

Машинобудівний
(повне найменування інституту, факультету)
Ремісничі та підсилювачі енергії
(повне найменування кафедри) механізми

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Магістр
(ступінь вищої освіти)
на тему Розвідання напінного краю
зі змінною геометрією

Виконав: студент(ка) ___ курсу, групи М-314М

Спеціальності 133Танцюве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
підсилювачі енергії, енергетичні машини, двигуни, механізми та обладнання
Решетов С.А.
(прізвище та ініціали)

Керівник Сидорак М.В.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Вронов Р.І.
(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний
Кафедра Деталей машин і підійомно-транспортні механізми
Ступінь вищої освіти Магістр
Спеціальність 133 Танузево Машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підійомно-транспортні; Дорожні; Будівельні;
(назва освітньої програми (спеціалізації))
метопрацельні машини; Основання

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Григор

« » 20 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Ревнов Євген Андрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Дослідження кастинного крока
зі змінною геометрією

керівник проєкту (роботи) Доцент, Сидоренко М.В. канд. техн. наук
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 15.12.2025

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Крок кастинний зі змінною
геометрією несучої конструкції, а також кастинний
кроки кастинних конструкцій. Вихідні дані від
0,125 до 3,2 м із висотою 6,3 м.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналіз існуючих конструкцій кастинних кроків.

2. Дослідження геометрії крока кастинного зі змінною
геометрією несучої конструкції.

3. Розрахунок існуючих конструкцій кроку.

4. Конструювання кроку.

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

Планшет номер 1 - Робоча зона машинного ра.

Планшет номер 2 - Зона балансування балансу.

Планшет номер 3 - Візок крока трансформера.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконання завдання
1	доц. Сидоренко М.В.	7.11.25	М.В.Сидоренко
2	доц. Сидоренко М.В.	14.11.25	М.В.Сидоренко
3	доц. Сидоренко М.В.	21.11.25	М.В.Сидоренко
4	доц. Сидоренко М.В.	28.11.25	М.В.Сидоренко

7. Дата видачі завдання «30» листопада 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Срок виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Аналіз існуючих конструкцій козлових кранів.	14.11.2025	
2	Визначення геометрії кроку кастингово.	21.11.2025	
3	Розрахунок металоємкості крану.	28.11.2025	
4	Конструювання візка.	10.12.2025	

Студент

Рибкоб С.Н.
(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

Сидоренко М.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 70 с., таблиці, 35 рисунків, 9 джерел, 5 додатків.

Об'єкт дослідження – кран настінний зі змінною геометрією несучої конструкції.

Мета проекту – розробка концепції, структури та дослідження крану настінного зі змінною геометрією несучої конструкції, порівняння основних характеристик цього крану з характеристиками існуючих консольних настінних однострілових кранів. Зробити висновок про можливість застосування даного крану на виробництві.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний, з використанням програм Microsoft Word, КОМПАС-3D V8 Plus та програмного комплексу ЛИРА 9.4.

У роботі було проведено дослідження крану настінного зі змінною геометрією несучої конструкції. Були розраховані геометричні параметри крану, проаналізована несуча здатність нової конструкції у порівнянні з вже існуючими конструкціями настінних кранів. Були розроблені зони обслуговування крану для двох режимів його роботи – в режимі трикутної несучої конструкції та в режимі двох окремих настінних кранів.

Під час виконання роботи було розроблено конструкцію візка з оригінальним механізмом пересування об'єднаного візка по двом балкам одночасно.

У роботі було підібрано найраціональніший перетин стріли настінного крану шляхом порівняння п'яти стріл різного профілю. Проведене порівняння прогинів стріл і напружень, які виникають у перетинах.

Ключові слова: НАПРУЖЕННЯ, МОМЕНТ, СИЛА, ЗГИНАННЯ, СТІЛА, БАЛКА, МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ, ВІЗОК, МЕХАНІЗМ, ПРОГІН.

ЗМІСТ

Завдання.....	3
РЕФЕРАТ.....	4
Перелік умовних позначень, символів,.....	6
ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КОНСОЛЬНИХ КРАНІВ	10
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОМЕТРІЇ НАСТІННОГО КРАНУ ЗІ ЗМІННОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ	15
2.1 Геометричні параметри настінного крана зі змінною геометрією	15
2.2 Зона обслуговування настінного крана зі змінною геометрією несучої конструкції та її аналіз.....	17
2.3 ПЕРЕВАГИ КОНСТРУКЦІЇ ТА ПОРІВНЯННЯ З КЛАСИЧНИМИ НАСТІННИМИ КОНСОЛЬНИМИ КРАНАМИ	18
3 РОЗРАХУНКИ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНУ	21
3.1 Розрахунок несучої здатності металоконструкції крана.....	21
3.2 Визначення прогинів металоконструкції крана настінного зі змінною геометрією.....	28
3.3 Вибір оптимального перетину кранових балок	29
4 КОНСТРУЮВАННЯ ВІЗКА	44
5 БЕЗПЕКА ТА ЕКОЛОГІЧНІСТЬ ПРОЄКТУ	49
5.1 Безпека праці.....	49
5.2 Ергономічні вимоги	49
5.3 Санітарно-гігієнічна характеристика	50
5.4 Вимоги техніки безпеки.....	51
ВИСНОВКИ.....	53
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	55
Додаток А.....	56
Додаток Б	59
Додаток В.....	62
Додаток Г	65
Додаток Д.....	68

Перелік умовних позначень, символів, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

- a – відстань між шарнірами кріплення стріл до стіни, m
- h_i – відстань від стінки до точки зони обслуговування, m
- g – прискорення вільного падіння, m/c^2
- Q_i – вантажопідйомність стріли, kg
- G_I – сила власної ваги металоконструкції крану, H
- G_Q - сила ваги вантажу, H
- G_6 - сила ваги візка, H
- N_p - Горизонтальна проекція сили ваги вантажу, H
- F_y - Сила інерції, що виникає при гальмуванні повороту стріли, H
- F – площа поперечного перерізу, m^2
- I_x - моменти інерції перерізів відносно осі $X-X$, m^4
- I_y - моменти інерції перерізів відносно осі $Y-Y$, m^4
- W_x - моменти опору для перерізів відносно осі $Y-Y$, m^3
- W_y - моменти опору для перерізів відносно осі $X-X$, m^3
- l – довжина виліта стріли, m
- α, β – кути повороту стріл відносно стіни, $град$
- V – швидкість руху матеріальної точки, m/c
- $W^{(k)}$ – кінетична енергія матеріальної точки, $Дж$
- σ - приведені напруження, $МПа$
- E - модуль повздовжньої пружності матеріалу стрижня (модуль Юнга)
- δ – прогин кінця стріли, m
- q – розподілене навантаження, H/m
- M – момент сили, $H \cdot m$

ВСТУП

Одним із основних завдань розвитку сучасного господарства є автоматизація та комплексна механізація виробничих процесів у всіх галузях виробництва.

Особливе значення має питання механізації трудомістких та важких навантажувально-розвантажувальних і монтажних робіт, де особливо важливим є полегшення ручної праці як на основних, так і на допоміжних операціях. У цьому плані стрілові крани мають першочергове значення як незамінний механізм при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт.

Сучасні виробництва з високими технологіями потребують обладнання з гнучкими засобами переналагодження, настроювання та перепрограмування. На одній і тій же ділянці цеху може виникнути потреба у вантажопідйомних засобах з різною геометричною конфігурацією та з різною несучою здатністю. Наявність у цеху вантажопідйомного крану, який відповідає цим вимогам дозволить значно розширити технологічні можливості виробництва та більш раціонально використовувати робочий простір цеху. Крім того, наявність такого вантажопідйомного пристрою дозволить швидко переналагоджувати виробничий процес для виконання різних операцій з різними вантажами. Швидке переналагодження, у свою чергу, зменшую час технологічних простоїв, а це забезпечує збільшення продуктивності праці.

У цю концепцію добре кореспондуються вантажопідйомні системи зі змінною структурою та геометрією. Пропонується конструкція настінного крана зі змінною геометрією несучої конструкції.

У режимі роботи крану, коли він трансформується у трикутну консольну несучу конструкцію, спостерігається ряд позитивних відмінностей від існуючих конструкцій консольних кранів. По-перше, дві об'єднані стріли утворюють потужну несучу конструкцію, яка може витримувати великі навантаження при пі-

дійомі-опусканні вантажів великої маси. По-друге, максимально можливі прогини від дії корисного навантаження для такої конструкції будуть нижчими.

Отже, спостерігається підвищення статичної жорсткості конструкції. По-третє, період власних коливань системи знижується, а час їх затухання зменшується. Це свідчить про підвищення динамічної жорсткості конструкції. Разом підвищення статичної та динамічної жорсткості вантажопідйомної системи зумовлюють значне підвищення точності позиціонування крану. Точність позиціонування крану – одна з найважливіших його характеристик, яка у значній мірі визначає можливість його використання для автоматизації конкретного виробничого процесу та область використання. Досягнення високої точності позиціонування дозволяє підвищити продуктивність роботи крану, тому що час необхідний для захоплення вантажу вантажозахоплювальним органом зменшується.

Метою роботи було розробити сучасну вантажопідйомну машину, котра б відповідала сучасним критеріям проектування – трансформерізація, модульність, енергозбереження та розширена функціональність.

Запропонований підхід до синтезу та проектування несучих кранових конструкцій дозволяє досить гнучко варіювати несучу здатність, розширити функціональні можливості та робочі зони настінних вантажопідйомних кранів, що більш повно відповідає технологічним вимогам сучасних виробництв.

Задачами роботи є:

- розробити концепцію і структуру крана-трансформера;
- дослідити вплив нової конструкції настінного крану на точність позиціонування робочого органу;
- зробити висновки про вплив точності позиціонування на продуктивність роботи крану;
- розробити математичну модель крану зі змінною геометрією несучої конструкції за допомогою програми КОМПАС-3D V8 Plus;
- за допомогою запропонованої моделі проаналізувати вантажопідйомність крана у різних точках зони обслуговування та порівняти її з вантажопідйомністю одно-стрілового настінного крану;

- підібрати найбільш раціональний перетин стріли настінного крану;
- розробити приводи механізмів нового крана настінного зі змінною геометрією несучої конструкції.

В даній роботі вперше запропонована конструкція консольного настінного крана-трансформера, тобто крана, який може працювати у двох зовсім різних режимах з різними технічними характеристиками і зонами обслуговування. Пропонується конструкція настінного крана зі змінною геометрією несучої конструкції.

Нова конструкція складається з двох консольних балок, шарнірно закріплених на стіні, кожна з окремим приводом обертання. Балки можуть працювати самостійно як два класичні настінно-поворотні крани, тобто два окремих консольних настінно-поворотних крана. В цьому випадку несуча здатність кожної балки залежить від вильоту вантажу.

В іншому режимі дві балки трансформуються в трикутну консольну несучу конструкцію, геометрія якої змінюється за рахунок узгодження роботи приводів повертання кожної балки та оригінального приводу пересування об'єднаного візка по двом балкам одночасно.

Вперше розроблена конструкція настінного крану, яка дозволяє отримати високу точність позиціонування робочого органу завдяки збільшенню статичної і динамічної жорсткості металоконструкції.

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КОНСОЛЬНИХ КРАНІВ

Кран настінний зі змінною геометрією несучої конструкції, який досліджується у даній роботі, раніше у літературі не розглядався. Але в загалом консольні крани інших конструкцій досить широко висвітлені у літературі.

Зазначається, що консольні крани виконуються стаціонарними на колоні і настінними - стаціонарними і пересувними. Вони використовуються переважним чином у цехах машинобудівельних заводів для обслуговування окремих агрегатів (стаціонарні крани) і для розвантаження роботи мостових кранів (настінно-пересувні крани).

Вони випускаються вантажопідйомністю від 0,125 до 3,2 т і з вильотом до 6,3 м. Такі крани оснащені електричною самохідною таллю з гальмом на механізмі пересування (для запобігання самовільного переміщення по стрілі) та електричним механізмом повороту консолі. Стріли виконують із двотаврових балок, які при необхідності підсилюють. Швидкість кранів такого типу: підйому вантажу - 0,13 м/с; пересування талі - 0,33 м/с.

Розрізняють дві принципово різні схеми механізмів пересування візків по стрілам консольних кранів. Перша схема – весь механізм розташовано безпосередньо на об'єкті, що переміщується. Ходове колесо електричної самохідної талі рухається по двотавровій балці крану. Колесо через передачу з'єднано з двигуном та гальмом. Недолік цієї схеми – зниження вантажопідйомності крану через велику масу візка.

Друга схема – механізм розташований окремо від об'єкту, що переміщується та з'єднаний з ним канатом. Канат перекинутий через нерухомий блок та намотується на барабан. Через передачу барабан з'єднано з двигуном та гальмом. Завдяки розміщенню механізмів підйому та механізмів пересування окремо від візка різко скорочуються його маса і габаритні розміри. Недоліком даної схеми є підвищений знос гнучкого елемента механізму підйому.

У даній роботі проводиться детальне дослідження металоконструкцій кранів. Питання розрахунку металоконструкцій висвітлено П.Є. Богуславським

Він навів теоретичні основи інженерних методів силового розрахунку та розрахунку на міцність металоконструкцій вантажопідйомних машин; принципи конструювання окремих елементів; основні положення та принципи вибору раціональних схем та просторового компонування комплексу металоконструкцій вантажопідйомних машин. Крім того, розміщено довідникові матеріали, які необхідні для проектування. Методики розрахунку, запропоновані автором, застосовані для дослідження несучої здатності, прогинів та коливань металоконструкції настінного крану зі змінною геометрією несучої конструкції.

По проведеному літературному огляду можна зробити загальний висновок що кран консольний – це кран стрілового типу, вантажозахоплювальний пристрій якого підвішений до жорстко закріпленої консолі (стрілі) або до візку, який переміщується по консолі (стрілі).

Консольні крани можуть бути:

- стаціонарними – закріпленими на фундаменті або іншій нерухомій основі (настінними (рисунки 1.1) або на колоні (рисунки 1.2));
- пересувними – які мають можливість пересуватися під час роботи (настінними) (рисунки 1.3).

Кран консольний на колоні – кран консольний, який має можливість обертатися на колоні, основа якої прикріплена до фундаменту, або прикріплений до колони, яка має можливість обертатися у підп'ятнику, розміщеному у фундаменті.

Кран настінний – кран стаціонарний, який прикріплено до стіни або який рухається по надземній крановій колії, закріпленій на стіні або несучій конструкції.

- За ступенем повороту стріли консольного крану відносно його опірної частини розрізняють неповоротні (які не мають можливості обертання консолі), повноповоротні (з кутом повороту консолі на 360°) і неповноповоротні консольні крани (з кутом повороту консолі менше 360°).

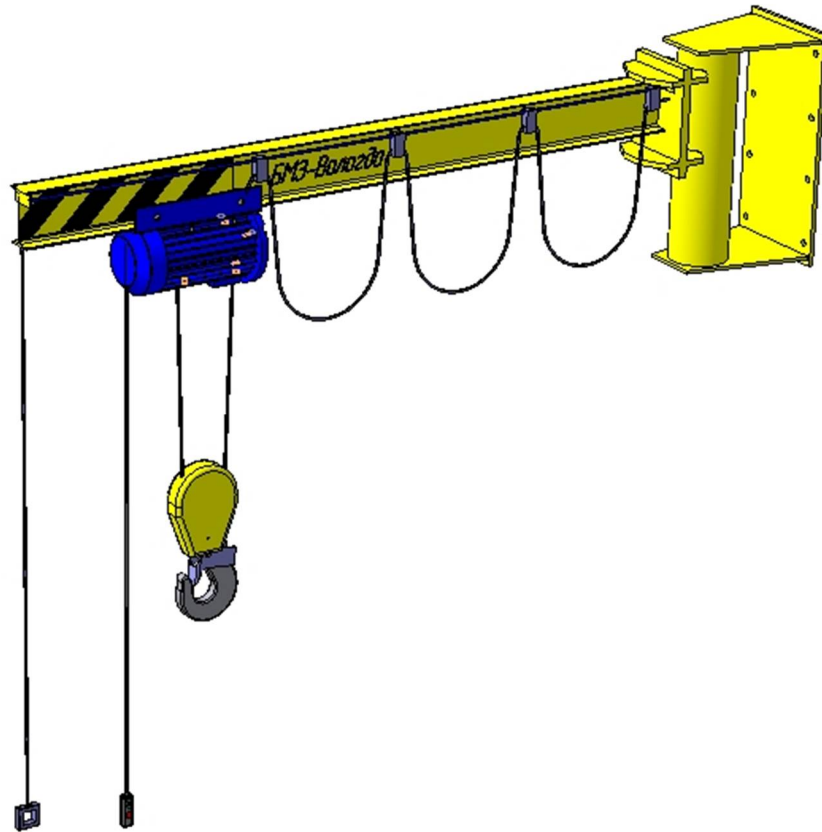


Рисунок 1.1 – Стационарний настінний кран

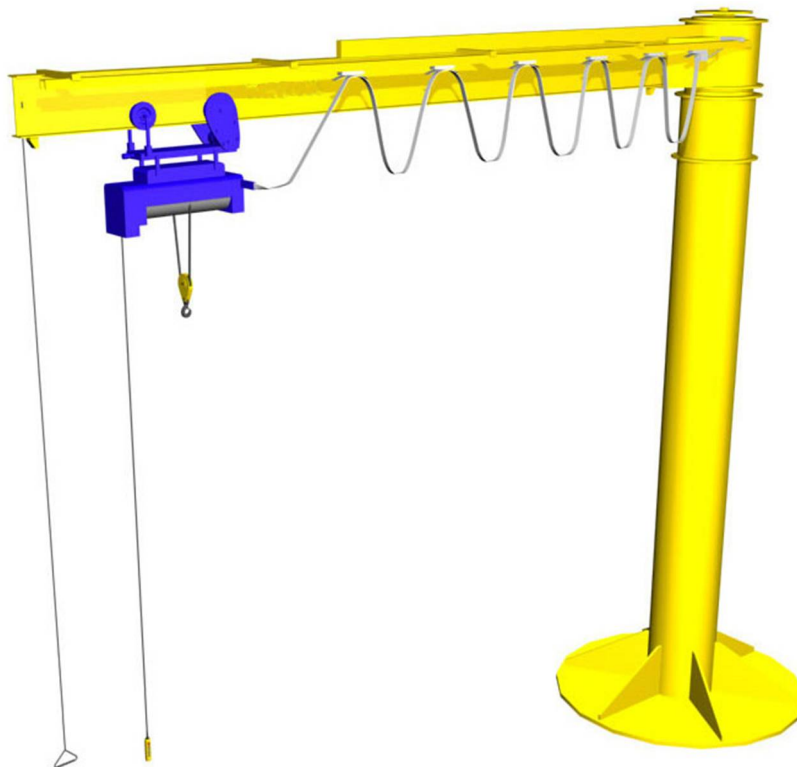


Рисунок 1.2 – Стационарний кран на колонні



Рисунок 1.3 – Кран настінний пересувний

Стріла колонного консольного крана може бути складеною з двох частей (рисунок 1.4). Кожна частина стріли може обертатися на 360° , що дозволяє заводити кран у важкодоступні місця, переміщувати вантаж через дверні проїми, над перешкодами не змінюючи положення консольного крана.



Рисунок 1.4 – Консольний кран з шарнірною стрілою

Відомі також конструкції консольних кранів які мають дві стріли. Вони можуть працювати окремо – кожна зі своїм механізмом підйому (рисунок 1.5) або разом, утворюючи потужну несучу конструкцію (рисунок 1.6).

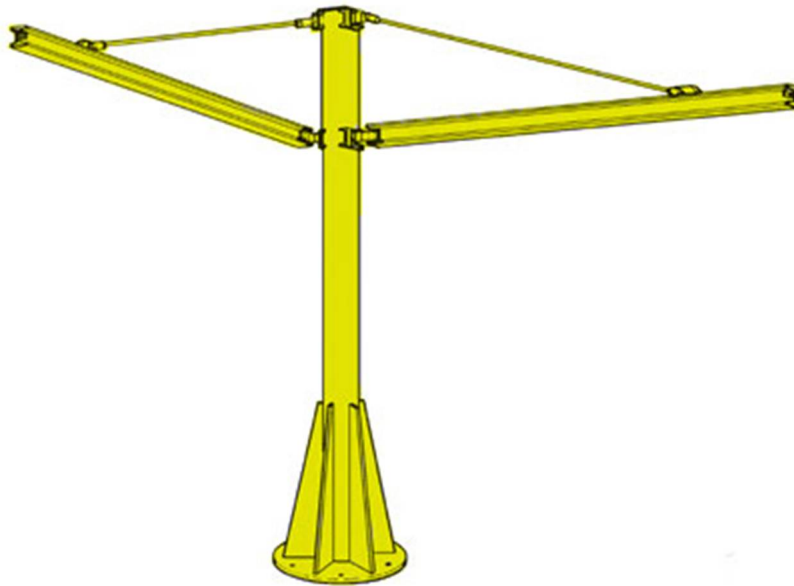


Рисунок 1.5 – Кран з двома стрілами, які працюють окремо

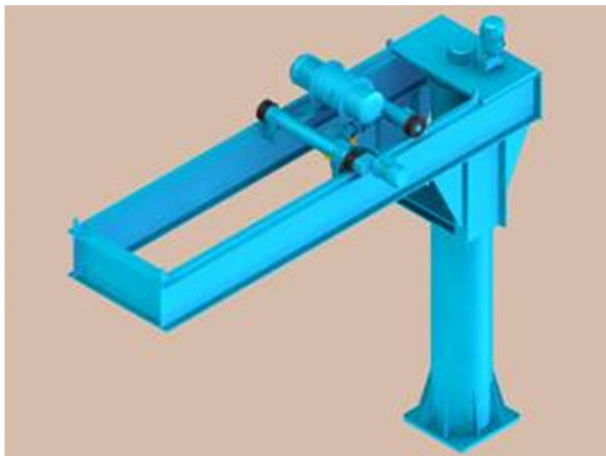


Рисунок 1.6 – Кран з двома стрілами, які працюють разом

Консольні крани можуть виготовлятися з ручним або електричним приводом механізму підйому вантажу, пересування талі та повороту консолі. Основні сфери застосування: цехи промислових підприємств, закриті складські приміщення і т.п.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОМЕТРІЇ НАСТІННОГО КРАНУ ЗІ ЗМІННОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ

2.1 Геометричні параметри настінного крана зі змінною геометрією

Складаємо розрахункову схему (рисунок 2.1) і визначаємо найбільш важливі, з точки зору проектування крана, його геометричні параметри.

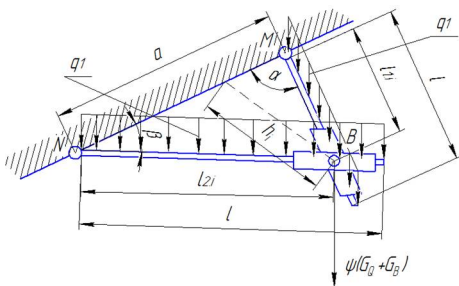


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема крана

Знайдемо залежність відстаней $l_{1,i}$ і $l_{2,i}$ від кутів повороту стріл відносно стінки. По теоремі синусів маємо:

$$\frac{l_{1,i}}{\sin \beta} = \frac{l_{2,i}}{\sin \alpha} = \frac{a}{\sin(180 - (\alpha + \beta))} = \frac{a}{\sin(\alpha + \beta)},$$

де a – відстань між шарнірами кріплення стріл.

Звідси маємо:

$$l_{1,i} = \frac{a \sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)}; \quad (2.1)$$

$$l_{2,i} = \frac{a \sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)}. \quad (2.2)$$

Відстань h_i (рисунок 2.1) від точки на зоні обслуговування до стінки можна визначити одним із двох методів. Першим – якщо відомі довжини вильотів стріл $l_{1,i}$ та $l_{2,i}$, другим – якщо відомі кути на які повернуті стріли.

1) Площа трикутника MBN за теоремою Герона знаходиться за формулою:

$$S = \sqrt{p(p-a)(p-l_{1.i})(p-l_{2.i})},$$

де $p = \frac{a+l_{1.i}+l_{2.i}}{2}$ – напівпериметр ΔMBN .

З іншого боку таж площа знаходиться за формулою:

$$S = \frac{1}{2}ah_i.$$

Маємо рівняння:

$$\sqrt{p(p-a)(p-l_{1.i})(p-l_{2.i})} = \frac{1}{2}ah_i,$$

звідси

$$h_i = \frac{2\sqrt{p(p-a)(p-l_{1.i})(p-l_{2.i})}}{a}. \quad (2.3)$$

2) З трикутників MBD та NBD маємо:

$$h_i = l_{1.i}\sin\alpha = l_{2.i}\sin\beta ,$$

підставимо значення l_1 та l_2 з формул (2.1) та (2.2) відповідно:

$$h_i = \frac{a\sin\alpha\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}. \quad (2.4)$$

2.2 Зона обслуговування нагінного крану зі змінною геометрією несучої конструкції та її аналіз

Складаємо 3D модель зон обслуговування крану при його роботі у обох можливих режимах (рисунок 2.2) та проводимо їх аналіз.

У першому режимі роботи кран-трансформер являє собою два окремих класичних нагінно-поворотних крана. Розташування їх у різних горизонтальних площинах дозволяє одночасно безперешкодно працювати з різними вантажами. Така конструкція дозволяє обом кранам обертатися навколо шарнірів на кути, які наближаються до 180° . Крім того крани утворюють велику зону, у якій вони можуть працювати обидва з одним і тим же або з різними вантажами.

При роботі крана у режимі трикутної несучої конструкції зона обслуговування менша приблизно у 3,5 рази порівняно з першим режимом роботи.

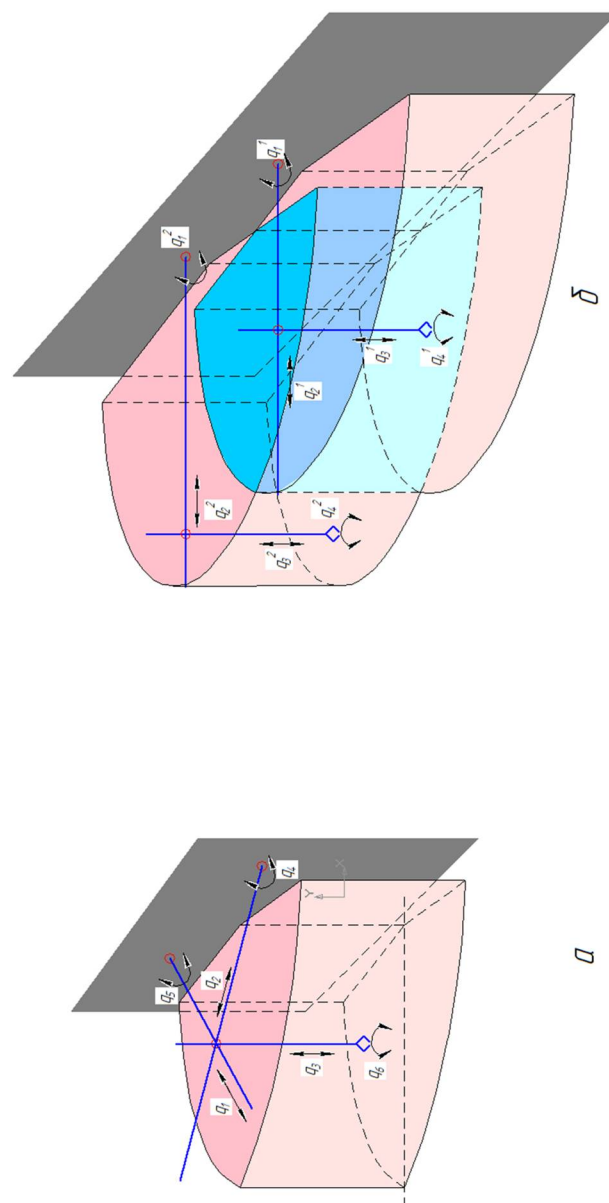


Рисунок 2.2 – Робоча зона манипулятора при роботі у режимі трикутної консольної конструкції (а) та у режимі двох класичних нагінно-поворотних кранів (б)

2.3 Переваги конструкції та порівняння з класичними настінними консольними кранами

Сучасні тенденції розвитку промислового виробництва характеризуються зростанням вимог до гнучкості технологічних процесів, ефективного використання виробничих площ та підвищення рівня автоматизації. В умовах обмеженого простору цехів і необхідності виконання різноманітних вантажно-розвантажувальних операцій особливого значення набувають вантажопідіймальні машини локальної дії, зокрема настінні консольні крани.

Водночас класичні конструкції настінних кранів мають низку обмежень, пов'язаних із залежністю вантажопідіймальності від вильоту стріли, недостатньою жорсткістю металоконструкції та обмеженою зоною обслуговування.

У зв'язку з цим актуальним є дослідження нових конструктивних рішень, спрямованих на підвищення функціональності та ефективності настінних кранів. Одним із таких рішень є настінний кран зі змінною геометрією несучої конструкції, який поєднує властивості класичних однострілових настінно-поворотних кранів та принципи трансформованих просторових несучих систем.

Загальна характеристика настінного крана зі змінною геометрією

Запропонований настінний кран зі змінною геометрією несучої конструкції складається з двох консольних балок, шарнірно закріплених на стіні, кожна з яких має власний привід повороту. Кран може працювати у двох принципово різних режимах. У першому режимі балки функціонують незалежно одна від одної як два окремих класичних настінно-поворотних крани. У другому режимі балки об'єднуються у трикутну консольну несучу конструкцію, що суттєво змінює її статичні та динамічні характеристики.

Ключовою особливістю такої конструкції є можливість зміни геометрії несучої системи без демонтажу елементів і без значних простоїв виробництва. Це забезпечує високу адаптивність крана до різних виробничих завдань і режимів роботи.

Порівняння з класичним настінним консольним краном

Класичний настінний консольний кран, як правило, має одну стрілу, жорстко або шарнірно закріплену на стіні, по якій переміщується вантажний візок. Основним недоліком такої конструкції є те, що вантажопідіймальність крана суттєво залежить від вильоту вантажу. При максимальному вильоті допустиме навантаження мінімальне, а при зменшенні вильоту воно зростає. Це обмежує універсальність застосування крана та ускладнює автоматизацію процесів, де потрібна стабільна вантажопідіймальність у межах усієї зони обслуговування.

На відміну від цього, настінний кран зі змінною геометрією у режимі трикутної несучої конструкції забезпечує більш рівномірний розподіл зусиль між двома стрілами. У результаті сумарна вантажопідіймальність крана у багатьох точках робочої зони значно перевищує вантажопідіймальність однострілового крана при тих самих геометричних параметрах стріл. Це особливо важливо при роботі з важкими вантажами або при необхідності точного позиціонування робочого органу.

Переваги з точки зору жорсткості та деформацій

Однією з найважливіших характеристик вантажопідіймальних машин є жорсткість металоконструкції. Для класичного настінного крана прогин стріли під дією корисного навантаження може досягати значних величин, що негативно впливає на точність позиціонування вантажу та збільшує час виконання операцій.

У крана зі змінною геометрією при роботі у режимі трикутної конструкції прогини металоконструкції істотно зменшуються. Це пояснюється тим, що навантаження сприймається двома стрілами одночасно, а сама конструкція працює як просторово замкнена система. У результаті підвищується як статична, так і динамічна жорсткість крана. Зменшення прогинів призводить до підви-

щення точності позиціонування вантажу, що є критично важливим для автоматизованих і напівавтоматизованих виробничих процесів.

Динамічні характеристики та точність позиціонування

Під час роботи крана виникають динамічні навантаження, пов'язані з пуском і гальмуванням механізмів, а також з коливаннями вантажу. Для класичних однострілових кранів характерні відносно великі амплітуди коливань та тривалий час їх затухання, що ускладнює точне наведення вантажу в задану точку.

Настінний кран зі змінною геометрією у режимі трикутної несучої конструкції має значно вищу динамічну жорсткість. Період власних коливань системи зменшується, а час їх затухання скорочується. Це дозволяє зменшити простої, пов'язані з очікуванням стабілізації вантажу, та підвищити загальну продуктивність роботи крана.

Розширення функціональних можливостей і зон обслуговування

Ще однією важливою перевагою крана зі змінною геометрією є можливість розширення функціональних можливостей без збільшення займаної площі. У режимі двох незалежних стріл кран забезпечує велику зону обслуговування, у якій можливе одночасне виконання різних операцій з різними вантажами. Це дозволяє ефективно використовувати простір цеху та зменшити потребу в додаткових вантажопідіймальних механізмах.

У режимі трикутної конструкції зона обслуговування зменшується, однак при цьому значно зростає вантажопідіймальність і точність роботи. Таким чином, один і той самий кран може бути адаптований як для виконання масових легких операцій, так і для точного переміщення важких вантажів.

Загальні висновки порівняльного аналізу

Порівняльний аналіз настінного крана зі змінною геометрією та класичного однострілового настінного крана показує, що запропонована конструкція має

низку суттєвих переваг. До них належать підвищена вантажопідймальність у режимі трикутної несучої конструкції, зменшені прогини металоконструкції, підвищена статична та динамічна жорсткість, а також значно вища точність позиціонування вантажу.

Крім того, можливість роботи у двох різних режимах робить кран універсальним вантажопідймальним засобом, що відповідає сучасним вимогам до гнучкості та адаптивності виробничих систем. У порівнянні з класичними настінними консольними кранами, кран зі змінною геометрією є більш перспективним з точки зору автоматизації, продуктивності та раціонального використання виробничого простору.

3 РОЗРАХУНКИ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНУ

3.1 Розрахунок несучої здатності металоконструкції крана

Основою надійності чи, інакше, неруйнівництва конструкції є умова збереження кожним її елементом та конструкцією в цілому несучої здатності при дії експлуатаційних навантажень.

Розрізняють несучу здатність елементів за умовою міцності, витривалості (тобто довговічності при змінних навантаженнях) та стійкості (в сенсі збереження заданої форми пружної рівноваги). Забезпечення вказаних умов досягається правильним вибором конструктивної форми окремих елементів та вузлів, а також типу геометричних характеристик перетинів (площа, момент інерції і т.п.).

Несуча ж здатність конструкції в цілому характеризується в основному її стійкістю (у вказаному вище сенсі) та деформаціями, які припустимі за умовою експлуатації, що забезпечується відповідним просторовим компонуванням (взаємне розміщення елементів) та правильним вибором співвідношень генеральних розмірів (висота, ширина і т.п.)

Проаналізуємо несучу здатність крана-трансформера при роботі у обох режимах.

Під час роботи на металоконструкцію крана діють такі сили (рисунок 2.1):

- сила власної ваги металоконструкції крана, Н:

$$G_1 = q_1 \cdot l = 2 \cdot F \cdot l \cdot \rho \cdot g ,$$

(3.1)

де F – площа поперечного перетину стріли, м^2 ;

ρ – густина матеріалу, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$;

l – довжина виліту стріли, м;

- сила ваги вантажу (включно вантажозахоплювальний орган) з урахуванням динамічного коефіцієнта - $\psi_{II}G_Q$;

- сила ваги візка з урахуванням динамічного коефіцієнту – $\psi_{II}G_B$.

Формула для розрахунку несучої здатності металоконструкції крана, коли він працює у режимі трикутної конструкції:

$$\sigma_1 = \frac{M_{G_1} + M_{(G_Q + G_B)}}{2W} ,$$

(3.2)

де $M_{(G_Q + G_B)}$ - вантажний момент, викликаний дією сили ваги вантажу разом із вантажозахоплювальним органом та сили ваги візка, Н·м:

$$M_{(G_Q + G_B)} = \psi_{II}(G_Q + G_B) \cdot l ;$$

(3.3)

M_{G_1} – момент, викликаний дією сили власної ваги металоконструкції,

Н·м:

$$M_{G_1} = G_1 \cdot \frac{l}{2} ;$$

(3.4)

W – момент опору площі перетину однієї стріли, м^3 .

Отже, для розрахунку несучої здатності металоконструкції настиного крану зі змінною геометрією несучої конструкції у будь якій точці робочої зони використовується формула:

$$\sigma_1 = \frac{G_1 \frac{l}{2} + \psi_{II}(G_Q + G_B)l}{2W}. \quad (3.5)$$

Для забезпечення стійкості металоконструкції, при роботі у режимі двох однострілових консольних кранів, сила ваги вантажу (включно вантажозахоплювальний орган та візок) повинна бути удвічі менше ніж при роботі в режимі трикутної конструкції (тобто $\frac{\psi_{II}(G_Q + G_B)}{2}$).

Проаналізуємо вантажопідйомність крана при роботі у різних точках робочої зони. При роботі двох окремих однострілових кранів вантажопідйомність кожної стріли зворотно пропорційна довжині робочої частини стріли, тобто вильоту вантажу. Так зменшення вильоту удвічі призведе до збільшення вантажопідйомності удвічі і т.д.

Момент згину, який діє на кожну стрілу, розраховується за формулою:

$$M_{зг} = \frac{G_1 l}{2} + \frac{\psi_{II}(G_{Qi} + G_B)}{2} l_i \quad (3.6)$$

де G_{Qi} – максимальна сила ваги вантажу, яку може витримати металоконструкція стріли, при вильоті вантажу l_i .

Побудуємо графік залежності вантажопідйомності однострілового крана від вильоту. Для цього проаналізуємо значення вантажопідйомності на конкретних вильотах. Нехай при максимальному вильоті l буде забезпечена мінімальна вантажопідйомність $0,5Q$ (при роботі крану у вигляді трикутної несучої конструкції мінімальна вантажопідйомність дорівнює Q). Залежність вантажопідйомності від вильоту наведена у таблиці 3.1.

$$Q_i = \frac{M_{(G_Q + G_B)}}{l_i} - m_B$$

(3.7)

де m_B – маса вантажного візка.

Таблиця 3.1 – Залежність вантажопідйомності однострілового крана від вильоту вантажу

Виліт	Вантажопідйомність
l	0,5 Q
0,9 l	0,56 Q
0,8 l	0,63 Q
0,7 l	0,71 Q
0,6 l	0,83 Q
0,5 l	Q
0,4 l	1,25 Q
0,3 l	1,67 Q
0,2 l	2,5 Q
0,1 l	5 Q
0,05 l	10 Q

На основі даних з таблиці 3.1 будуюмо вантажну характеристику однострілового крана (рисунк 3.1).

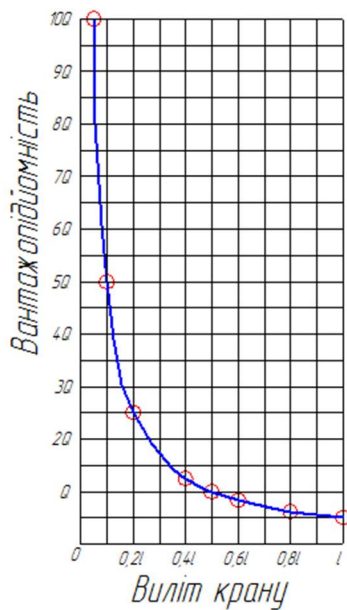


Рисунок 3.1 – Вантажна характеристика однострілового консольного крана

Для визначення вантажопідйомності крану у будь-якій точці робочого простору при роботі у режимі трикутної несучої конструкції необхідно скласти вантажопідйомності кожної стріли, які вони можуть забезпечити при даних вильотах.

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 = \frac{M_{(G_Q+G_B)}}{l_1} + \frac{M_{(G_Q+G_B)}}{l_2} - m_B \quad (3.8)$$

Користуючись моделюванням у програмі КОМПАС-3D V8 Plus знаходимо довжини $l_{1,i}$ та $l_{2,i}$ у десяти довільно обраних точках (рисунок 3.2). На підставі знайдених відносних величин розраховуємо вантажопідйомності, які може забезпечити конструкція при знаходженні вантажу у цих точках.

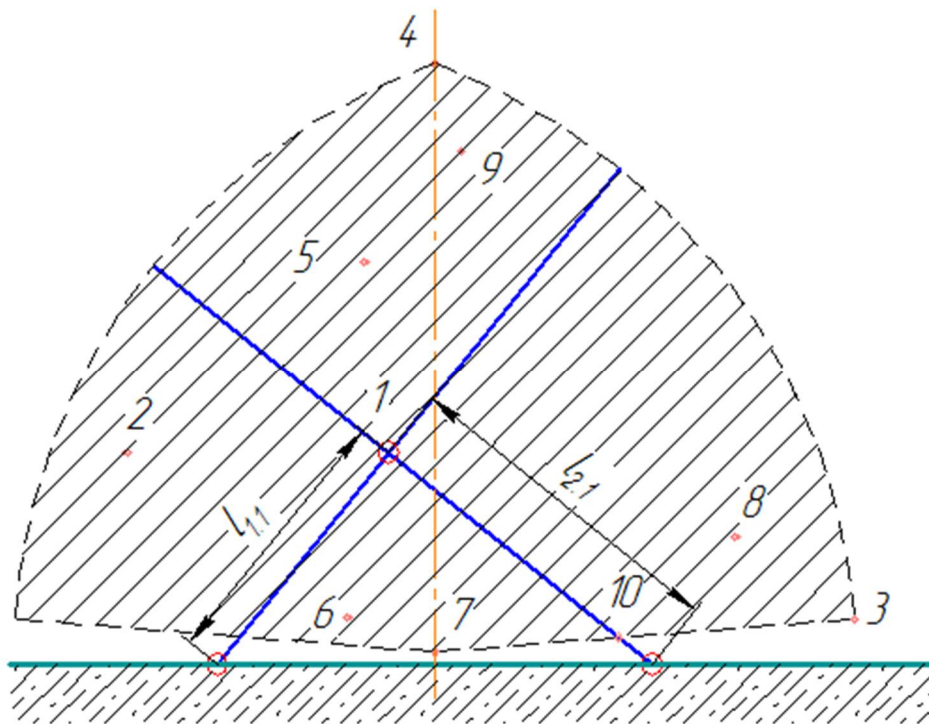


Рисунок 3.2 – Схема для розрахунку вантажопідйомності у різних точках робочої зони

Таблиця 3.2 – Вантажопідйомність крана-трансформера у різних точках робочої зони

№ то-чки	Виліт на першій стрілі $l_{1,i}$	Виліт на другій стрілі $l_{2,i}$	Максимальна можлива вантажопідйомність на першій стрілі Q_1	Максимальна можлива вантажопідйомність на другій стрілі Q_2	Максимальна можлива сумарна вантажопідйомність Q_{Σ}
1	0,43 l	0,53 l	1,16 Q	0,94 Q	2,1 Q
2	0,36 l	0,89 l	1,39 Q	0,56 Q	1,95 Q
3	l	0,32 l	0,5 Q	1,56 Q	2,06 Q
4	l	l	0,5 Q	0,5 Q	Q
5	0,67 l	0,77 l	0,75 Q	0,65 Q	1,4 Q
6	0,22 l	0,48 l	2,27 Q	1,04 Q	3,31 Q
7	0,34 l	0,34 l	1,47 Q	1,47 Q	2,94 Q
8	0,84 l	0,24 l	0,6 Q	2,08 Q	2,68 Q
9	0,89 l	0,86 l	0,56 Q	0,58 Q	1,14 Q
10	0,63 l	0,07 l	0,79 Q	7,14 Q	7,93 Q

Отже, робимо висновок, що вантажопідйомність крана буде значно збільшуватися при наближенні робочого органу до одного з шарнірів кріплення стріли (точка 10). А зменшення вантажопідйомності буде спостерігатися при прагненні довжин робочих частин стріл до l (повної довжини стріли) (точка 4).

Визначимо точки у яких вантажопідйомність крана буде однаковою, тобто сума Q_1+Q_2 буде постійною. Розрахунок робимо для значень вантажопідйомності $Q, 1.25Q, 1.5Q, 2Q, 2.5Q, 3Q, 5Q$. В результаті розрахунків, користуючись системою рівнянь 1.13, отримуємо значення вильотів $l_{1,i}$ та $l_{2,i}$, при яких забезпечуються вказані вантажопідйомності.

$$\left. \begin{aligned} l_{1,i} &= \frac{M_{(G_Q+G_B)}}{Q_1+m_B} \\ l_{2,i} &= \frac{M_{(G_Q+G_B)}}{Q_2+m_B} \\ Q_1 + Q_2 &= \text{const} \end{aligned} \right\}$$

(3.9)

По отриманим значенням $l_{1,i}$ та $l_{2,i}$ будуємо криві, на яких забезпечується вказана вище вантажопідйомність (рисунок 3.3 а). На схему зони обслугову-

вання однострілового крана, користуючись таблицею 3.2, наносимо значення вантажопідйомності в залежності від вильоту (рисунок 3.3 б).

На рисунку 3.3 добре видно, що вантажопідйомність однострілового на-
стінного крана менша і у значній мірі залежить від вильоту вантажу. Для три-
кутної несучої конструкції характерна більш стала вантажопідйомність по всій
зоні обслуговування.

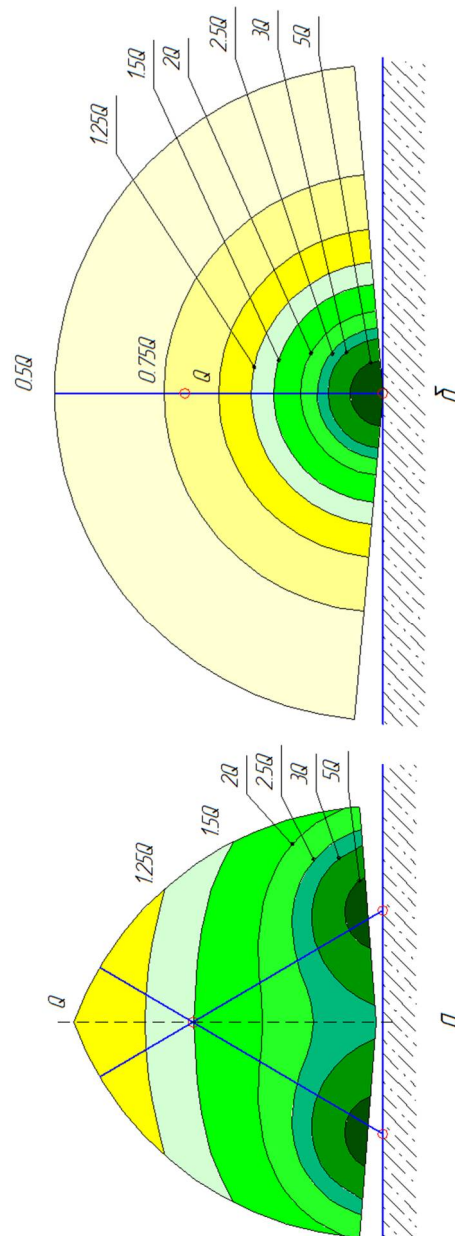


Рисунок 3.3 – Залежність вантажопідйомності від вильоту для крана-трансформера у вигляді трикутної консольної конструкції (а) та у режимі одно стрілового крана (б)

3.2 Визначення прогинів металоконструкції крана настінного зі змінною геометрією

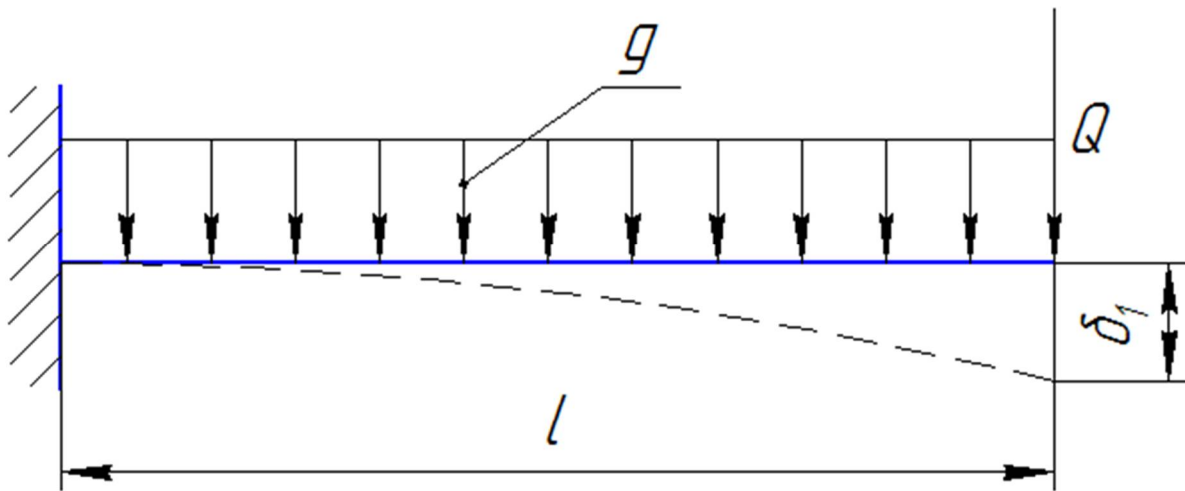


Рисунок 3.4 – Схема прогину стріли настінного консольного крана

Максимальний прогин (прогин кінця консолі) металоконструкції звичайного настінного поворотного крана, мінімальний осьовий момент інерції поперечного перетину якого дорівнює J , а на максимальному вильоті l знаходиться вантаж Q (рисунок 3.4), буде дорівнювати:

$$\delta_1 = \frac{Ql^3}{3EJ} + \frac{G_1 l^3}{8EJ} = \frac{l^3}{EJ} \left(\frac{Q}{3} + \frac{G_1}{8} \right); \quad (3.10)$$

де E – модуль повздовжньої пружності матеріалу стрижня (модуль Юнга);

G_1 – сила власної ваги металоконструкції крана, $G_1 = gl$.

Якщо такий же вантаж Q піднімається настінним краном зі змінною геометрією несучої конструкції максимальний прогин буде меншим. Несуча конструкція складається із двох таких же балок довжиною l і з моментом інерції перетину J . Для такої конструкції максимальний прогин буде дорівнювати:

$$\delta_2 = \frac{Ql^3}{3E \cdot 2J} + \frac{2G_1l^3}{8E \cdot 2J} = \frac{l^3}{EJ} \left(\frac{Q}{6} + \frac{G_1}{8} \right). \quad (3.11)$$

Отже, робимо висновок, що прогин металоконструкції від корисного навантаження буде удвічі менше, а прогин спричинений власною вагою металоконструкції залишиться незмінним. В результаті сумарний прогин трикутної несучої конструкції буде значно меншим за прогин звичайного настінного консольного крану.

3.3 Вибір оптимального перетину кранових балок

Важливою задачею в дослідженні крану настінного зі змінною геометрією є вибір оптимального перетину кранових балок. Цей перетин повинен забезпечувати найбільш ефективну і продуктивну роботу крану. Одним з найважливіших параметрів стріли є її максимальний прогин під дією корисного навантаження. Також проаналізуємо нормальні напруження, які виникають у різних перетинах стріл. Для порівняльного аналізу обираємо п'ять труб різної форми: квадратну ДСТУ 8639-82, прямокутну ДСТУ 8645-68, круглу ДСТУ 8732-78, овальну ДСТУ 8642-68 та шестигранну. Обрані труби мають практично однакову площу поперечного перетину, отже їх маси однакові.

Порівняльний аналіз різних можливих перетинів стріл зробимо за допомогою програмного комплексу ЛИРА 9.4.

Багатофункціональний програмний комплекс ЛИРА 9.4 призначено для проектування та розрахунку будівельних конструкцій різноманітного призначення.

ПК ЛИРА 9.4 включає наступні основні функції:

- розвинене інтуїтивне графічне середовище користувача;
- потужний багатофункціональний процесор;
- розвинену бібліотеку кінцевих елементів, яка дозволяє створювати комп'ютерні моделі практично будь-яких конструкцій: стрижневі плоскі

та просторові схеми, оболонки, плити, балки-стілки, масивні конструкції, мембрани, тенти, а також комбіновані системи, які складаються із кінцевих елементів різноманітної мірності (плити та оболонки підперті ребрами, рамні системи, плити на пружній основі і т.і.);

- розрахунки на різноманітні види динамічних впливів (сейсмічні, вітер з урахуванням пульсації, вібраційні навантаження, імпульс, удар);
- конструюючі системи залізобетонних і сталевих елементів у відповідності до нормативів стран СНД, Європи і США;
- редагування баз сталевих сортаментів;
- зв'язок з іншими графічними і документуючими системами (AutoCAD, ArchiCAD, MS Word и др.) на основі DXF і MDB файлів;
- розвинену систему допомоги, зручну систему документування;
- можливість зміни мови (руська/англійська) інтерфейсу та/або документування на будь-якому етапі роботи;
- різноманітні системи одиниць виміру та їх комбінації.

Крім того, ПК ЛИРА 9.4 має ряд додаткових унікальних можливостей:

- швидкодіючі алгоритми складання та розв'язку систем рівнянь;
- суперелементне моделювання з візуалізацією на всіх етапах розрахунку, яке дозволяє зняти будь-які обмеження на розмір задачі, що розв'язується. Є приклади розрахунку конструкцій, суперелементні моделі яких містять більш ніж 1 млн. невідомих;
- модулі врахування фізичної нелінійності на основі різних нелінійних залежностей s - e , які забезпечують можливість комп'ютерного моделювання процесу навантаження як моно-, так і бі-матеріальних конструкцій, з простеженням розвитку тріщин, проявленням деформацій ползучості та текучості, аж до отримання картини руйнування конструкції;
- модулі врахування геометричної нелінійності, які дозволяють визначити великі переміщення конструкції з незмінною формою, а також встановити почткову рівноважну форму змінних конструкцій — окремих канатів, вантових ферм, висячих вантових покриттів, тентів, мембран.

- великий набір спеціальних кінцевих елементів, який дозволяє складати адекватні комп'ютерні моделі для складних і неординарних споруд. Наприклад: кінцевий елемент, який моделює податливість узлів; кінцевий елемент, який моделює роботу ґрунту за межами конструкції; кінцевий елемент, який моделює натяжний пристрій (форкопф) і дозволяє забезпечувати задане початкове натягіння контура конструкції або знаходити необхідне натягіння, яке забезпечує задану геометрію (наприклад, тента).

Для розрахунку геометричних, крутильних, зсувних, пластичних та жорсткісних характеристик перетинів використовуємо програму ЛИР-КС. Система ЛИР-КС (Конструктор Сечений) являє собою спеціалізовану графічну середу та містить інструменти для формування перерізів довільної конфігурації. Система оздоблена процесором для розрахунку їх осьових, згинальних, крутильних, зсувних і пластичних характеристик. Надається можливість конструювати складні перерізи, які складаються із простих. Припустимим є імпорт стандартних профілей із системи ЛИР-РС. Для отримання перерізу довільної форми використовуються булеві операції складання та віднімання плоских фігур.

ЛИР-КС інформаційно пов'язана з системою ЛИР-ВИЗОР. Створений переріз можна експортувати в ЛИР-ВИЗОР і призначити його відповідному елементу. Є також можливість імпортувати в ЛИР-КС зусилля, отримані після розрахунку. Це дозволяє отримати картину розподілу напружень по перерізу – нормальних, касательних, головних і еквівалентних.

Результати розрахунків характеристик перетинів містяться у додатках А, Б, В, Г і Д.

На першій стадії проектування була побудована 3D модель настінного крана (рисунок 3.5). Розташуємо зосереджене навантаження на максимальному вильоті крана для можливості аналізу максимального прогину конструкції.

На другій стадії проектування були створені 3D моделі стріл що досліджуються. Моделі, використані для розрахунків, представлені на рисунках 3.6 – 3.10.

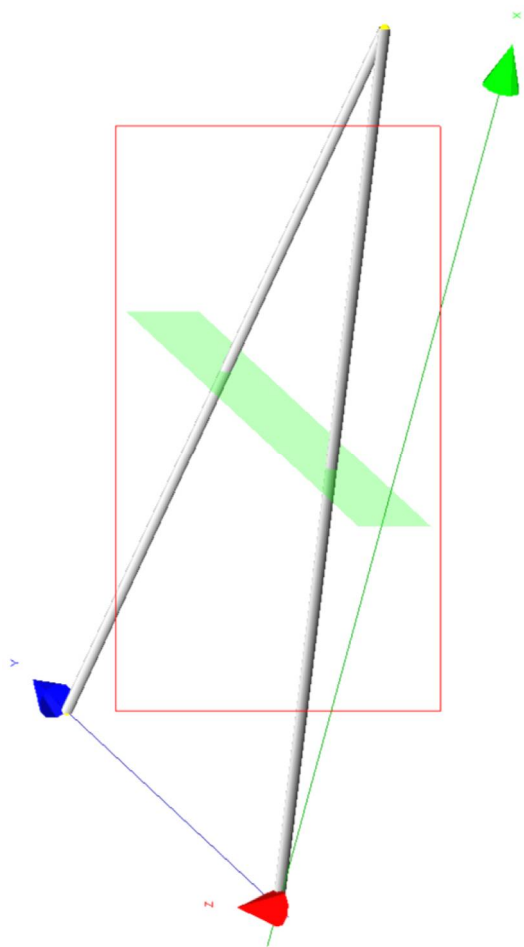


Рисунок 3.5 – 3D модель крану



Рисунок 3.6 – 3D модель квадратної стріли

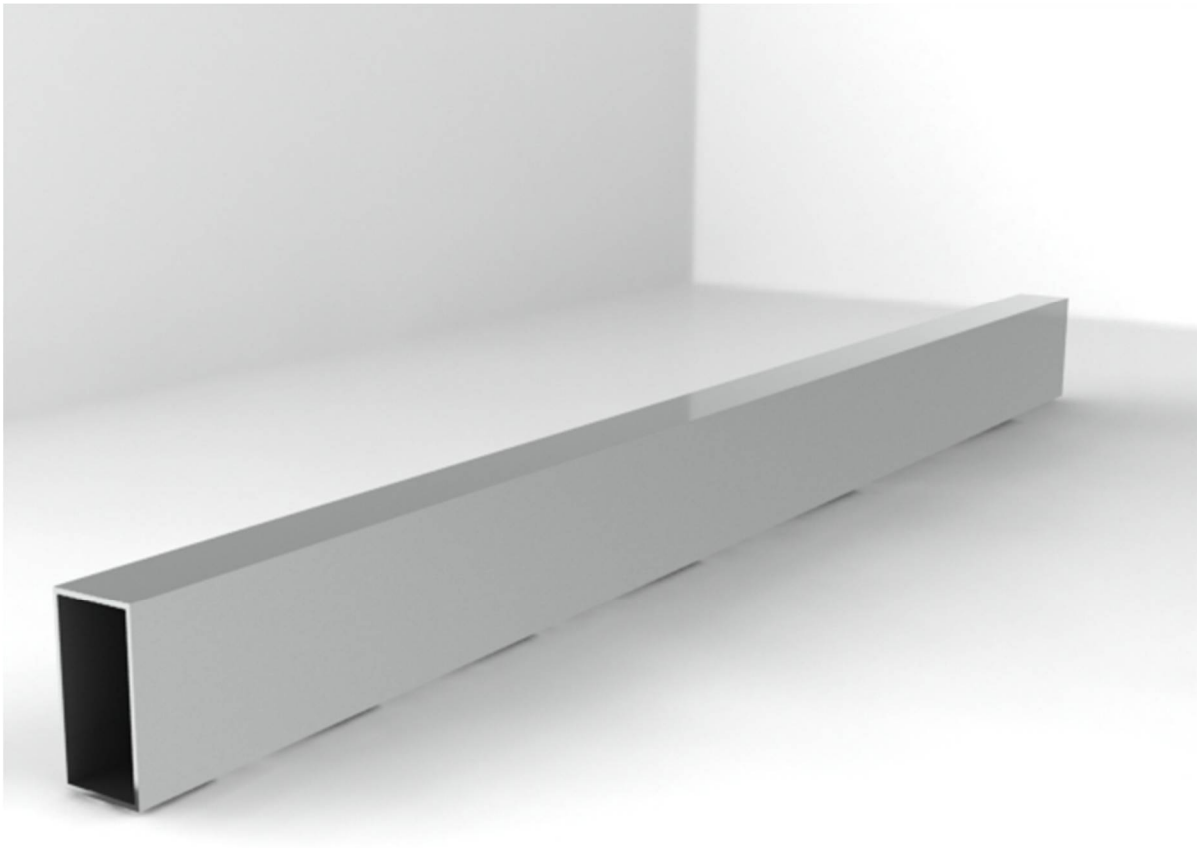


Рисунок 3.7 – 3D модель прямокутної стріли

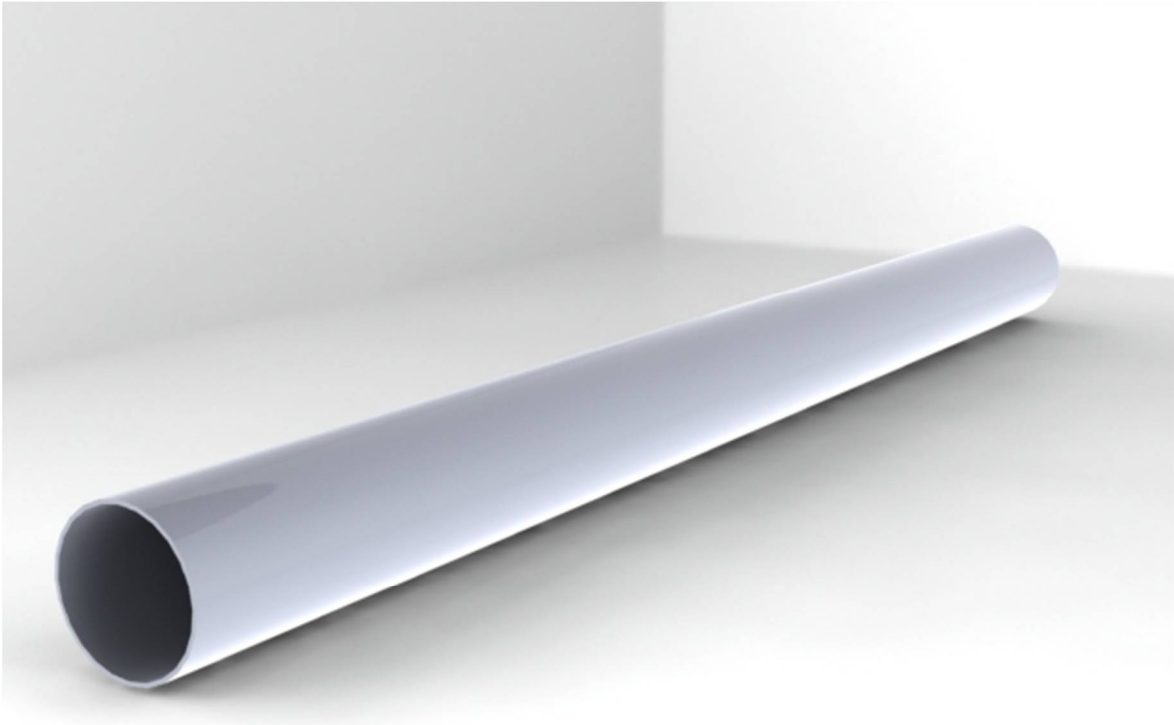


Рисунок 3.8 – 3D модель круглої стріли

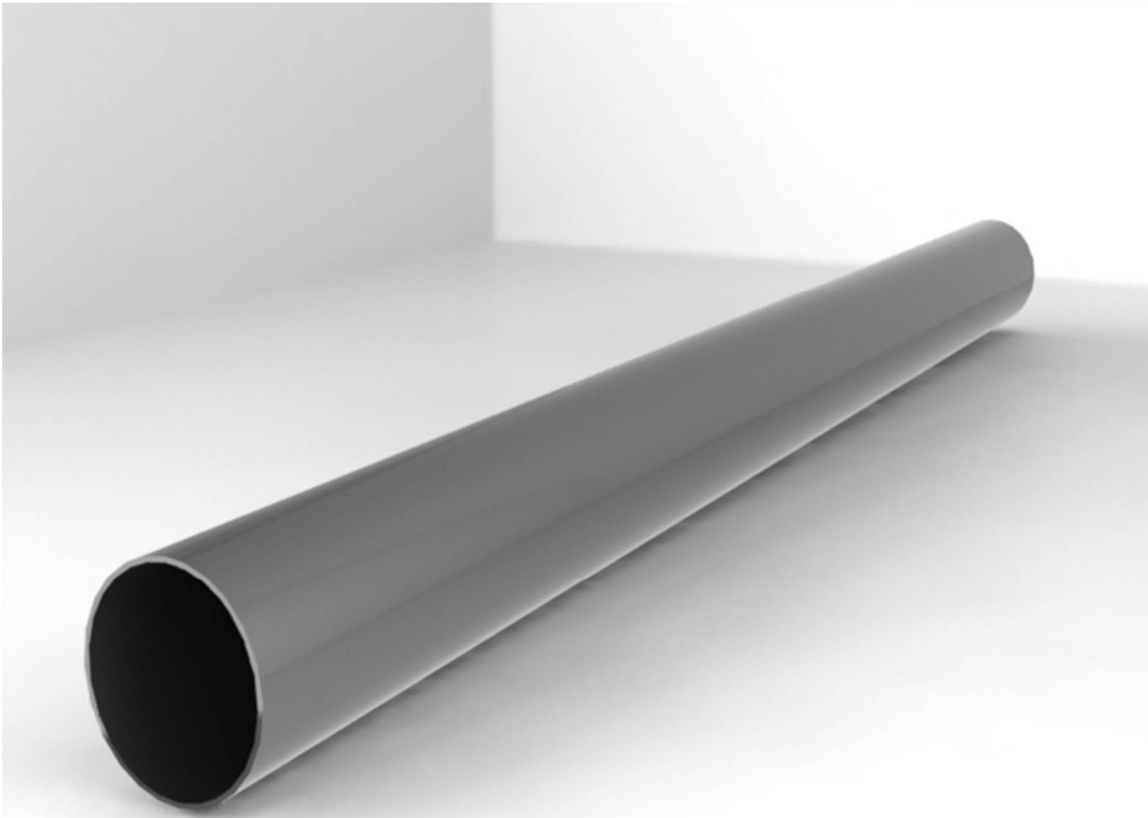


Рисунок 3.9 – 3D модель овальної стріли

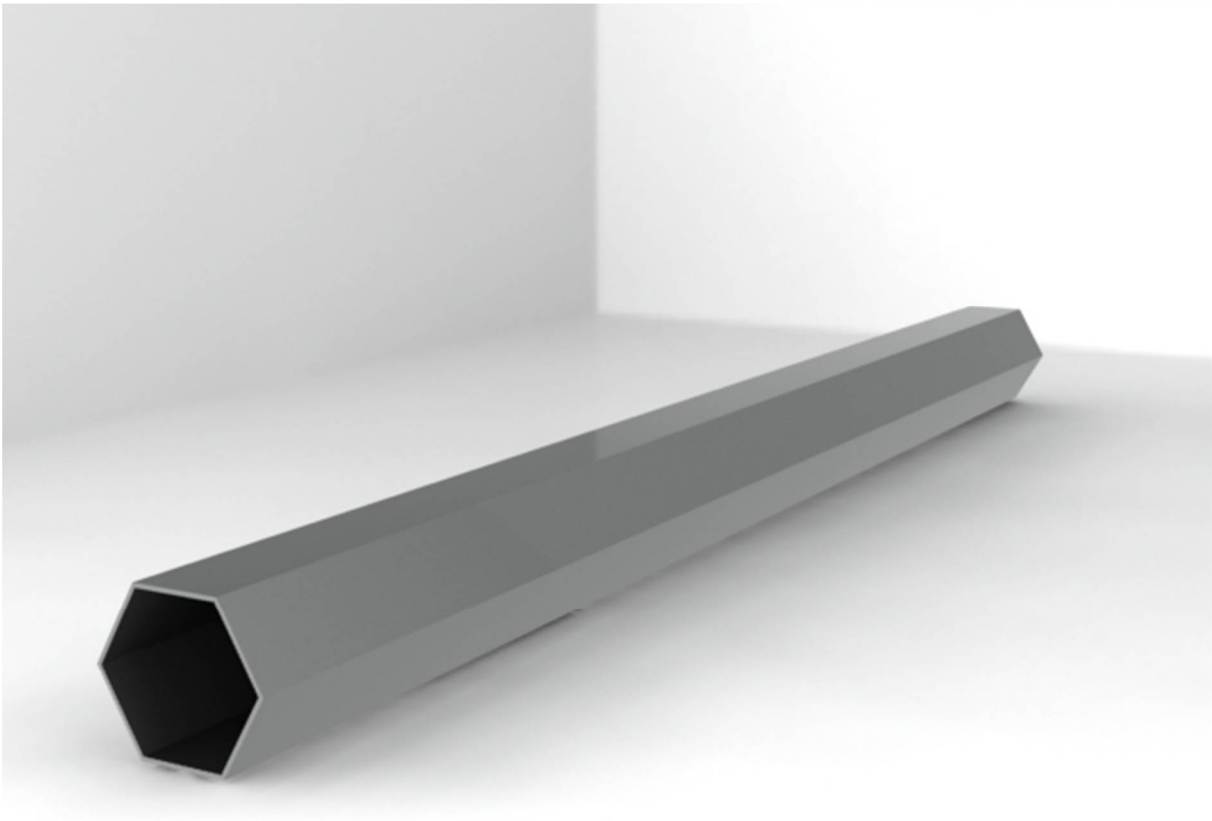


Рисунок 3.10 – 3D модель шестикутної стріли

Вищеназвані моделі було навантажено однаковою силою, прикладеною на кінці стріл крану.

В результаті проведених розрахунків були отримані такі епюри прогинів:

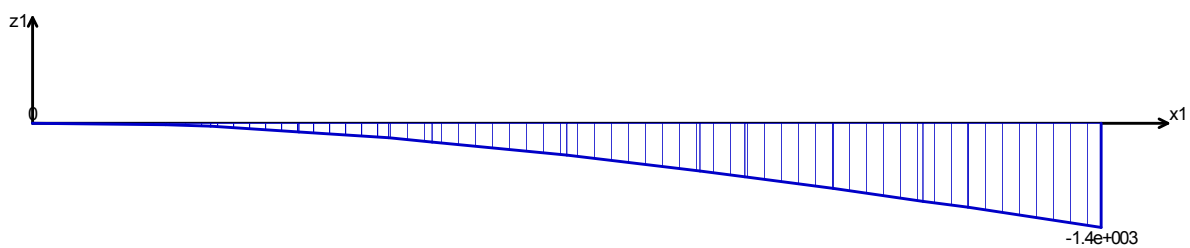


Рисунок 3.11 – Епюра прогинів квадратної стріли

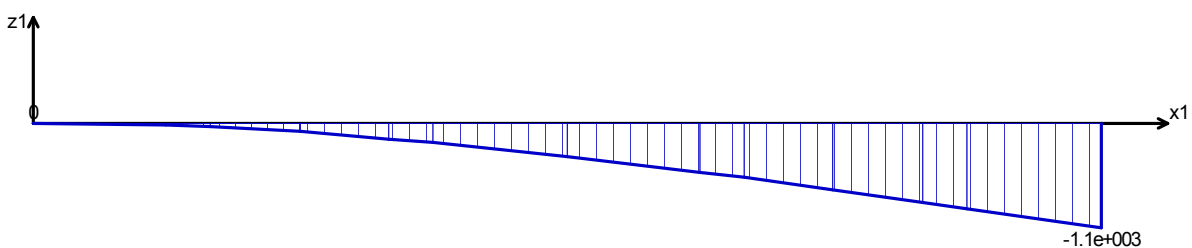


Рисунок 3.12 – Епюра прогинів прямокутної стріли

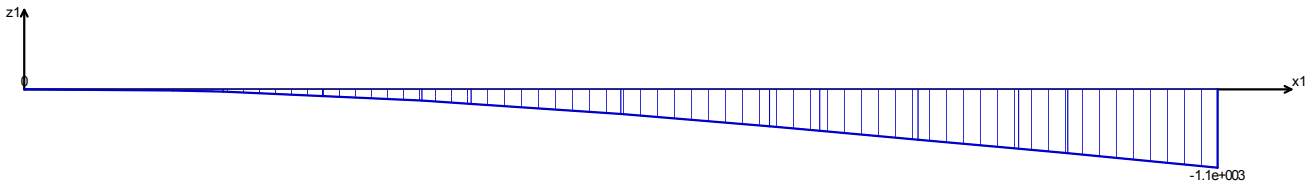


Рисунок 3.13 – Епюра прогинів круглої стріли

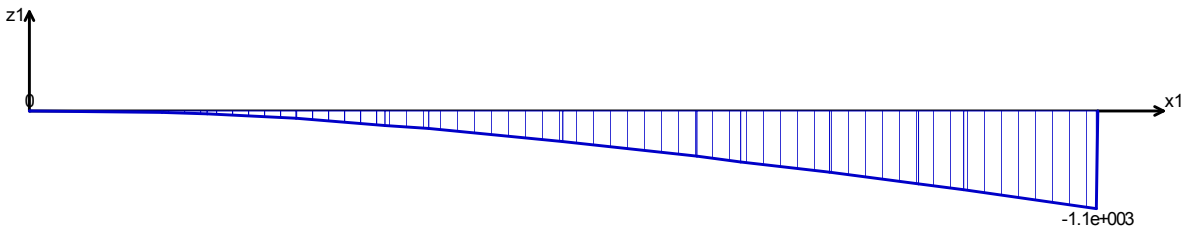


Рисунок 3.14 – Епюра прогинів овальної стріли

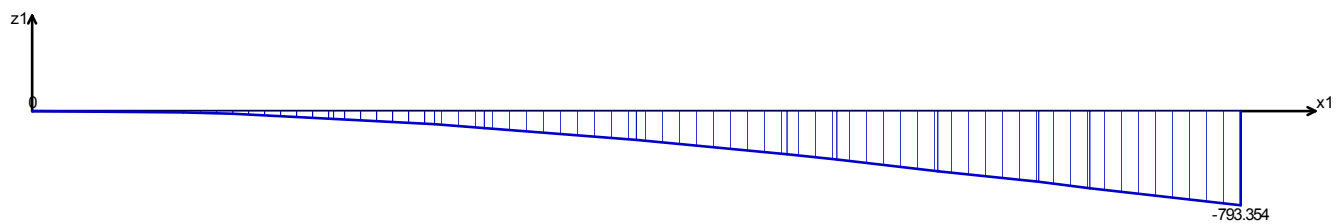


Рисунок 3.15 – Епюра прогинів шестигранної стріли

Як видно з наведених епюр, прогин стріли виготовленої із шестигранної труби буде найменшим, це забезпечить кращу точність позиціонування робочого органу, а це в свою чергу забезпечить кращу продуктивність праці. З точки зору максимального прогину найбільш не вигідним є квадратний перетин стріли, прийmemo прогин такої стріли за 100%. Результати порівняння прогинів стріл наведені на рисунку 3.16.

Порівняємо також нормальні напруження які виникають в перетині стріли під дією корисного навантаження. Ізополя нормальних напружень приведені на рисунках 3.17 – 3.21. Як бачимо із наведених діаграм найменші нормальні напруження виникають у стрілах, які виготовлені із прямокутної та шестигранної труби, а найбільші – у стрілах, виготовлених з овальної труби. Приймемо напруження у такій стрілі за 100% і порівняємо з напруженнями у інших перетинах. Результати порівняння наведені на рисунку 3.22.

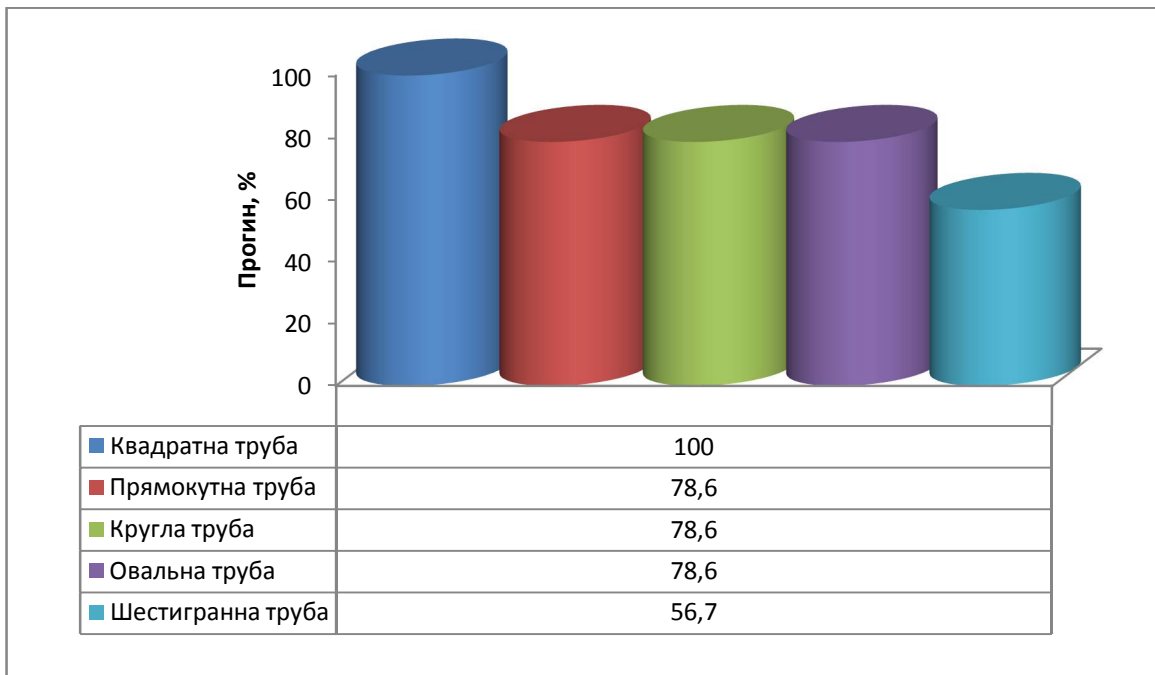


Рисунок 3.16 – Порівняльна діаграма максимальних прогинів стріл різного перетину

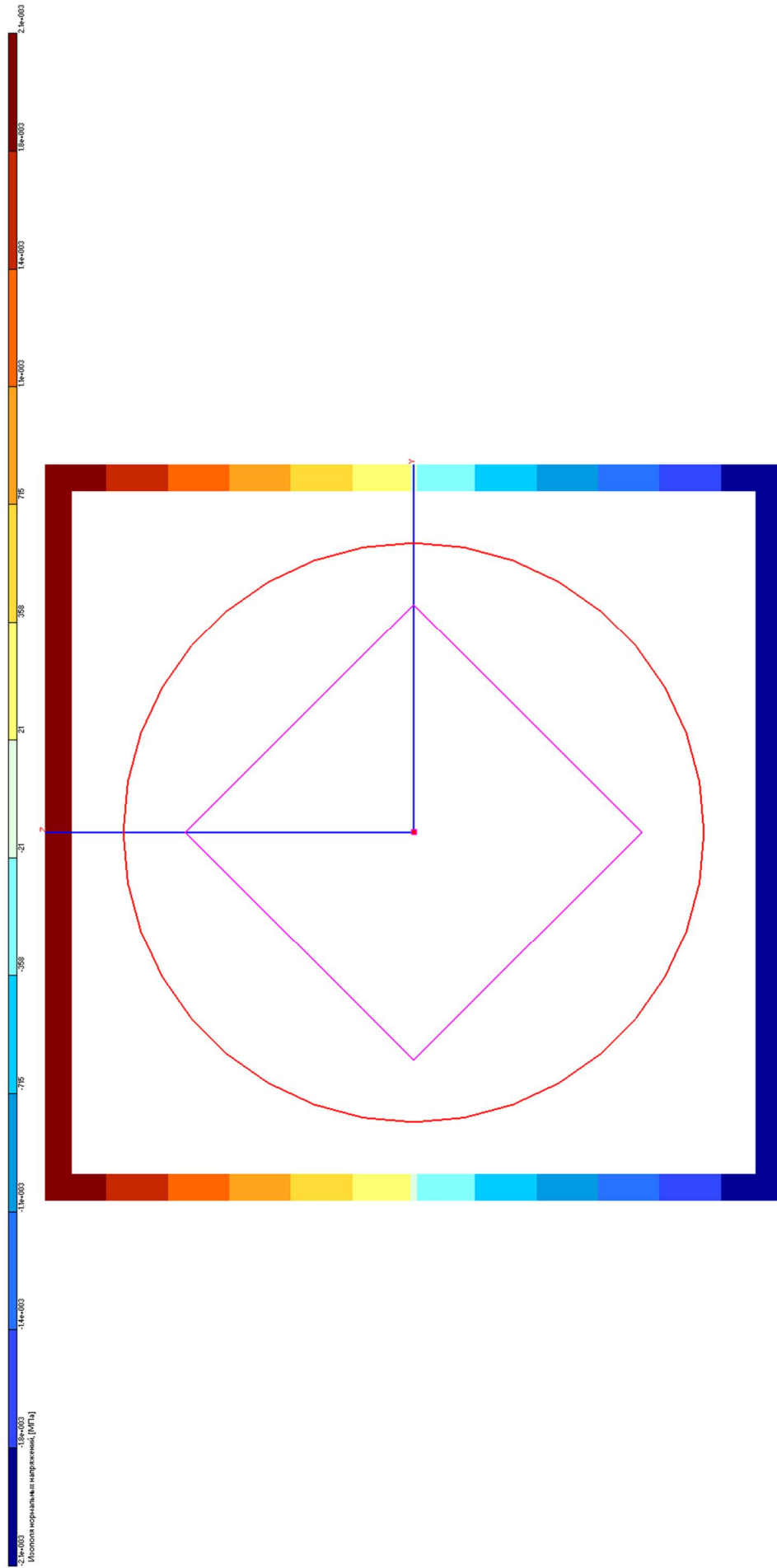


Рисунок 3.17 - Ізополя нормальних напружень для квадратної труби

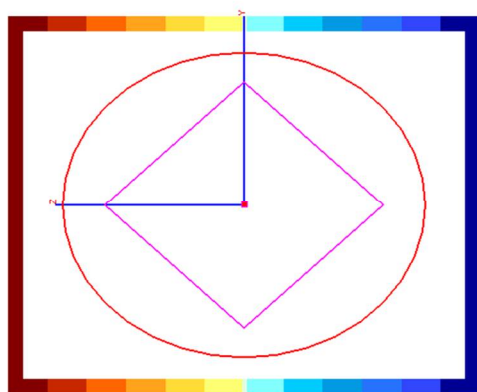
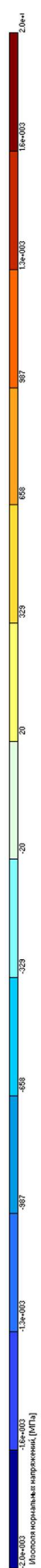


Рисунок 3.18 - Ізополя нормальних напружень прямокутної труби

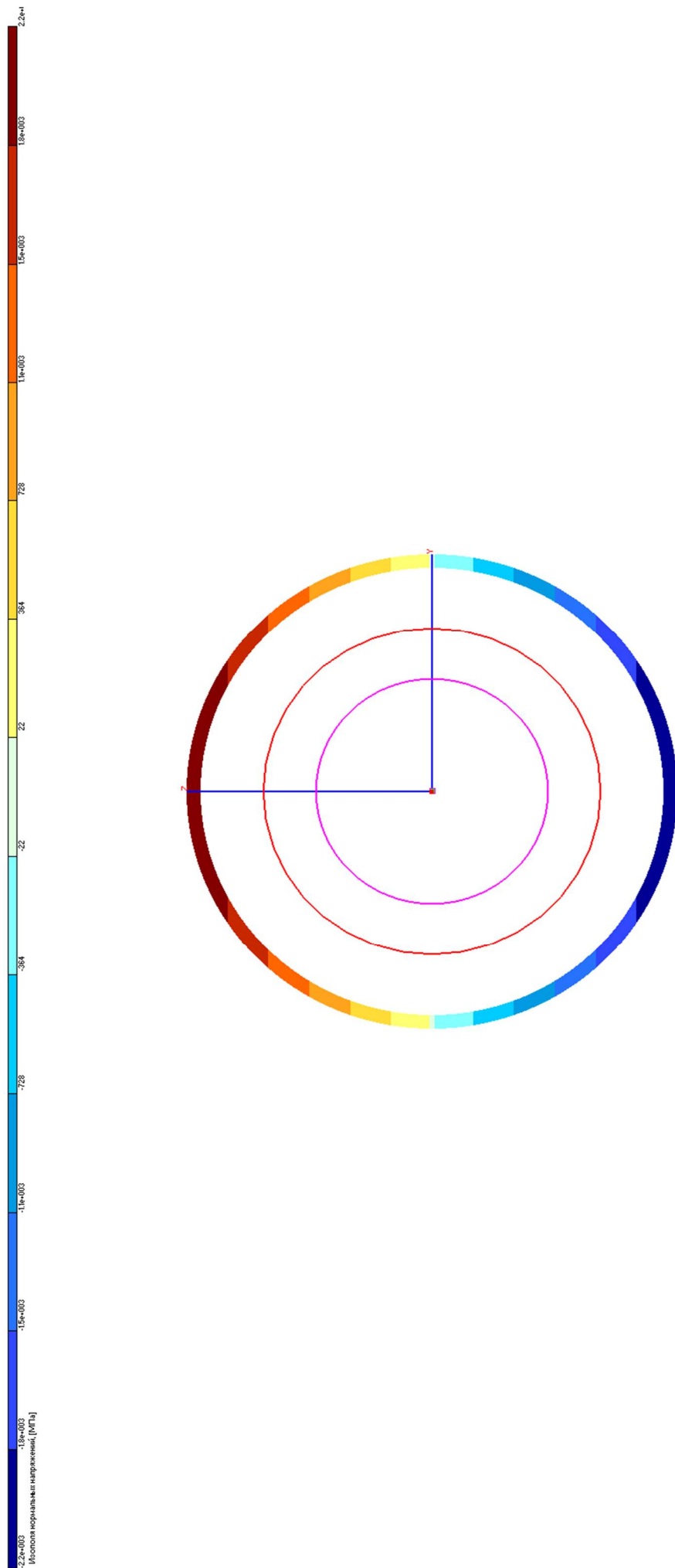


Рисунок 3.19 - Ізополя нормальних напружень для круглої труби

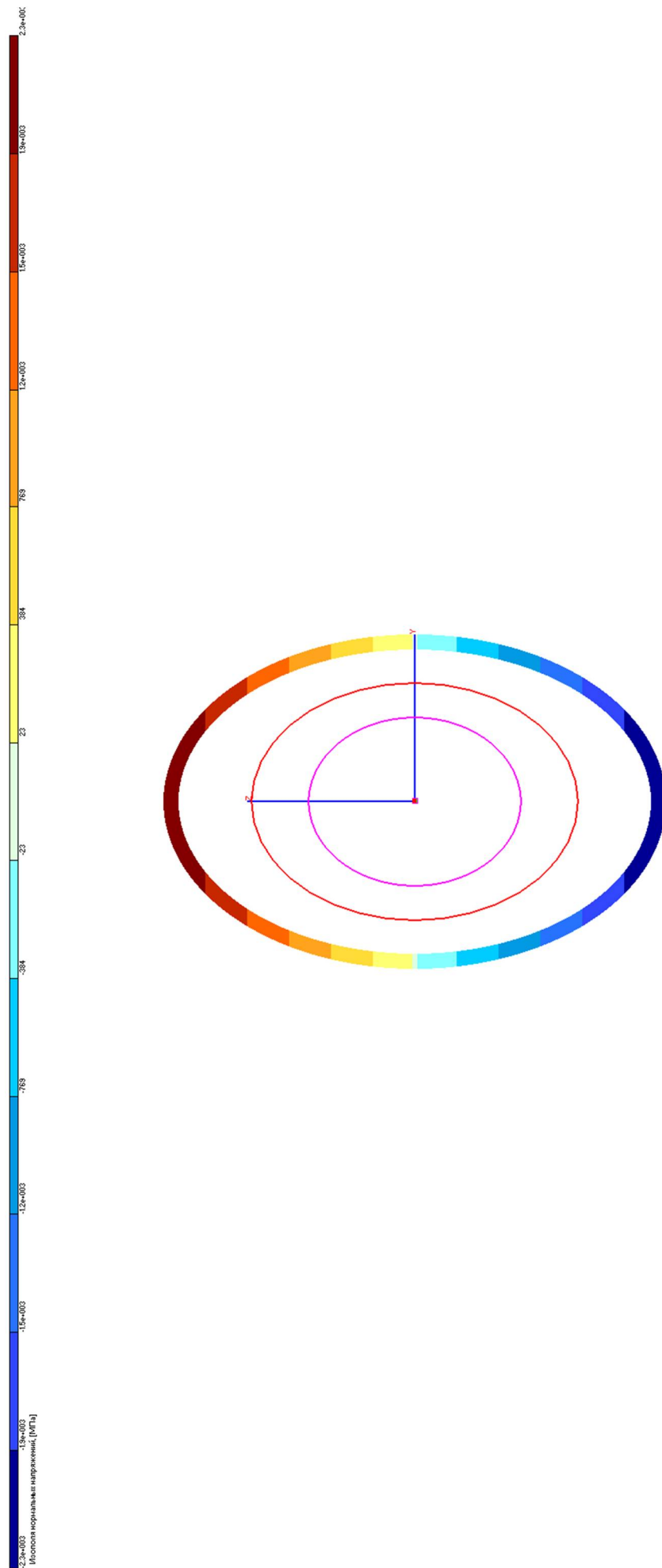


Рисунок 3.20 - Ізополя нормальних напружень для овальної труби

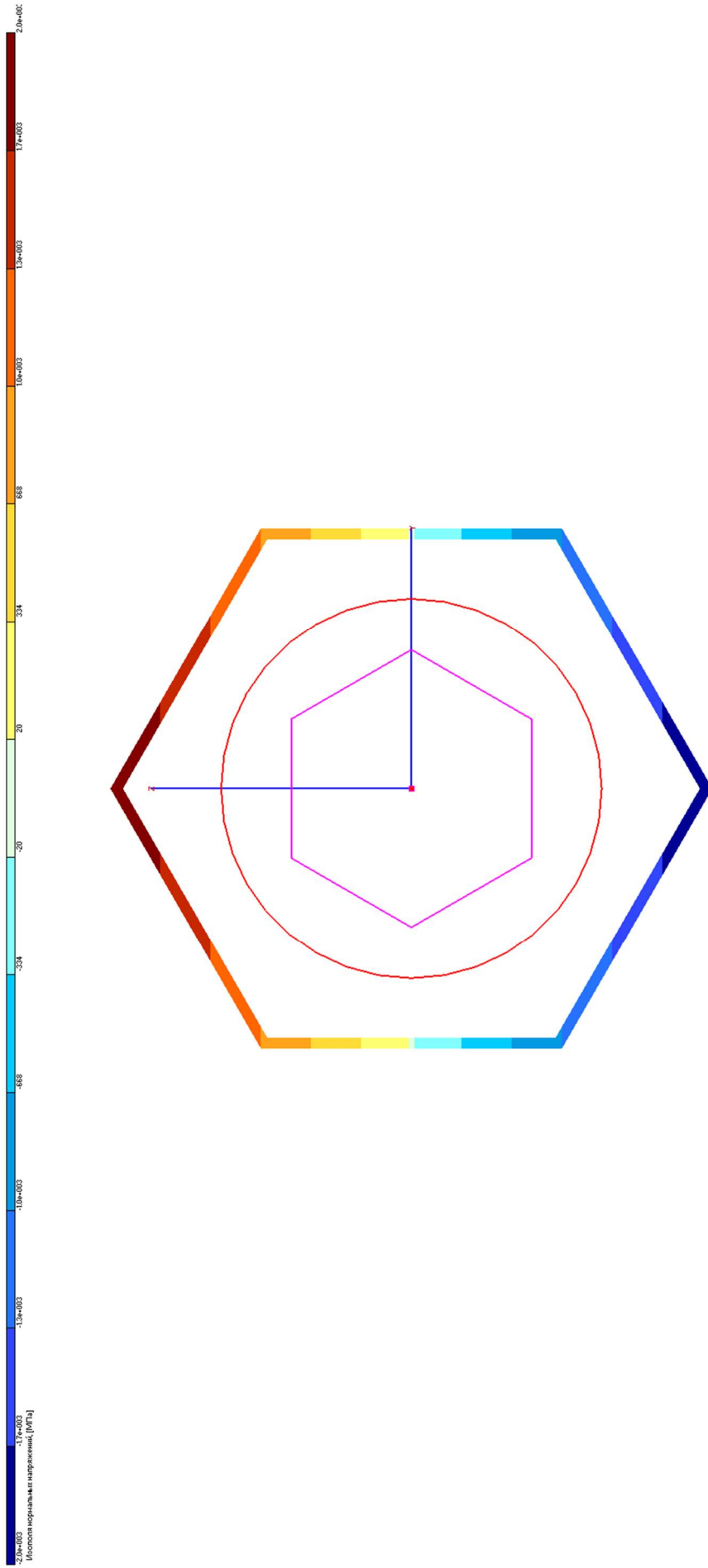


Рисунок 3.21- Изополя нормальных напряжений для шестигранной трубы

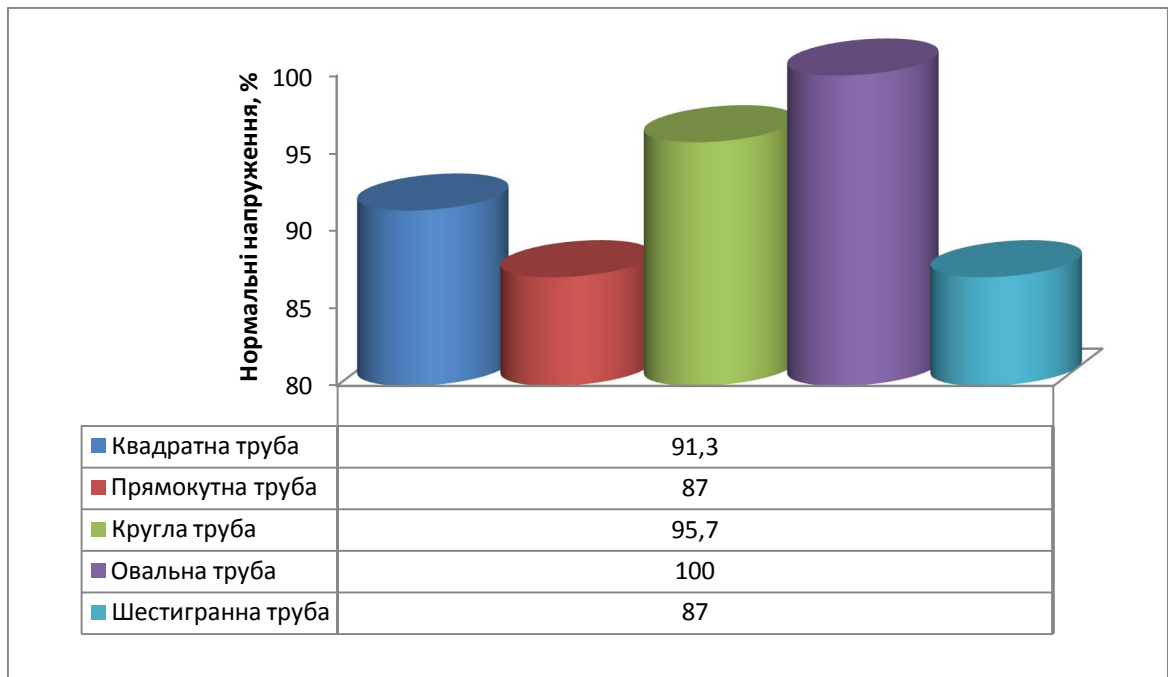


Рисунок 3.22 – Порівняльна діаграма нормальних напружень у стрілах різного перетину

Проаналізувавши дані вимірювань можемо зробити висновок, що найменші нормальні напруження виникають у стрілах з шестигранним перетином. Як було зазначено вище ці ж стріли зазнають менших прогинів. Тому робимо висновок, що для настінного крану зі змінною геометрією найвигідніше використовувати стріли виготовлені з шестигранної труби. Це забезпечить більш продуктивну і точну роботу крану, а також збільшить довговічність металоконструкції крану.

4 КОНСТРУЮВАННЯ ВІЗКА

Візок настінного крану зі змінною геометрією (рисунок 4.1) складається із двох частин – верхньої і нижньої. На рамі 1 верхнього візка розташовано механізм пересування 5 та механізм підйому 7, в склад якого входить барабан 8. Механізм підйому, який розташовано на верхньому візку призначено для піднімання-опускання вантажу коли кран працює у режимі двох окремих настінних консольних кранів. При роботі у режимі трикутної несучої конструкції роль загального механізму підйому виконує механізм, який розташовано на рамі нижнього візка 2. Механізм підйому розташований на нижньому візку має більшу потужність і розрахований на роботу з більшими вантажами. Верхня і нижня частини візків з'єднані між собою спеціальним вузлом 10, який дає можливість стрілам вільно повертатися одна відносно другої і передавати навантаження від нижньої частини візка на верхню для рівномірного навантаження верхньої і нижньої стріли. У разі необхідності стріли можуть бути легко від'єднанні одна від другої. Конструкція вузла зчеплення 10 представлена на рисунку.

Механізм пересування візка по стрілі складається із мотор-редуктора 4, ходових фрикційних катків 5 та опорних фрикційних катків 6. Мотор-редуктор (рисунок 4.2) являє собою комбінацію редуктора типу МРС та електродвигуна серії АИР, з'єднаних між собою перехідником. Вал електродвигуна, як правило, вставлено у порожнистий вхідний вал редуктора. При неможливості реалізації такої конструкції або за вимогою замовника вали з'єднуються втулково-пальцевою муфтою. Мотор-редуктор оснащено електромагнітним гальмом з безручною розфіксацією вала електродвигуна. Керування гальмом робиться або від двигуна. При цьому встановлюється гальмо послідовного включення. Редуктор типу МРС являє собою циклоїдальний редуктор. Це планетарний редуктор з епіциклоїдальним цевочним зачепленням. Для отримання значних (більше 119) передаточних чисел послідовно з'єднуються два або три одноступеневих

редуктора – вихідний вал попередньої ступені становиться вхідним валом наступної.

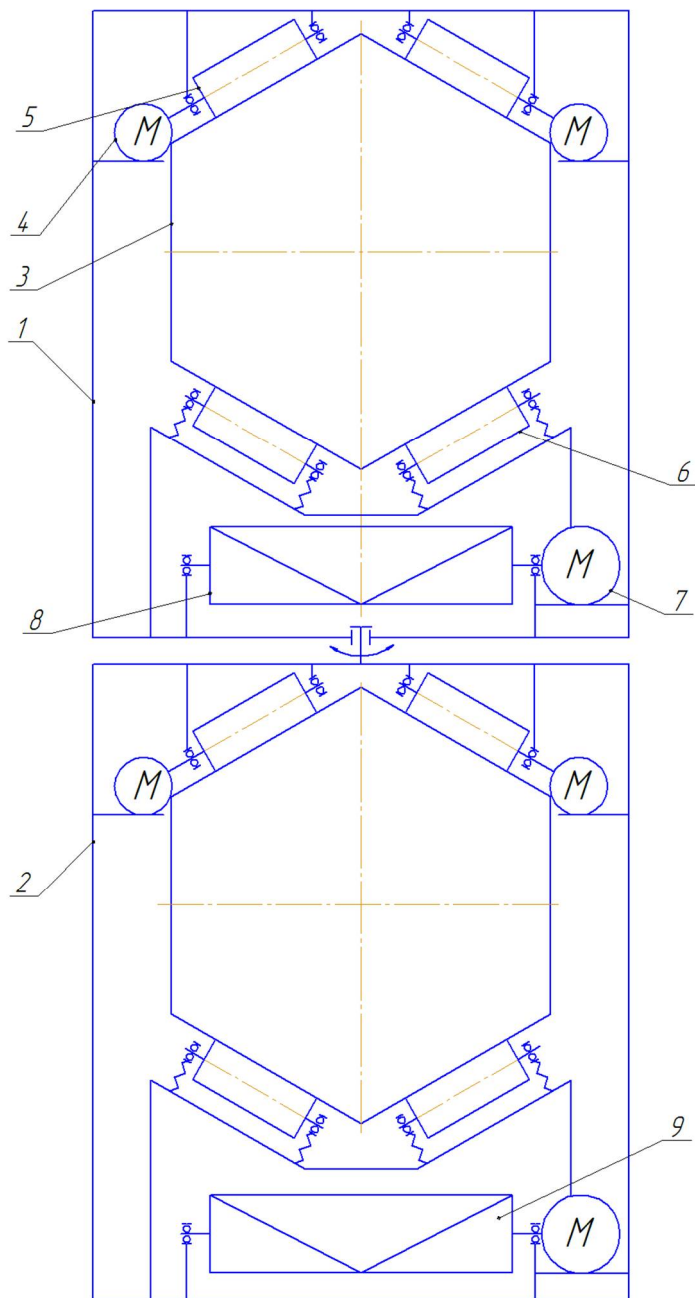


Рисунок 4.1 – Схема візка крана

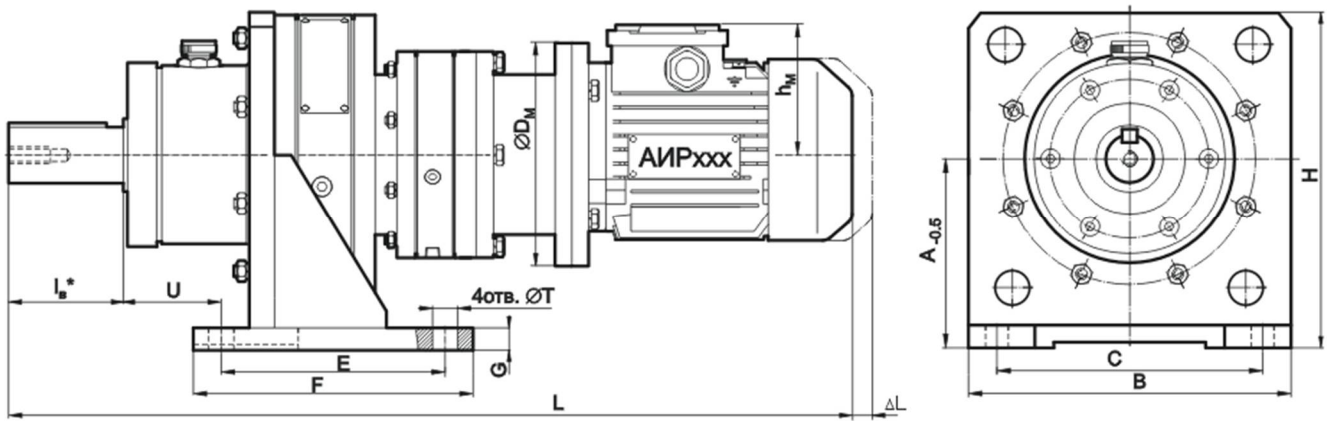


Рисунок 4.2 – Мотор-редуктор механізму пересування візка

Для поєднання верхньої і нижньої стріли, з метою отримання спільної несучої конструкції, розроблено спеціальний вузол зчеплення (рисунок 4.3). Він складається із штиря 1, нижня частина якого нерухомо з'єднана з верхньою частиною рами нижнього візка, а верхня частина входить у зачеплення з нижньою частиною верхнього візка при роботі крану у режимі трикутної несучої конструкції. При з'єднанні двох візків нижня стріла підходить до верхньої і штир заходить у прорізь в нижній частині рами верхнього візка і фіксується там за допомогою двох вилок 3. Вилки охоплюють штир, обмежуючі його можливі переміщення під час роботи крану. Штир передає навантаження на верхній візок через упорний підшипник 2 і вилки 3 на направляючі 4, які прикріплено до рами візка. Вилки 3 служать для фіксації штиря 1 при поєднанні візків у одну систему. Вилки мають гідравлічний привід, який дозволяє проводити з'єднання і від'єднання візків з малими затратами труда у автоматизованому режимі, без використання ручної праці. Схема гідравлічного привода вилок представлена на рисунку 4.4.

Висока жорсткість, здатність витримувати високу динамічне і статичне навантаження, плавність руху і повне ущільнення каретки є основними рисами роликів лінійних направляючих (рисунок 4.5), які служать для підведення вилок під підшипник при з'єднанні візків і для відведення при роз'єднанні.

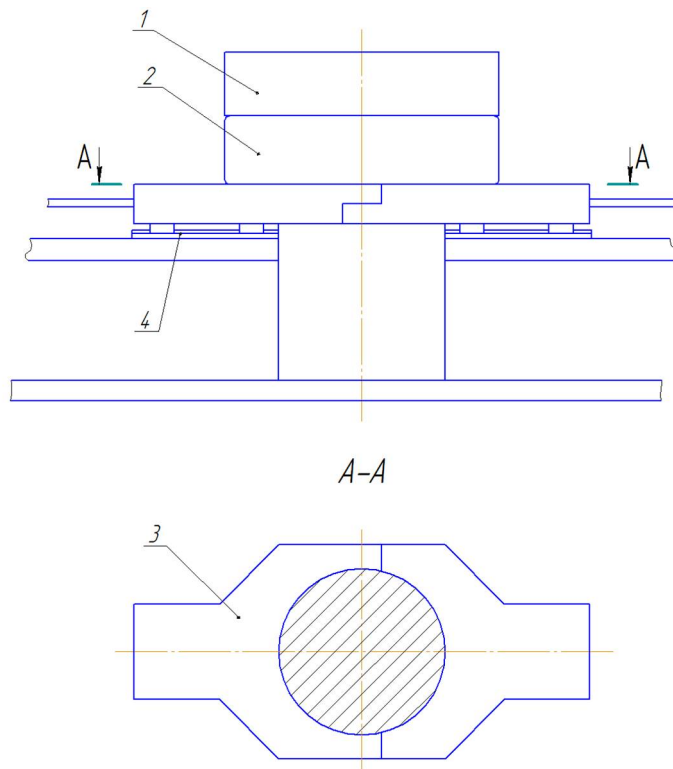


Рисунок 4.3 – Вузол зчеплення верхньої і нижньої частини візка

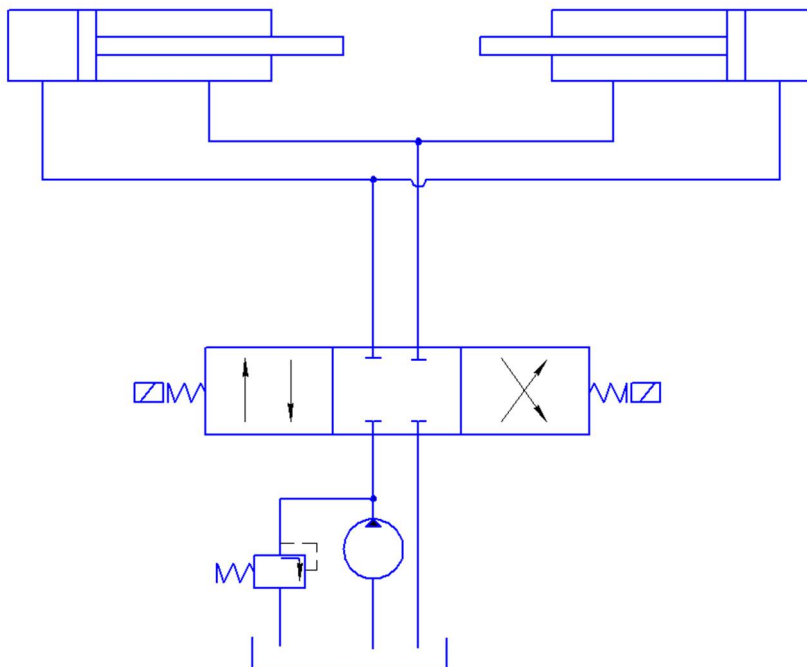


Рисунок 4.4 – Схема гідравлічного привода руху вилок

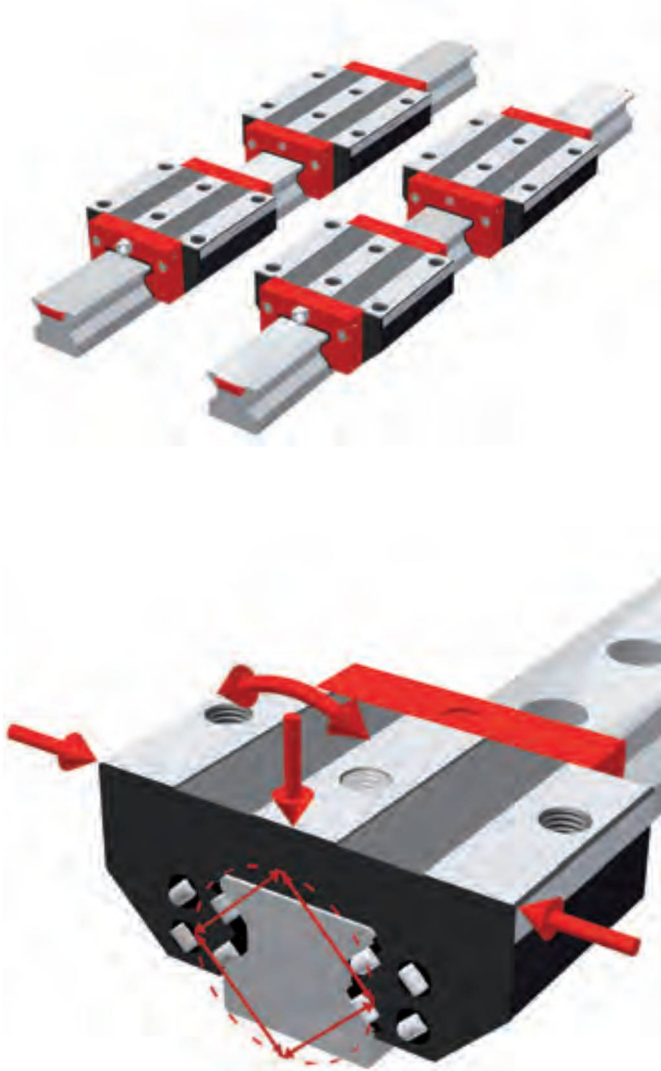


Рисунок 4.5 – Роликові лінійні направляючі

5 БЕЗПЕКА ТА ЕКОЛОГІЧНІСТЬ ПРОЄКТУ

5.1 Безпека праці

Настінний кран зі змінною геометрією несучої конструкції належить до вантажопідіймальних машин підвищеної небезпеки, тому питання безпеки праці при його експлуатації є одним із ключових аспектів проєктування. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що можуть виникати під час роботи крана, включають можливість падіння вантажу, руйнування елементів металоконструкції, травмування рухомими частинами механізмів, ураження електричним струмом, а також підвищені динамічні навантаження.

Для забезпечення безпечних умов праці у конструкції крана передбачено достатній запас міцності основних елементів металоконструкції, що унеможливорює їх руйнування при дії розрахункових навантажень. Вантажопідіймальність крана обмежується технічними засобами контролю, що запобігають перевантаженню. Перехід крана з одного режиму роботи в інший допускається лише за відсутності вантажу на гаку та після повної зупинки всіх механізмів.

Керування краном здійснюється з безпечної зони, що забезпечує добру оглядовість робочого простору. Усі рухомі частини механізмів мають захисні кожухи, які запобігають випадковому контакту персоналу з небезпечними елементами. Персонал, який обслуговує кран, повинен проходити спеціальне навчання, інструктаж з охорони праці та мати відповідний допуск до роботи з вантажопідіймальними механізмами.

5.2 Ергономічні вимоги

Ергономічні вимоги до настінного крана зі змінною геометрією спрямовані на зменшення фізичного та психоемоційного навантаження на оператора. Органи керування краном розміщуються з урахуванням зручності доступу та мінімізації зайвих рухів. Сигнали керування мають чітку логіку та однозначність, що знижує ймовірність помилкових дій оператора.

Зміна режимів роботи крана не потребує виконання складних ручних операцій у небезпечній зоні. Це підвищує рівень безпеки та зменшує ризик травмування обслуговуючого персоналу. Конструкція крана дозволяє виконувати більшість операцій у напівавтоматичному режимі, що позитивно впливає на умови праці.

5.3 Санітарно-гігієнічна характеристика

5.3.1 Виробничий пил

Під час експлуатації настінного крана зі змінною геометрією значного утворення виробничого пилу не відбувається, оскільки кран не виконує технологічних операцій, пов'язаних із руйнуванням матеріалів. Джерелом пилу можуть бути лише загальні виробничі процеси у цеху, що не пов'язані безпосередньо з роботою крана.

5.3.2 Виробничий мікроклімат

Робота крана не чинить суттєвого впливу на параметри мікроклімату виробничого приміщення. Температура, вологість та швидкість руху повітря у зоні експлуатації визначаються загальними умовами виробничого середовища та системою вентиляції цеху.

5.3.3 Виробничий шум

Основними джерелами шуму при роботі крана є електродвигуни, редуктори та механізми пересування візка. Рівень шуму не перевищує допустимих значень за умови застосування сучасних електроприводів та справного технічного стану обладнання. За необхідності можуть застосовуватися шумопоглинальні кожухи.

5.3.4 Вібрація

Вібраційні навантаження при роботі крана виникають під час пуску та гальмування механізмів. Завдяки підвищеній жорсткості металоконструкції у режимі трикутної несучої системи рівень вібрацій зменшується, що позитивно впливає на умови праці та довговічність обладнання.

5.3.5 Освітлення виробничих приміщень

Робоча зона крана повинна бути забезпечена достатнім штучним освітленням відповідно до вимог нормативних документів. Належний рівень освітленості забезпечує безпечне виконання вантажно-розвантажувальних операцій та знижує ризик помилкових дій оператора.

5.4 Вимоги техніки безпеки

5.4.1 Загальні вимоги

Перед початком роботи необхідно перевіряти справність усіх механізмів крана, стан металоконструкції, гальмівних пристроїв та систем керування. Забороняється експлуатація крана при виявленні дефектів або відхилень від нормальної роботи.

5.4.2 Електробезпека

Електрообладнання крана повинно мати надійне заземлення та захист від короткого замикання і перевантажень. Усі електричні з'єднання мають бути ізольовані та захищені від механічних пошкоджень.

5.4.3 Пожежна безпека

Матеріали, що застосовуються у конструкції крана, є негорючими або важкогорючими. Електрообладнання повинно відповідати вимогам пожежної

безпеки. У виробничому приміщенні мають бути передбачені первинні засоби пожежогасіння.

5.5 Екологічність проєкту

Настінний кран зі змінною геометрією несучої конструкції не чинить негативного впливу на навколишнє середовище під час експлуатації. Відсутні шкідливі викиди, стічні води або відходи, що можуть забруднювати довкілля. Підвищена жорсткість конструкції та зменшення динамічних навантажень сприяють зниженню енергоспоживання та зносу елементів, що позитивно впливає на екологічні показники проєкту.

ВИСНОВКИ

В даній роботі вперше була запропонована конструкція консольного настінного крана-трансформера, тобто крана, який може працювати у двох зовсім різних режимах з різними технічними характеристиками і зонами обслуговування. Була запропонована конструкція настінного крана зі змінною геометрією несучої конструкції.

Нова конструкція складається з двох консольних балок, шарнірно закріплених на стіні, кожна з окремим приводом обертання. Балки можуть працювати самостійно як два класичні настінно-поворотні крани, тобто два окремих консольних настінно-поворотних крана. В цьому випадку несуча здатність кожної балки залежить від вильоту вантажу.

В іншому режимі дві балки трансформуються в трикутну консольну несучу конструкцію, геометрія якої змінюється за рахунок узгодження роботи приводів повертання кожної балки та оригінального приводу пересування об'єднаного візка по двом балкам одночасно.

Вперше розроблено конструкція настінного крану, яка дозволяє отримати високу точність позиціонування робочого органу завдяки збільшенню статичної і динамічної жорсткості металоконструкції.

Було проведено дослідження максимальних вантажопідйомностей у різних точках робочої зони при роботі у різних режимах. Вантажопідйомність однострілового настінного крану менша і у значній мірі залежить від вильоту вантажу. Для трикутної несучої конструкції характерна більш стала вантажопідйомність по всій зоні обслуговування. Це значно розширює можливості виробництва на якому буде застосовано запропонований кран.

У режимі роботи крану, коли він трансформується у трикутну консольну несучу конструкцію, спостерігається ряд позитивних відмінностей від існуючих конструкцій консольних кранів. По-перше, дві об'єднані стріли утворюють потужну несучу конструкцію, яка може витримувати великі навантаження при підйомі-опусканні вантажів великої маси. По-друге, максимально можливі про-

гини від дії корисного навантаження для такої конструкції будуть нижчими. Отже, спостерігається підвищення статичної жорсткості конструкції. По-третє, період власних коливань системи знижується, а час їх затухання зменшується. Це свідчить про підвищення динамічної жорсткості конструкції. Разом підвищення статичної та динамічної жорсткості вантажопідйомної системи зумовлюють значне підвищення точності позиціонування крану. Точність позиціонування крану – одна з найважливіших його характеристик, яка у значній мірі визначає можливість його використання для автоматизації конкретного виробничого процесу та область використання. Досягнення високої точності позиціонування дозволяє підвищити продуктивність роботи крану, тому що час необхідний для захоплення вантажу вантажозахоплювальним органом зменшується.

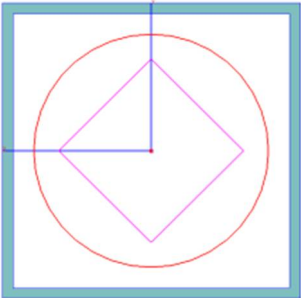
Були проведені порівняльні розрахунки стріл різного перетину. Проаналізувавши дані вимірювань робимо висновок, що найменші нормальні напруження виникають у стрілах з шестигранним перетином. Ці ж стріли зазнають менших прогинів. Тому робимо висновок, що для настінного крану зі змінною геометрією найвигідніше використовувати стріли виготовлені з шестигранної труби. Це забезпечить більш продуктивну і точну роботу крану, а також збільшить довговічність металоконструкції крану.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ДСТУ 8302:2015. Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання. — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. — 16 с.
2. Сінельников О. М., Дерев'янка С. І. Підйомно-транспортні машини: підручник. — Київ: Ліра-К, 2017. — 512 с.
3. Гречанюк В. І. Гідроприводи і гідроавтоматика: підручник. — Київ: Капавела, 2013. — 400 с.
4. Скрипник І. Ю. Гідравліка та гідропневмопривід: навчальний посібник. — Харків: НТУ «ХП», 2020. — 320 с.
5. Мартиненко І. І., Ващенко А. А. Основи конструювання машин: навчальний посібник. — Київ: КНУБА, 2015. — 356 с.
6. Чередниченко О. І. Гідравлічні машини та гідроприводи: навчальний посібник. — Харків: УкрДУЗТ, 2018. — 284 с.
7. ДСТУ Б В.2.8-12:2000. Підйимально-транспортне устаткування. Загальні вимоги до безпеки. — Київ: Держбуд України, 2000. — 28 с.
8. ДСТУ EN 10210-1:2017. Профілі сталеві гарячекатані та термічно оброблені. Частина 1. Загальні технічні умови. — Київ: УкрНДНЦ, 2017.
9. ДСТУ EN 10219-1:2017. Профілі сталеві холодноформовані зварні. Частина 1. Технічні вимоги. — Київ: УкрНДНЦ, 2017.

Додаток А

Таблиця А.1 – Характеристики квадратного перетину стріли

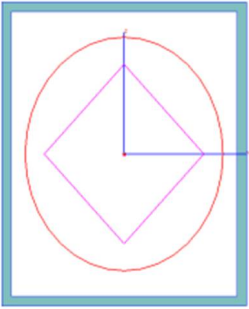
	ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕТИНУ			
	Найменування	Позна-чення	Значення	Од. вим.
	ВИХІДНІ ДАНІ			
	Модуль пружності матеріалу	E	2.1e+010	кг/м ²
	Коефіцієнт Пуассона матеріалу	v	0.3	
	Модуль зсуву матеріалу	G	8.07692e+009	кг/м ²
	Густина матеріалу	Ro	7850	кг/м ³
ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ				
Координата центра ваги U в системі UoOoVo	Uoc	5.97463e-019		
Координата центра ваги V в системі UoOoVo	Voc	0.011	м	
Площа перерізу	F	67.84e-006	м ²	
Момент інерції відносно осі U	Iu	5088.9e-012	м ⁴	
Момент інерції відносно осі V	Iv	5088.9e-012	м ⁴	
Центробіжний момент інерції	Iuv	5.98668e-019	м ⁴	
Габаритна ширина перерізу	b	22e-003	м	
Габаритна висота перерізу	h	22e-003	м	
Периметр зовнішнього контуру	Pext	88e-003	м	
Периметр внутрішніх контурів	Pint	81.6e-003	м	
Кут повороту головних осей інерції	Fi	−90	°	
Головний момент інерції відносно осі Y	Iy	5088.9e-012	м ⁴	
Статичний момент півперерізу відносно осі Y	Sy	269.789e-009	м ³	
Момент опору згину відносно осі Y (Z+)	Wy+	462.627e-009	м ³	
Момент опору згину відносно осі Y (Z−)	Wy−	462.627e-009	м ³	
Головний радіус інерції відносно осі Y	Ry	8.66102e-003	м	
Інтеграл по площі	Yi	1.33439e-008	м	
Максимальна абсциса ядрового радіуса	Y+	6.8194e-003	м	
Мінімальна абсциса ядрового радіуса	Y−	6.81939e-003	м	
Головний момент інерції відносно осі Z	Iz	5088.9e-019	м ⁴	
Статичний момент півперерізу відносно осі Z	Sz	269.785e-	м ³	

		009	
Момент опору згину відносно осі Z (Y+)	Wz+	462.627e-009	м ³
Момент опору згину відносно осі Z (Y-)	Wz-	462.628e-009	м ³
Головний радіус інерції відносно осі Z	Rz	8.66102e-003	м
Інтеграл по площі	Zi	-9.53807e-018	м
Максимальна ордината ядрового радіуса	Z+	6.81939e-003	м
Мінімальна ордината ядрового радіуса	Z-	6.81939e-003	м
КРУТИЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата центра кручення Y	Yt	0	м
Координата центра кручення Z	Zt	0	м
Момент інерції на кручення	It	7775.87e-012	м ⁴
Секторіальний момент інерції	Iw	216.532e-018	м ⁴
Момент опору кручення	Wt	535.371e-009	м ³
Секторіальний момент опору	Ww	38.1197e-012	м ³
ЗСУВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата центра зсуву Y	Ys	0	м
Координата центра зсуву Z	Zs	0	м
Площа зсуву відносно осі Y	Fy	28.8394e-006	м ²
Площа зсуву відносно осі Z	Fz	28.8396e-006	м ²
Момент опору зсуву відносно осі Y	WQy	30.0208e-006	м ²
Момент опору зсуву відносно осі Z	WQz	30.0252e-006	м ²
ПЛАСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата нейтральної осі Y	Ypl	0	м
Координата нейтральної осі Z	Zpl	0.0377776e-003	м
Пластичний момент опору відносно осі Y'	Wy,pl	539.578e-009	м ³
Пластичний момент опору відносно осі Z'	Wz,pl	539.57e-009	м ³
ЖОРСТКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Осьова жорсткість	EF	1424640	кг
Жорсткість при згині відносно осі Y	EIy	106.867	кг·м ²
Жорсткість при згині відносно осі Z	EIz	106.867	кг·м ²
Жорсткість на кручення	GI	62.8051	кг·м ²
Секторіальна жорсткість	EIw	4.54718e-	кг·м ⁴

		006	
Жорсткість при зсуві відносно осі Y	GF y	232933	кГ
Жорсткість при зсуві відносно осі Z	GF z	232935	кГ
Погонна маса	g	0.532544	кГ/м

Додаток Б

Таблиця Б.1 – Характеристики прямокутного перетину стріли

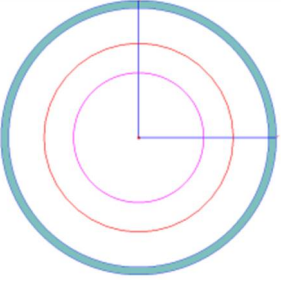
	ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕТИНУ			
	Найменування	Позна-чення	Значен-ня	Од.вим.
	ВИХІДНІ ДАНІ			
	Модуль пружності матеріалу	E	2.1e+010	кг/м ²
	Коефіцієнт Пуассона матеріалу	ν	0.3	
	Модуль зсуву матеріалу	G	8.07692e+009	кг/м ²
	Густина матеріалу	Ro	7850	кг/м ³
ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ				
Координата центра ваги U в системі UoOoVo	Uoc	1.15651e-018		
Координата центра ваги V в системі UoOoVo	Voc	– 2.12255e-018		м
Площа перерізу	F	68.3944e-006		м ²
Момент інерції відносно осі U	Iu	6305.4e-012		м ⁴
Момент інерції відносно осі V	Iv	4456.52e-012		м ⁴
Центробіжний момент інерції	Iuv	1.80461e-024		м ⁴
Габаритна ширина перерізу	b	20e-003		м
Габаритна висота перерізу	h	25e-003		м
Периметр зовнішнього контуру	Pext	90e-003		м
Периметр внутрішніх контурів	Pint	83.7e-003		м
Кут повороту головних осей інерції	Fi	0		°
Головний момент інерції відносно осі Y	Iy	6305.4e-012		м ⁴
Статичний момент півперерізу відносно осі Y	Sy	298.702e-009		м ³
Момент опору згину відносно осі Y (Z+)	Wy+	504.432e-009		м ³
Момент опору згину відносно осі Y (Z–)	Wy–	504.432e-009		м ³
Головний радіус інерції відносно осі Y	Ry	9.60165e-003		м
Інтеграл по площі	Yi	– 2.99081e-018		м
Максимальна абсциса ядрового радіуса	Y+	6.51592e-003		м
Мінімальна абсциса ядрового радіуса	Y–	6.51592e-		м

		003	
Головний момент інерції відносно осі Z	Iz	4456.52e-012	м ⁴
Статичний момент півперерізу відносно осі Z	Sz	255.951e-009	м ³
Момент опору згину відносно осі Z (Y+)	Wz+	445.652e-009	м ³
Момент опору згину відносно осі Z (Y-)	Wz-	445.652e-009	м ³
Головний радіус інерції відносно осі Z	Rz	8.07212e-003	м
Інтеграл по площі	Zi	5.17143e-018	м
Максимальна ордината ядрового радіуса	Z+	7.37534e-003	м
Мінімальна ордината ядрового радіуса	Z-	7.37534e-003	м
КРУТИЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата центра кручення Y	Yt	0	
Координата центра кручення Z	Zt	0	
Момент інерції на кручення	It	8004.5e-012	м ⁴
Секторіальний момент інерції	Iw	4643.15e-018	м ⁴
Момент опору кручення	Wt	567.777e-009	м ³
Секторіальний момент опору	Ww	242.579e-012	м ⁴
ЗСУВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата центра зсуву Y	Ys	0	
Координата центра зсуву Z	Zs	0	
Площа зсуву відносно осі Y	Fy	24.3624e-006	
Площа зсуву відносно осі Z	Fz	33.7452e-006	
Момент опору зсуву відносно осі Y	WQy	27.13e-006	
Момент опору зсуву відносно осі Z	WQz	33.1156e-006	
ПЛАСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата точки перетину нейтральних осей Y	Ypl	0	
Координата точки перетину нейтральних осей Z	Zpl	-0.0433793e-003	
Пластичний момент опору відносно осі Y'	Wy,pl	597.404e-009	
Пластичний момент опору відносно осі Z'	Wz,pl	511.902e-009	
ЖОРСТКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Осьова жорсткість	EF	1 436	

		280	
Жорсткість при згині відносно осі Y	EI _y	132.413	кг·м ²
Жорсткість при згині відносно осі Z	EI _z	93.587	кг·м ²
Жорсткість на кручення	GI _t	64.6517	кг·м ²
Секторіальна жорсткість	EI _w	9.75061e-005	кг·м ²
Жорсткість при зсуві відносно осі Y	GF _y	196 773	кг
Жорсткість при зсуві відносно осі Z	GF _z	272 557	кг
Погонна маса	g	0.536896	кг/м

Додаток В

Таблиця В.1 – Характеристики круглого перетину стріли

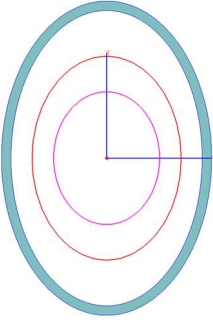
	ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕТИНУ			
	Найменування	Позна-чення	Значення	Од.ви м.
	ВИХІДНІ ДАНІ			
	Модуль пружності матеріалу	E	2.1e+010	кг/м ²
	Коефіцієнт Пуассона матеріалу	v	0.3	
	Модуль зсуву матеріалу	G	8.07692e+009	кг/м ²
	Густина матеріалу	Ro	7850	кг/м ³
ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ				
Координата центра ваги U в системі UoOoVo	Uoc	-2.32399e-018		
Координата центра ваги V в системі UoOoVo	Voc	3.5751e-022	м	
Площа перерізу	F	68.3498e-006	м ²	
Момент інерції відносно осі U	Iu	6325.42e-012	м ⁴	
Момент інерції відносно осі V	Iv	6325.42e-012	м ⁴	
Центробіжний момент інерції	Iuv	5.84956e-026	м ⁴	
Габаритна ширина перерізу	b	28e-003	м	
Габаритна висота перерізу	h	28e-003	м	
Периметр зовнішнього контуру	Pext	87.961e-003	м	
Периметр внутрішніх контурів	Pint	82.9346e-003	м	
Кут повороту головних осей інерції	Fi	0	°	
Головний момент інерції відносно осі Y	Iy	6325.42e-012	м ⁴	
Статичний момент півперерізу відносно осі Y	Sy	295.948e-009	м ³	
Момент опору згину відносно осі Y (Z+)	Wy+	451.816e-009	м ³	
Момент опору згину відносно осі Y (Z-)	Wy-	451.816e-009	м ³	
Головний радіус інерції відносно осі Y	Ry	9.62002e-003	м	
Інтеграл по площі	Yi	5.09573e-019	м	
Максимальна абсциса ядрового радіуса	Y+	6.61034e-003	м	
Мінімальна абсциса ядрового радіуса	Y-	6.61034e-	м	

		003	
Головний момент інерції відносно осі Z	Iz	6325.42e-012	м ⁴
Статичний момент півперерізу відносно осі Z	Sz	295.948e-009	м ³
Момент опору згину відносно осі Z (Y+)	Wz+	451.816e-009	м ³
Момент опору згину відносно осі Z (Y-)	Wz-	451.816e-009	м ³
Головний радіус інерції відносно осі Z	Rz	9.62002e-003	м
Інтеграл по площі	Zi	-1.88631e-019	м
Максимальна ордината ядрового радіуса	Z+	6.61034e-003	м
Мінімальна ордината ядрового радіуса	Z-	6.61034e-003	м
КРУТИЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата центра кручення Y	Yt	0	
Координата центра кручення Z	Zt	0	
Момент інерції на кручення	It	12650.8e-012	
Секторіальний момент інерції	Iw	1.32212e-026	
Момент опору кручення	Wt	907.458e-009	
Секторіальний момент опору	Ww	3.82159e-016	
ЗСУВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата центра зсуву Y	Ys	0	
Координата центра зсуву Z	Zs	0	
Площа зсуву відносно осі Y	Fy	34.2265e-006	м ²
Площа зсуву відносно осі Z	Fz	34.2264e-006	м ²
Момент опору зсуву відносно осі Y	WQy	33.4097e-006	м ²
Момент опору зсуву відносно осі Z	WQz	33.4075e-006	м ²
ПЛАСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата точки перетину нейтральних осей Y	Ypl	-0.0345518e-003	
Координата точки перетину нейтральних осей Z	Zpl	0.0366459e-003	
Пластичний момент опору відносно осі Y'	Wy,pl	591.897e-009	
Пластичний момент опору відносно осі Z'	Wz,pl	591.897e-009	
ЖОРСТКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			

Осьова жорсткість	EF	1 435 350	
Жорсткість при згині відносно осі Y	EI _y	132.834	кг·м ²
Жорсткість при згині відносно осі Z	EI _z	132.834	кг·м ²
Жорсткість на кручення	GI _t	102.18	кг·м ²
Секторіальна жорсткість	EI _w	2.77646e-016	кг·м ⁴
Жорсткість при зсуві відносно осі Y	GF _y	276 444	кг
Жорсткість при зсуві відносно осі Z	GF _z	276 444	кг
Погонна маса	g	0.536546	кг/м

Додаток Г

Таблиця Г.1 – Характеристики еліптичного перетину стріли

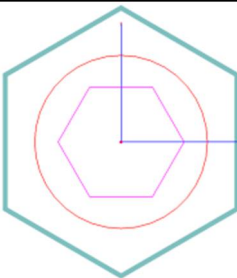
	ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕТИНУ			
	Найменування	Позна-чення	Значення	Од.ви м.
	ВИХІДНІ ДАННІ:			
	Модуль пружності матеріалу	E	2.1e+010	кг/м ²
	Коефіцієнт Пуассона матеріалу	v	0.3	
	Модуль зсуву матеріалу	G	8.07692e+009	кг/м ²
ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ:	Густина матеріалу	Ro	7850	кг/м ³
	Координата центра тяжіння по осі U	Uoc	1.84275e-009	м
	Координата центра тяжіння по осі V	Voc	7.3784e-020	м
	Площа перерізу	F	68.1299e-006	м ²
	Момент інерції відносно осі U	Iu	6470.09e-012	м ⁴
	Момент інерції відносно осі V	Iv	3434.71e-012	м ⁴
	Центробіжний момент інерції в системі координат UOV	Iuv	-1.14606e-026	м ⁴
	Габаритна ширина перерізу	b	20e-003	м
	Габаритна висота перерізу	h	30e-003	м
	Периметр зовнішнього контуру	Pext	79.3239e-003	м
	Периметр внутрішніх контурів	Pint	73.7307e-003	м
	Кут повороту головних осей інерції	Fi	0	°
	Головний момент інерції відносно осі Y	Iy	6470.09e-012	м ⁴
	Статичний момент півперерізу відносно осі Y	Sy	293.813e-009	м ³
	Момент опору згину відносно осі Y (Z+)	Wy+	431.339e-009	м ³
	Момент опору згину відносно осі Y (Z-)	Wy-	431.339e-009	м ³
	Головний радіус інерції відносно осі Y	Ry	9.7451e-003	м
	Інтеграл по площі $\int [z \cdot (y^2 + z^2) / I_y \cdot dF]$	Yi	-5.06059e-009	м
	Максимальна абсциса ядерної відстані	Y+	5.04141e-003	м
	Мінімальна абсциса ядерної відстані	Y-	5.04141e-003	м

Головний момент інерції відносно осі Z	Iz	3434.71e-012	м ⁴
Статичний момент півперерізу відносно осі Z	Sz	221.531e-009	м ³
Момент опору згину відносно осі Z (Y+)	Wz+	343.471e-009	м ³
Момент опору згину відносно осі Z (Y-)	Wz-	343.471e-009	м ³
Головний радіус інерції відносно осі Z	Rz	7.10029e-003	м
Інтеграл по площі $\int y \cdot (y^2 + z^2) / I_z \cdot dF$	Zi	-1.3782e-019	м
Максимальна ордината ядерної відстані	Z+	6.33113e-003	м
Мінімальна ордината ядерної відстані	Z-	6.33113e-003	м
КРУТИЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата центра кручення по осі Y	Yt	0	м
Координата центра кручення по осі Z	Zt	0	м
Момент інерції на кручення	It	8879.79e-012	м ⁴
Секторіальний момент інерції	Iw	6681.14e-018	м ⁴
Момент опору кручення	Wt	741.857e-009	м ³
Секторіальний момент опору	Ww	412.585e-012	м ⁴
ЗСУВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата центра зсуву по осі Y	Ys	0	м
Координата центра зсуву по осі Z	Zs	0	м
Зсувна площа відносно осі Y	Fy	23.1584e-006	м ²
Зсувна площа відносно осі Z	Fz	43.9111e-006	м ²
Момент опору зсуву відносно осі Y	WQy	26.2532e-006	м ²
Момент опору зсуву відносно осі Z	WQz	39.0584e-006	м ²
ПЛАСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ:			
Координата точки перетину нейтральних осей по осі Y	Ypl	0.0261735e-003	м
Координата точки перетину нейтральних осей по осі Z	Zpl	0.0369076e-003	м
Пластичний момент опору відносно осі Y'	Wy,pl	587.627e-009	м ³
Пластичний момент опору відносно осі Z'	Wz,pl	443.063e-009	м ³
ЖОРСТКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ:			
Осьова жорсткість	EF	1430730	кг
Згинальна жорсткість відносно осі Y	EIy	135.872	кг·м ²

Згинальна жорсткість відносно осі Z	EI_z	72.1289	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$
Жорсткість на кручення	GI_t	71.7214	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$
Секторіальна жорсткість	EI_w	1.40304e-004	$\text{кг} \cdot \text{м}^4$
Зсувна жорсткість відносно осі Y	GF_y	187049	кг
Зсувна жорсткість відносно осі Z	GF_z	354667	кг
Погонна маса	g	0.53482	кг/м

Додаток Д

Таблиця Д.1 – Характеристики шестигранного перетину стріли

	ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕТИНУ			
	Найменування	Позначення	Значення	Од.ви м.
	ВИХІДНІ ДАННІ:			
	Модуль пружності матеріалу	E	2.1e+0010	кг/м ²
	Коефіцієнт Пуассона матеріалу	v	0.3	
	Модуль зсуву матеріалу	G	8.07692e+009	кг/м ²
	Густина матеріалу	Ro	7850	кг/м ³
ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ:				
Координата центра тяжіння по осі U	Uoc	15.5817e-003	м	
Координата центра тяжіння по осі V	Voc	17.9884e-003	м	
Площа перерізу	F	68.6765e-006	м ²	
Момент інерції відносно осі U	Iu	8877.16e-012	м ⁴	
Момент інерції відносно осі V	Iv	8877.15e-012	м ⁴	
Центробіжний момент інерції в системі координат UOV	Iuv	-4.89559e-016	м ⁴	
Габаритна ширина перерізу	B	31.1635e-003	м	
Габаритна висота перерізу	h	35.9767e-003	м	
Периметр зовнішнього контуру	Pext	107.975e-003	м	
Периметр внутрішніх контурів	Pint	103.403e-003	м	
Кут повороту головних осей інерції	Fi	0	°	
Головний момент інерції	Iy	8877.16e-012	м ⁴	
Статичний момент півперерізу	Sy	352.77e-009	м ³	
Момент опору згину (Z+)	Wy+	493.495e-009	м ³	
Момент опору згину (Z-)	Wy-	493.495e-009	м ³	
Головний радіус інерції	Ry	11.3693e-003	м	
Інтеграл по площі integral[z·(y²+z²)/Iy·dF]	Yi	-2.65439e-008	м	
Максимальна абсциса ядерної відстані	Y+	8.29564e-	м	

		003	
Мінімальна абсциса ядерної відстані	Y-	8.29565e-003	м
Головний момент інерції	Iz	8877.16e-012	м ⁴
Статичний момент півперерізу	Sz	349.159e-009	м ³
Момент опору згину (Y+)	Wz+	569.716e-009	м ³
Момент опору згину (Y-)	Wz-	569.715e-009	м ³
Головний радіус інерції	Rz	11.3693e-003	м
Інтеграл по площі $\int y \cdot (y^2 + z^2) / I_z \cdot dF$	Zi	-4.57802e-009	м
Максимальна ордината ядерної відстані	Z+	7.18578e-003	м
Мінімальна ордината ядерної відстані	Z-	7.18579e-00	м
КРУТИЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата центра кручення по осі Y	Yt	0	м
Координата центра кручення по осі Z	Zt	0	м
Момент інерції на кручення	It	16134.7e-012	м ⁴
Секторіальний момент інерції	Iw	92.3689e-018	м ⁴
Момент опору кручення	Wt	938.094e-009	м ³
Секторіальний момент опору	Ww	22.0838e-012	м ⁴
ЗСУВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ			
Координата центра зсуву по осі Y	Ys	0	м
Координата центра зсуву по осі Z	Zs	0	м
Зсувна площа відносно осі Y	Fy	31.7811e-006	м ²
Зсувна площа відносно осі Z	Fz	31.7739e-006	м ²
Момент опору зсуву відносно осі Y	WQy	29.4623e-006	м ²
Момент опору зсуву відносно осі Z	WQz	32.4905e-006	м ²
ПЛАСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ:			
Координата точки перетину нейтральних осей по осі Y	Ypl	0	м
Координата точки перетину нейтральних осей по осі Z	Zpl	0	м
Пластичний момент опору відносно осі Y'	Wy,pl	705.54e-009	м ³
Пластичний момент опору відносно осі Z'	Wz,pl	698.317e-009	м ³
ЖОРСТКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ:			
Осьова жорсткість	EF	1442210	кг

Згинальна жорсткість відносно осі Y	EI _y	186.42	кг·м ²
Згинальна жорсткість відносно осі Z	EI _z	186.42	кг·м ²
Жорсткість на кручення	GI _t	130.318	кг·м ²
Секторіальна жорсткість	EI _w	1.93975e-006	кг·м ⁴
Зсувна жорсткість відносно осі Y	GF _y	256694	кг
Зсувна жорсткість відносно осі Z	GF _z	256635	кг
Погонна маса	g	0.539111	кг/м