

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний

(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин та ПТМ

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти)

на тему Дослідження важконавантажених шарнірів
в кранових металоконструкціях

Виконав: студент(ка) II курсу, групи Мз-314м

Спеціальності ВЗ Роторне машинобудування
(код найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Роторно-транспортні машини та механізми

Дудко С. І.

(прізвище та ініціали)

Керівник Козак Д. С.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Пролов Р. О.

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний
Кафедра Деталі машин та ПТМ
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 Рухливі машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Рухливі транспортні будівельні машини та обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« _____ » _____ 20 ____ року

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

Дудко Сергій Іванович
(прізвище, ім'я, по батькові)
1. Тема проєкту (роботи) Дослідження важконавантажених шарнірів в кранових металоконструкціях

керівник проєкту (роботи) Козак Дмитро Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 30 » жовтня 2025 року № 488

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 15.12.2025

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Шарнірні з'єднання порталних кранів "Албатрос"

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Розрахунок контактних напружень у шарнірах. 2. Шарнірні з'єднання порталних кранів. 3. Практичне дослідження шарнірних з'єднань.

1. Розрахункова схема листової провинушки. 2. Визначення залежності кута контакту осі і провинушки від величини радіального зазору. 3. Склад розрахунок шарнірів укосини. 4. Гранична інтенсивність напруження шарніра "стріла-колона". 5. Карта типових дефектів порталного крану.

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

1. Розрахункова схема листової провинушки. 2. Визначення залежності кута контакту осі і провинушки від величини радіального зазору. 3. Склад розрахунок шарнірів укосини. 4. Гранична інтенсивність напруження шарніра "стріла-колона". 5. Карта типових дефектів порталного крану.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Козак Д.С.	3.11.2025	
2	Козак Д.С.	15.11.2025	
3	Козак Д.С.	20.11.2025	

7. Дата видачі завдання « 30 » жовтня 20 25 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1.	Розрахунок контактних напружень у маргірах	10.11.2025	
2.	Шарфінг і встановлення порталних кранів	17.11.2025	
3.	Практичне дослідження маргірних навантажень	1.12.2025	
4.	Оформлення схем і графіків	8.12.2025	

Студент


(підпис)

Дудко С.Г.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

Козак Д.С.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота «Дослідження роботи важконавантажених шарнірів в кранових»: с. 66, рис. 29, табл. 6, 1 додаток, 12 джерел.

Об'єктом дослідження є аналіз конструкцій, методи розрахунку та ремонту шарнірних з'єднань кранових металоконструкцій. Предметом дослідження є визначення інтенсивності зносу рухомих шарнірних з'єднань та аналіз доцільності виконання шарнірних вузлів на підшипниках.

Мета роботи – визначення інтенсивності зносу шарнірних з'єднань порталних кранів та розробка технології ремонту цих з'єднань.

Основні положення роботи. В ході роботи був проведений розрахунок впливу радіального зазору шарнірного з'єднання на величину кута контакту осі і провувшини цього з'єднання; проведено дослідження впливу установки підшипників на габарити шарнірного вузла; була проаналізована карта огляду металоконструкції порталних кранів «Альбатрос» і складена карта типових дефектів металоконструкції. Побудовано графік інтенсивності зносу шарнірів „стріла – колона” порталних кранів „Альбатрос” та розроблено метод ремонту цих шарнірів.

Ключові слова: ШАРНІР, З'ЄДНАННЯ, ПОРТАЛЬНИЙ КРАН, ЗНОС, ПРОВУШИНА, СТІЛА, РЕМОНТ.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 РОЗРАХУНОК КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ У ШАРНІРНИХ З'ЄДНАННЯХ	8
2 ШАРНІРНІ З'ЄДНАННЯ ПОРТАЛЬНИХ КРАНІВ	15
2.1 Описання і дослідження рухомих шарнірних з'єднань портальних кранів	15
2.2 Теоретичні дослідження розрахунків шарнірних з'єднань портальних кранів різної вантажопідйомності	20
2.3 Дослідження зміни габаритів шарнірного вузла при установці підшипників	23
3 ПРАКТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРНІРНИХ З'ЄДНАНЬ	27
3.1 Аналіз зносу шарнірних з'єднань портальних кранів «Альбатрос» Запорізького річного порту	27
3.3 Рекомендації до ремонту шарніру «стріла – колона»	40
ВИСНОВОК	64
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	65
ДОДАТОК А	66

ВСТУП

Актуальність теми. Майже 90% сучасного парку порталних кранів в Україні складають крани, які відпрацювали свій строк служби і потребують заміни або ремонту для продовження строку служби. Заміна порталних кранів є дуже не вигідною, оскільки ціна нового крана досягає орієнтовно 2 000 000 у.о., тому стає питання про продовження строку служби кранів. Найбільш відповідальним та високонавантаженим елементом порталних кранів є шарнірні з'єднання, знос яких відбувається значно швидше у порівнянні з природним старінням кранів. Саме тому дослідження процесу зношування шарнірів та розробка методів ремонту цих з'єднань є важливою науково-технічною задачею.

Мета і задачі дослідження. Аналіз методів розрахунку шарнірних з'єднань; визначення впливу установки вальниць на габарити шарнірних вузлів та доцільність виконання шарнірних з'єднань на вальницях; визначення інтенсивності зносу шарнірних з'єднань та розробка методів ремонту високонавантажених шарнірів.

Об'єкт дослідження. Шарнірні з'єднання порталних кранів «Альбатрос» Запорізького річного порту.

Предмет дослідження. Закономірності впливу радіального зазору на величину кута контакту осі і провусини шарнірного з'єднання; виконання шарнірних з'єднань на підшипниках; методи ремонту шарнірних з'єднань.

Методи дослідження. Методи інженерної механіки та опору матеріалів – для дослідження характеристик міцності з'єднань, методи математичної статистики – для оброблення статистичних даних, методи порівняння – для визначення оптимального виконання шарнірних з'єднань.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Було досліджено вплив радіального зазору на величину кута контакту осі і провусини важконавантажених шарнірних з'єднань металоконструкцій кранів та побудовано відповідний графік

залежності кута контакту від величини зазору.

2. Проведено аналіз впливу установки підшипників кочення на габарити шарнірного вузла.
3. Побудовано графік інтенсивності зносу шарнірів «стріла – колона» порталних кранів «Альбатрос».

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблено методи ремонту шарнірів «стріла – колона» порталних кранів «Альбатрос».

1 РОЗРАХУНОК КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ У ШАРНІРНИХ З'ЄДНАННЯХ

Основним критичним елементом шарнірного вузла є провущина, що має дуже низьку межу витривалості у порівнянні з межею витривалості самого матеріалу. Природа цього явища полягає у високому рівні концентрації напружень біля навантаженого отвору, де в зоні максимальних окружних напружень має місце корозія тертя (фретинг-корозія), пов'язана з механічним стиранням поверхонь і її електроерозійним ушкодженням.

Шарнірні з'єднання в металевих конструкціях відносяться до типу з'єднань із гарантованим зазором і для них площадка контакту між віссю і листами мала (див. рис. 1.1). Такі шарніри використовуються, наприклад, для з'єднання кінцевої балки мостового крану тощо. Теоретичні й експериментальні дослідження, показали, що розподіл контактних напружень по площадці контакту відповідає завданню Герца і що розрахунок провущин за допомогою теорії кривого бруса забезпечує досить точні результати. А. І. Дукельський та ін.[11] приводять розрахункові формули для визначення напружень у провущинах. На рис. 1.1 показана розрахункова схема листової провущини. Найбільші напруження виникають у перерізі 1 – 1 на внутрішньому волокні і у перерізі 2 – 2 на зовнішньому волокні:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 = \frac{D}{F} \left[\left(\frac{1}{4} - \beta \right) + \frac{Far^2}{zdt} \left(\frac{1}{4} + \beta \right) \right] \leq [\sigma] , \quad (1.1)$$

$$\sigma_2 = \frac{D}{F} \left[\left(\frac{1}{4} - \beta \right) - \frac{Far^2}{zdt} \left(\frac{1}{4} + \frac{1}{12\pi} - \beta - \frac{1}{\pi} \right) \right] , \quad (1.2)$$

де $F = at$, t – товщина провущини, $r = \frac{d+a}{2}$,

$$\beta = \frac{-\frac{r^2}{z}(\frac{4}{\pi^2} - \frac{1}{8})}{2(\frac{1}{a} + \frac{r^2}{z})}, \quad z = r^2(r \ln \frac{r + \frac{a}{2}}{r - \frac{a}{2}} - a).$$

Зминання кромки отвору у провужині перевіряється за умовою (див. рис 1.1):

$$\frac{D}{d * t} \leq 0,7[\sigma] \quad (1.3)$$

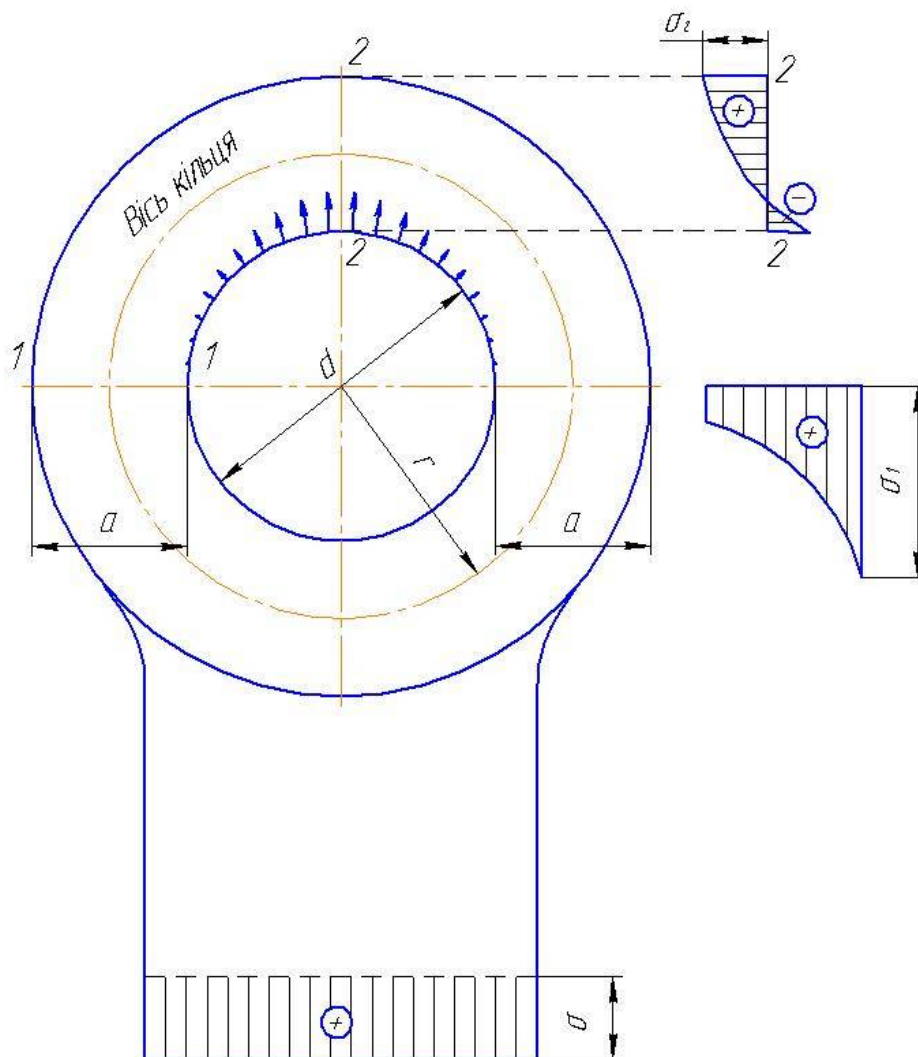


Рисунок 1.1. Схема до розрахунку провужин

Розрахунок вісі шарнірного з'єднання представлений Соколовим С. А. [8]. Вісь розраховується на міцність як балка, круглого або трубчатого перерізу, що згинається (див. рис. 1.2) за умовою: $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$.

де $\sigma_{\max}$ - максимальна діюча напруга.

Максимальна діюча напруга розраховується за формулою:

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{W} \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2} \quad (1.4)$$

Де M_y , M_z – згинаючі моменти у площинах zx , xy

W – момент опору перерізу вісі.

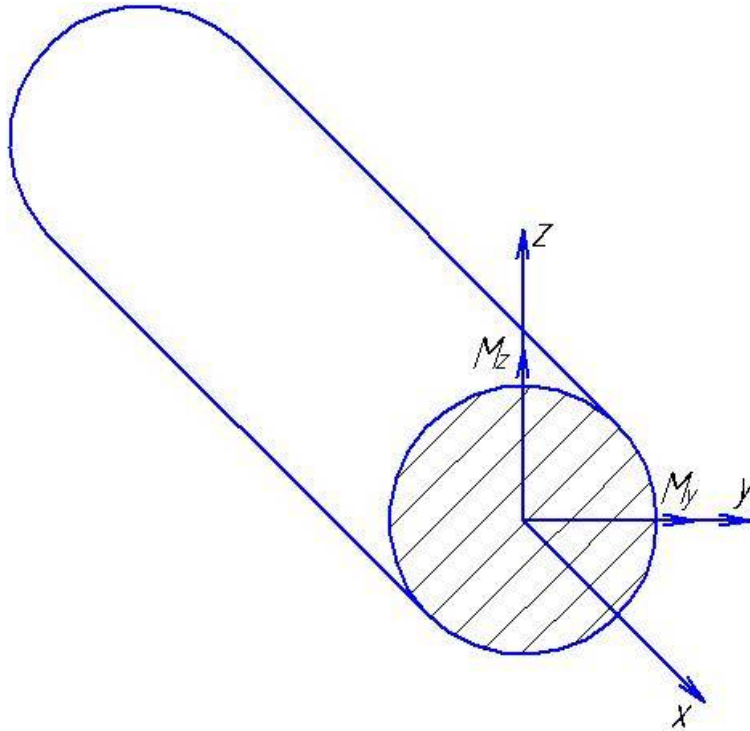


Рисунок 1.2. Схема до розрахунку осі шарнірного з'єднання

М. М. Гохбергом [9] наведені формули, які відповідають сучасному методу розрахунку напружень у шарнірних з'єднаннях. Таким методом вважається розрахунок, який враховує об'ємний напружений стан в зоні контакту. По енергетичній теорії міцності розрахункове (приведене) напруження:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq [\sigma], \quad (1.5)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження при простому стисканні.

При лінійному контакті (див. рис. 1.3) напруження σ (МПа) визначаються за формулою

$$\sigma = 240 \sqrt{D/(\hat{A}R_1)} \leq [\sigma] \quad (1.6)$$

де P – максимальне навантаження, кН;

B – корисна ширина дотичних поверхонь, см;

R_1 – зведений радіус, см;

для випадку на рис. 1.3 а) - $1/R_1 = 2/D_2 + 2/D_1$,

рис. 1.3 б) - $1/R_1 = 2/D_2 - 2/D_1$;

$[\sigma]$ – допустиме напруження, МПа (див. додат. 1)

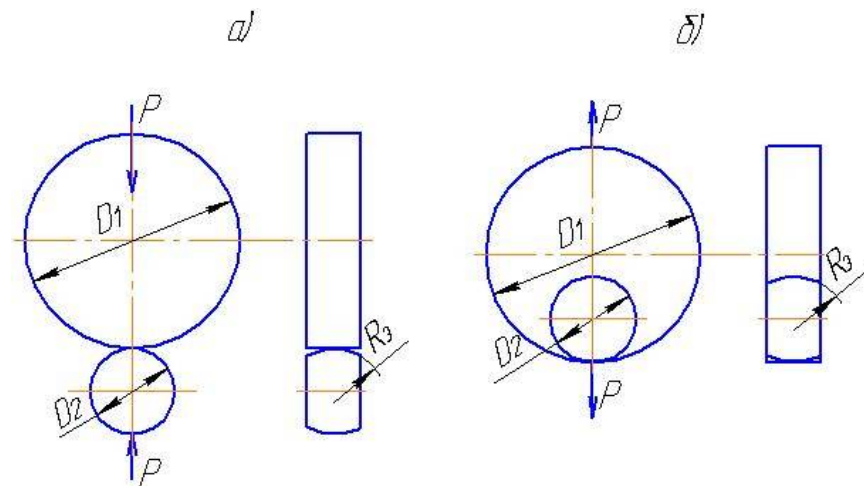


Рисунок 1.3. Схеми дотичних поверхонь

При зовнішньому дотику двох паралельних циліндрів (див. рис. 1.4 а)) діаметрами D_1 і D_2 (см):

$$\sigma = 240 \sqrt{\frac{D \left(\frac{2}{D_1} + \frac{2}{D_2} \right)}{B}}, \quad (1.7)$$

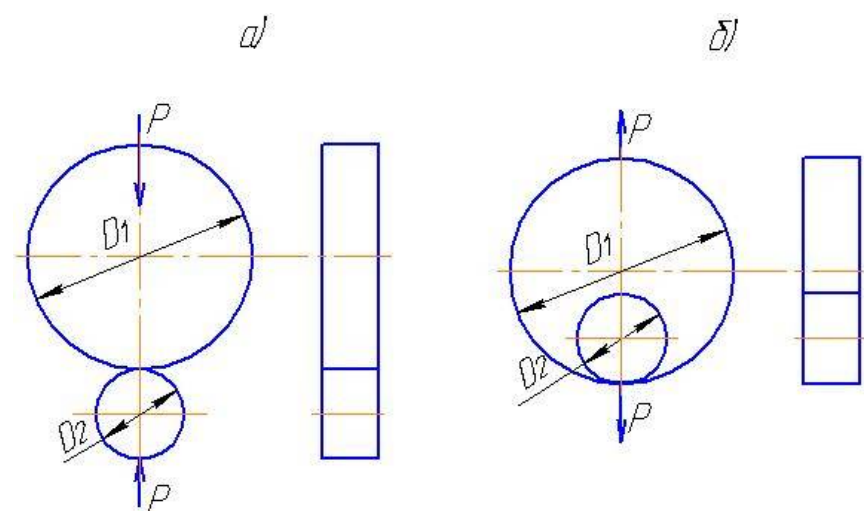


Рисунок 1.4. Схеми дотичних поверхонь паралельних циліндрів

При внутрішньому дотику двох паралельних циліндрів (див. рис. 1.4 б)) при $D_1 > D_2$ (см):

$$\sigma = 240 \sqrt{\frac{D \left(\frac{2}{D_1} - \frac{2}{D_2} \right)}{B}}, \quad (1.8)$$

При дотику циліндра діаметром D з площиною (див. рис. 1.5):

$$\sigma = 240 \sqrt{2D/(\hat{A}D)}, \quad (1.9)$$

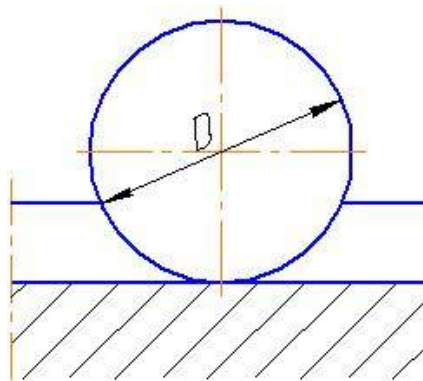


Рисунок 1.5. Схема дотичної поверхні циліндра з площиною

При точковому контакті напруження σ визначаються по формулі :

$$\sigma = 7500 k \sqrt[3]{P/R_1^2} \leq [\sigma], \quad (1.10)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від співвідношення зведених радіусів кривизни R_2/R_1 .

При дотику шара діаметром d з площиною $k = 0,09$ (див. рис. 1.6), $1/R_1 = 4/D$ і напруження:

$$\sigma = 675 \sqrt[3]{16P/d^2}. \quad (1.11)$$

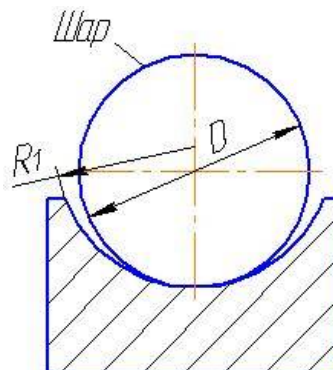


Рисунок 1.6. Схема дотичної поверхні шара з площиною

На рис. 1.7 зображена умовна спрощена схема шарніру для розрахунків. Схема відповідає шарнірному з'єднанню стріли з хоботом порталного крану у нерухомому стані.

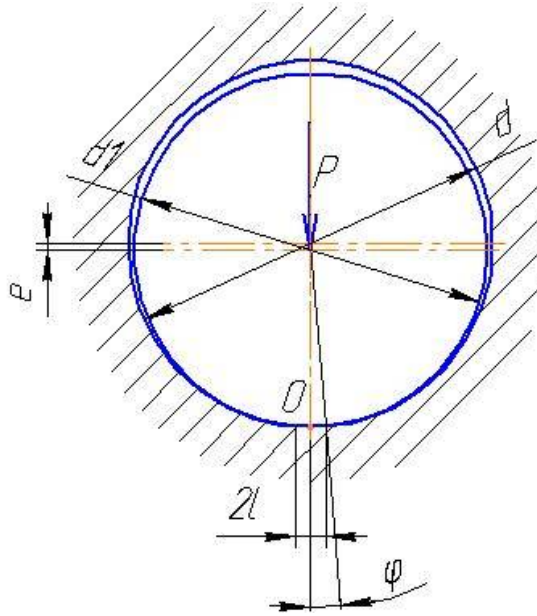


Рисунок 1.7 Спрощена схема до розрахунку контактних напружень шарнірного з'єднання порталного крану у нерухомому стані шарніру.

Максимальне контактне напруження:

$$\sigma_{r\max} = 0,5642 \sqrt{\frac{D}{2t\eta} * \frac{d-d_1}{d*d_1}} \quad (1.12)$$

де D – прикладена сила; d , d_1 – діаметри отвору, осі;

t – довжина полоски контакту (ширина листів провушин);

$$\eta = \frac{1-\mu^2}{A} + \frac{1-\mu_1^2}{A_1},$$

μ , μ_1 – коефіцієнти Пуассона матеріала провушини, осі;

A , A_1 - модулі пружності провущини, осі.

Контакт відбувається по площадці, яка має вигляд полоски довжиною t і шириною $2l$ (рис. 1.7). Величину l розраховують за формулою [14]:

$$l = 1,128 \sqrt{\frac{2D}{t} \eta^* \frac{d^* d_1}{d - d_1}} \quad . \quad (1.13)$$

2 ШАРНІРНІ З'ЄДНАННЯ ПОРТАЛЬНИХ КРАНІВ

2.1 Описання і дослідження рухомих шарнірних з'єднань портальних кранів

2.1.1 Виконання шарнірних з'єднань

У якості рухомих шарнірних з'єднань будемо розглядади з'єднання стрілових систем портальних кранів. Хитні укосини всіх типів мають шарніри, за допомогою яких вони з'єднуються з іншими елементами поворотної частини крана. Шарнірно-з'єднані укосини мають, крім того, шарніри для з'єднання їхніх окремих ланок. Найбільше, у порівнянні з іншими системами укосин, число шарнірів мають шарнірно- з'єднані укосини із жорстким відтягненням хобота. [5]

Як видно зі схеми рис. 2.1, шарнірно-з'єднана укосина із жорстким відтягненням хобота має наступні 8 шарнірів: 1 - шарніри нижніх вузлів стріли; 2 - шарніри з'єднання хобота зі стрілою; 3 - шарніри з'єднання хобота

з відтяжкою хобота; 4-шарніри з'єднання відтяжки хобота з каркасом; 5- шарніри з'єднання стріли зі стріловою тягою; 6-шарніри з'єднання стрілової тяги з важелем противаги; 7- шарніри з'єднання важеля противаги з каркасом; 8 - шарніри з'єднання важеля противаги із противагою.

У шарнірно-з'єднаних укосинах із гнучким відтягненням хобота відсутні шарніри 3 й 4.

У цих з'єднаннях можуть встановлюватися захисні втулки. Постановка нерухомих сталевих, бронзових або фторопластових втулок підвищує втомну міцність з'єднання, запобігаючи зношуванню тертьових поверхонь і корозії тертя.

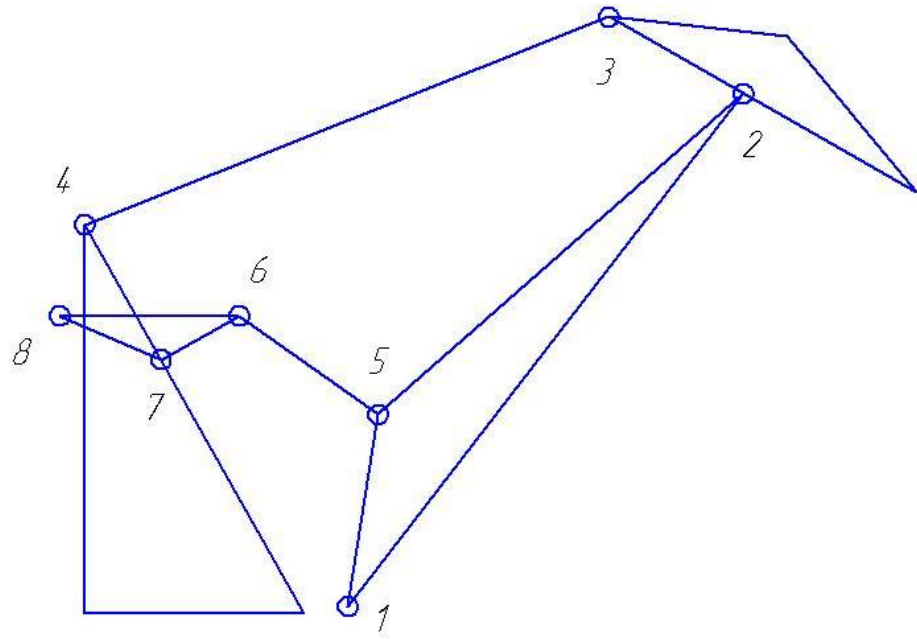


Рисунок 2.1 Схема розташування шарнірів укосини з жорсткою відтяжкою хобота.

Крім того рухомі шарнірні з'єднання можуть виконуватися з підшипниками кочення (див. рис. 2.2) [5].

Переваги: підвищена надійність та плавність роботи шарніру.

Недоліки: значні габарити підшипникового вузла, що призводить до збільшення габаритів стріли, а отже до підвищення металоємності крану.

Розрахунок підшипників кочення на статичну міцність і довговічність проводять згідно зі справочними даними каталогів підшипників або по спеціальним нормалям.

Виконання шарнірних з'єднань на підшипниках ковзання.

Переваги: витримують високі питомі навантаження при малих габаритах підшипникового вузла, працюють при високих температурних градієнтах, забезпечують плавність ходу, зручність зборки.

Недоліки: висока чутливість підшипників до осьових навантажень.

Умовний розрахунок підшипників ковзання проводять для підшипників, що працюють в умовах граничного тертя, коли третью поверхні гарантовано не розділені шаром мастильного матеріалу, а на робочій поверхні вкладиша є лише тонка плівка мастила, що може

зруйнуватися. Цей розрахунок проводять для забезпечення зносостійкості і відсутності заїдання [6].

Умовний розрахунок підшипників ковзання виконують за середнім тиском δ_n між цапфою і вкладишем і за добутком цього тиску на колову швидкість ковзання цапфи V , тобто по параметру $\delta_n V$.

Розрахунок за середнім тиском δ_n гарантує, що мастильний матеріал не видавиться, і являє собою розрахунок на зносостійкість, а розрахунок по $\delta_n V$ забезпечує нормальний тепловий режим і відсутність заїдання.

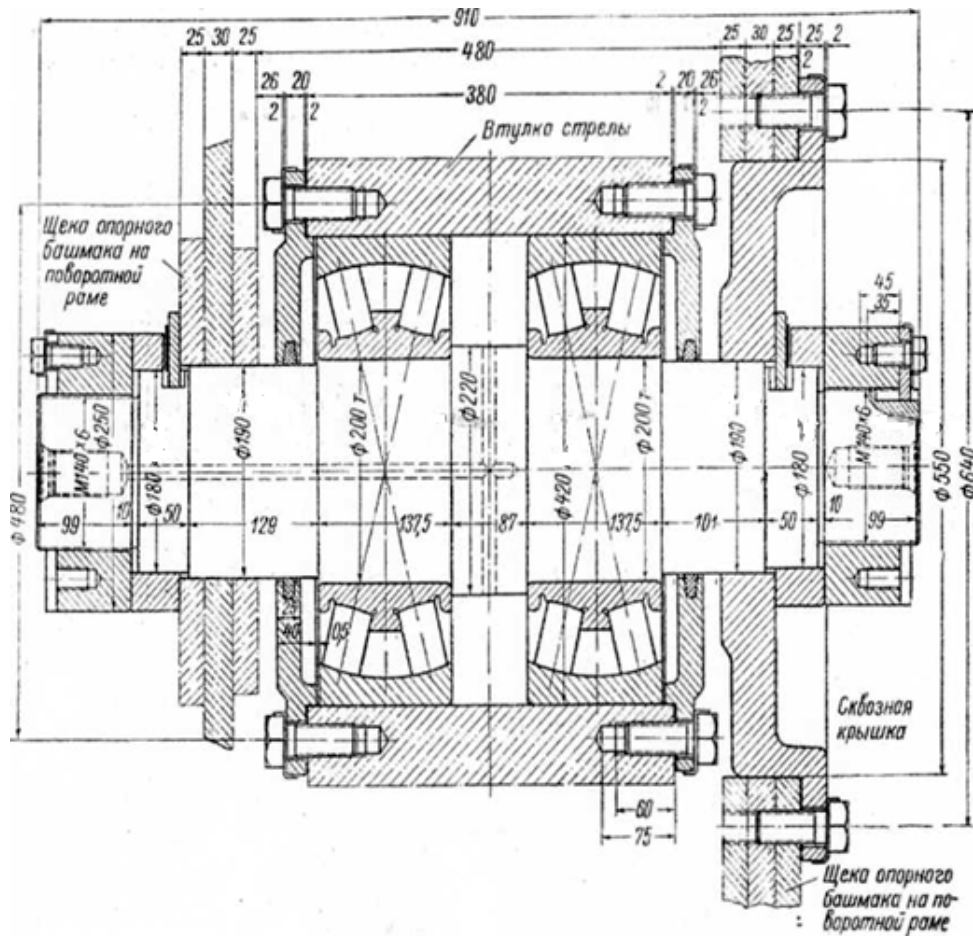


Рисунок 2.2 – Шарнір нижнього вузла стріли (шарнір 1 на рис. 2.1)

2.1.2 Вимірювання ступеня зносу шарнірних з'єднань

Вимірювання ступеня зносу шарнірних з'єднань стрілових систем та інших систем крану може здійснюватися прямими вимірами, у результаті

демонтажу, розбирання шарніра, проведенням прямих вимірів і подальшого монтажу конструкції, а також методом експресдіагностування із застосуванням спеціальних методик за умовою метрологічного забезпечення вимірів. Технологічно і економічно більш доцільним є метод експресдіагностування, який не потребує розбирання шарніру і проводиться значно швидше, ніж виміри при демонтажі стрілової системи.

Діагностика закритих шарнірів тяг рухомої противаги порталних кранів «Сокіл», «Альбатрос» потребує часткового демонтажу стрілової системи, розбирання шарніру для проведення прямих вимірів, або застосування спеціальних методик контролю, без демонтажу стрілової системи для розбирання шарнірів.

В останній час замість традиційних методів вимірювання зносу шарнірів:

- виведення крану з експлуатації,
- демонтаж стрілової системи,
- розбирання шарніру і вимірювання ступеня зносу деталей,
- збирання шарніру,
- монтаж стрілової системи,
- введення крана в експлуатацію,

як було сказано вище, використовують метод експресдіагностування. Для вимірювань цим методом застосовують прилад ИЗ – 200 , який дозволяє визначити величину зазора в шарнірі між віссю і втулкою, віссю і щогою (нерухомою опорою), а також величину сумарного зазору у з'єднанні з дискретністю 0,01 мм.

Методика вимірювання:

1. Підключають датчик переміщення (ДП) кабелем довжиною не більше 100 метрів, який встановлюють на контролюючому шарнірі. Підключають прилад у мережу з напругою 220 В або до пристрою безперебійного живлення.

Прилад на протязі 2 – 4 секунд автоматично проводить тестування системи і переходить у режим автоматичного відслідковування положення осі ДП з індикацією поточних показників.

2. Виконують температурну корекцію приладу. Для цього роблять витримку (паузу) 15 хвилин для прогріву приладу. При цьому на табло на 1 – 2 секунди з'явиться повідомлення про готовність приладу, а потім нульові показники поточного положення осі ДП.

3. Встановлюють ДП в систему визначення переміщень. Для цього закріплюють підвіску кріплення датчика ДП за кромку шарніру. Виліт стрілової системи повинен відповідати положенню найбільшого зносу.

4. Активізують систему для тестування. При цьому крановщик без вантажу на гаку працює механізмом повороту крана, здійснюючи найбільший розгін і різке гальмування (з метою створення максимальних динамічних навантажень і переміщень в шарнірі). Вісь ДП переміщується і прилад реєструє і запам'ятовує максимальне значення зазору, яке відображається на табло приладу.

5. В аналогічній послідовності визначають зазор між віссю – втулкою, віссю– щокою, сумарний зазор у шарнірі.

6. Результати вимірів заносять у таблицю по кожному шарніру.

7. Браковка шарнірного з'єднання здійснюється при перевищенні граничного значення зносу одного із з'єднань (рухомого або нерухомого) або по сумарному значенню у рухомому і нерухомому з'єднаннях.

8. Норми дефектності на знос шарнірних з'єднань стрілових систем порталних кранів приведені у табл. 3.2.

У табл. 3.3 приведені норми дефектності на знос нерухомих шарнірів (отворів в елементах конструкцій, які використовуються у якості опор під нерухомі пальці і осі).

2.2 Теоретичні дослідження розрахунків шарнірних з'єднань порталних кранів різної вантажопідйомності

Міловим А. Б. у праці [7] при розрахунках контактної жорсткості циліндричних з'єднань була використана емпірична формула для визначення кута контакту осі і провувшини:

$$\varphi = \operatorname{arctg} 2 \sqrt{(v + v_1) \frac{P}{\varepsilon}}, \quad (2.1)$$

$$\text{де } v = \frac{1 - \mu^2}{\pi A}, \quad v_1 = \frac{1 - \mu_1^2}{\pi A_1},$$

A, A_1 - модулі пружності провувшини, осі;

μ, μ_1 - коефіцієнти Пуассона провувшини, осі.

Скористаємося цією формулою для побудови графіку залежності кута контакту осі і провувшини φ від радіального зазору ε для нерухомого шарніру порталного крану (рис.2.3). Графіки побудовані за умови, що провувшини виконані зі сталі Ст3, а вісь - зі сталі 40Х, при навантаженні $D_1 = 40 \text{ т}$, $D_2 = 60 \text{ т}$, $D_3 = 100 \text{ т}$.

Модуль пружності сталі Ст3: $A = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, сталі 40Х: $A_1 = 2,185 \cdot 10^5$; коефіцієнти Пуассона сталей, $\mu = \mu_1 = 0,3$.

Таблиця 2.1

Значення кута контакту φ

$D_1 = 40 \text{ т}$								
$\varepsilon, \text{ мм}$	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
$\varphi, ^\circ$	5,3	3,7	3,0	2,6	2,3	2,1	1,9	1,8
$D_2 = 60 \text{ т}$								
$\varepsilon, \text{ мм}$	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
$\varphi, ^\circ$	6,4	4,6	3,7	3,2	2,8	2,6	2,4	2,2
$D_3 = 100 \text{ т}$								
$\varepsilon, \text{ мм}$	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
$\varphi, ^\circ$	8,3	5,9	4,8	4,2	3,8	3,4	3,2	3,0

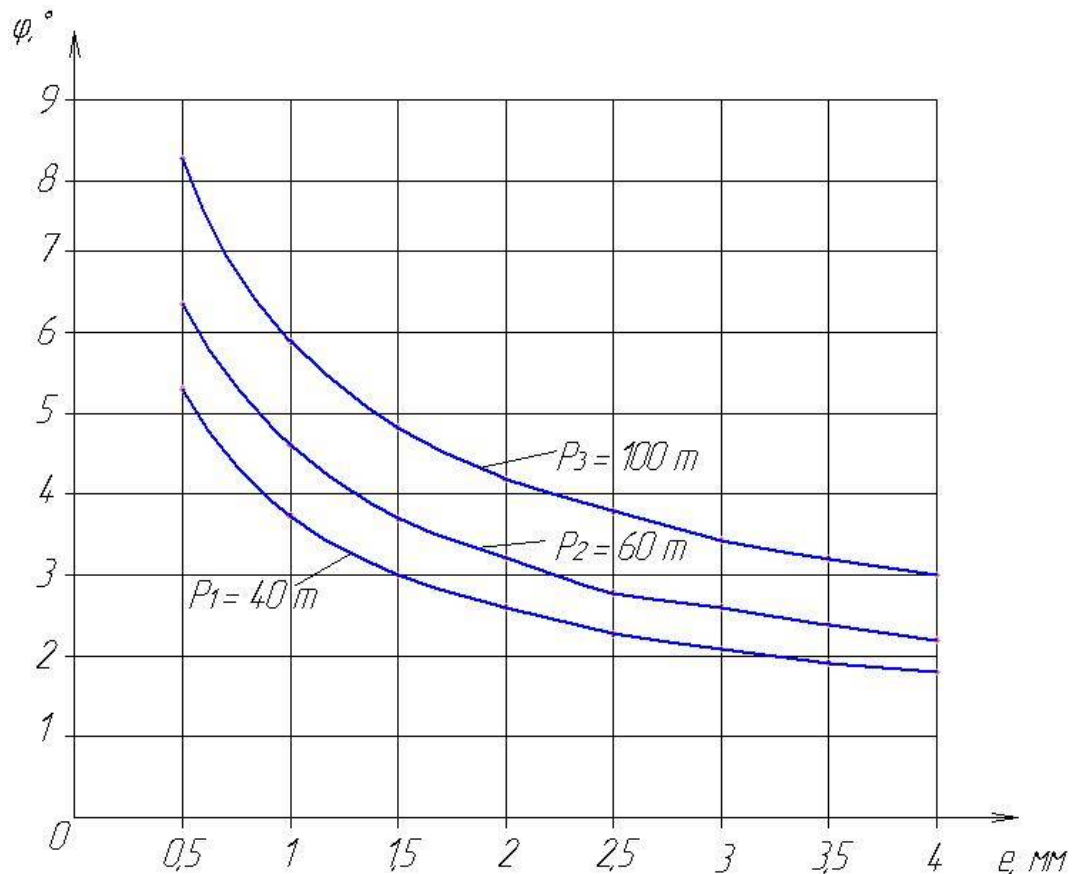


Рисунок 2.3. Графіки залежності кута контакту осі і провущини від величини радіального зазору

Отже, ці розрахунки та графік наглядно показують, що кут контакту осі і провущини φ залежить від величини прикладеного навантаження D , величини радіального зазору ε та пружних констант матеріалів, з яких виготовлені провущина та вісь.

Як видно з графіку, кут контакту не перевищує 9° . Це свідчить про досить малу ширину полоски контакту у шарнірних з'єднаннях, а звідси про наявність значного рівня концентрації напружень у цих з'єднаннях.

У рухомих шарнірних з'єднаннях значення максимальних контактних напружень відрізняється від напружень у статичних з'єднаннях, оскільки при ковзанні осі по провущині має місце складний напружений стан. Дослідження цього напруженого стану є досить складним завданням.

Для врахування явищ втоми у довіднику по кранам вводиться ефективний коефіцієнт концентрації напружень $K = 2,8$. Використаємо цей коефіцієнт для орієнтовного визначення максимальних контактних напружень у багаторухомих шарнірних з'єднань:

$$\sigma_{r\max} = \hat{E} * \sigma_{r\max} = \hat{E} * 0,5642 \sqrt{\frac{D}{2t\eta} * \frac{d-d_1}{d*d_1}} \leq [\sigma],$$

де $[\sigma]$ див. додаток А.

2.3 Дослідження зміни габаритів шарнірного вузла при установці підшипників

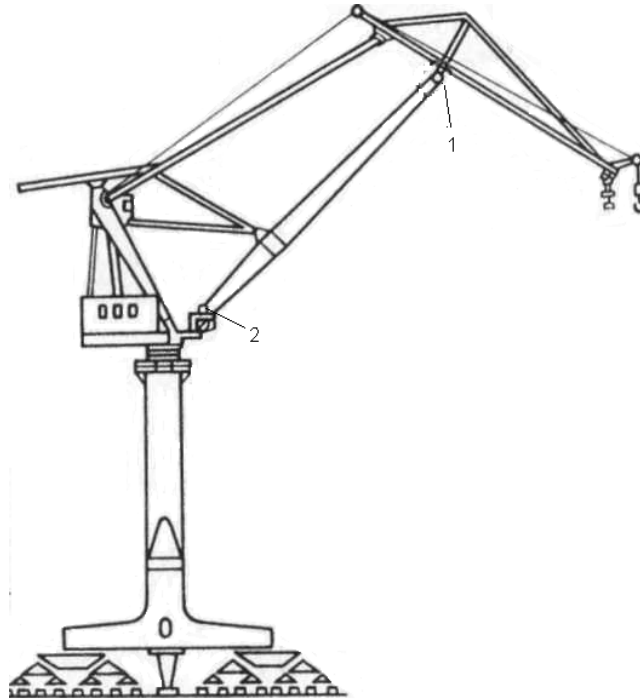
Як було зазначено у пункті 2.1.1 рухомі шарнірні з'єднання часто виконують на підшипниках кочення. Такий тип шарнірних з'єднань має ряд переваг у порівнянні зі з'єднаннями, виконаними на осях без підшипників, а саме: більш висока надійність і плавність роботи.

Однак ці з'єднання мають і ряд недоліків: підвищені вимоги до точності зборки шарнірних вузлів, для максимального зменшення осьових навантажень; значне збільшення габаритів з'єднання, що в свою чергу призводить до збільшення габаритів стрілової системи порталного крану.

Розглянемо вплив установки підшипників кочення на габарити шарнірного вузла укосини порталного крану, який з'єднує стрілу з хоботом (рис. 2.4, шарнір 1).

На рис. 2.5 зображений цей шарнір виконаний без підшипників, на рис. 2.6 – той же шарнір, виконаний на роликових підшипниках кочення. Як бачимо діаметр шарнірного вузла при використанні підшипників збільшується приблизно на 40%, ширина – на 10% , це в свою чергу

приведе до аналогічного збільшення висоти і ширини стріли портального крану. Це означає, що збільшиться вага, металоємність та ціна крану в цілому.



1 – шарнір з'єднання стріли з хоботом,

2– шарнір з'єднання стріли з опорною рамою.

Рисунок 2.4 Портальний кран

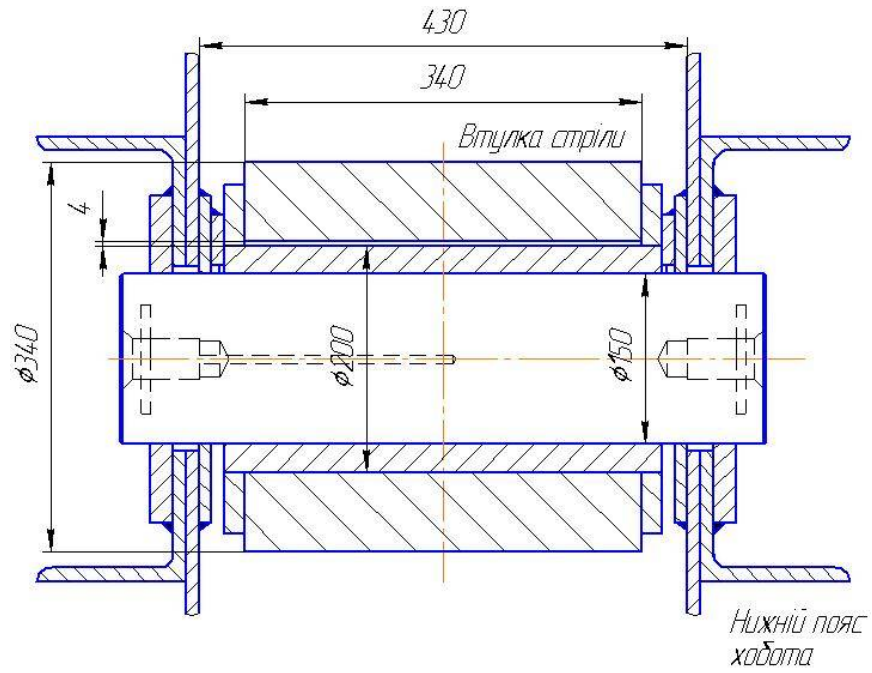


Рисунок 2.5 Шарнір укосини портального крану, виконаний без підшипників

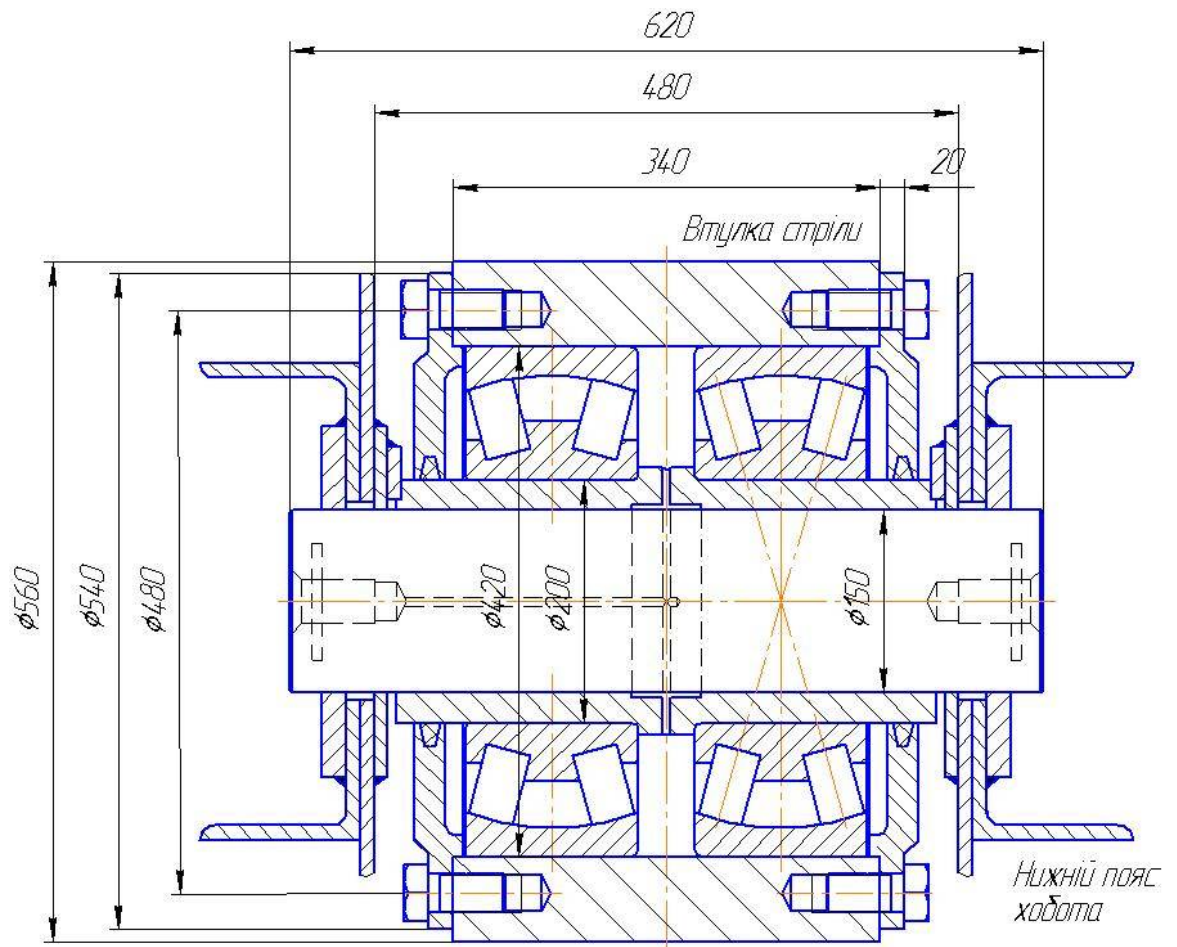


Рисунок 2.6 Шарнір укосини портального крану, виконаний на підшипниках кочення

Отже, для оптимального вибору типу шарнірного з'єднання на стадії конструювання крану, необхідно враховувати усі переваги та недоліки кожного типу шарнірного з'єднання, оскільки цей вибір значно впливає на технічні та економічні показники крану в цілому.

3 ПРАКТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРНІРНИХ З'ЄДНАНЬ

3.1 Аналіз зносу шарнірних з'єднань порталних кранів «Альбатрос» Запорізького річного порту

Запорізький річковий порт є найкрупнішим високоомеханізованим портом на Дніпрі. Погонна довжина причальної лінії складає 3700 м, на якій розташовано 32 порталних крана. Порт поділяється на два вантажних райони, на яких розташовані склади відкритого типу з твердим покриттям площиною 73 тис. м² і склади закритого типу площиною 3 тис. м². До порту приєднуються дві розвинені залізничні станції.

Найважливішою ланкою в технологічному процесі порту є перевантажувальні машини. Від їхньої надійності і стабільної роботи залежить безперебійна робота порту і безпека роботи персоналу й іншої техніки. Тому якісне технічне обслуговування і своєчасне проведення ремонтів грає вирішальну роль у роботоспроможності кранів.

В даний час у порту працюють крани п'яти різних типів таких виробників: „Kranbau Eberswalde” (Німеччина) – „Альбатрос”, „Альбрехт”; „Ganz” (Угорщина) – „Ганц”; Крани також розділяються по вантажопідіймальності, року випуску, завантаженості і вантажозахватному органу. Важливим критерієм є рід вантажу, з яким працює кран.

На рис. 3.1, 3.2 показано розташування кранів і складів з вантажем по причальній лінії.

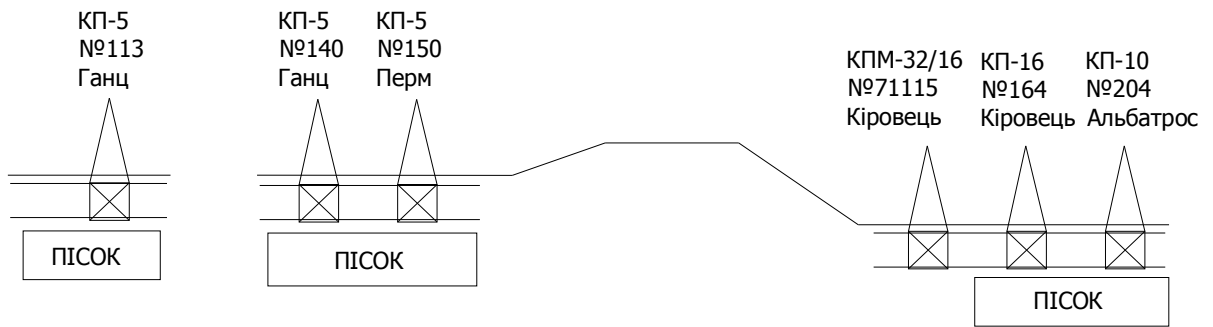


Рисунок 3.1. План 2-го вантажного району

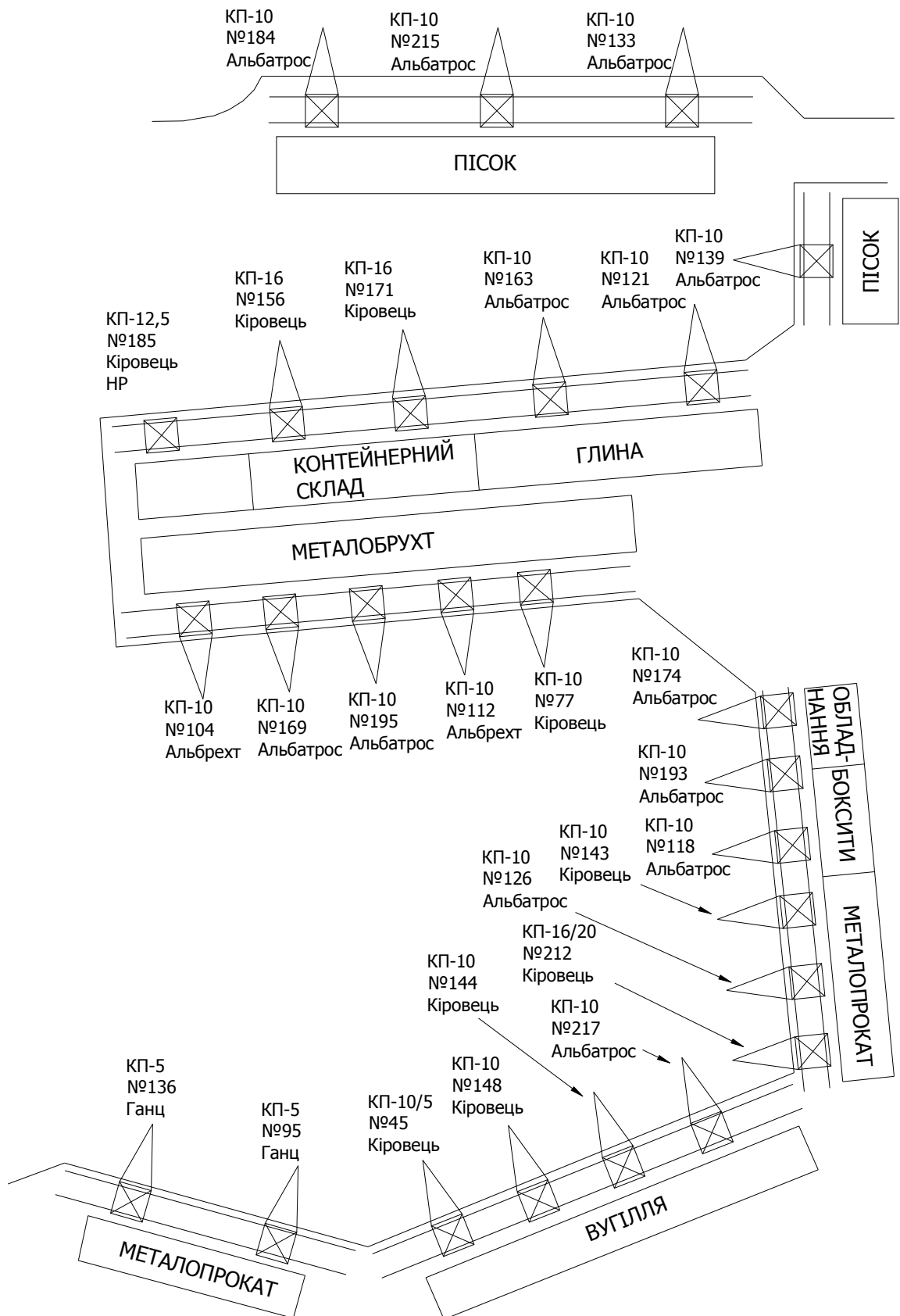


Рисунок 3.2.2. План 1-го вантажного району

За багаторічну історію експлуатації порталних кранів „Альбатрос”, кран зарекомендував себе досить міцною і надійною машиною. Коробчата металоконструкція крана виконана таким чином, що в нутр неї не проникає волога і бруд, це захищає кран від корозії. Треба відмітити, що при обстеженні 14 кранів «Альбатрос», стільки їх має на сьогоднішній день „Запорізький річковий порт”, в жодного з кранів не виявлено зменшення товщини стінок основних елементів металоконструкції в наслідок корозії.

Виробники крана при проектуванні заклали в нього нормативний ресурс роботи 15 років, на протязі якого, при правильному технічному обслуговуванні і використанні крана, металоконструкція майже не потребує значних ремонтів. Після закінчення нормативного ресурсу у всіх кранів зазори у шарнірних з’єднаннях наближаються до гранично допускних значень і перевищують їх. На сьогоднішній день свій нормативний ресурс вичерпали 12 з 14 кранів. Порт не має можливості придбати нові крани, так як ціна нового крана „Альбатрос” досягає 2 000 000 у.о., тому стає питання про відновлення зношених шарнірів.

На рис. 3.3 зображена карта типових дефектів металоконструкції порталного крану «Альбатрос», у табл. 3.1 приведено пояснення до рис. 3.3.

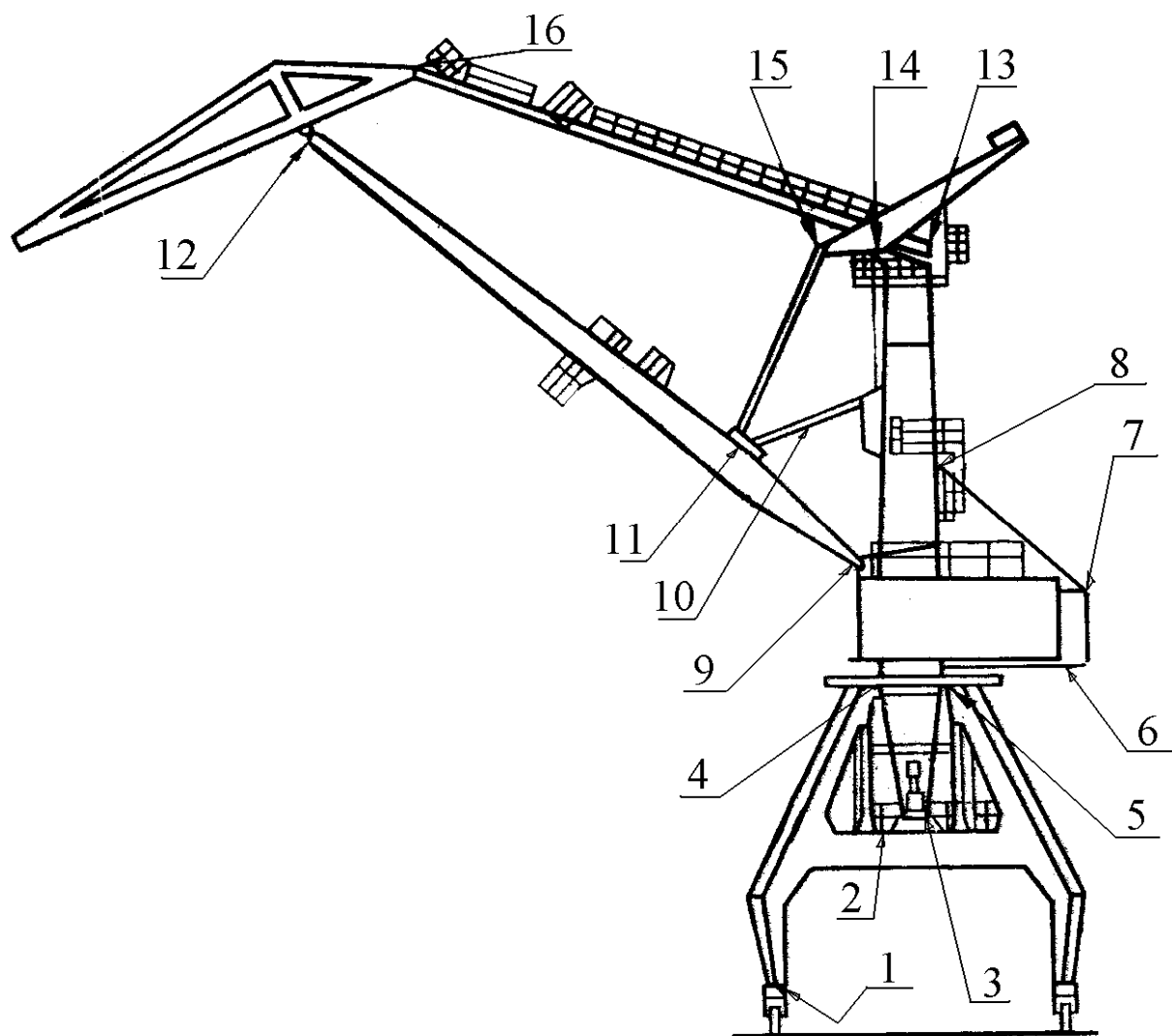


Рисунок 3.3. Карта типових дефектів металоконструкції портального крану „Альбатрос”

Таблиця 3.1

Карта типових дефектів металоконструкції порталного крана
„Альбатрос”

Но мер позиції по рис. 1.1	Місто огляду металоконструкції	Можливі дефект	Метод контролю
1	2	3	4
1	Ноги portalу у місці з'єднання з нижніми опорними фланцями	Тріщини в металі і зварних швах	Зовніш ній огляд
2	Опорна стійка зубчатого венця	Тріщини в зварних швах	Теж
3	Нижня частина колони в зоні кріплення балок редукторів мех. повороту	Тріщини в зварних швах	Теж
4	Ноги portalу в зоні з'єднання з оголовком portalу	Послаблення болтового з'єднання	Переві рити ключе м
5	Опорне коло оголовка portalу під рейкою	Тріщини в зварних швах	Зовніш ній огляд

6	Провушина нижнього приєднання нерухомої протиаги до рами машинного відділення	Тріщини в зварних швах	Теж
7	Тяга в зоні з'єднання з рамою нерухомої протиаги	Знос з'єднуючої вісі Тріщини в зварних швах	Зовніш ній огляд
8	Тяга в зоні з'єднання з колоною	Знос з'єднуючої вісі Тріщини в зварних швах	Теж
9	Стріла у місці з'єднання стріли з колоною	Знос шарніру „стріла -колона” Тріщини в зварних швах	Провес ти виміри зазорів у шарнірах Зовніш ній огляд
10	Зубчата рейка	Тріщини в зварних швах кріплення нарізної частини	Зовніш ній огляд
11	Верхній пояс стріли в зоні приєднання зубчатої рейки і тяги протиаги	Тріщини в зварних швах з'єднань провушин з верхнім поясом стріли	Теж

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4
12	Стріла і хобот в зоні їх з'єднання	Знос шарніру „стріла - хобот” Тріщини в зварних швах і в металі в зоні опор осей	Провести виміри зазорів у шарнірах Зовнішній огляд
13	Жорстка відтяжка в зоні з'єднання з колоною	Знос шарніру „жорстка відтяжка - колона” Тріщини в зварних швах і в металі в зоні опор осей	Провести виміри зазорів у шарнірах Зовнішній огляд
14	Коромисло противаги в зоні з'єднання з колоною	Знос шарніру „коромисло противаги - колона” Тріщини в зварних швах і в металі в зоні опор осей	Провести виміри зазорів у шарнірах Зовнішній огляд
15	Коромисло противаги у зоні з'єднання з тягою противаги	Знос шарніру „коромисло противаги - тяга противаги” Тріщини в зварних швах	Провести виміри зазорів у шарнірах Зовнішній огляд
16	Жорстка відтяжка і хобот в зоні їх з'єднання	Знос шарніру „жорстка відтяжка - хобот” Тріщини в зварних швах і в металі в зоні опор осей	Провести виміри зазорів у шарнірах Зовнішній огляд

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4
—	Розтяжки і стики порталу, стики колони і жорсткої відтяжки, місця встановлення кабіни кранівника і сходів, місця кріплення рухомої противаги до коромисла	Послаблення болтових з'єднань	Переві рити ключе м

Найбільш підданий зносу шарнір з'єднання стріли з колоною. Він є найвідповідальнішим, за його станом необхідно слідкувати і в першу чергу відновлювати при досяганні зазором граничного значення. Не своєчасний ремонт може привести до різного зносу між правою і лівою частинами шарніру, в наслідок чого виникає загроза перекосу стріли і всієї стрілової системи. Крім шарніра „стріла – колона”, кран має ще 6 шарнірних з'єднань, які також піддані зносу і потребують відновлення. На цей момент вже відновлені шарніри „стріла – колона” у 6 кранів, всі ремонтні роботи виконували підрядні спеціалізовані організації, послуги яких коштують дорого. Вартість відновлення шарніра „стріла – колона” складає приблизно 5000 у.о.

На сьогодні у 5 кранів зазори в шарнірі „стріла – колона” вже перевищили гранично допустимі значення. На рис. 3.4 показаний графік інтенсивності зносу і зазори у шарнірах „стріла – колона” кранів, які працюють з різними вантажами і з різною завантаженістю. У табл. 3.3 наведені норми дефектності на знос шарнірних з'єднань стрілових систем порталних кранів, у табл. 3.4 – норми дефектності нерухомих шарнірів.

На графіку (рис. 3.4) крива 1 показує інтенсивність зносу, яка повинна відповідати кранам при заданому використанні за нормативний ресурс роботи. За цей час значення зазору сумарного зазору в шарнірі „стріла

– колона” наближається до гранично допускнуго. Гранично допускна значення сумарного зазору в шарнірі „стріла – колона” складає 4 мм .

Визначаємо машинний час роботи крана до досягання значення зазору гранично допускнуго:

$$\dot{O}_i = \dot{O}_d \cdot \dot{E}_d \cdot D = 3600 \cdot 0,66 \cdot 15 = 35640 \text{ год.}, \quad (3.1)$$

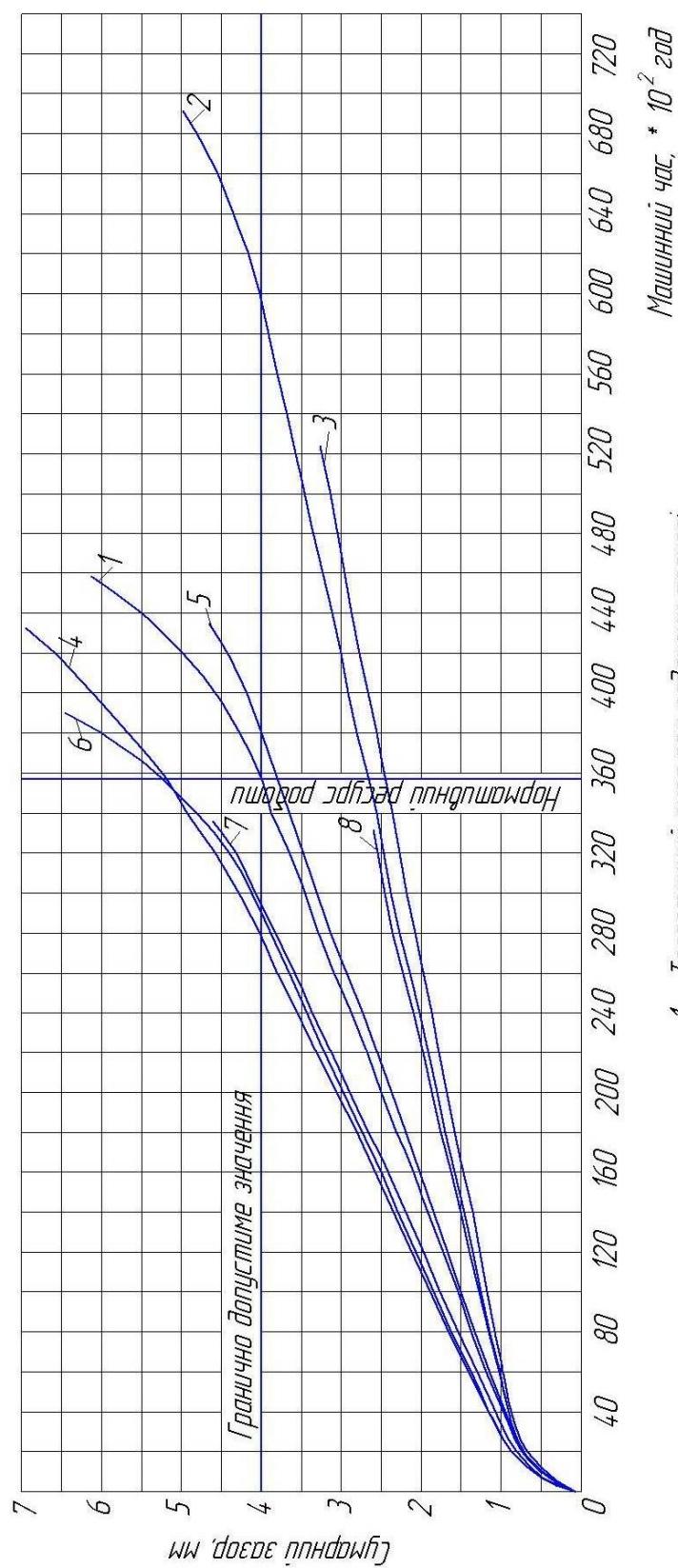
де $T_p = 3600$ год. – кількість робочих годин на рік;

$K_B = 0,66$ – коефіцієнт використання кран за часом [9];

$P = 15$ р. – нормативний ресурс роботи крана.

Графік інтенсивності зносу шарнірів „стріла – колона” дає змогу побачити різницю у зносі шарнірів у кранів які працюють з різними вантажами і з різною завантаженістю, а також відхилення від нормативної інтенсивності зносу. З нього видно, що крани які працюють у грейферному режимі (КП-№193, КП-№204, КП-№215) найбільш піддані зносу. Крани КП-№204, КП-№215 перевантажують пісок, який сам по собі є абразивним матеріалом і безпосередньо впливає на інтенсивність зносу. Найповільніша характеристика зносу спостерігається у кранів (КП-№126, КП-№174), які працюють у гаковому режимі і перевантажують металеві вироби і прокат. Повільну характеристику має також кран КП-№217, який працює у грейферному режимі і перевантажує вугілля. Може завдяки тому, що цей вантаж має властивості мастильного матеріалу, знос у шарнірних з’єднаннях цього крана відбувається з малою швидкістю. Саму стабільну характеристику зносу має кран КП-№195. Він працює у магнітному режимі і перевантажує металевий брухт. Вантажопідіймальність крана використовується не в повній мірі і властивості вантажу не впливають на роботу шарнірів.

Роблячи висновки з наведених даних можна відмітити, що слабким місцем металоконструкції порталних кранів „Альбатрос” є шарнірні з’єднання, особливо у кранів, які працюють у середовищі абразивного зносу.



- 1 – Теоретичний знос при заданому ресурсі
- 2 – КП-№126 (1974), вантаж – металопрокат
- 3 – КП-№174 (1982), вантаж – обладнання
- 4 – КП-№193 (1986), вантаж – боксити
- 5 – КП-№195 (1987), вантаж – металобрухт
- 6 – КП-№204 (1988), вантаж – пісок
- 7 – КП-№215 (1990), вантаж – пісок
- 8 – КП-№217 (1990), вантаж – вугілля

Рисунок 3.4. Графік інтенсивності зносу шарніра "стріла – колона" портальних кранів "Альбатрос"

Таблиця 3.3

Норми дефектності на знос шарнірних з'єднань стрілових систем
портальних кранів [15]

Номинальний діаметр, мм		3 0-50	5 0-80	8 0-120	1 20-180	1 80-260
		Гранично допустимий зазор у з'єднаннях, мм				
Нерухомі з'єднання шарніру стрілової системи портальних кранів, вісь – опора осі (щока	Шарніри елементів врівноважених стрілових систем (хобот – стріла, хобот – відтяжка, тяга коромисла рухомої противаги – стріла та ін.)	1,0	1,2	1,3	1,5	1,7
	Шарніри основи стріли (п'ята стріли)	2,0	2,4	2,6	3,0	3,4
Рухомі з'єднання шарніру (вісь – втулка)		1,8	2,5	3,2	3,6	4,0

Таблиця 3.4

Норми дефектності на знос нерухомих шарнірів (отворів в елементах конструкцій, які використовуються у якості опор під нерухомі пальці і осі) [15].

Місцезнаходження отвору	Розміри, мм				
	Чисельник – устоновчий зазор; знаменник – гранично допустимий зазор від зносу.				
	3 0-50	5 0-80	8 0-120	1 20-180	18 0-260
Осі зубчатих колес і барабанів; опора – балансир – ходовий візок; візки механізмів пересування, повороту; осі ходових колес.	0 ,5/0,6	0 ,6/0,7	0 ,7/0,8	0, 8/0,9	0,9/1,0
Сепаратори катків поворотного круга; провушини балок порталів перевантажувачів; провушини порталу підйомних консолей; рами поворотної частини крану.	0 ,8/1,0	1 ,0/1,2	1 ,2/1,3	1, 3/1,5	1,5/1,7

3.3 Рекомендації до ремонту шарніру «стріла – колона»

У практиці відомо два способи відновлення шарніра „стріла – колона”:

2. Відновлення шарніру „стріла – колона” без демонтажу стрілової системи. При цьому способі шарнір розвантажується і положення стріли фіксується, після чого починається його розбирання. Цей спосіб є більш

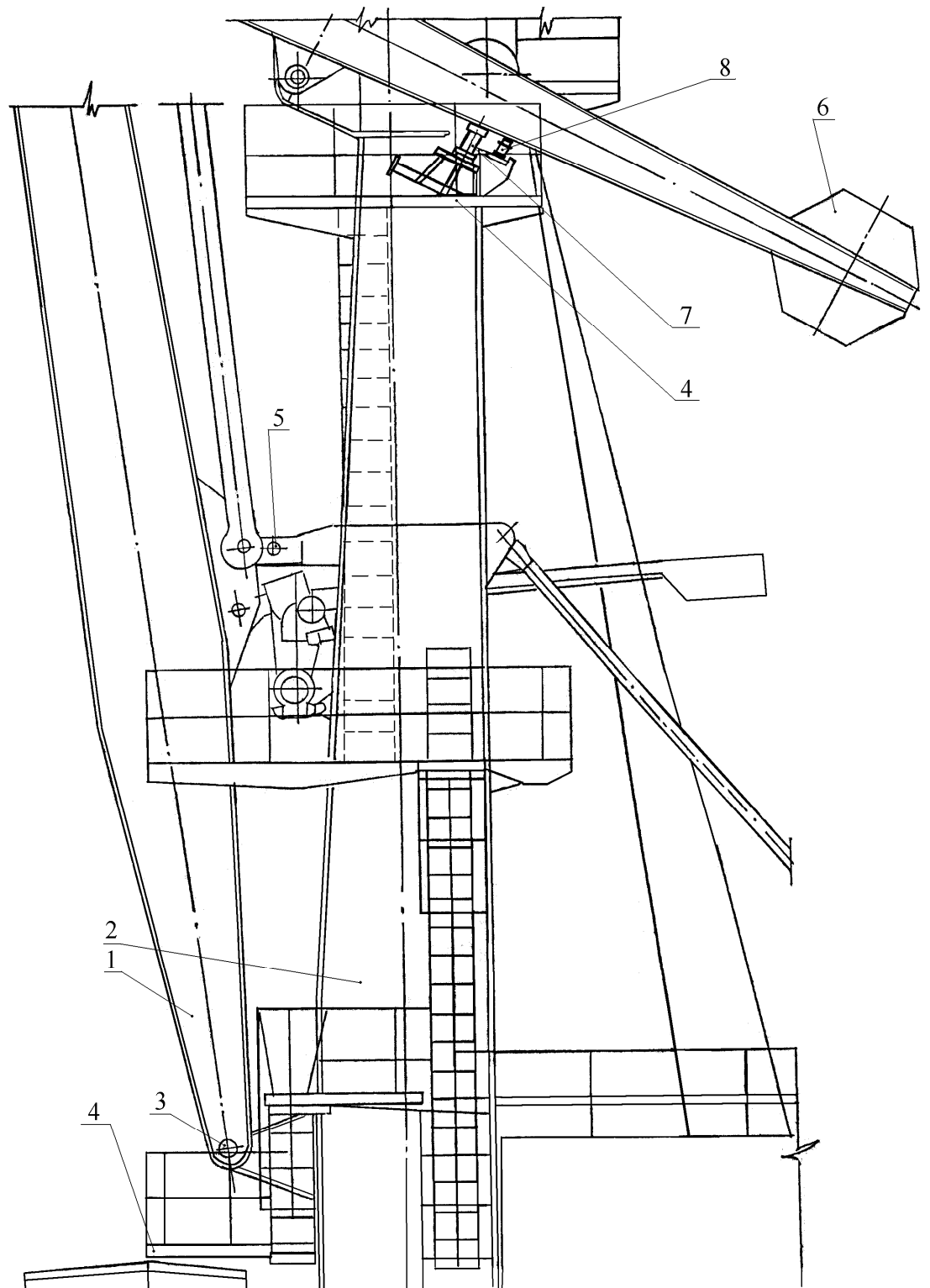
поширений ніж перший, тому що у більшості випадках відновлюють один чи два шарніри за один ремонт. Перевагами способу є: невелика вартість, менша трудомісткість. Недоліками методу є: застосування зварювальної апаратури для фіксування стріли і газорізального обладнання для розбирання шарніру; важкість розвантаження шарніру; підвищена небезпека при виконанні роботи на висоті.

Прийнявши до уваги всі переваги і недоліки даних способів, вибираємо більш доцільніший, для нашого випадку, спосіб 2 – розбирання шарніру „стріла – колона” без демонтажу стрілової системи.

3.3.2 Вибір положенні стріли перед фіксуванням

Виліт крана змінюється від 8 до 32 м. Існує ще спеціальне положення стріли, при якому виліт складає 6 м. В цьому положенні стріла нахилена від вертикалі на 7^0 , вона має назву „мастильне”. В це положення завжди встановлюється кран при змащуванні шарнірів і при ремонті. На рисунку 3.5 показано „мастильне” положення крана при ремонті шарніру „стріла – колона”. Для запобігання самовільного руху стріли у „мастильному” положенні, вона з’єднується з колоною віссю для фіксації, таким чином створюючи нерухоме шарнірне з’єднання.

Для фіксації і подальшому ремонту шарнірного з’єднання вибираємо „мастильне” положення стріли $L = 6$ м.



1 – стріла, 2 – колона, 3 – шарнір „стріла – колона” , 4 – ремонтні площадки, 5 – вісь фіксації стріли, 6 – противага, 7 – домкрат, 8 – балка

Рисунок 3.5 Схема крана у „мастильному” положенні при ремонті шарніру „стріла – колона”

3.3.3 Розрахунок завантаженості шарніра при положенні стріли у „мастильному” положенні

Перед фіксуванням і початком розбирання шарніра необхідно розвантажити його. Розвантаження шарніра необхідне, так як при завантаженості розібрати його практично не можливо. Вісь перебуває у затисненому положенні між опорою на колоні (текстолітові втулки) і опорою на стрілі (сталеві щоки). Знос на вісі утворює різницю діаметрів, яка у затисненому стані перешкоджає її визволенню.

Розрахунок завантаженості проводимо для того, щоб дізнатися яке зусилля і куди треба прикласти, щоб шарнір перебував у більш менш розвантаженому стані, щоб уникнути аварії після демонтуювання шарніра, а також для усунення можливості зсуву стріли з її місця положення.

Хід виконання розрахунку:

1. Будуємо у масштабі розрахункову схему стрілової системи у „мастильному” положенні і прикладаємо до всі сили які діють на неї (див. рис. 3.6):

$G_C = 134700 \text{ Н}$ – сила ваги стріли;

$G_X = 50000 \text{ Н}$ – сила ваги хобота;

$G_{БЛ} = 6000 \text{ Н}$ – сила ваги відхиляючих блоків;

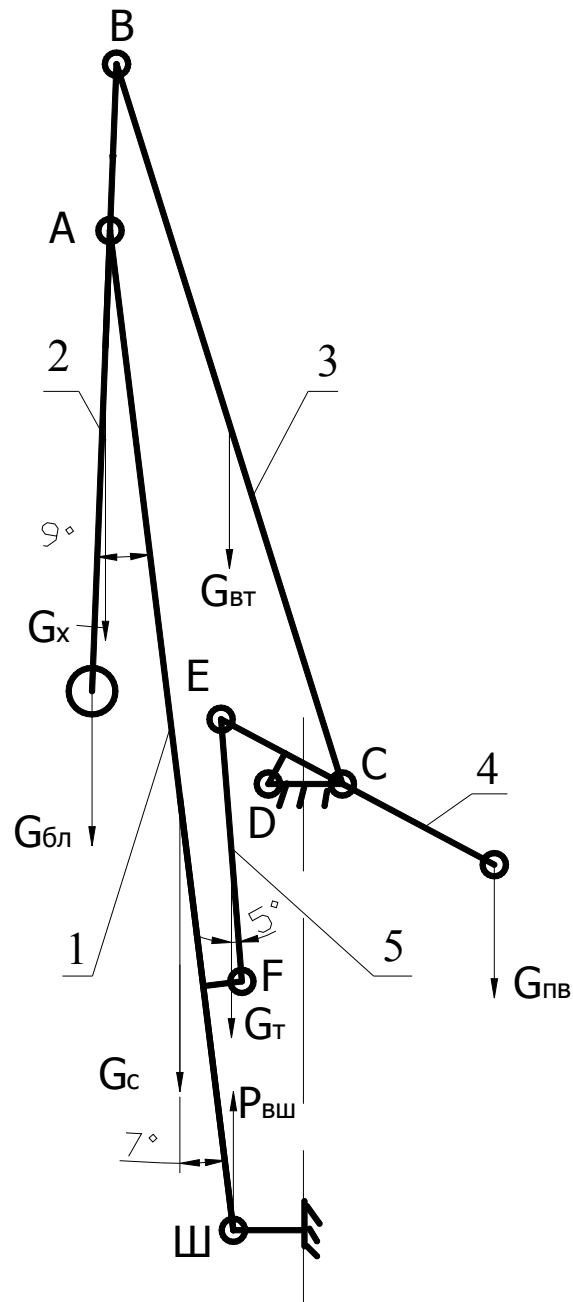
$G_{ВТ} = 23400 \text{ Н}$ – сила ваги жорсткої відтяжки;

$G_{ПВ} = 130000 \text{ Н}$ – сила ваги противаги;

$G_T = 9500 \text{ Н}$ – сила ваги тяги противаги.

2. З розрахункової схеми (див. рис. 3.6) видно, що при такому положенні крана всі елементи стрілової системи знаходяться у положенні близькому до вертикалі. В наслідок цього шарнір сприймає у більшій мірі

вертикальне навантаження, яке треба розрахувати для подальшого його зменшення.



1 – стріла; 2 – хобот; 3 – жорстка відтяжка; 4 – коромисло противаги; 5 – тяга противаги

Рисунок 3.6. Розрахункова схема стрілової системи у „мастильному” положенні

3. Розрахунок починаємо з визначення сили з якою противага через тягу противаги діє на стрілу (див. рис. 3.7). Моментною точкою для

визначення сили в точка D.

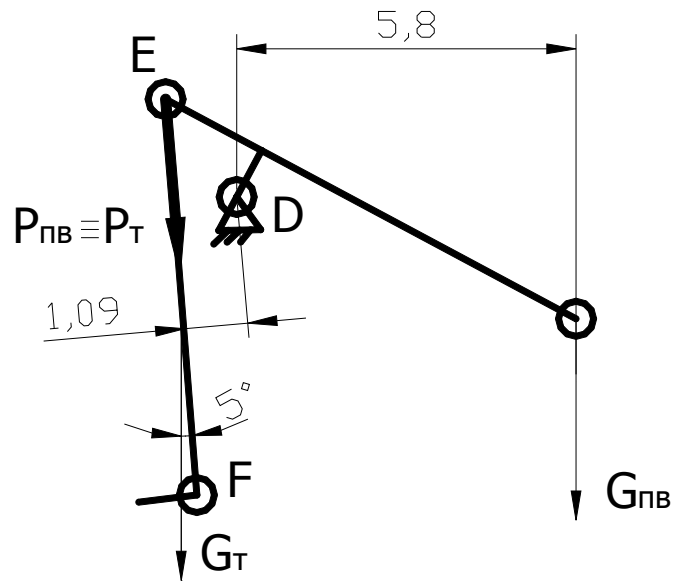


Рисунок 3.7. Розрахункова схема противаги з тягою

Розраховуємо зусилля, яке передається через тягу противаги.

Розглянемо рівновагу коромисла противаги:

$$\sum \dot{I}_D = 0, \quad D_{IA} \cdot l_{D\dot{I}A} + P_O \cdot l_{D\dot{O}} - G_{IA} \cdot l_{G\dot{I}A} = 0;$$

$$D_{IA} = \frac{G_{IA} \cdot l_{G\dot{I}A} - P_O \cdot l_{D\dot{O}}}{l_{D\dot{I}A}} = \frac{130000 \cdot 5,8 - 9465 \cdot 1,09}{1,09} = 682280 \text{ Н}; \quad (3.2)$$

де $l_{D\dot{I}A} = 1,09$ м – плече сили $P_{пв}$ (див. рис. 3.7);

$l_{G\dot{I}A} = 5,8$ м – плече сили $G_{пв}$ (див. рис. 3.7);

$l_{D\dot{O}} = 1,09$ м – плече сили $P_т$ (див. рис. 3.7);

D_O – зусилля власної ваги, з яким тяга діє на коромисло противаги:

$$P_т = G_т \cdot \cos \alpha = 9500 \cdot \cos 5^\circ = 9465 \text{ Н}, \quad (3.3)$$

де $\alpha = 5^\circ$ – кут нахилу тяги противаги до вертикалі, який утворюється у „мастильному” положенні.

Знаючи зусилля, яке виникає у тязі противаги, розраховуємо зусилля яке передається на шарнір „стріла – колона” по вісі стріли від ваги противаги.

Воно складає:

$$D_{l\dot{A}}^{\dot{a}\dot{n}} = D_{l\dot{A}} \cdot \cos \beta = 682280 \cdot \cos 2^\circ = 681860 \text{ Н}, \quad (3.4)$$

де $\beta = 2^\circ$ – кут, який утворюють тяга протизаги і стріла у „мастильному” положенні.

4. Визначаємо зусилля, з яким хобот і відхиляючі блоки діють на стрілу. Моментною точкою для визначення цього зусилля є точка В (див. рис. 3.8).

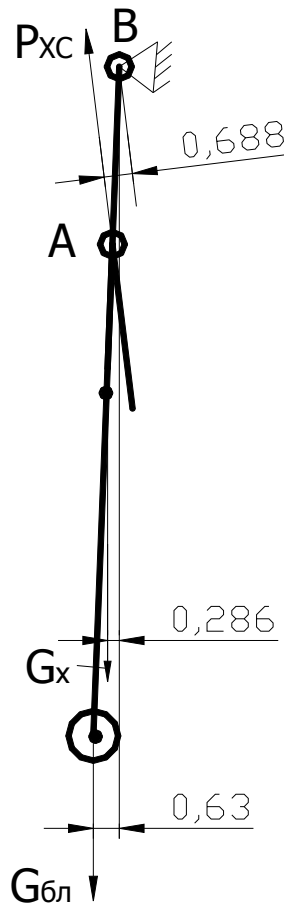


Рисунок 3.8. Розрахункова схема для визначення дії хобота з відхиляючими блоками на стрілу

Розглянемо рівновагу хобота:

$$\sum \dot{I}_A = 0, \quad D_{\dot{O}\dot{N}} \cdot l_{\dot{D}\dot{O}\dot{n}} - G_{\dot{O}} \cdot l_{\dot{G}\dot{O}} - G_{\dot{A}\dot{E}} \cdot l_{\dot{G}\dot{A}\dot{e}} = 0;$$

$$D_{\delta\tilde{N}} = \frac{G_{\delta} \cdot l_{G\delta} + G_{\delta\tilde{E}} \cdot l_{G\delta\tilde{E}}}{l_{D\delta\tilde{N}}} = \frac{50000 \cdot 0,286 + 6000 \cdot 0,63}{0,688} = 26280 \text{ Н}, \quad (3.5)$$

де $l_{D\delta\tilde{N}} = 0,688$ м – плече сили R_{xc} (див. рис. 3.8);

$l_{G\delta} = 0,286$ м – плече сили G_x (див. рис. 3.8);

$l_{G\delta\tilde{E}} = 0,63$ м – плече сили G_{bl} (див. рис. 3.8).

Зусилля R_{xc} (хобот – стріла) діє на шарнір „стріла – колона” по вісі стріли, стискаючи її. Дію ваги жорсткої відтяжки на стрілу при розрахунку не враховуємо, так як у „мастильному” положенні вага у більшій степені приходить на шарнір „жорстка відтяжка – колона” т. С (див. рис. 3.5), а зусилля діюче на стрілу не перевищує 1000 Н.

5. Розраховуємо зусилля, яке сприймає шарнір від власної ваги стріли. Для цього споектуємо силу власної ваги стріли на її вісь:

$$D_N = G_C \cdot \cos \gamma = 134700 \cdot \cos 7^\circ = 133700 \text{ Н}, \quad (3.6)$$

де $\gamma = 7^\circ$ – кут нахилу стріли до вертикалі (див. рис. 3.5).

6. Знаючи значення всіх зусиль, які діють на шарнір, можемо визначити його навантаженість. Викреслюємо схему сил, діючих на шарнір „стріла – колона” (див. рис. 3.9). Задаємо плоску систему координат, по осям якої направлені вертикальна і горизонтальна складові реакції шарніра „стріла – колона”. Для визначення реакцій шарніра необхідно скласти систему рівнянь рівноваги.

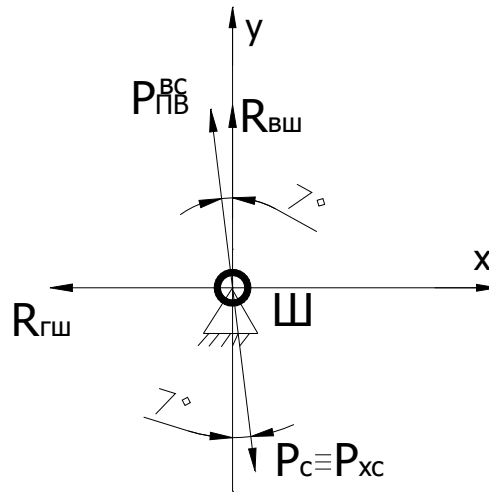


Рисунок 3.9. Схема для визначення реакцій шарніра

Визначаємо горизонтальну складову реакції шарніру „стріла–колона”:

$$\begin{aligned}\sum F_X = 0, \quad P_C \cdot \sin \gamma + P_{XC} \cdot \sin \gamma - P_{IB}^{\hat{a}\hat{n}} \cdot \sin \gamma - R_{\hat{A}\hat{O}} &= 0, \\ R_{\hat{A}\hat{O}} = P_C \cdot \sin \gamma + P_{XC} \cdot \sin \gamma - P_{IB}^{\hat{a}\hat{n}} \cdot \sin \gamma &= 133700 \cdot \sin 7^i + \\ + 26280 \cdot \sin 7^i - 681860 \cdot \sin 7^i &= -63600 \text{ Н}\end{aligned}\quad (3.7)$$

Мінус показує, що горизонтальна складова реакції діє у зворотньому напрямку.

Визначаємо вертикальну складову реакції шарніру „стріла–колона”:

$$\begin{aligned}\sum F_O = 0, \quad P_{IB}^{\hat{a}\hat{n}} \cdot \cos \gamma + R_{B\hat{O}} - P_C \cdot \cos \gamma - P_{XC} \cdot \cos \gamma &= 0, \\ R_{B\hat{O}} = P_C \cdot \cos \gamma + P_{XC} \cdot \cos \gamma - P_{IB}^{\hat{a}\hat{n}} \cdot \cos \gamma &= 133700 \cdot \cos 7^i + \\ + 26280 \cdot \cos 7^i - 681860 \cdot \cos 7^i &= -517990 \text{ Н}\end{aligned}\quad (3.8)$$

Мінус показує, що горизонтальна складова реакції діє у зворотньому напрямку.

Отримані значення показують, що зусилля вертикальної складової

майже у 9 разів перевищує зусилля горизонтальної складової. Зусилля

одночасно сприймають дві осі, ліва і права частина шарніра. Тому враховуючи різний рівень зносу в лівій і правій частині приймаємо до уваги, що розподіл навантаження може бути не рівний.

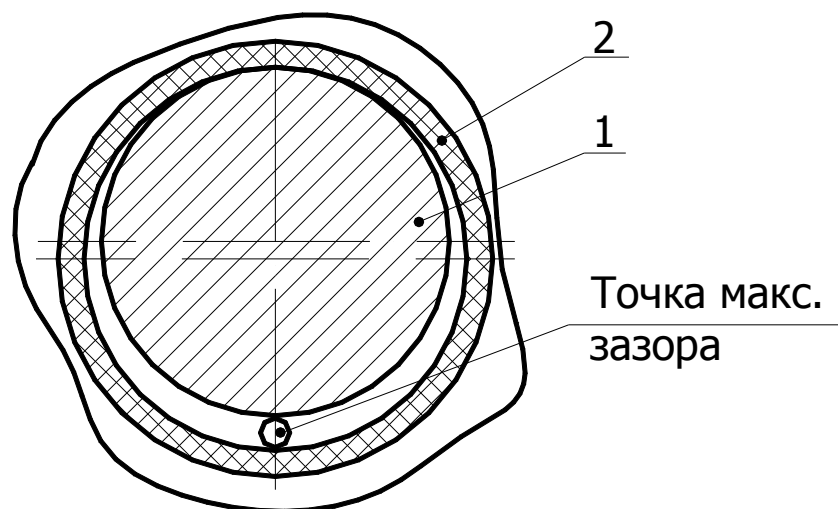
Розраховуємо максимальне вертикальне навантаження, яке сприймає одна вісь шарніра у „мастильному” положенні:

$$D_A^I = R_{A0} \cdot 0,55 = 517990 \cdot 0,55 = 284890 \text{ Н} \quad (3.9)$$

При завантаженості приблизно у 28,5 т., шарнір розібрати практично не можливо, тому що вісь перебуває у затисненому стані.

3.3.4 Розвантаження шарніра „стріла – колона”

У попередньому пункті ми розраховували завантаженість шарніра і побачили, що вертикальна складова реакція шарніра направлена у зворотньому напрямку і складає приблизно 518 кН. Це означає, що зусилля, яке утворює противага через систему важелів на багато перевищує сумарне зусилля від ваги стріли, хобота і блоків. До розвантаження перетин шарніра має вигляд, як показано на рис. 3.10:



1 – вісь шарніра, 2 – текстолітова втулка

Рисунок 3.10. Положення точки максимального зазору до розвантаження шарніра

Для розвантаження шарніра необхідно зменшити зусилля, з яким противага діє на стрілу, піднімаючи її. Зовсім усунути дію противаги на стрілу не можна, тому що в цьому випадку шарнір буде завантажений сумарним зусиллям від власної ваги стріли і хобота з відхиляючими блоками. Необхідно визначити, яке повинно бути зусилля від дії противаги, щоб шарнір знаходився у більш менш вільному стані.

Розраховуємо необхідне зусилля дії противаги на стрілу для розвантаження шарніра (див. рис. 3.9):

$$\sum F_{\dot{O}} = 0, \quad P_{IB}^{\dot{a}\ddot{n}} \cdot \cos \gamma + R_{A\dot{O}}' - P_C \cdot \cos \gamma - P_{XC} \cdot \cos \gamma = 0,$$

$$P_{IB}^{\dot{a}\ddot{n}} = \frac{P_C \cdot \cos \gamma + P_{XC} \cdot \cos \gamma - R_{A\dot{O}}'}{\cos \gamma} = \frac{133700 \cdot \cos 7^i + 26280 \cdot \cos 7^i - 1000}{\cos 7^i} = 158970 \text{ Н},$$

(3.10)

де $R_{A\dot{O}}' = 1000 \text{ Н}$ – призначена, для визначення необхідне зусилля дії противаги на стрілу, вертикальна складова реакції шарніра у розвантаженому стані.

Для визначення зусилля, яке передається через тягу противаги скористуємося формулою 3.5. Так як зусилля надходить від противаги, то формула буде мати вигляд:

$$D_{IB}' = \frac{D_{IA}^{\dot{a}\ddot{n}}}{\cos \beta} = \frac{158970}{\cos 2^o} = 159070 \text{ Н}. \quad (3.11)$$

Так як зменшити вагу противаги ми не маємо можливості, то вибираємо спосіб розвантаження шарніра – піддомкращування коромисла противаги. Схема розвантаження шарніра „стріла – колона” викладена на рисинку 3.11:

$$= \frac{130000 \cdot 5,8 - 9465 \cdot 1,09 - 159070 \cdot 1,09}{1,9} = 300150 \text{ Н}, \quad (3.12)$$

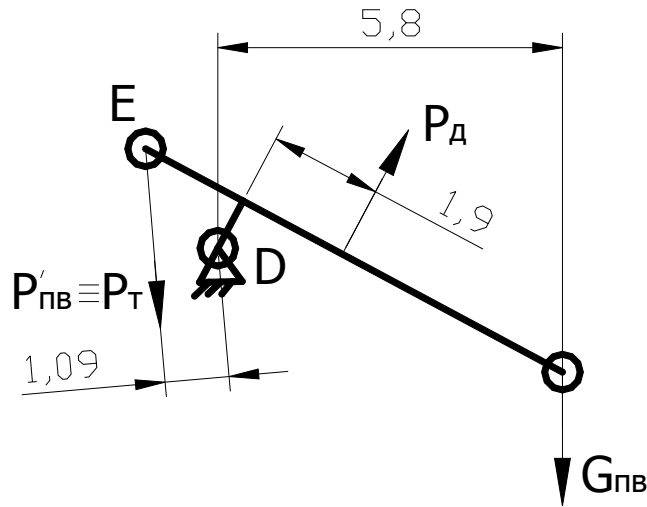


Рисунок 3.12. Розрахункова схема для визначення мінімально необхідного зусилля домкратів

де $l_{Gi\bar{a}} = 5,8$ м – плече сили $G_{пв}$ (див. рис. 3.12);

$l_{D\bar{o}} = 1,09$ м – плече сили P_t (див. рис. 3.12);

$l_{D\bar{i}\bar{a}} = 1,09$ м – плече сили $P'_{пв}$ (див. рис. 3.12);

$l_{D\bar{a}} = 1,9$ м – плече сили P_d (див. рис. 3.12).

Знаючи мінімальне необхідне зусилля домкратів вибираємо два гідравлічних домкрата вантажопідіймальністю 50 т. Коромисло противаги складається з двох коробчатих балок, які рухаються по обидва боки колони при змінювані вильоту стріли. Для того, щоб запобігати перекіс чи згинання елементів противаги, обидві балки коромисла необхідно піддомкращувати одночасно з двох боків колони двома домкратами.

Послідовність виконання розвантажування шарніру „стріла – колона”:

1. Поряд установленим краном змонтувати ремонтні площадки 4 (див. рис. 3.6). Поставити поворотну частину крана по напрямку колії, машинним відділенням до поряд установленого крана і виставити максимальний виліт стріли.

2. Поряд установленим краном установити поперечну балку 6 (див. рис. 3.11) на опору 5. Підняти і установити домкрати 2 на підставки 3 згідно схеми розвантаження шарніра „стріла – колона” способом піддомкращування коромисла противаги (див. рис. 3.11).

3. Поставити стрілу у „мастильне” положення і зафіксувати віссю фіксації стріли (див. рис. 3.6).

4. Заготовити набір сталевих підкладок 7 різної товщини (див. рис. 3.11).

5. Почати піддомкращування, повільно підвищуючи тиск домкратами на балки коромисла противаги. Після початку руху домкрата необхідно слідкувати за станом шарніра „стріла – колона”. Після переходу вісі шарніра у нижнє положення (див. рис. 3.13) (при переході осей з верхнього положення у нижнє відбувається невеликий удар у шарнірі) миттєво припинити піддомкращування. Відмітити положення поршнів і зробити ними хід ще на 0,4 – 0,6 мм.

6. Підібрати точно по розміру набір сталевих підкладок і установити їх під балки коромисла згідно схеми (див. рис. 3.11).

7. Після встановлення сталевих підкладок почати повільне опускання домкратів одночасно слідкуючи за станом шарніра „стріла – колона”. Після вивільнення домкратів стан шарніра повинен бути такий, як показано на рис. 3.13.

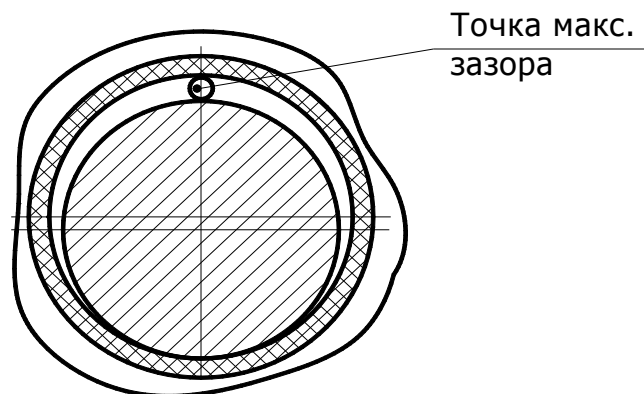


Рисунок 3.13. Положення точки максимального зазору після розвантаження

8. Якщо після вивільнення домкратів вісь шарніра повернулася у верхнє положення (див. рис. 3.10) необхідно повторно провести роботу починаючи з пункту 5, підбираючи різні товщини сталевих підкладок, доки вісі шарніра після вивільнення домкратів не будуть знаходитися у нижньому положенні (див. рис. 3.13).

Практика і перевірні розрахунки показують, що при роботі крана на різних вильотах і з різною вантажопідіймальністю вісь шарніра завжди знаходиться у верхньому положенні, а точка максимального зазору знаходиться у нижній частині і змінює своє положення при роботі в залежності від вильоту крана. Наприклад на максимальному вильоті крана точка максимального зазору відхилиться на кут приблизно 40^0 , якщо за 0^0 прийняти точку максимального зазору при положенні стріли у „мастильному” положенні (див. рис. 3.10). Звідси видно, що половина робочої поверхні вісі і така ж частина текстолітової втулки (ніжні частини) майже не піддані природному зносу, а верхні частини – навпаки весь час сприймають тиск і тертя. Як вже було сказано раніше, знос утворює на осях різницю діаметрів, точніше сказати вибірку у верхніх їхніх частинах. Ця різниця діаметрів чи вибірка утворює на вісі перехід, який при положенні вісі у положенні показаному на рис. 3.10 впирається у торець текстолітової втулки, тим самим перешкоджаючи вихід вісі з шарніра при розбиранні. Положення вісі показане на рис. 3.13, при відсутності перекосів, дозволяє вийняти вісь без зайвих зусиль, навіть при невеликій завантаженості шарніра, у даному випадку це похибка розвантаження.

3.3.5 Фіксування стріли

Перед розбиранням шарніра „стріла – колона” необхідно закріпити стрілу проти самовільного руху під час розбирання шарніра і після його закінчення. Кріплення стріли треба розташовувати як вимога ближче до шарніра „стріла – колона”, для того щоб уникнути перекошування стріли після демонтування шарніру. Після виймання вісі з шарніру, навіть невеликий зсув стріли відносно кронштейна на колонні може спричинити складнощі при збиранні шарніра після відновлення. В такому випадку слід додатково розробляти і проводити роботу направлені на повернення стріли у початкове положення.

Фіксування стріли виконуємо способом встановлення між стрілою і кронштейном на колонні двох косинок (див. рис. 3.14):

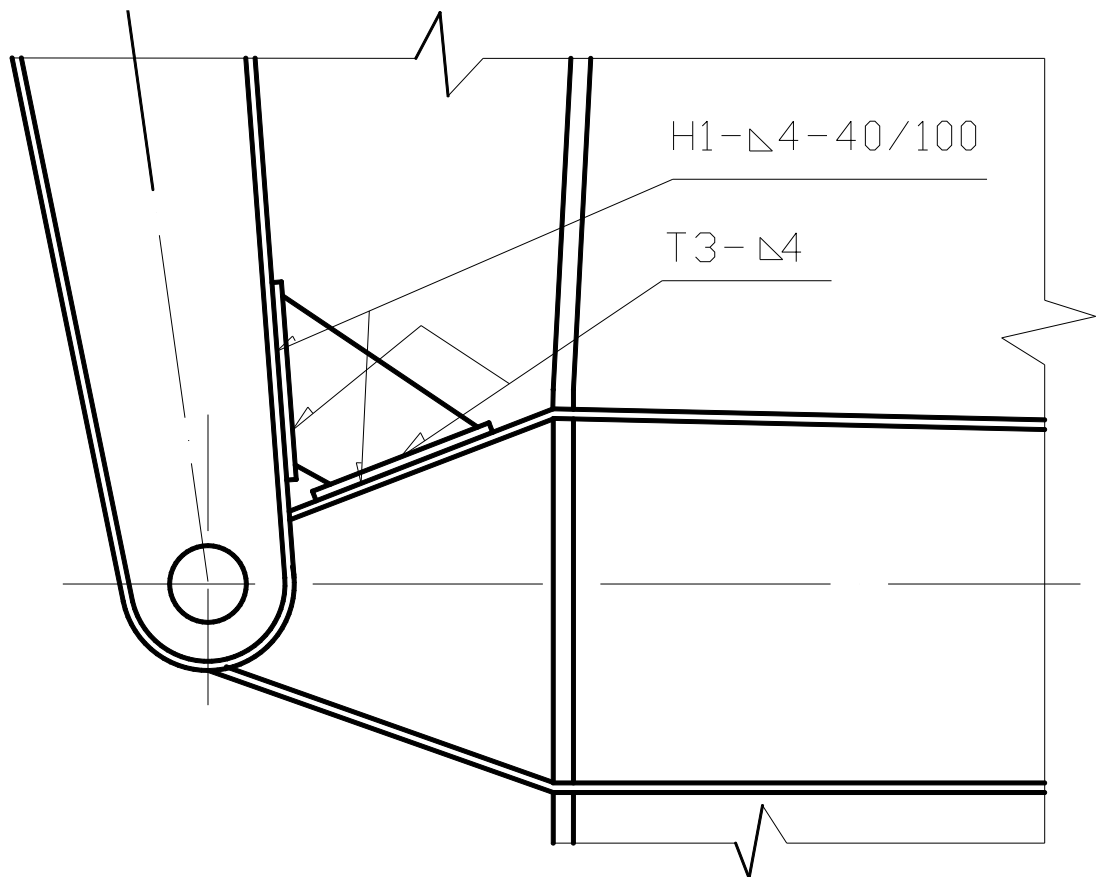


Рисунок 3.14. Фіксування стріли способом встановлення косинок

Складнощами такого фіксування є те що точні розміри косинки треба встановлювати на місці і при необхідності підганяти.

Вимоги до проведення фіксації стріли:

1. Починати проведення фіксації можна тільки після впевнення в тому, що шарнір „стріла – колона” розвантажений вірно і коромисло противаги надійно закріплене у виваженому стані.

2. Зварні шви виконувати згідно з ГОСТ 5264-80 електродами типа Э50А марки УОНИ 13/55 ГОСТ 9467-75.

3. До виконання зварювальних робіт допускається зварювальник атестований по „Правилам атестації зварювальників Госнаглядохоронпраці України”.

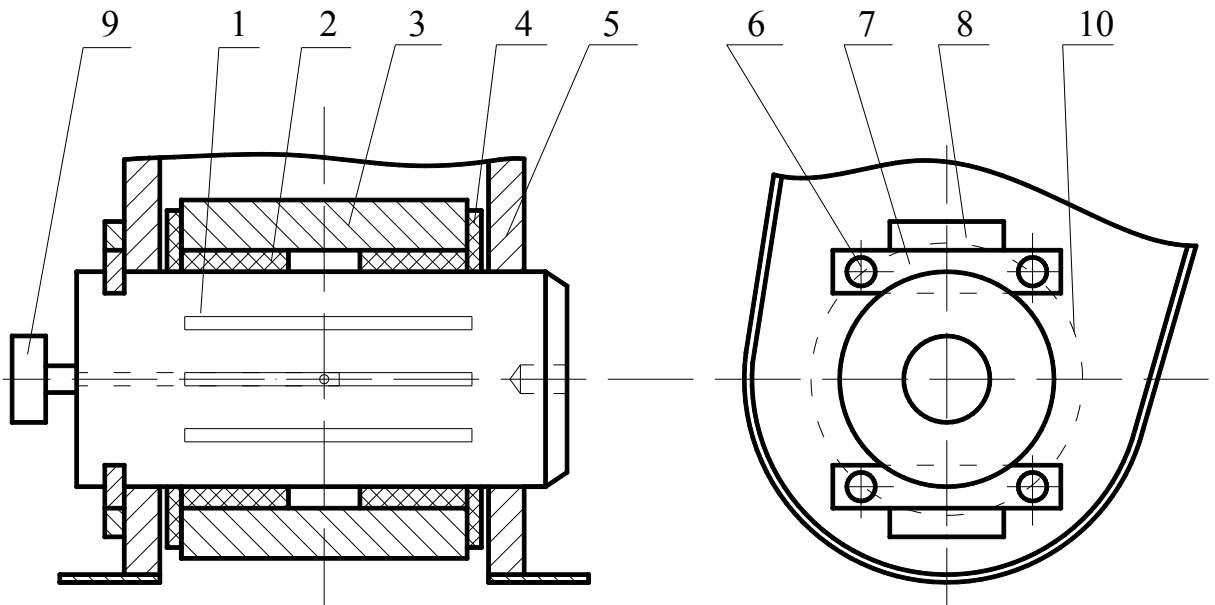
4. Фіксууючу косинку приварювати до попередньо встановлених опорних пластин. При необхідності підігнати розміри косинки по місту так, щоб обидві кромки щільно приєднувалися до опорних пластин.

5. При приварюванні опорних пластин категорично забороняється запалювати дугу і закінчувати зварювання на основному металі металоконструкції.

6. Після закінчення роботи проконтролювати правильність установки фіксууючих елементів і виконання зварних з'єднань.

3.3.6 Демонтаж шарніра „стріла – колона”

Після розвантаження шарніра і фіксування стріли можна приступити до демонтування шарніра рис. 3.15.



1 – вісь, 2 – текстолітова втулка, 3 – сталева втулка, 4 – текстолітова шайба, 5 – щока, 6 – гвинт, 7, 8 – стопорні планки, 9 – гвинт для змащування, 10 – коло вирізу щоки

Рисунок 3. 15. – Шарнір „стріла – колона”

Послідовність демонтажу шарніра „стріла – колона”:

1. Викрутити гвинти для змащування 9 (див. рис. 3.15) з осей і на їхнє місце вкрутити попередньо заготовлені ремонтні гвинти.
2. Відгвинтити гвинти 6 і вийняти стопорні планки 7 з пазів осей (див. рис. 3.15).
3. За допомогою гідравлічного домкрата вантажо-підіймальністю 20 т. почати випресування вісей. Вісі необхідно випресувати з внутрішньої сторони шарніра. Після виходу осей з посадочного місця на 1/2 довжини припинити випресування. По черзі застропити вісі за ремонтні гвинти на гак поряд встановленого крана і продовжити випресування до повного виходу осей. Після виходу вісі по черзі опустити на землю.
4. Вийняти текстолітові шайби 4 (див. рис. 3.15).
5. Шкребок прибрати з шарніра залишки мастильних

матеріалів. У доступних місцях протерти шарнір ганчіркою просоченою керосином і дати висохти.

6. Зрізати стопорні планки 8 (див. рис. 3.15). Видалення зварних швів виконувати керосиновим різакон за рахунок деталі, що видаляється. Місця видалення швів зачистити „фортуюю” до рівня основного метала.

7. На щоки 5 крейдою пунктиром нанести коло 10 діаметром 205 мм (див. рис. 3.3.11). Вісі кола повинні співпадати з осями основних отворів у щоках.

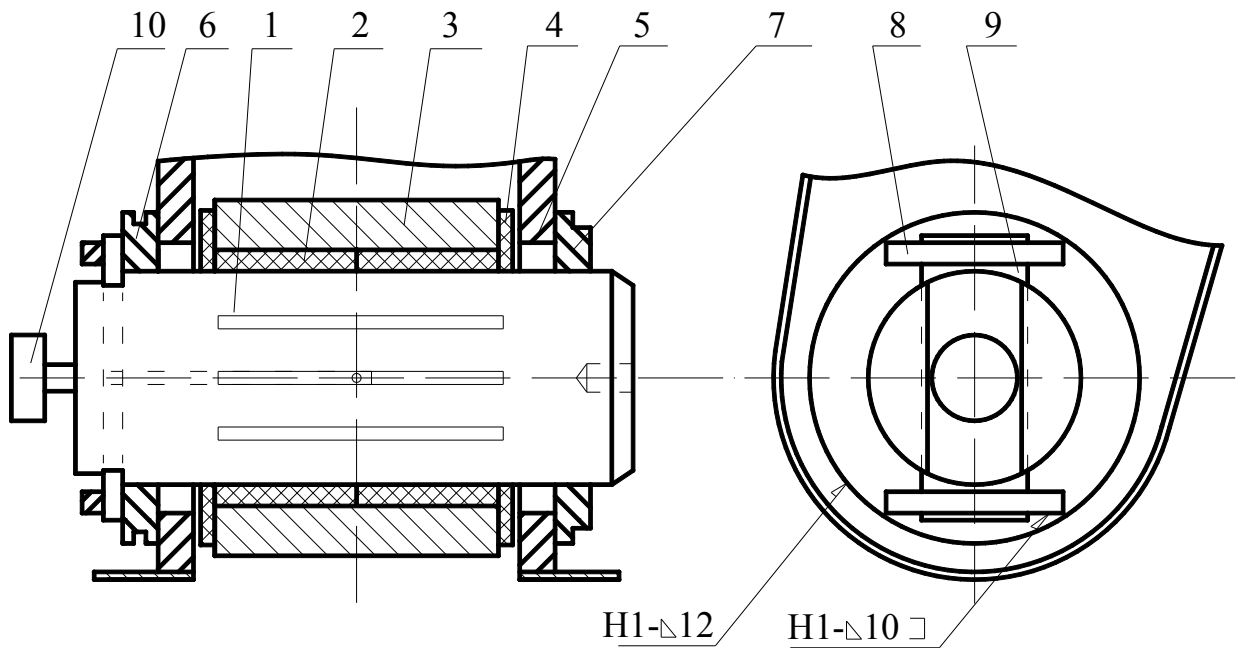
8. Керосиновим різакон зробити вирізи на чотирьох щоках 5 точно по контуру нанесеного пунктирного кола 10 (див. рис. 3.15). Після закінчення вирізу дати металу охолонути. Після охолодження метала оббити з нього шлак, поверхні після вирізу зачистити „фортуюю”.

9. Текстолітові втулки 2 випресувати з металевих втулок 3 (див. рис. 3.15) за допомогою зйомника чи гідравлічного домкрата. Після випресування текстолітових втулок шарнір в середині обробити ганчіркою просоченою керосином.

На цьому етапі демонтаж шарніра „стріла – колона” закінчено. Як видно з послідовності при демонтажі шарніру необхідно застосовувати газорізальне обладнання для вирізання отвору у щоках стріли. Це є головним недоліком методу відновлення шарніра „стріла – колона” без демонтуювання стрілової системи. Шарнір виконано таким чином, що зовнішній діаметр текстолітової втулки більший ніж посадочний діаметр отвору у щоці. Це робить випресування втулок неможливим без вирізання в щоках отвору для випресування текстолітових втулок.

3.3.7 Збирання шарніра „стріла – колона”

Збирання шарніра починається з підготовки посадочних місць і елементів що встановлюються (див. рис. 3.16).



1 – нова подовжена вісь, 2 – нова текстолітова втулка, 3 – сталеві втулки, 4 – нова текстолітова шайба, 5 – щока зі збільшеним діаметром отвору, 6,7 – сталеві втулки стріли, 8,9 – стопорні планки, 10 - новий гвинт для змащування, фіксують стопорної планки

Рисунок 3.16 Шарнір „стріла – колона” відновлений

До початку збирання необхідно виготовити такі нові елементи:

1. Подовжені вісі шарніра з гвинтами для змащування – 2 шт. (див. рис. 3.16 поз. 1,10):

діаметр $D = 180$ мм,

довжина $l = 485$ мм.

2. Нові текстолітові втулки – 4 шт. (див. рис. 3.16 поз. 2):

внутрішній діаметр $d = 180$ мм,

зовнішній діаметр $D = 200$ мм,

довжина $l = 125$ мм.

3. Нові текстолітові шайби – 4 шт. (див. рис. 3.16 поз. 4):

внутрішній діаметр $d = 182$ мм,

зовнішній діаметр $D = 300$ мм,

ширина $h = 5$ мм.

4. Сталеві втулки стріли – 4 шт. (див. рис. 3.16 поз. 6,7):

внутрішній діаметр $d = 180$ мм,

зовнішній діаметр $D = 325$ мм,

довжина $l = 40$ мм.

5. Стопорні планки – 2 шт. (див. рис. 3.16 поз. 8):

довжина $l = 175$ мм,

ширина $h = 38$ мм,

товщина $s = 40$ мм.

6. Стопорні планки – 2 шт. (див. рис. 3.16 поз. 9):

довжина $l = 275$ мм,

ширина $h = 90$ мм,

товщина $s = 20$ мм.

Послідовність збирання шарніра „стріла – колона”:

1. У попередньо підготовлені сталеві втулки 3 запресувати нові текстолітові втулки 2 (див. рис. 3.16).

2. Встановити між щоками 5 і сталевими втулками 3 нові текстолітові шайби 4 (див. рис. 3.16).

3. Змазати текстолітові втулки 2 і вісі шарніра 1 мастилом типа ЛИТОЛ і запресувати на посадочне місце (див. рис. 3.16). Нові вісі подаються на місце встановлення при допомозі поряд встановленого крана.

4. На вільні кінці осей 1 надіти сталеві втулки стріли 6,7 згідно схеми (див. рис. 3.16).

5. Приварити по замкненому контуру катетом шва 12 мм сталеві втулки стріли 6,7 до щок 5 (див. рис. 3.16).

Перевіряємо вибраний катет шва по допустимим напруженням на зріз:

$$\tau_{\varphi\delta} = \frac{N}{\mu \cdot k \cdot l_{\varphi} \cdot 10^6} \leq [\tau]_{\varphi\delta}, \quad (3.13)$$

де N – максимальне розрахункове навантаження на одну втулку:

$$N = (P_{\hat{L}\hat{A}} - P_{\hat{N}} - P_{\hat{\partial}\hat{N}}) \cdot 0,3 = (681860 - 133700 - 26280) \cdot 0,3 = 156600 \text{ Н}, \quad (3.14)$$

$\mu = 0,7$ – коефіцієнт відношення висот перерізів швів до розміру меншого катета шва при ручному зварюванні [9];

$k = 0,012$ м – катет шва;

l_{φ} – довжина шва:

$$l_{\varphi} = \pi \cdot D = 3,14 \cdot 0,325 = 1,02 \text{ м}, \quad (3.15)$$

де $D = 0,325$ м – зовнішній діаметр втулки;

$[\tau]_{\varphi\delta}$ – допускане напруження на зріз для зварного шва:

$$[\tau]_{\varphi\delta} = [\sigma] \cdot 0,6 = 120 \cdot 0,6 = 72 \text{ МПа}, \quad (3.16)$$

де $[\sigma] = 120$ МПа – допускане напруження при розрахунку на зріз для сталі 09Г2С [9].

Напруження у зварному шві складають:

$$\tau_{\varphi\delta} = \frac{156600}{0,7 \cdot 0,012 \cdot 1,02 \cdot 10^6} = 18,28 < 72 \text{ МПа}, \quad (3.17)$$

$\tau_{\varphi\delta} < [\tau]_{\varphi\delta}$ – умова міцності виконується, розраховані напруження не перевищують допусканих.

6. Викрутити ремонтні болти з осей і встановити стопорні планки 9 у пази згідно схеми (див. рис. 3.16). В вісі вкрутити гвинти для змащування з гайками фіксування стопорних планок 10. Приварити по незамкненому контуру катетом шва 10 мм стопорні планки 8 до сталевих втулок 6. Змазати шарнір.

Вимоги до проведення збирання шарніра „стріла – колона”:

1. Зварні шви виконувати згідно з ГОСТ 5264-80 електродами типа Э50А марки УОНИ 13/55 ГОСТ 9467-75.
2. До виконання зварювальних робіт допускається зварювальник атестований по „Правилам атестації зварювальників Госнаглядохоронпраці України”.
3. В місцях зварних швів нових деталей, що встановлюються зачистити поверхні прилягаючі до шва на 20 – 25 мм в обидві сторони.
4. Всі місцеві нерівності на деталях, які перешкоджають виконанню правильного збирання, повинні бути оброблені.
5. Категорично забороняється запалювати дугу і закінчувати зварювання на основному металі металоконструкції не в зоні зварного шва.
6. При виконанні багато прохідних швів, після виконання кожного проходу, необхідно провести щільне зачищення поверхні шва.
7. Після проведення зварювання, зовнішньому оглядові піддати поверхні швів і прилягаючі до них ділянки основного металу шириною не менш 20 мм в обидва боки від шва, зачищені від шлаку, бризів металу й інших забруднень.
8. Зовнішнім оглядом із застосуванням лупи 3-10 кратним збільшенням виявляються напливи, прожоги, незаварені кратери, подрізи, зовнішні тріщини шва й прилягаючої до шва зони усіх видів і напрямків, пори.
9. На зварні шви і поверхні, які піддавалися механічній обробці, нанести ґрунтовку.

3.3.8 Підготування крана до роботи

Після закінчення відновлення шарніра необхідно провести такі роботи до того як пустити крана в роботу:

1. Керосиновим різакон зрізати фіксуючі косинки і опорні пластини з

верхнього поясу стріли і кронштейна на колоні. Видалення зварених швів робити за рахунок метала деталі, що видаляється. Місця зрізання швів зачистити „фортуюю” до рівня основного метала і заґрунтувати.

2. Піддомкратити коромисло противаги, прибрати з поперечної балки сталеві пластини і опустити противагу.

3. Вийняти з місця посадки вісь фіксації стріли.

4. Поставити поворотну частину крана по напрямку колії машинним відділенням до поряд встановленого крана і виставити максимальний виліт стріли. Поряд встановленим краном опустити на землю поперечну балку і домкрати.

5. Демонтувати ремонтні площадки.

6. Провести статично випробування крана вантажем 12,5т.

ВИСНОВОК

У ході виконання магістерської роботи ми визначили залежність кута контакту осі і провувшини шарнірного з'єднання порталного крану у нерухомому стані від величини радіального зазору. По даним цієї залежності побудовано графік.

Провели дослідження впливу використання підшипників кочення у шарнірному вузлі порталного крану на габарити цього вузла. У результаті цього було встановлено, що використання підшипників з одного боку підвищує надійність та плавність роботи шарніру, а з іншого призводить до збільшення габаритів шарнірного вузла до 40%. Це в свою чергу призводить до збільшення габаритів стрілової системи крану, збільшується вага, а значить і ціна крану в цілому.

Ми також визначили, що типовими слабкими місцями порталного крана „Альбатрос” є шарнірні з'єднання. Для порталного крана „Альбатрос” було побудовано графік інтенсивності зносу шарніра „стріла – колона”, з якого видно залежність інтенсивності зносу від типу вантажу, який перевантажує кран. Цей графік також дає можливість прогнозування розвитку зносу з часом і планування ремонтних робіт по відновленню шарніра. Розроблені технологія відновлення шарніра „стріла – колона” крана „Альбатрос”, яка передбачає проведення робіт без демонтажу стрілової системи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Підйомно-транспортні машини : підручник / А. С. Кобець, В. І. Дирда, Ю. Г. Козуб [та ін.]. – Дніпро : НГУ, 2016. – 413 с.
2. 2. Вантажопідйомні машини : навч. посіб. / О. В. Григоров, Н. О. Петренко. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – 276 с.
3. Підйомно-транспортні машини : навч. посіб. / Ю. Г. Козуб, С. В. Маслійов. – Старобільськ : ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2018. – 312 с.
4. Вантажопідйомні машини : навч. посіб. / Н. М. Слободян, І. А. Пономарчук. – Вінниця : ВНТУ, 2020. – 224 с.
5. Деталі машин та підйимально-транспортні машини : навч. посіб. / М. М. Толстушко, В. Л. Мартинюк, Н. О. Толстушко. – Луцьк : ЛНТУ, 2015. – 358 с.
6. Вантажно-розвантажувальні машини логістичних систем : навч. посіб. / В. О. Воляннюк, Є. В. Горбатюк, Б. М. Федішин. – Київ : КНУБА, 2025. – 289 с.
7. Транспортні навантажувально-розвантажувальні засоби : підручник / І. А. Вікович. – Черкаси : ЧДТУ, 2018. – 680 с.
8. Гончарук О. М. Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка : навч. посіб. – Київ : КНУБА, 2014. – 256 с.
9. Баладінський В. Л. Пристрої та механізми вантажопідйомних машин : навч. посіб. – Київ : НТУУ «КПІ», 2012. – 198 с.
10. Пшінько О. М., Кравець С. В., Кравець В. П. Будівельні машини та обладнання : підручник. – Дніпро : ДНУЗТ, 2016. – 528 с.
11. Сінельников О. М., Дерев'янко С. І. Підйомно-транспортні машини: підручник. — Київ: Ліра-К, 2017. — 512 с.
12. ДСТУ Б В.2.8-12:2000. Підйимально-транспортне устаткування. Загальні вимоги до безпеки. — Київ: Держбуд України, 2000. — 28 с.

ДОДАТОК А

Допустимі напруження $[\sigma]$ по формулам (1.5) – (1.6) у шарнірів вільного дотику.

Таблиця А.1

Ви д заготовки	Марка матеріалу	Вид термообробки	Твердіс ть по Брінелю НВ	
По ковка	Сталь 45 (ГОСТ 1050 – 74)	Нормалізація Загартування відпуск	200	
	Сталь 50 (ГОСТ 1050 – 74)		240	10
	Сталь 75 і 65Г (ГОСТ 14959 – 79)		300	00
	Те ж		330	
	Те ж		350	00
				60
				90
Пр окат	Сталь 75 і 65Г (ГОСТ 14959 – 79)	Загартування відпуск	350	20
	Сталь 55 (ГОСТ 977 – 75)		320	60
Від ливки	Сталь 55 (ГОСТ 977 – 75)	Відпал	190	
	Сталь 35ГЛ (ГОСТ 977 – 75)		210	60
				00
Примітка. Для тимчасово працюючих кранів (монтажні, деякі будівельні і ін) вказані напруження можуть бути збільшені на 10%.				