D} = 0,1\frac{40^4 - 36,8^4}{40} = 1815 \text{ см}^3, \quad (4.94)$$

$D = 40$ див, $D_2 = 36,8$ див; (4.95)

$\varphi = 0,75$ — коефіцієнт приведення напруги.

Напруги від згину і кручення в стінці барабана незначні; при довжині барабана менш трьох діаметрів вони звичайно не перевищують 15% від напруги стиску.

4.2.8. Розрахунок кріплення каната до барабана. Прийнято конструкцію кріплення каната до барабана притискною планкою, що має трапецієподібні канавки (мал. 11). Канат утримується від переміщення силою тертя, що виникає від затиснення його між планкою й барабаном болтами (шпильками). Починаючи від планки (крапка *Б),* передбачають додаткові витки (1,5…...2), що сприяють зменшенню зусилля в крапці закріплення каната.

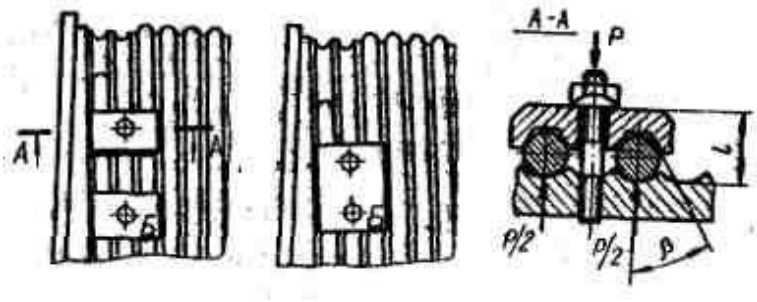

Рис. 4.11. Схема закріплення каната до барабана

Натяг каната перед притискною планкою (крапка *Б)*

$$S_Б = \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}} = \frac{3045}{2,72^{0,15\cdot 4\cdot 3,14}} = 462 \text{ кгс}, \quad (4.96)$$

де e = 2,72 — основа натурального логарифма;

f — коефіцієнт тертя між канатом і барабаном (f = 0,10...0,16);

α — кут обхвату канатом барабана, приймаємо α = 4π.

Сумарне зусилля розтягування болтів

$$P = \frac{2S_Б}{\left(f + f_1\right)\left(e^{f\alpha_1} + 1\right)} = \frac{2 \cdot 462}{\left(0,15 + 0,233\right) \cdot \left(2,72^{0,15\cdot 2\cdot 3,14} + 1\right)} = 709 \text{ кгс}, \quad (4.97)$$

де f_1 — наведений коефіцієнт тертя між планкою і барабаном; при куті заклинювання каната 2β = 80°

$$f_1 = \frac{f}{\sin\beta} = \frac{0,15}{\sin 40^o} = 0,233; \quad (4.98)$$

α_1 — кут обхвату барабана канатом при переході від однієї канавки планки до іншої.

Сумарна напруга в болті при затягуванні кріплення з урахуванням розтягуючи і згинаючих зусиль:

$$\sigma_C = \frac{1{,}3nP}{z\frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{nP_{зг}l}{0{,}1zd_1^3} = \frac{1{,}3\cdot 1{,}8\cdot 709}{2\frac{\pi\cdot 1{,}875}{4}} + \frac{1{,}8\cdot 165\cdot 2{,}6}{0{,}1\cdot 2\cdot 1{,}875^3} = 750 < \left[\sigma_p\right] = 1173\,\text{кгс/см}^2, \quad (4.99)$$

де n — коефіцієнт запасу надійності кріплення каната до барабана, $n \geq 1{,}5$; приймаємо $n = 1{,}8$;

$z = 2$ — кількість болтів;

$P_{зг}$ — зусилля, що згинає болти,

$$P_{зг} = Pf_1 = 709\cdot 0{,}233 = 165 \text{ кгс}; \quad (4.100)$$

d_1 — внутрішній діаметр болта М22, виготовленого зі сталі СтЗ, $\sigma_T = 2200$ кгс/см^2, $d_1 = 18{,}753$ мм.

Допустиме напруження для болта

$$\sigma_p = \frac{0{,}8\sigma_T}{1{,}5} = \frac{0{,}8\cdot 2200}{1{,}5} = 1173 \text{ кгс/см}^2 \quad (4.101)$$

4.2.9. Розрахунок вісі барабана. Вісь барабана виготовляють зі сталі 45 з межею міцності $\sigma_B = 6100$ кгс/см^2. Для визначення геометричних розмірів l, a, b і l_D (рис. 4.12) по розрахункових і обраних параметрах викреслюємо в масштабі габарити прийнятого редуктора, у розрізі зубчасту напівмуфту з опорою осі канатного барабана, канатний барабан з маточинами і торцевими дисками і другою опорою, відстань між якою і торцем барабана приймається в межах 10…20 мм (зазори призначаються з урахуванням можливості виконання монтажних і ремонтних робіт).

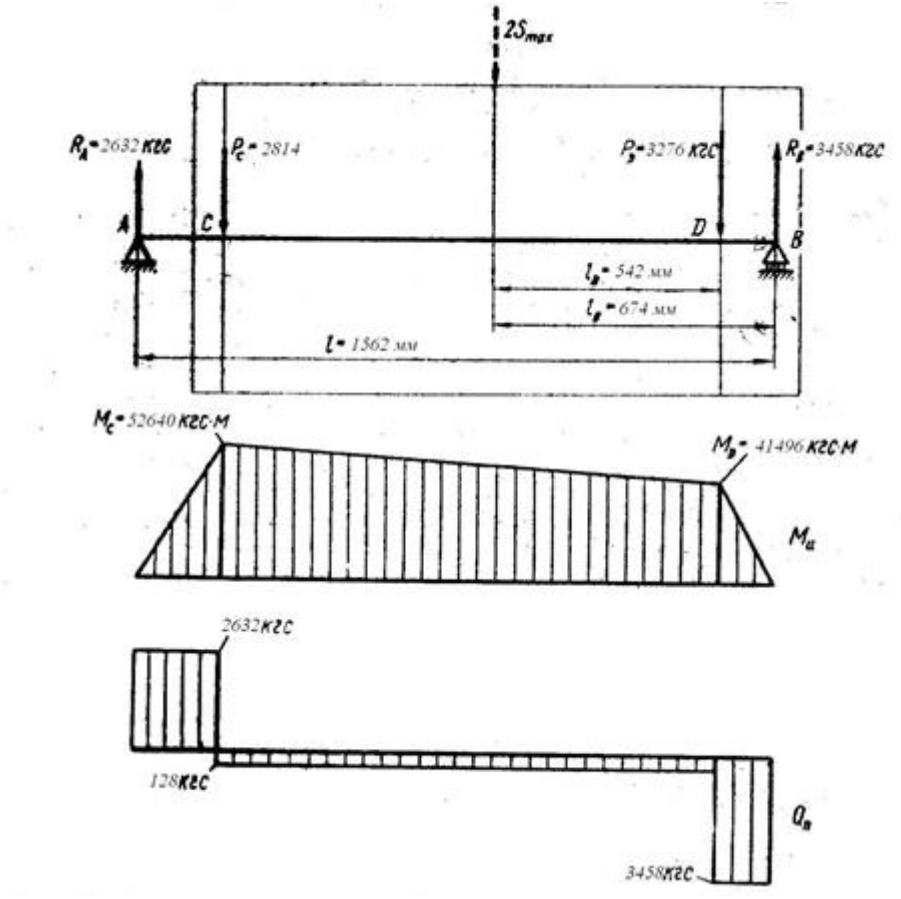

Рис. 4.12. Схема до розрахунку вісі барабана

При номінальному вантажу на гаку рівнодіюча від зусиль у ланках каната перебуває на відстані 674 мм від правої опори *B*.

Реакції в опорах:

$$R_A = \frac{2S_{\max} l_B}{l} = \frac{2 \cdot 3045 \cdot 67,4}{156,2} = 2632 \text{ кгс;} \qquad (4.102)$$

$$R_B = 2S_{\max} - R_A = 2 \cdot 3045 - 2632 = 3458 \text{ кгс.} \qquad (4.103)$$

Зусилля, що діють із боку маточин на вісь:

$$P_D = \frac{2S_{\max}\left(l_C - l_D\right)}{l_C} = \frac{2 \cdot 3045\left(117,3 - 54,2\right)}{117,3} = 3276 \text{ кгс;} \qquad (4.104)$$

$$P_C = 2S_{\max} - P_D = 2 \cdot 3045 - 3276 = 2814 \text{ кгс.} \qquad (4.105)$$

Будуємо епюри згинальних моментів і перерізаючих сил:

$$M_C = R_A a = 2632 \cdot 20 = 52640 \text{ кгс·см;} \qquad (4.106)$$

$$M_D = R_B b = 3458 \cdot 12 = 41496 \text{ кгс·см.} \qquad (4.107)$$

При відомому згинальному моменті діаметр осі приблизно обчислюється за формулою

$$d = 2,2\sqrt[3]{\frac{M_{зг}}{[\sigma]}} = 2,2\sqrt[3]{\frac{52460}{550}} = 10,06 \text{ см}, \qquad (4.108)$$

де $[\sigma]$ — допустиме напруження згину для матеріалу осі.

4.2.10. Вибір підшипників осі барабана. Вісь барабана встановлюють на ролико- або шарикопідшипники радіальні сферичні дворядні.

Підшипник опори *B* (рис. 4.12) вставляємо у виточення тихохідного вала редуктора Ц2-500, що має наступні розміри: діаметр 150 мм, глибина 66 мм.

Оскільки вісь барабана не обертається відносно вала редуктора, то підшипник опори *B* вибираємо по статичному навантаженню.

Розрахункове навантаження на підшипник

$$Q_p = k_б R_B = 1,2 \cdot 3458 = 4150 \text{ кгс}. \qquad (4.109)$$

По цьому навантаженню для діаметра цапфи 85 мм вибираємо підшипник, що повинен мати зовнішній діаметр 150 мм.

Таким умовам задовольняє роликопідшипник радіальний сферичний дворядний № 3517 зі статичний вантажопідйомністю 13300 кгс.

Через те, що підшипник опори *A* працює при змінному режимі навантаження, еквівалентне навантаження визначаємо за формулою:

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + \ldots + P_n^3 L_n}{L}}. \qquad (4.110)$$

Радіальні навантаження на підшипник при середньому режимі роботи, кгс:

$$F_{r_1} = R_A = 2632; F_{r_2} = 0,5F_{r_1} = 0,5 \cdot 2632 = 1316; \qquad (4.111)$$

$$F_{r_3} = 0,19F_{r_1} = 0,19 \cdot 2632 = 513; F_{r_4} = 0,05F_{r_1} = 0,05 \cdot 2632 = 132. \qquad (4.112)$$

Довговічність підшипника номінальна і при кожному режимі навантаження, млн. об.:

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h = \frac{60 \cdot 76}{10^6} \cdot 3500 = 15,96; \qquad (4.113)$$

$$L_1 = L_3 = 0{,}1L = 1{,}596\,; L_2 = 0{,}5L = 7{,}98\ ; L_4 = 0{,}3L = 4{,}788\,. \quad (4.114)$$

n — частота обертання барабана,

$$n = \frac{60 v_ф u}{\pi D_{бл}} = \frac{60 \cdot 0{,}83 \cdot 2}{\pi \cdot 0{,}45} = 76 \text{ хв}^{-1}. \quad (4.115)$$

Для радіального роликопідшипника еквівалентне навантаження, кгс, при кожному режимі обчислюємо за формулою, кгс:

$$P_1 = XVF_r k_б k_t = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 2632 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 3158\,; P_2 = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 1316 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 1579\,; \quad (4.116)$$

$$P_3 = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 513 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 616\ ; P_4 = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 132 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 158\,. \quad (4.117)$$

Еквівалентне навантаження

$$P = \sqrt[3]{\frac{2632^3 \cdot 1{,}596 + 1579^3 \cdot 7{,}98 + 616^3 \cdot 1{,}596 + 158^3 \cdot 4{,}788}{15{,}96}} = 1563 \text{ кгс}. \quad (4.118)$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = L^{1/\alpha} P = 15{,}96^{1/3{,}33} \cdot 1563 = 3591 \text{ кгс}. \quad (4.119)$$

З метою дотримання уніфікації для опори *А* приймаємо підшипник № 3517, що цілком задовольняє по динамічній вантажопідйомності.

4.2.11. Розрахунок потужності двигуна і вибір редуктора. При підйомі номінального вантажу потужність двигуна механізму підйому

$$N_p = \frac{Qv}{102\eta_M} = \frac{12000 \cdot 0{,}83}{102 \cdot 0{,}85} = 115 \text{ кВт}, \quad (4.120)$$

де $\eta_M = 0{,}85$ – КПД.

Приймаємо найближчий по каталогу двигун, вибираємо електродвигун змінного струму з фазовим ротором типу МТН 711 - 10 потужністю $N = 125$ кВт, частотою обертання $n = 580$ хв$^{-1}$, максимальним моментом $M_{n.\max} = 465$ кгс·м, моментом інерції ротора $J_p = 1{,}095$ кгс·м·з^2. Номінальний момент на валу двигуна $M_H = 975\dfrac{N}{n} = 975\dfrac{125}{580} = 210$ кгс·м.

Відношення максимального моменту до номінального $\psi_{\max} = \frac{M_{n.\max}}{M_H} = 1,93$.

Передаточне число редуктора

$$u_{р.р.} = \frac{n}{n_б} = \frac{580}{11,4} = 50,9 \qquad (4.121)$$

де $n_б$ — частота обертання барабана,

$$n_б = \frac{v_к}{\pi D_б} = \frac{15}{3,14 \cdot 0,4175} = 11,4 \text{ хв}^{-1}. \qquad (4.122)$$

Редуктор механізму підйому вибираємо виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи. По каталогу вибираємо редуктор типу Ц2-500-50,94-4М (сумарна міжосьова відстань A = 500 мм, передаточне число u_P = 50,94, схема зборки 4, вал тихохідний з кінцем під зубчасту муфту.

4.3. Розрахунок механізму пересування візка

4.3.1. Вибір кінематичної схеми. Механізм пересування візка передбачається виконати за кінематичною схемою, показаною на рис. 4.13. Для передачі крутного моменту від двигуна до приводних коліс використаний вертикальний редуктор типу ВКН. Вал двигуна з'єднаний зі швидкохідним валом редуктора втулочно-пальцевою муфтою, на одній половині якої встановлено колодкове гальмо з електрогідроштовхачем.

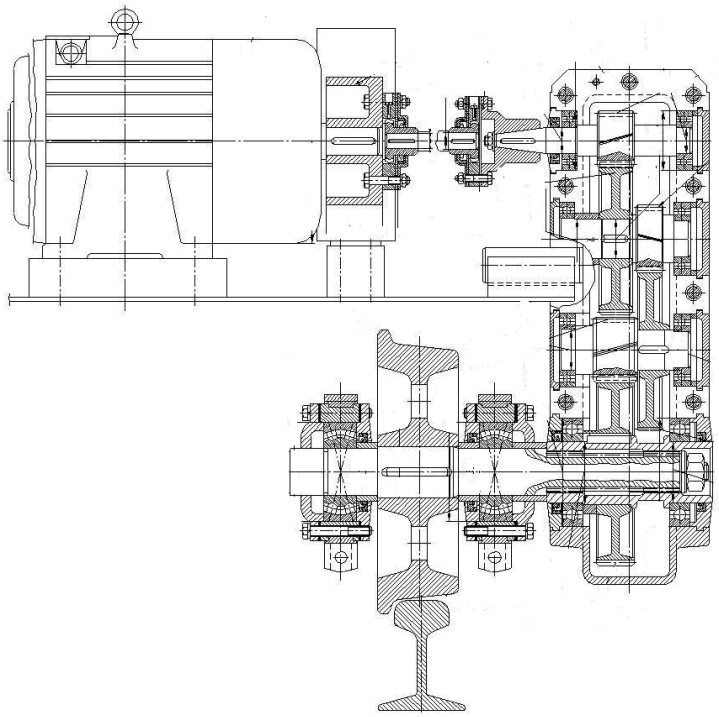

Рис. 4.13. Механізм пересування візка

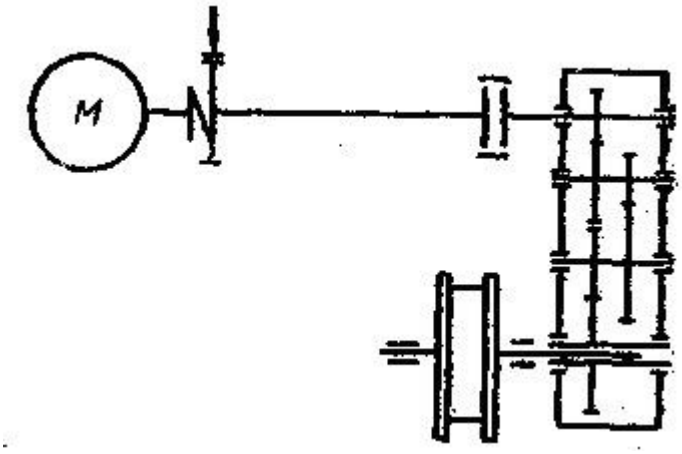

Рис. 4.14. Кінематична схема механізму пересування візка

4.3.2. Розрахунок опору пересуванню візка. Опір, кгс, пересуванню візка з номінальним вантажем при сталому режимі роботи визначають за формулою

$$W_{CT} = (Q +)\frac{d+2}{} k_p + + W_B, \qquad (4.123)$$

де Q = 12000 кгс - номінальна вага піднімаємого вантажу;

G_T — власна вага кранового візка; із графіків, [1], побудованих по характеристиках кранів, що випускаються, G_T приймаємо = 4500 кгс;

D_K — діаметр ходового колеса візка. Для даної вантажопідйомності попередньо можна вибрати діаметр колеса, користуючись рекомендаціями [1]. Приймаємо дворебордні колеса із циліндричним профілем ободу, діаметром D_K = 320 мм [1], шириною робочої доріжки 95 мм;

$d = (0{,}25...0{,}30)\, D_K$ — діаметр цапфи, $d = (0{,}25...0{,}30)\cdot 320 = 80...96$ мм. Приймемо d = 80 мм;

f = 0,015 — коефіцієнт тертя в підшипниках коліс; підшипники вибираємо сферичні дворядні [1];

μ = 0,03 см — коефіцієнт тертя катання колеса по плоскій рейці [1]. Виготовляємо колеса зі сталі 65М, твердість поверхні катання *HB* 320...350;

k_p = 2,5 — коефіцієнт, що враховує опір від тертя реборд коліс об рейки і від тертя струмознімачів об тролеї [1];

W_{yk} — опір, кгс, пересуванню від уклону шляху,

$$W_{yk} = (Q + G_T)\alpha, \tag{4.124}$$

α — розрахунковий уклон підкранової колії: α = 0,001 — для шляхів, що укладають на металевих балках із залізобетонним фундаментом, α = 0,002 — для шляхів, що укладають на дерев'яних шпалах із щебеневою підставою і для підвізкових шляхів мостового крана. Приймемо α = 0,002. Ухил незавантаженої головної балки приймаємо рівним нулю;

W_B — опір пересуванню від дії вітрового навантаження.

При розрахунку мостових кранів, що працюють у закритих приміщеннях, приймають $W_B = 0$. Найбільший опір пересуванню візка з номінальним вантажем при сталому режимі

$$W_{CT} = (Q + G_T)\left(\frac{fd + 2\mu}{D_K} k_p + \alpha\right) = (12000 + 4500)\times \left(\frac{0{,}0015\cdot 80 + 2\cdot 0{,}03}{32} 2{,}5 + 0{,}001\right) = 110 \text{ кгс} \tag{4.125}$$

4.3.3. Розрахунок потужності двигуна і вибір редуктора. Двигун механізмів пересування візків і кранів вибираємо по пусковому моменту. Значення пускового моменту повинне бути таким, щоб була відсутня пробуксовка ведучих коліс ненавантаженого візка (крана) по рейках, а коефіцієнт запасу зчеплення повинен бути не менш 1,2.

Для попереднього вибору двигуна визначаємо опір пересуванню завантаженого візка в пусковий період

$$W_0 = W_{CT} + (1{,}1\ldots1{,}3)\frac{Q+G_T}{g}a = 110 + 1{,}3\frac{12000+4500}{9{,}81}\cdot 0{,}1 = 329 \text{ кгс}, \quad (4.126)$$

де a — середнє прискорення візка (крана) при пуску, м/с^2 [1].

Потужність попередньо обраного двигуна

$$N_p = \frac{W_0 v_T}{102\eta_M \psi_{CP}} = \frac{329\cdot 0{,}67}{102\cdot 0{,}85\cdot 1{,}7} = 1{,}5 \text{ кВт}, \quad (4.127)$$

де ψ_{CP} — середня кратність пускового моменту,

$$\psi_{CP} = \frac{\psi_{\max} + \psi_{\min}}{2},$$

$\psi_{\max}$, $\psi_{\min}$ — відповідно максимальна і мінімальна кратності пускового моменту.

Значення кратності пускових моментів для двигунів, що працюють у пускових режимах, приймають: $\psi_{\min} = 1{,}1\ldots1{,}4$; $\psi_{\max} = 1{,}8\ldots2{,}5$; $\psi_{CP} = 1{,}5..2{,}0$.

Розрахункова потужність двигунів механізмів пересування і повороту, визначена з урахуванням інерційних навантажень, повинна задовольняти умові

$$N_p \geq N_{CT}, \quad (4.128)$$

де $N_{CT} = \frac{W_{CT} v_T}{102\eta_M}$ - для механізму пересування. (4.129)

По каталогу [1] попередньо приймаємо електродвигун з фазовим ротором типу MTF 011-6 потужністю N = 1,7 квт, частотою обертання n = 850 хв$^{-1}$, максимальним моментом $M_{n.\max} = 4{,}0$ кгс·м, моментом інерції ротора J_p = 0,00216 кгс·м·з^2. Номінальний момент на валу двигуна

$$M_H = 975\frac{N}{n} = 975\frac{1,7}{850} = 1,95 \text{ кгс·м.} \quad (4.130)$$

Відношення максимального моменту до номінального

$$\psi_{\max} = \frac{M_{n.\max}}{M_H} = 2,05. \quad (4.131)$$

Визначимо частоту обертання колеса:

$$n_K = \frac{60v_T}{\pi D_K} = \frac{60 \cdot 0,67}{3,14 \cdot 0,32} = 40 \quad (4.132)$$

Розрахункове передаточне число редуктора

$$u_{p.p.} = \frac{n}{n_б} = \frac{850}{40} = 21,25 \text{ хв}^{-1} \quad (4.133)$$

По каталогу [1] приймаємо редуктор типу ВКН-420-16-1 (з передаточним числом $u_{p.p.}$ = 16, схемою зборки 1. Фактична частота обертання колеса

$$n_{K.Ф.} = \frac{n}{u_{p.p.}} = \frac{850}{23,82} = 35,69 \text{ хв}^{-1} \quad (4.134)$$

Фактична швидкість пересування візка з номінальним вантажем

$$v_{T.Ф.} = \frac{\pi D_K n_{K.Ф.}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,32 \cdot 35,69}{60} = 0,6 \text{ м/с} \quad (4.135)$$

На механізм пересування візка ставимо гальмо типу ТКТГ - 100 (рис. 4.15)

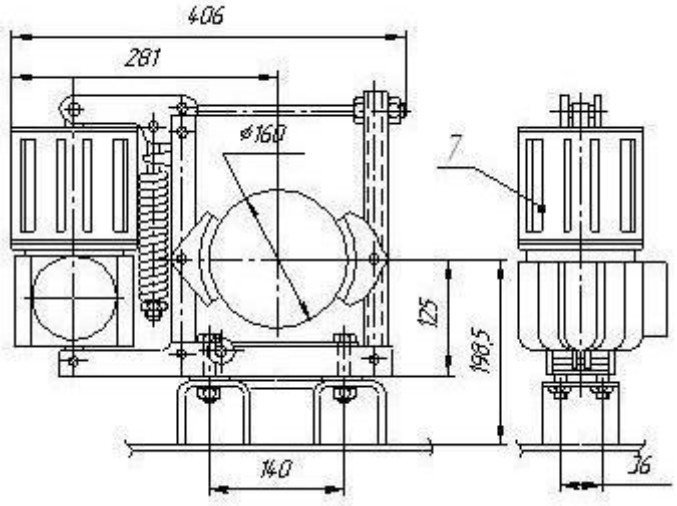

Рис. 4.15. Гальмо ТКТГ – 100

4.3.4. Розрахунок ходових коліс. Навантаження на одне ведуче колесо за умови їх однакового навантаження

$$P_K = \frac{G_{сц} + Q_{сц}}{2} = \frac{2250 + 6000}{2} = 4125 \text{ кгс}, \quad (4.136)$$

де $Q_{сц}$ = 6000 кгс — сила тиску на ведучі колеса від піднімаємого вантажу (приймають, що сила тиску на ведучі колеса повинна дорівнює або бути більше сили тиску на неприводні колеса).

Розрахункове навантаження на колесо

$$P_p = k_1 \gamma P_K = 1,2 \cdot 0,81 \cdot 4125 = 4010 \text{ кгс}, \quad (4.137)$$

де γ — коефіцієнт, що враховує змінність навантаження,

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q}{G_0}\right)^3}\right]} = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{12000}{4500}\right)^3}\right]} = 0,81, \quad (4.138)$$

Q — вага піднімає мого вантажу;

G_0 — власна вага крана з візком або одного візка з урахуванням ваги вантажозахватних пристроїв;

k_1 — коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму; для середнього режиму k_1 = 1,2 [1]. Значення місцевих напружень зминання при лінійному контакті

$$\sigma_{зм} = 0,418\sqrt{\frac{P_p E_{пр}}{bR_k}} = 0,418\sqrt{\frac{4010 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{6,2 \cdot 16}} = 3850 < [\sigma]_{зм} = 8500 \text{ кгс/см}^2 \quad (4.139)$$

де b — робоча ширина рейки; для прийнятої квадратної рейки 70 × 70

$$b = B - 2r_1 = 70 - 2 \cdot 4 = 62 \text{ мм}; \quad (4.140)$$

R_k — радіус закруглення ребра рейки; R_k = 16 см — радіус колеса.

4.4. Розрахунок механізму пересування крана

4.4.1. Вибір кінематичної схеми. Зробимо розрахунок механізму пересування, кінематична схема якого представлена на рис. 4.16,а. Електродвигун, з'єднаний трансмісійним валом з редуктором, передає рух на ведучі колеса. Вал ведучого колеса, з'єднаний з тихохідним валом редуктора зубчастою муфтою. На швидкохідному валу редуктора встановлене колодкове гальмо. Трансмісійний вал, що має проміжні опори, складається з окремих валів, з'єднаних зубчастими муфтами.

4.4.2. Розрахунок опору пересуванню крана. За графіком [1] загальна вага крана (вантажопідйомністю 12 т, прольотом 10 при *ПВ* — 25%) приблизно складе G_K = 20000 кгс. Попередньо приймаємо діаметр ходових коліс D_K = 560 мм [1]. Колеса сталеві (матеріал — сталь 65М, твердість поверхні катання *НВ* 320...350) дворебордні із циліндричним обідом, ширина поверхні катання b = 120 мм . Рейка типу КР із округленою головкою. Діаметр цапфи валу d = (0,2...0,25) D_K = (0,2...0,25) 560 = 112...140 мм. Приймаємо d = 120 мм. Колеса встановлені на роликових підшипниках, f = 0,015. Коефіцієнт k_p = 1,5 [1]. Коефіцієнт тертя кочення μ = 0,06 см.

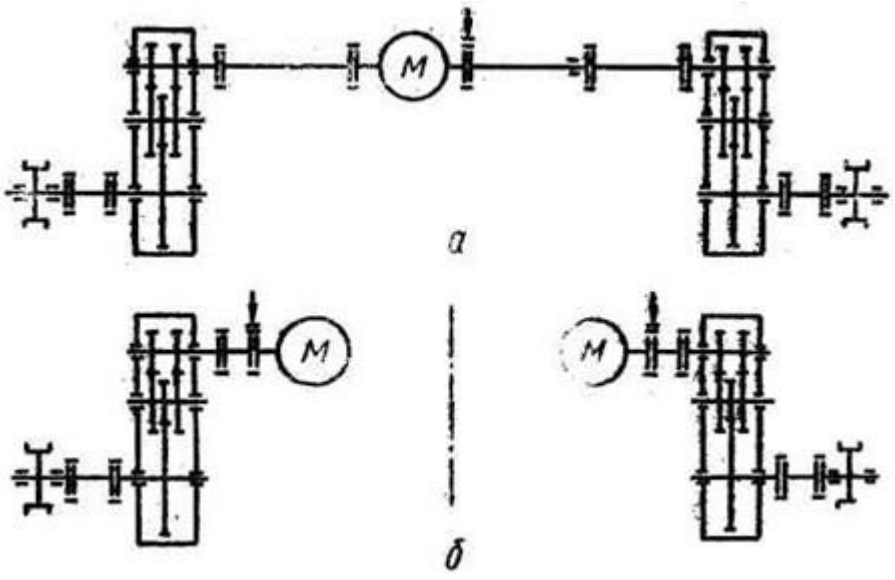

Рис. 4.16. Кінематична схема механізму пересування крана:
а — із центральним приводом; *б* — з роздільними приводами

Опір пересуванню крана з номінальним вантажем

$$W_{CT} = \left(Q + G_K\right)\left(\frac{fd + 2\mu}{D_K}k_p + \alpha\right) = \\ = \left(12000 + 20000\right)\left(\frac{0,0015 \cdot 12 + 2 \cdot 0,03}{56}1,5 + 0,001\right) = 197 \text{ кгс} \quad (4.141)$$

4.4.3. Розрахунок потужності двигуна і вибір редуктора. Для попереднього вибору двигуна визначаємо опір пересуванню завантаженого крана

$$W_0 = W_{CT} + \left(1,1\ldots1,3\right)\frac{Q + G_K}{g}a = 197 + 1,3\frac{12000 + 20000}{9,81} \cdot 0,1 = 621 \text{ кгс}, \quad (4.142)$$

де a = середнє прискорення крана при пуску, приймаємо a = 0,2 м/с^2 .

Потужність електродвигуна визначаємо з урахуванням інерційних навантажень за формулою

$$N_p = \frac{W_0 v_K}{102\eta_M \psi_{CP}} = \frac{621 \cdot 1,42}{102 \cdot 0,85 \cdot 1,7} = 6 \text{ кВт}. \quad (4.143)$$

По каталогу [1] вибираємо електродвигун з фазовим ротором типу MTF 112 – 6 потужністю N = 5,8 кВт (при $ПВ$ = 25%), n = 915 хв$^{-1}$, максимальним моментом $M_{n.\max}$ = 14 кгс·м, моментом інерції ротора J_p = 0,00117 кгс·м·с^2. Номінальний момент на валу двигуна $M_H = 975\frac{N}{n} = 975\frac{5,8}{915} = 6,18$ кгс·м.

Відношення максимального моменту до номінального $\psi_{\max} = \frac{M_{n.\max}}{M_H} = 2,27$

. Найбільш несприятливий випадок розгону ненавантаженого крана буде тоді, коли візок перебуває в крайньому положенні моста з боку кабіни (опора *B)*. При такому положенні візка менш завантаженими є ходові колеса лівої опори *A* (рис. 4.17). При пуску приводів не повинне відбуватися пробуксовки приводних коліс опори *A* по рейках.

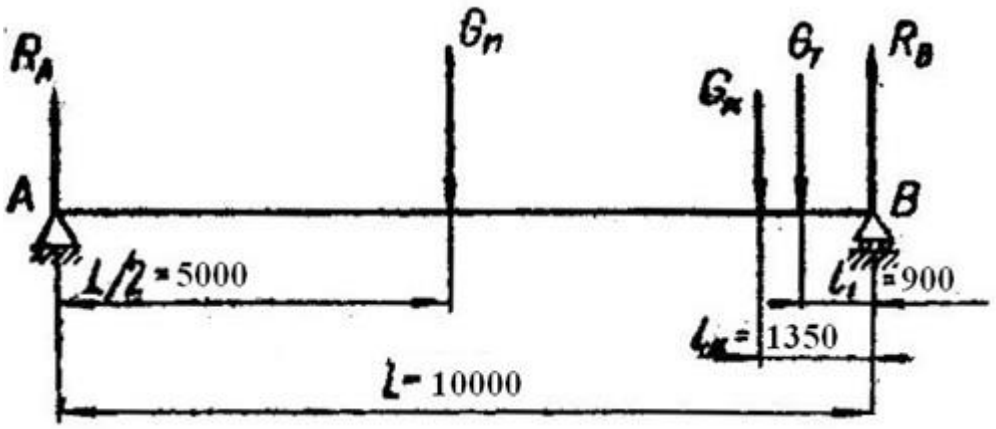

Рис. 4.17. Схема до розрахунку навантажень на ходові колеса моста

Навантаження на ходові колеса опор *A* и *B:*

$$P_B = \frac{L/2G_M + (L - l_K)G_K + (L - l_1)G_T}{L} = \\ = \frac{5 \cdot 13500 + 8,65 \cdot 2000 + 9,1 \cdot 4500}{10} = 13925 \text{ кгс} \quad (4.144)$$

$$P_B = \frac{L/2G_M + l_K G_K + l_1 G_T}{L} = \frac{5 \cdot 13500 + 1,35 \cdot 2000 + 0,9 \cdot 4500}{10} = 7425 \text{ кгс}, \quad (4.145)$$

де G_M = 13500 кгс — вага моста;

G_T = 4500 кгс — вага візка;

G_K = 2000 кгс — вага кабіни з електроустаткуванням.

Остаточно вибираємо електродвигун по пусковому моменті привода механізму пересування опори *A:*

Частота обертання колеса

$$n_K = \frac{60v_K}{\pi D_K} = \frac{60 \cdot 1,42}{3,14 \cdot 0,56} = 48,45 \text{ хв}^{-1} \quad (4.146)$$

Розрахункове передаточне число редуктора

$$u_{p.p.} = \frac{n}{n_K} = \frac{915}{48,45} = 21,25 \quad (4.147)$$

Розрахункова потужність редуктора

$$N_p = k_p^{'} N_{CT} = 2,25 \cdot 1,9 = 4,3 \text{ кВт}, \quad (4.148)$$

де $N_{CT} = \dfrac{W_{CT} v_K}{102 \eta_M \psi_{CP}} = \dfrac{197 \cdot 1,42}{102 \cdot 0,85 \cdot 1,7} = 1,9$ кВт. (4.149)

По каталогу [1] вибираємо редуктор типу Ц - 250 - 19,88 - 1Ц.

Фактична частота обертання колеса

$$n_{К.Ф.} = \frac{n}{u_{р.р.}} = \frac{915}{19,88} = 46 \text{ хв}^{-1} \quad (4.150)$$

Фактична швидкість пересування крана з номінальним вантажем

$$v_{Т.Ф.} = \frac{\pi D_K n_{К.Ф.}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 46}{60} = 1,2 \text{ м/с.} \quad (4.151)$$

На механізм пересування крана із центральним приводом ставимо гальмо типу ТКТГ - 200 (рис. 4.18)

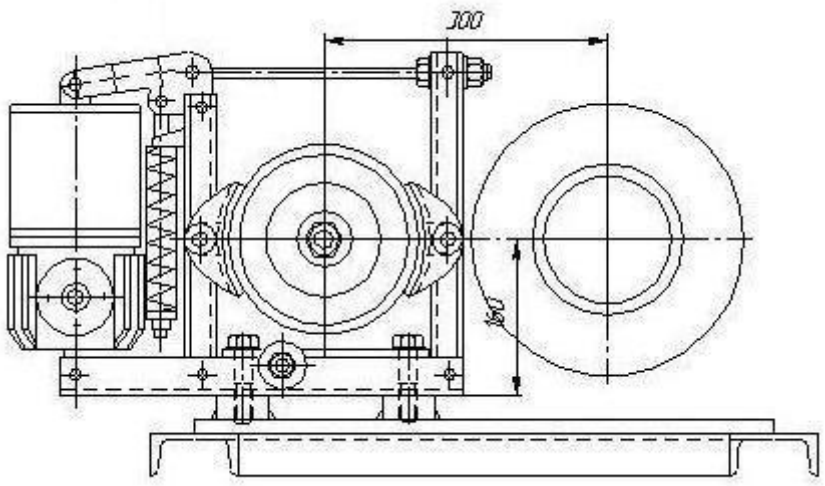

Рис. 4.18. Гальмо ТКТГ - 200

4.4.4. Розрахунок ходових коліс. Як матеріал дворебордних із циліндричним обідом коліс приймаємо сталь 65Г с твердістю поверхні кочення *НВ* 320...350. Ширина поверхні катання 115 мм. Для таких коліс приймаємо рейку КР70 з округленою головкою R_x = 50 см.

Розрахункове навантаження на колесо

$$P_p = k_1 \gamma \frac{P_{B\ \max}}{2} = 1,2 \cdot 0,81 \cdot \frac{22000}{2} = 10692 \text{ кгс,} \quad (4.152)$$

де γ — коефіцієнт, що враховує змінність навантаження,

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\left[1+\frac{1}{\left(1+\frac{Q}{G_0}\right)^3}\right]} = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\left[1+\frac{1}{\left(1+\frac{12000}{20000}\right)^3}\right]} = 0{,}86\,, \qquad (4.153)$$

Q — вага піднімає мого вантажу;

G_0 — власна вага крана з візком або одного візка з урахуванням ваги вантажозахватних пристроїв;

k_1 — коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму; для середнього режиму k_1 = 1,2 [1]. Значення місцевих напружень зминання при лінійному контакті

Визначаємо величину місцевих напружень зминання при крапковому контакті

$$\sigma_{зм} = m\sqrt[3]{\frac{P_p E_{np}^2}{R_{\max}^2}} = 0{,}46\sqrt[3]{\frac{10692\cdot\left(2{,}1\cdot 10^6\right)^2}{50^2}} = 12245 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma]_{зм} = 22000 \text{ кгс/см}^2,$$

m =0,46 при $\frac{R_K}{R_2} = \frac{28}{50} = 0{,}56\,.$ (4.154)

Загальний вид спроектованого мостового однобалкового крана ливарного цеху вантажопідйомністю 12 т показано на кресленні БР – 131.25.02.04.01.00.00 ВЗ. Міст крана показано на кресленні БР – 131.25.02.04.02.00.00 КС. Барабан механізму підйому показано на кресленні БР – 131.25.02.04.03.00.00 КС. Гакова підвіска крана показана на кресленні БР – 131.25.02.04.04.00.00 КС.

5. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ І ЗАХОДИ ПОКРАЩЕННЯ УМОВ ПРАЦІ

Вантажопідйомні установки являють собою дуже складні механізми, які вимагають суворого дотримання правил техніки безпеки. Це, насамперед, пов’язано з переміщенням вантажів, що є дуже небезпечним і може викликати травматизм.

Для запобігання виникнення небезпечних випадків необхідно, по-перше дотримуватись всіх правил експлуатації вантажо-підйомних машин, і по-друге завчасно слідкувати за технічним станом усіх механізмів і вузлів.

Технічний нагляд є обов’язковим і включає в себе перевірку працездатності і робочого стану всіх елементів машини.

До першочергових елементів відносяться: вантажопідйомний гак, стальний канат, направляючі блоки, гальмівні системи механізмів підйому вантажу, переміщення візка і моста.

Також не меншу увагу треба звертати на стан кріплення стального каната до канатного барабана, а також на його зношення.

Дотримування правил безпечної експлуатації кранів повинно виконуватись персоналом, який його експлуатує, який в свою чергу повинен бути навчений і атестований.

Висновок

Сучасні підйомно-транспортні машини характеризується широким діапазоном вантажопідйомності, габаритів обслуговуваної площини, високою продуктивністю.

Розміщення мостових кранів у будівлі повинне забезпечувати можливість нормального і безпечного їхнього обслуговування, що вимагає наявності певних зазорів між краном і елементами будівлі навіть при його деякому деформуванні.

Тенденції розвитку кранів наступні: збільшення випуску кранів великої вантажопідйомності при зниженні випуску кранів малої вантажопідйомності, розширення застосування гідравлічного приводу і спеціалізованого електропривода, застосування кранів маніпуляторів для виконання масових будівельних робіт - вантажно-розвантажувальних і монтажних.

Розвиток всіх галузей машинобудівного господарства в цей час визначається, насамперед, машинобудуванням - новими машинами, що інтенсифікують виробничі процеси, що забезпечують різке підвищення продуктивності праці. Це можна досягти, не тільки і не стільки копіюючи і поліпшуючи існуючі у світовій практиці моделі, скільки створюючи принципово нові машини, що базуються на передових досягненнях техніки.

В даній роботі виконано огляд існуючих видів мостових кранів та їх пристроїв, вивчено конструкцію та принцип роботи крана, за вихідними даними виконано проектний розрахунок мостового однобалкового крана вантажопідйомністю 12 т, передбачені заходи з техніки безпеки та покращення умов праці.

Список літератури

1. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: Підручник. – К.: Вища шк., 1993. – 413 с.
2. Сумцов В. П. Устаткування ливарних цехів. – К.: ІСДО, 1993. – 552 с.
3. Конструювання оснащення ливарних цехів: Методичні вказівки до виконання курсового проекту/ Укладачі: Ломакін В. М., Передерій В. К. – Кіровоград: КДТУ, 2004. – 45 с.

ДОДАТКИ