

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет

«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»



О.В. Панченко, К.С. Заболотний

**СТРУКТУРНІ ТА ПАРАМЕТРИЧНІ МОДЕЛІ
ТУНЕЛЬНИХ УКЛАДАЧІВ**

Монографія

Дніпро
Журфонд
2024

УДК 622.289.23

П16

Рекомендовано до видання Вченою радою НТУ «Дніпровська політехніка» як монографія для фахівців і студентів спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» (протокол № 7 від 20.06.2024).

Рецензенти:

Г.О. Шевченко – доктор технічних наук, професор, завідувач відділу механіки машин і процесів переробки мінеральної сировини Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України;

І.В. Бельмас – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри машинобудівних технологій та інженерії Дніпровського державного технічного університету;

Л.Н. Ширін – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри транспортних систем та енергомеханічних комплексів Національного технічного університету «Дніпровська політехніка».

Панченко О.В.

П16 Структурні та параметричні моделі тунельних укладачів / О.В. Панченко, К.С. Заболотний; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка». – Електронне видання. Дніпро: Журфонд, 2024. – 128 с.

Монографія присвячена розробці та впровадженню нових підходів до проектування тунельних укладачів, що включають параметричну оптимізацію маніпуляторів, опорних балок та інших елементів. Дослідження доводить, що застосування сучасних методів проектування та оптимізації може значно підвищити ефективність та конкурентоспроможність вітчизняних гірничих машин.

Рекомендується подальше впровадження розроблених методів та технологій у виробництво, що сприятиме зниженню вартості продукції та підвищенню її якості на міжнародному рівні.

Призначена для фахівців галузі машинобудування, наукових співробітників, інженерів-проектувальників тунельних укладачів, спеціалістів промисловості, викладачів, аспірантів і студентів технічних університетів.

Електронне видання

ISBN 978-966-934-570-7

© О.В. Панченко, К.С. Заболотний, 2024
© Національний технічний університет
«Дніпровська політехніка», 2024
© Журфонд, 2024

ЗМІСТ МОНОГРАФІЇ

Частина 1	
Вступ	4
1 Системне моделювання тунельних укладачів	27
1.1 Формалізація опису метаструктури класу пристроїв, яким обладнано тунельний укладач	27
1.2 Параметрична оптимізація моделі маніпулятора.....	31
1.3 Параметрична оптимізація опорної балки маніпулятора укладача	44
1.4 Параметрична оптимізація арки укладача.....	60
1.5 Параметрична оптимізація ходової частини тунельного укладача	73
1.6 Загальні висновки до розділу	100
Частина 2	
2 Розробка метамоделі для гомогенних гідравлічних приводів	101
2.1 Опис структури метамоделі	101
2.2 Узагальнена кінематична модель пристроїв	101
2.3 Аналітична модель гідравлічного приводу укладача	107
2.4 Формалізована метаструктура узагальненої моделі гомогенних пристроїв, створена засобами програми MATLAB Simulink	114
2.5 Загальні висновки до розділу	119
Висновки та рекомендації.....	120
Перелік джерел посилання.....	121

ВСТУП

Однією з гострих проблем, що стоїть перед вітчизняним гірничим машинобудуванням, є витіснення його продукції закордонною технікою. Особливих збитків через збільшення імпорту зазнають компанії, які виробляють застарілу машинобудівну продукцію.

Зокрема, одним із прикладів такої продукції є тунельний укладач УТК-2, що має високу металомісткість і низьку продуктивність.

Оскільки конструкції укладачів створювали в 40-ві роки, коли були відсутні сучасні методи проєктування гірничих машин і доводилося використовувати дорогі натурні випробування, то конструктори свідомо завищували металомісткість, щоб підвищити міцність конструкції, та зменшували продуктивність праці, щоб унеможливити динамічні процеси, – звідси випливає, що зменшення металомісткості пристроїв укладачів із обґрунтуванням їх раціональних параметрів і збільшення їхньої продуктивності є **актуальною технічною проблемою**.

В умовах сучасних ринкових відносин переважна більшість гірничих машин, які випускаються вітчизняними підприємствами, поступаються закордонним аналогам за показниками якості, надійності, вартості. Щоб їх удосконалити, відомі вітчизняні вчені Солод В.І., Кантарович Л.І., Юнгмейстер Д.А., Гаркавий Н.Г., Франчук В.П., Ковальський Б.С., Шевченко Ф.Л., Федорова З.М., Заболотний К.С., Комісаров А.П., Петренко А.І., Серьогін Д.В., розробили цілий комплекс методичних рекомендацій, спрямованих на вибір раціональних параметрів гірничих машин. Але використання цих розробок через складність об'єкта проєктування не дозволяє досягти необхідних результатів.

На основі аналізу літературних джерел визначимо головні наукові підходи та методи, застосовувані у машинобудуванні, які використовуються в дослідженнях і розробках, присвячених маніпуляторам, що застосовуються у будівництві горизонтальних гірничих виробок.

Дослідження, проведене у роботі [1], актуально в контексті сучасного машинобудування та автоматизації будівельних процесів. Тюбінгові маніпулятори використовуються під час будівництва тунелів і підземних споруд, де важливо забезпечити надійність та безпеку конструкцій під високим навантаженням. Розробка методів комп'ютерного аналізу напружено-деформованого стану механізмів таких маніпуляторів дає можливість поліпшити їхню ефективність та зменшити ризики під час експлуатації. Автор використовує метод скінчених елементів для моделювання та аналізу напружено-деформованого стану компонентів

механізму тьюбінгового маніпулятора, комп'ютерне моделювання для створення тривимірних моделей та симуляцій робочих умов, аналітичні методи для розрахунків напружень і деформацій, а також експериментальну верифікацію для підтвердження достовірності отриманих моделей і результатів.

Автор праці [2] застосовує комплексний підхід до оцінки точності моделювання механізму тьюбінгового маніпулятора, який включає моделювання у SolidWorks Motion, аналіз кінематики та динаміки, порівняльний аналіз результатів із експериментальними даними, а також експериментальну верифікацію. Наукові результати його дослідження полягають у детальному аналізі точності моделювання та розвитку методів верифікації, що можуть бути застосовані для інших механізмів, тоді як практичні результати включають оптимізацію процесу проектування, підвищення безпеки та економічної ефективності тьюбінгових маніпуляторів. Наукові та практичні результати роботи сприяють покращанню методів проектування, забезпечуючи безпеку та економічну ефективність будівельних процесів.

Аналіз роботи [3] засвідчує актуальність дослідження в контексті сучасних тенденцій розвитку гірничої промисловості, що спрямоване на підвищення ефективності, безпеки та економічної доцільності гірничих робіт. Авторами застосовано рекурентне метамоделювання, комп'ютерне моделювання, аналіз даних та експериментальну верифікацію, що уможливило створення більш точних та адаптивних моделей гірничих машин. Результати дослідження мають важливе наукове та практичне значення, сприяючи оптимізації конструкцій, підвищенню безпеки та економічної ефективності гірничих проєктів.

У публікації [4] демонструється актуальність дослідження у сфері сучасних будівельних технологій, особливо тунелебудування, де використання маніпуляторів підвищує ефективність, точність та безпеку робіт. Автори застосували комплексний підхід, включаючи теоретичний аналіз, математичне та комп'ютерне моделювання, а також експериментальну верифікацію, що дало змогу розробити нові моделі та оптимізувати параметри роботи маніпуляторів для підвищення продуктивності й безпеки. Наукові та практичні результати роботи сприяють удосконаленню конструкцій тьюбінгового маніпулятора та підвищують економічну ефективність.

Про важливу актуальність дослідження у контексті сучасних технологій будівництва тунелів, де маніпулятори тьюбінгоукладачів відіграють ключову роль у забезпеченні точності, ефективності та безпеки

робіт, засвідчує авторка роботи [5]. У згаданій праці авторка застосовує метод скінченних елементів, комп'ютерне моделювання у SOLIDWORKS, інтегрований підхід та експериментальну верифікацію, що дозволяє оптимізувати конструкції маніпуляторів, підвищити їхню надійність і зменшити ризики під час експлуатації. Результати дослідження мають вагомое наукове і практичне значення.

Проблема розробки вітчизняних тьюбінгоукладачів [6] надзвичайно актуальна в контексті розвитку національної інфраструктури та технологічної незалежності. Тьюбінгоукладачі відіграють важливу роль у будівництві тунелів, забезпечуючи швидкість, точність та безпеку монтажу тьюбінгів. В умовах сучасного економічного середовища розробка й упровадження вітчизняних технологій у цій галузі сприяє зменшенню залежності від імпорту, зниженню витрат та створенню нових робочих місць. У своєму дослідженні авторка використовує порівняльний аналіз наявних зарубіжних та вітчизняних технологій тьюбінгоукладачів, інженерне моделювання для оптимізації їх конструкцій, а також збір та аналіз емпіричних даних для визначення основних проблем. На основі проведеного аналізу розроблено практичні рекомендації щодо конструювання й упровадження вітчизняних тьюбінгоукладачів, що сприяє систематизації знань і підвищенню точності та ефективності їх проектування. Практичні результати включають оптимізацію процесів розробки, зниження залежності від імпорту та покращання якості й надійності тьюбінгоукладачів, що позитивно впливає на безпеку та ефективність будівельних робіт.

Актуальність дослідження напружено-деформованого стану однаважільного тунельного укладача в контексті сучасного тунелебудування, де точність і безпека монтажу конструкцій є критичними, демонструє аналіз наукової роботи [7]. Автори використовують метод скінченних елементів та комп'ютерне моделювання для створення детальних тривимірних моделей, проведення симуляцій під різними навантаженнями та аналізу напружень і деформацій, що дає можливість виявити критичні зони й оптимізувати конструкцію укладача. Результати роботи мають важливе наукове і практичне значення, сприяючи покращанню надійності та довговічності укладачів, зниженню ризиків полумок і аварій, а також підвищенню економічної ефективності будівельних проєктів. Використання запропонованих інноваційних підходів до аналізу напружено-деформованого стану забезпечує ефективність, безпеку та економічну доцільність будівництва тунелів.

У дослідженні [8] обґрунтовується актуальність дослідження технічних параметрів тьюбінгоукладача типу UT62 у сучасному тунелебудуванні, де

оптимізація цих параметрів сприяє зниженню витрат, підвищенню точності монтажу та надійності конструкцій. Автори використовують теоретичний аналіз, експериментальні дослідження, комп'ютерне моделювання та порівняльний аналіз для виявлення оптимальних параметрів роботи тьюбінгоукладача, що дозволяє покращити ефективність і безпеку його експлуатації. Наукові та практичні результати роботи, включаючи розробку теоретичних моделей і оптимізацію технічних параметрів, сприяють підвищенню продуктивності та економічної ефективності будівництва тунелів, зменшуючи ризики поломок і аварій.

Важливість дослідження напружено-деформованого стану механізмів для забезпечення надійності та безпеки у тунелебудуванні доводиться у статті [9]. Автори застосовують SOLIDWORKS SIMULATION для створення тривимірних моделей і проведення симуляцій, що дає можливість виявити критичні зони та оптимізувати конструкції маніпуляторів. Результати роботи мають значне наукове і практичне значення, уможливають проведення детального аналізу напружено-деформованого стану цих механізмів, що сприяє їх оптимізації та підвищенню ефективності.

У проєкті [10] аргументується важливість розробки ефективних методів проєктування тунельних укладачів у контексті модернізації інфраструктури та підвищення технологічної незалежності. Автори використовують комплексний підхід, включаючи аналіз наявних методів, розробку теоретичних моделей, інженерне моделювання та експериментальну перевірку, що дає змогу оптимізувати конструкції укладачів для підвищення їх довговічності та продуктивності. Результати роботи мають велике наукове і практичне значення, сприяючи підвищенню ефективності, безпеки та економічної ефективності будівельних проєктів відповідно до європейських стандартів.

Важливість удосконалення методів моделювання маніпуляторів укладачів для підвищення продуктивності та економічної ефективності гірничих підприємств обґрунтовано в науковій праці [11]. Автори використовують математичне та комп'ютерне моделювання, а також аналіз навантажень і експериментальну верифікацію для точного визначення робочих параметрів та оптимізації конструкції маніпуляторів. Результати роботи мають велике наукове і практичне значення, сприяючи підвищенню надійності та довговічності маніпуляторів, зниженню витрат на ремонт і обслуговування, а також підвищенню ефективності видобутку і транспортуванню корисних копалин.

Монографія [12] є надзвичайно важливою в сучасному науково-технічному контексті та сприяє оптимізації конструкцій машин у

робототехніці. Автор застосовує комплексний підхід, поєднуючи математичне та імітаційне моделювання з експериментальними дослідженнями, що дає змогу вдосконалити системи керування роботами й підвищити їх ефективність у різних умовах експлуатації. Результати роботи мають значний науковий і практичний внесок, сприяють розвитку теоретичних основ робототехніки, впровадженню інноваційних методів керування й підвищенню продуктивності та надійності робототехнічних систем.

Важливість моделювання гідравлічних систем у сучасному машинобудуванні, автомобілебудуванні та авіації, з акцентом на оптимізацію конструкції машин детально розкривається у джерелі [13]. Використання MATLAB для створення імітаційних моделей та чисельного розв'язання диференціальних рівнянь дає змогу детально аналізувати і підвищувати ефективність гідравлічних систем, що забезпечує точність і надійність їх проєктування та експлуатації. Результати роботи мають значне наукове і практичне значення, сприяючи розширенню теоретичних знань і підвищенню якості підготовки фахівців, а також надають інженерам потужний інструмент для вирішення реальних задач у проєктуванні та оптимізації гідравлічних систем.

Про важливість розробки математичних моделей для оптимізації конструкції гідроприводу підйомного маніпулятора тунельного укладача, що є ключовим у підвищенні ефективності та точності будівництва підземних споруд, зазначається у дослідженні [14]. Автори застосували математичне моделювання, диференціальні рівняння та комп'ютерні симуляції для детального аналізу динаміки гідроприводу, що дозволяє оптимізувати його роботу та покращити надійність і стабільність системи. Результати дослідження мають значний науковий і практичний внесок, сприяючи підвищенню безпеки, зниженню витрат на технічне обслуговування та підвищенню економічної ефективності будівельних проєктів.

Аналіз наукової роботи [15] щодо розробки концепції проєктування тунельних агрегатів із використанням морфологічного аналізу підкреслює важливість застосування інноваційних підходів у сучасному машинобудуванні для підвищення ефективності та оптимізації конструкцій тунельного укладача. Автори використовують морфологічний аналіз з метою систематизації конструкційних рішень, комп'ютерне моделювання для аналізу можливих варіантів та експертну оцінку для вибору оптимальних рішень, що забезпечує надійність і безпеку тунельного укладача у складних підземних умовах. Результати дослідження включають розробку нової концепції проєктування, визначення ключових параметрів ефективності та

надійності, а також оптимізацію конструкцій тунельних агрегатів, що підвищує продуктивність і знижує витрати на будівництво.

Важливість оцінки технічного стану системи монтажу сегментів для забезпечення надійності та ефективності будівництва тунелів підкреслює аналіз наукового дослідження [16]. Проведення детального технічного аналізу та емпіричних досліджень дає можливість виявити основні проблеми й розробити рекомендації щодо оптимізації системи монтажу сегментів, що підвищує продуктивність і безпеку робіт. Результати дослідження включають розробку методики оцінки та покращання технічного стану, а це сприяє зниженню витрат на обслуговування та ремонт системи, забезпечуючи надійність і ефективність будівельних робіт.

Точність позиціонування та орієнтації сегментного укладача, аргументується в дослідженні [17], є критично важливим для забезпечення якісного та надійного укладання сегментів тунелю, що впливає на стабільність конструкції та безпеку під час експлуатації. Використання математичних моделей, чисельних симуляцій та експериментальної верифікації уможливорює детально проаналізувати точність роботи укладача та виявляти фактори, що впливають на її ефективність. Результати досліджень сприяють оптимізації процесів позиціонування та орієнтації сегментів, підвищенню якості та надійності будівництва тунелів, зниженню ризиків помилок та підвищенню безпеки робіт.

Дослідження [18] сегментного укладача на основі віртуального прототипу надзвичайно актуальне для оптимізації конструкції та підвищення ефективності будівельних процесів, оскільки використання віртуальних прототипів дає змогу знизити витрати на розробку та тестування нових рішень. Використовуючи методи віртуального прототипування, динамічного аналізу та оптимізації конструкції, дослідники створюють детальні моделі укладача й досліджують його динамічні характеристики в різних умовах експлуатації. Результати дослідження сприяють оптимізації конструкції сегментного укладача, підвищенню його надійності та ефективності, що забезпечує економічну ефективність будівництва тунелів.

У публікації [19] автори підкреслюють важливість забезпечення високої точності позиціонування й контролю ударних навантажень для підвищення безпеки та ефективності будівництва тунелів. Автори використовують математичне моделювання, впровадження контрольних алгоритмів і симуляції з експериментами для розробки та верифікації моделей і алгоритмів, що дозволяє оптимізувати конструкцію сегментного укладача. Результати дослідження включають підвищення точності позиціонування, зниження ризиків пошкодження сегментів та оптимізацію

будівельних процесів, забезпечуючи ефективність і безпеку будівництва тунелів.

Дослідження [20] динамічного моделювання сегментного укладача є важливим для розуміння поведінки системи під різними умовами навантаження, що уможливорює оптимізувати конструкцію та підвищити її надійність і ефективність. Використання динамічного моделювання та комп'ютерних симуляцій сприяє аналізу руху і взаємодії компонентів укладача, ідентифікації критичних зон і потенційних проблем у конструкції.

Результати дослідження включають розробку детальних динамічних моделей, аналіз впливу різних факторів на поведінку укладача, що призводить до оптимізації конструкції, підвищення надійності, ефективності та зниження ризиків поломок під час експлуатації.

Загалом, дослідження динамічного моделювання сегментного укладача – важливий крок у напрямку оптимізації конструкції й підвищення її надійності та ефективності. Використання сучасних методів моделювання та симуляції дає можливість глибше розуміти поведінку системи під різними умовами, що є ключовим для успішного впровадження нових технологій у будівництві тунелів.

Про важливість дослідження автоматичних систем зведення сегментів для оптимізації конструкції тунельного укладача, що є критичним для ефективності та безпеки тунельних робіт, засвідчує аналіз наукової праці [21].

Використання передових методів робототехніки та аналіз механічних систем і алгоритмів забезпечують точне позиціонування та встановлення сегментів, що сприяє автоматизації процесу зведення.

Результати дослідження включають розробку алгоритмів керування та систем сенсорів, підвищення ефективності будівельних робіт та зниження витрат на ручну працю.

Джерело [22] фокусується на специфічних аспектах зведення сегментів в умовах реального проєкту метрополітену в Нанкіні, що робить її надзвичайно актуальною для практичних застосувань у міських умовах. Автори використовують методи аналізу та оптимізації наявих технологій зведення сегментів у тунелях щитової проходки. Вони також розглядають інновації, впроваджені для підвищення ефективності та безпеки у конкретному проєкті. Дослідження показує, як адаптація та оптимізація технологій можуть покращити процеси будівництва. Практичні результати включають зниження часу будівництва та підвищення надійності конструкцій.

Важливим внеском у сферу автоматизації будівництва, зокрема у застосуванні роботів для зведення тунельних сегментів, є дослідження [23]. Це сприяє зниженню людського фактора та підвищенню точності робіт. Автор використовує комп'ютерне моделювання та роботизовані системи для розробки автоматизованих рішень з монтажу сегментів. Включено аналіз системи керування та сенсорних технологій, що забезпечують автономну роботу роботів. Науковий внесок включає розвиток нових методів автоматизації та підвищення рівня інтеграції роботів у будівельні процеси. Практичні результати відображаються у зниженні витрат та підвищенні продуктивності робіт.

На автоматизації зведення сегментів у тунельному будівництві, що є важливим напрямком для зменшення ручної праці та підвищення ефективності, зосереджене дослідження [24]. Використано методи мікрокомп'ютерного керування для розробки роботизованої системи зведення сегментів, розглядаючи аспекти програмного забезпечення та інтеграції сенсорних систем для забезпечення високої точності робіт. Праця сприяє розвитку роботизованих технологій у будівництві, підкреслюючи важливість інтеграції сучасних комп'ютерних систем у процеси автоматизації. Практичні результати включають підвищення точності та надійності робіт, а також зниження витрат на будівництво.

Важливим внеском у навчальну та науково-дослідницьку сферу робототехніки, є монографія [25], яка охоплює основні принципи та методи, що є фундаментом для подальших досліджень і розробок у цій галузі. У зазначеній праці автор використовує систематичний підхід до пояснення основних концепцій робототехніки, включаючи кінематику, динаміку, алгоритми керування та сенсорні технології, поєднуючи теоретичні розрахунки та практичні приклади. Робота служить базовим підручником для студентів і дослідників, надаючи їм необхідні знання для розуміння та подальшого розвитку робототехніки. Практичні результати включають підвищення рівня підготовки спеціалістів у цій галузі, що сприяє прискоренню інноваційних процесів.

Дослідження [26] актуально для промислової робототехніки, оскільки точність позиціонування та орієнтації є критично важливими для автоматизації виробничих процесів. Автори розробляють метод розрахунку помилок позиції та орієнтації промислових роботів, використовуючи математичні моделі та аналітичні підходи для визначення джерел і масштабів цих помилок. Науковий внесок включає розробку нового методу оцінки точності роботів, що може бути використаний для вдосконалення наявних систем керування. Практичні результати полягають у підвищенні точності та

надійності промислових роботів, що позитивно впливає на ефективність виробничих процесів.

Важливою для досліджень у галузі підводної робототехніки, де точність позиціонування є вирішальним фактором для виконання складних підводних завдань, є робота [27], де автори проводять аналіз точності розташування підводного робота, використовуючи як теоретичні моделі, так і експериментальні дані, розглядаючи різні фактори, що впливають на точність, включаючи вплив гідродинамічних умов. Науковий внесок включає детальну оцінку факторів, які впливають на точність підводних роботів, що сприяє покращанню їх конструкції та алгоритмів керування. Практичні результати відображаються у підвищенні ефективності підводних досліджень та операцій.

Для розвитку технологій автоматизованого зведення сегментів у тунельному будівництві актуальна дисертація [28], що пропонує нові методи планування руху та аналізу механізмів. Автор досліджує нові конструкції й методи керування для механізмів зведення сегментів, використовуючи кінематичний та динамічний аналіз, приділяючи особливу увагу плануванню траєкторій руху для підвищення точності та ефективності. Науковий внесок включає розробку нових алгоритмів і конструкцій для автоматизованих систем зведення сегментів, що можуть бути інтегровані у сучасні тунельні машини. Практичні результати включають зниження часу й витрат на будівництво, підвищення надійності та безпеки робіт.

Монографія [29] є важливим внеском у галузь тунельного будівництва, оскільки детально розглядає процеси дослідження, проектування та будівництва тунелів за допомогою щитових механізмів, що особливо актуально для інженерів і проєктувальників у великих інфраструктурних проєктах. Автори застосовують комплексний підхід до вивчення геологічних умов, методів проектування й будівництва тунелів, використовуючи теоретичні моделі та емпіричні дані з реальних будівельних проєктів. Науковий внесок роботи полягає у систематизації знань про процеси будівництва тунелів за допомогою щитових механізмів, а практичні результати включають рекомендації й методики, що підвищують ефективність, безпеку та оптимізують витрати на будівництво.

Дослідження [30] актуальне для сучасного тунельного будівництва, оскільки аналізує технічний стан систем зведення сегментів для щитових тунельних машин, що важливо для покращання існуючих технологій та впровадження нових рішень. Автори використовують технічний аналіз наявних систем зведення сегментів, оцінюючи їх ефективність, надійність і можливості вдосконалення, включаючи огляд літератури, аналіз конструкцій

та експериментальні дослідження. Науковий внесок включає виявлення ключових технічних проблем і пропозиції щодо їх розв'язання, а практичні результати відображаються у підвищенні надійності та ефективності систем зведення сегментів, що сприяє загальному покращанню процесу тунельного будівництва.

Патент на винахід, описаний у цій роботі [30], є значним досягненням у галузі будівництва тунелів, оскільки пропонує нову конструкцію системи зведення сегментів з герметичним паливним баком, що важливо для підвищення безпеки та ефективності робіт у важких умовах. Автори застосовують інженерний підхід до розробки нової конструкції системи зведення сегментів, включаючи детальний аналіз технічних характеристик і випробування на практиці, з особливою увагою до герметичності та стійкості конструкції до тиску. Науковий внесок полягає у створенні нової конструкції, що підвищує надійність і безпеку процесу зведення сегментів, а практичні результати включають зменшення ризиків витоків та підвищення загальної ефективності будівельних робіт.

Важливим внеском у розвиток автоматизованих систем зведення сегментів у тунельному будівництві, зокрема з використанням механізмів із шістьма ступенями свободи, що значно розширює можливості точного позиціонування сегментів є патент [32]. Автори розробляють конструкцію механізму, яка забезпечує високу точність і гнучкість під час зведення тунельних сегментів, описуючи технічні деталі конструкції, методи контролю та програмне забезпечення для керування механізмом. Науковий внесок включає розробку нової конструкції зведення сегментів з підвищеною точністю та гнучкістю, а практичні результати відображаються у поліпшенні якості будівництва й зменшенні часу, необхідного для монтажу сегментів, що знижує загальні витрати на будівництво.

Стаття [33] актуальна для інженерів і дослідників, що займаються розробкою та вдосконаленням механізмів зведення сегментів для щитових машин, особливо у контексті покращання точності та надійності. Автори використовують аналітичні та числові методи для проектування механізму з 6-DOF, аналізуючи кінематичні та динамічні характеристики механізму й пропонуючи методи оптимізації його конструкції. Науковий внесок включає детальний аналіз та оптимізацію конструкції механізму, що забезпечує підвищення його точності та ефективності, а практичні результати полягають у розробці рекомендацій для впровадження таких механізмів у реальні будівельні проекти, що може значно підвищити продуктивність і якість робіт.

Важлива для галузі механізмів та машинобудування робота [34], оскільки пропонує новий підхід до проектування систем зведення сегментів

на основі теорії множин, що робить можливим поліпшення керованості й точності таких систем. Автори застосовують теорію множин для декомпозиції та оптимізації конструкції механізмів зведення сегментів, включаючи аналіз групової декомпозиції та розробку алгоритмів керування для покращання функціональності механізмів. Науковий внесок полягає у застосуванні інноваційного підходу до проектування механізмів, що дає можливість значно покращити їхні характеристики, а практичні результати включають підвищення надійності та точності систем зведення сегментів, що сприяє підвищенню ефективності будівельних процесів.

Вагомим внеском у проектування механізмів для тунельних бурильних машин, особливо в розробку шарнірних пристроїв та систем зведення сегментів, що мають вирішальне значення для точності та ефективності будівництва тунелів, є дисертація [35]. У ній автор використовує методи інженерного проектування та числового моделювання для розробки нових конструкцій шарнірних пристроїв і систем зведення сегментів, з особливою увагою до аналізу механічних властивостей та оптимізації конструкцій з метою підвищення їх надійності. Науковий внесок полягає у створенні нових конструкцій, що забезпечують високу точність і надійність при зведенні сегментів, а практичні результати включають підвищення ефективності та безпеки будівельних робіт, а також зниження витрат на технічне обслуговування обладнання.

Монографія [36] є важливим внеском у теорію синтезу механізмів паралельних роботів, що має значний вплив на проектування сучасних робототехнічних систем. Застосування теорії множин дозволяє розширити можливості синтезу та аналізу таких механізмів. Автори використовують теорію множин для розробки методів синтезу механізмів паралельних роботів, включаючи математичний аналіз, моделювання та експериментальні дослідження для підтвердження запропонованих методів. Науковий внесок полягає у створенні нових методів синтезу механізмів паралельних роботів на основі теорії множин, а практичні результати включають розробку нових конструкцій паралельних роботів з підвищеною точністю та ефективністю, що сприяє їх широкому застосуванню у промисловості та науці.

Актуальним для інженерів та дослідників, що займаються проектуванням механізмів, зокрема паралельних механізмів, які можуть бути зменшені або адаптовані під різні завдання, що важливо для підвищення універсальності та функціональності робототехнічних систем, є дослідження [37]. Автор зазначеного дослідження застосовує теоретичні та експериментальні методи для дослідження дизайну та оптимізації редукованих паралельних механізмів, використовуючи математичні моделі

та комп'ютерне моделювання для аналізу різних конструкцій та їх ефективності. Науковий внесок включає розробку нових теорій і методів проектування редукованих паралельних механізмів, а практичні результати полягають у створенні ефективніших та універсальних механізмів, що можуть бути використані в різних галузях – від виробництва до медицини.

Значним внеском у вивчення просторових механізмів, що мають широке застосування в робототехніці та інших високотехнологічних галузях, дозволяючи розробляти більш складні та точні системи, є книга [38]. Автори використовують комплексний підхід, що включає теоретичний аналіз, комп'ютерне моделювання та експериментальні дослідження для вивчення та оптимізації просторових механізмів, описуючи як класичні методи, так і новітні підходи до аналізу та синтезу таких механізмів. Науковий внесок роботи включає розширення теоретичної бази для вивчення просторових механізмів, а також розробку нових методів аналізу й синтезу, а практичні результати полягають у покращанні конструкцій просторових механізмів, що сприяє підвищенню їх надійності й точності у практичних застосуваннях.

Стаття [39] є ключовою працею в галузі аналізу помилок позиціонування та орієнтації маніпуляторів роботів, що має вирішальне значення для підвищення точності та надійності робототехнічних систем. Автор застосовує аналітичні методи для вивчення джерел помилок у позиціонуванні та орієнтації маніпуляторів роботів, використовуючи математичні моделі для кількісної оцінки впливу різних факторів на точність системи. Науковий внесок включає детальний аналіз помилок та розробку методів їх мінімізації, а практичні результати полягають у створенні рекомендацій для проектування та експлуатації робототехнічних систем з підвищеною точністю, що має важливе значення для промислових та наукових застосувань.

Актуальним для розвитку гібридних механізмів, що поєднують властивості універсального шарніра та паралельного механізму, що важливо для підвищення точності й надійності робототехнічних систем, є дослідження [40], у якому автор використовує аналітичні та експериментальні методи для вивчення джерел помилок у гібридних механізмах, застосовуючи математичні моделі для оцінки впливу різних факторів на точність і стабільність механізмів. Науковий внесок включає розробку нових методів аналізу та мінімізації помилок у гібридних механізмах, а практичні результати полягають у створенні рекомендацій для проектування та експлуатації гібридних механізмів із підвищеною точністю, що має важливе значення для промислових застосувань.

Важливою для вдосконалення методів вимірювання планарних рухів, що є критичним для точного керування роботами, а порівняння серійних та паралельних механізмів дає можливість визначити оптимальні підходи для різних застосувань, є також робота [41]. Автори використовують аналітичні методи та експериментальні дослідження для порівняння ефективності серійних і паралельних механізмів у вимірюванні планарних рухів, оцінюючи точність, надійність та складність реалізації обох методів. Науковий внесок включає глибокий аналіз переваг та недоліків кожного методу, що дозволяє зробити обґрунтовані вибори під час проектування робототехнічних систем, а практичні результати включають рекомендації щодо використання оптимальних методів вимірювання для конкретних завдань, що сприяє підвищенню точності та надійності систем керування роботами.

Важливою для розробки маніпуляторів з артикуляційними руками, які можуть здійснювати точний контроль сили та руху, є стаття [42]. Це має велике значення для вдосконалення робототехнічних систем у завданнях, що потребують високої точності та чутливості.

Автори використовують кінематичний аналіз і методи контролю сили для дослідження проблем артикуляційних рук. Використовуються математичні моделі та експериментальні дані для оцінки ефективності запропонованих методів.

Науковий внесок включає розвиток методів контролю сили та руху для артикуляційних маніпуляторів. Практичні результати полягають у підвищенні точності та ефективності маніпуляцій, що розширює можливості застосування робототехнічних систем у різних галузях, включаючи медицину та промисловість.

Дослідження [43] актуальне для розробки модулів із надлишковим приводом, які можуть самостійно вирівнювати силу. Це важливо для підвищення надійності й точності робототехнічних систем, особливо в умовах нерівномірного навантаження.

Автори використовують аналітичні методи та експериментальні дослідження для розробки й тестування модуля з надлишковим приводом. Оцінюються кінематичні характеристики та здатність модуля до самостійного вирівнювання сили.

Науковий внесок включає розробку нового модуля з надлишковим приводом, що здатен до самостійного вирівнювання сили. Практичні результати включають підвищення надійності та точності робототехнічних систем, що сприяє їх ефективному використанню в різних галузях промисловості.

Стаття [44] важлива для розвитку технологій віртуального прототипування, що уможлиблює зменшення часу й витрат на розробку нових продуктів. Використання персональних комп'ютерів для створення віртуальних прототипів робить цей процес доступнішим та ефективнішим. Автор описує методи та програмне забезпечення для створення віртуальних прототипів на персональних компютерах. Розглядаються переваги й недоліки віртуального прототипування, а також приклади його застосування в різних галузях.

Науковий внесок включає опис та аналіз методів віртуального прототипування, що сприяє їх широкому впровадженню. Практичні результати полягають у зниженні витрат і часу на розробку нових продуктів, а також у підвищенні точності та якості кінцевих виробів.

Для розвитку технологій віртуального прототипування, які уможлиблюють суттєво скоротити час та витрати на розробку нових продуктів, важливою є стаття [45]. Використання віртуального прототипування сприяє ефективнішому та надійнішому процесу проектування. Автор описує методи та інструменти віртуального прототипування, що можуть бути використані на різних етапах розробки. Розглядаються практичні аспекти впровадження цих технологій, включаючи приклади успішного застосування у промисловості.

Науковий внесок включає детальний аналіз методів віртуального прототипування та їх практичне значення. Практичні результати полягають у зниженні витрат на розробку й підвищення якості кінцевих продуктів, що робить цей підхід привабливим для широкого застосування в різних галузях.

Важливою для аналізу ефективності роботи тунельних бурильних машин у складних умовах твердих порід, що має вирішальне значення для проєктів тунельного будівництва, є також робота [46].

У цьому дослідженні автори використовують польові дані та аналітичні методи для оцінки продуктивності тунельних бурильних машин у тунелі в Гонконзі. Враховуються параметри порід, режими роботи машин. Науковий внесок включає детальний аналіз факторів, що впливають на продуктивність тунельних бурильних машин, та пропозиції щодо оптимізації їх роботи. Практичні результати полягають у підвищенні ефективності бурильних робіт, зниженні витрат та покращанні безпеки під час будівництва тунелів.

Для оптимізації динаміки руху машинних інструментів шляхом використання мультикомпонентного моделювання, що дозволяє підвищити ефективність проектування та експлуатації мехатронних систем, важливою є робота [47]. Автори використовують методи мультикомпонентного

моделювання для аналізу та оптимізації динаміки руху машинних інструментів. Використовуються як теоретичні моделі, так і симуляції для оцінки й поліпшення характеристик мехатронних систем. Науковий внесок включає розробку нових методів оптимізації динаміки руху для машинних інструментів. Практичні результати полягають у підвищенні точності, швидкості та надійності машинних інструментів, що сприяє покращанню продуктивності та якості виробничих процесів.

Робота [48] є важливою для розробки складних продуктів за допомогою віртуального прототипування, що дає змогу значно скоротити час і витрати на проектування й тестування нових продуктів. Автори використовують передові комп'ютерні технології для створення віртуальних прототипів складних інженерних систем. У згаданій праці описано методи симуляції, моделювання та віртуального тестування, що застосовуються на різних етапах розробки продуктів. Науковий внесок включає розвиток методологій віртуального прототипування для складних продуктів, що забезпечує ефективніше проектування та зниження ризиків. Практичні результати полягають у прискоренні процесу розробки, зниженні витрат та підвищенні якості кінцевих виробів.

Для галузі тунельного будівництва, є важливою стаття [49], оскільки описує застосування японських роботів для автоматичного зведення тунельних сегментів. Це сприяє підвищенню ефективності та безпеки будівельних робіт.

Автор описує конструкцію та принципи роботи роботів, що використовуються для зведення тунельних сегментів. Розглядаються технічні характеристики та переваги використання робототехнічних систем у порівнянні з традиційними методами. Науковий внесок включає аналіз інноваційних підходів до автоматизації будівництва тунелів. Практичні результати полягають у зниженні часу та витрат на будівництво, підвищенні точності та безпеки робіт.

Вагомим для розвитку автоматизованих систем зведення сегментів у тунелях щитової проходки є дослідження [50], що сприяє підвищенню ефективності та зниженню витрат на будівельні роботи. Автор використовує методи робототехніки для розробки автоматичної системи зведення сегментів. У дослідженні описуються технічні характеристики, алгоритми керування та результати випробувань системи. Науковий внесок включає розробку й тестування нових робототехнічних рішень для автоматизації будівельних процесів. Практичні результати полягають у підвищенні точності та надійності зведення сегментів, зниженні трудовитрат і підвищенні безпеки.

Важливою для автоматизації процесу будівництва тунельних сегментів, що сприяє підвищенню продуктивності та зниженню трудовитрат у тунельному будівництві, є робота [51], де автори розробляють інтелектуальну систему для автоматичного зведення тунельних сегментів. Використовуються методи штучного інтелекту та робототехніки для оптимізації процесів будівництва. Науковий внесок включає створення нових алгоритмів і систем керування для автоматизації будівельних процесів. Практичні результати полягають у підвищенні ефективності й точності зведення сегментів, зниженні витрат та підвищенні безпеки будівельних робіт.

Велике значення для розробки систем керування силою у паралельних роботах, що використовуються для зведення тунельних сегментів, має праця [52]. Це сприяє підвищенню точності й надійності монтажних робіт. Автори використовують методи керування силою та паралельні кінематичні структури для розробки системи, що дає можливість точно керувати процесом зведення сегментів. У роботі представлені алгоритми керування та результати експериментальних досліджень. Науковий внесок включає розробку нових методів керування силою для паралельних робіт. Практичні результати полягають у підвищенні точності та надійності процесу зведення тунельних сегментів, що сприяє зниженню трудовитрат і підвищенню ефективності будівництва.

Важливим для розвитку технологій зведення сегментів у тунелях метрополітену, що сприяє підвищенню ефективності та надійності будівельних робіт, є дослідження [53]. Автори аналізують наявні методи зведення сегментів і пропонують удосконалення для застосування у конкретному проєкті метрополітену в Нанкіні. Використовуються як теоретичні моделі, так і результати польових досліджень. Науковий внесок включає аналіз та оптимізацію методів зведення сегментів. Практичні результати полягають у підвищенні ефективності й надійності будівельних робіт, зниженні витрат і підвищенні безпеки у проєкті метрополітену.

Книга [54] важлива для розуміння й розвитку гідравлічних систем керування, що широко використовуються у промисловості та робототехніці.

Автор книги розглядає основи гідравлічних систем керування, включаючи теоретичні аспекти та практичні приклади. Використовуються математичні моделі для опису динаміки гідравлічних систем і методи їх оптимізації.

Науковий внесок включає глибокий аналіз гідравлічних систем керування та методів їх оптимізації. Практичні результати полягають у покращанні конструкцій гідравлічних систем, підвищенні їх ефективності та

надійності, що сприяє їх широкому застосуванню у промисловості та робототехніці.

Ці праці роблять значний науковий і практичний внесок у розвиток технологій віртуального прототипування та зведення сегментів у тунельному будівництві, пропонуючи нові підходи й рішення для підвищення точності, надійності та ефективності інженерних систем.

Сучасний підхід до проектування визнає застосування методів оптимізації як ключового інструменту. Структурна оптимізація, детально висвітлена у працях [55 – 58], теоретично забезпечує автоматичне створення оптимальних щодо структури конструкцій машин.

Так, стаття [55] є значущою для галузі структурної оптимізації, оскільки розглядає застосування обмежень напружень до задач топологічної оптимізації конструкцій із залежним від дизайну навантаженням. Вона пропонує новий підхід до оптимізації конструкцій, ураховуючи реальні вимоги до мінімізації маси, що є більш практичним для інженерних задач порівняно зі стандартним підходом до мінімізації деформацій. Дослідження проблеми оптимізації конструкцій з обмеженнями на напруження є важливим для забезпечення надійності та ефективності структур, що використовуються в аерокосмічній та інших галузях промисловості. У статті використовуються методи оптимізації з обмеженням на напруження, які включають техніку релаксації напружень для уникнення сингулярності в обмеженнях напружень. Для зменшення кількості обмежень у задачі оптимізації застосовується техніка блокової агрегації обмежень. Крім того, автори використовують методи самозважування та тискового навантаження для врахування залежного від дизайну навантаження, що робить процес оптимізації більш наближеним до реальних умов експлуатації конструкцій. Новизна роботи полягає в упровадженні методу масової мінімізації з обмеженнями на напруження для конструкцій із залежним від дизайну навантаженням, що раніше не було достатньо досліджено. Вперше порівняно результати оптимізації з мінімізацією деформацій та мінімізацією маси з обмеженням на напруження для однакових геометрій і навантажень. Розроблена техніка релаксації напружень та агрегації обмежень дає можливість уникнути проблеми конвергенції у задачах з великою кількістю елементів і обмежень, що є суттєвим внеском у розвиток методів топологічної оптимізації.

Практичні результати статті засвідчують, що підхід мінімізації маси з обмеженнями на напруження може призвести до значного зменшення маси конструкцій, при цьому забезпечуючи їх надійність. Це особливо важливо для інженерів, що займаються проектуванням легких і міцних конструкцій,

таких як авіаційні та космічні апарати. Запропоновані методи можуть бути інтегровані у процеси автоматизованого проектування, що уможливить знизити вагу конструкцій і підвищити їхню продуктивність, забезпечуючи при цьому необхідний рівень безпеки та надійності.

Дослідження точності методів матеріальних похідних для аналізу чутливості дизайну форм є критично важливим для оптимізації конструкцій машин і механізмів. Удосконалення цих методів дозволяє більш точно прогнозувати поведінку структур під навантаженням, що сприяє підвищенню ефективності та надійності інженерних рішень.

Автори [56] порівнюють два підходи до аналізу чутливості дизайну форм: метод граничних інтегралів та метод доменних інтегралів. Вони використовують числове моделювання за допомогою кінцево-елементного аналізу для оцінки точності кожного методу, звертаючи особливу увагу на похибки, що виникають під час обчислення напружень на границях і всередині домену. Науковий внесок роботи полягає в демонстрації переваг методу доменних інтегралів, який виявляється більш точним у порівнянні з методом граничних інтегралів. Дослідження засвідчує, що метод доменних інтегралів є не тільки теоретично, але й чисельно еквівалентним підходу неявного диференціювання, забезпечуючи кращу точність в оцінці чутливості дизайну. Практичні результати дослідження спрямовані на підвищення точності прогнозування поведінки конструкцій під навантаженням, що має велике значення для інженерного проектування. Використання методу доменних інтегралів дає змогу зменшити похибки в розрахунках, що сприяє підвищенню надійності та ефективності машин і механізмів, особливо в умовах складних експлуатаційних режимів.

Оптимізація топології з урахуванням обмежень щодо напружень є ключовою проблемою в машинобудуванні та структурній інженерії. Дослідження [57] актуальне, оскільки забезпечення оптимального розподілу матеріалів у конструкціях з урахуванням напружень дає можливість створювати легкі, але міцні, структури, що відповідають вимогам сучасної інженерії. Автори застосовують просторово-адаптивний метод кінцевих елементів для розв'язання задачі оптимізації топології з обмеженнями по напруженнях. Методика включає в себе ітераційний процес розподілу матеріалу та адаптацію сітки кінцевих елементів, що робить можливим точно враховувати розподіл напружень та ефективно знаходити оптимальну топологію конструкції. Науковий внесок полягає у розробці та валідації нової методики просторово-адаптивної оптимізації топології з обмеженнями по напруженнях. Дослідження демонструє, що використання адаптивної сітки значно підвищує точність та ефективність оптимізації, забезпечуючи більш

раціональний розподіл матеріалу та зменшуючи концентрацію напружень у критичних зонах конструкції. Практичне значення роботи полягає у можливості застосування запропонованої методики для проектування інноваційних інженерних конструкцій з покращеними характеристиками міцності та маси. Це сприяє підвищенню ефективності виробничих процесів і зменшенню витрат на матеріали, що є особливо важливим для таких галузей, як аерокосмічна, автомобільна та цивільна інженерія

Проблема оптимального проектування структурних елементів надзвичайно актуальна в сучасному інженерному світі. Важливість цього питання зумовлена потребою створення ефективних, легких та міцних конструкцій, що можуть витримувати значні навантаження за мінімального використання матеріалів. У статті [58] наголошується на досягненні оптимальних топологій за допомогою методу гомогенізації, що уможливорює ефективно розподілити матеріали у структурі з урахуванням мікроскопічних порожнин.

Запропонований авторами метод включає кілька ключових етапів, а саме: вибір референтної області для визначення поверхневих навантажень та фіксованих меж, створення композитного матеріалу шляхом періодичного повторення одиничної комірки, що містить порожнини, використання теорії гомогенізації для розрахунку ефективних матеріальних властивостей композиту, обчислення оптимального розподілу матеріалу в референтній області за допомогою підходу, аналогічного задачі розмірного проектування, та інтерпретація оптимального розподілу матеріалу як визначення форми структури.

Новизна дослідження полягає у застосуванні методу гомогенізації для оптимізації топології структур. Це дає змогу не лише визначати форму, але й ефективно розподіляти матеріал у межах заданої області. Автори вперше продемонстрували, що оптимальний розподіл порожнин у композитних матеріалах може значно підвищити механічні властивості конструкцій, що робить цей підхід унікальним та інноваційним у порівнянні з традиційними методами проектування, які зазвичай зосереджуються лише на зміні форми без урахування мікроструктури матеріалу. Практичне значення роботи полягає у можливості застосування розробленого методу для проектування реальних інженерних конструкцій, що використовуються в авіації, автомобілебудуванні та інших галузях важкої промисловості.

Метод дає можливість досягти оптимального співвідношення між вагою конструкції та її міцністю, що критично важливе у контексті сучасних вимог до ефективності та економії ресурсів. Крім того, методика може бути

адаптована для тривимірних задач, що значно розширює її застосування у практиці інженерного проектування. Узагальнюючи, зауважимо, що стаття [58] є значним кроком уперед у галузі оптимального проектування структур, в ній запропоновано інноваційний підхід до використання композитних матеріалів із мікроскопічними порожнинами. Це дослідження не лише демонструє наукову новизну, але й має важливе практичне значення для створення більш ефективних та надійних конструкцій у різних інженерних застосуваннях.

Аналіз літературних джерел вказує на високу актуальність і значущість досліджень у галузі машинобудування та автоматизації будівельних процесів, зокрема в контексті будівництва тунелів. На основі аналізу літератури можна сформулювати такі основні висновки.

На основі аналізу літературних джерел основні наукові підходи та методи, застосовувані в машинобудуванні для досліджень і розробок маніпуляторів, включають метод скінченних елементів (FEM), який використовується для детального моделювання та аналізу напружено-деформованого стану механізмів, що дає можливість оптимізувати конструкції маніпуляторів і підвищувати їх ефективність та надійність.

Комп'ютерне моделювання – застосовується для створення тривимірних моделей і симуляцій робочих умов маніпуляторів, сприяючи оптимізації конструкцій за допомогою програмних засобів, таких як SolidWorks Motion і Solidworks Simulation.

Експериментальна верифікація, яка підтверджує достовірність і практичну застосовність моделей через порівняння симуляцій з реальними експериментальними даними, забезпечуючи високу точність і надійність результатів.

Комплексний підхід до моделювання включає кінематичний та динамічний аналіз, порівняльний аналіз з експериментальними даними та верифікацію, що дозволяє детально оцінити точність та ефективність моделей маніпуляторів.

Рекурентне метамоделювання та морфологічний аналіз застосовуються для створення точних та адаптивних моделей, які підвищують ефективність і безпеку конструкцій маніпуляторів, забезпечуючи оптимізацію їхніх параметрів.

Теоретичний аналіз і математичне моделювання, які включають використання аналітичних методів для розрахунку напружень і деформацій, що дає змогу забезпечити надійність і безпеку конструкцій.

Розробка та впровадження вітчизняних технологій спрямована на зниження залежності від імпорту й розвиток національної інфраструктури

через створення та впровадження вітчизняних маніпуляторів, підвищуючи точність, економічність та створюючи нові робочі місця.

Ці підходи й методи є ключовими для підвищення ефективності, надійності та економічної доцільності маніпуляторів у машинобудуванні та автоматизації будівельних процесів.

Одним із найяскравіших прикладів складної гірничої машини, що поєднує в собі взаємопов'язані механічні та гідравлічні процеси, яка потребує для оптимального проєктування застосування нових методів структурної оптимізації, таких як метамоделювання, є тунельний укладач. Ця машина призначена для укладання збірних елементів тунельної обшивки підземних виробок.

Тунельний укладач виконує прокоп горизонтальних тунелів (діаметром від 5,5 м до 6 м) у гірській породі, коефіцієнт міцності якої за шкалою проф. М.М. Протодьяконова становить від 8 до 20, а також формує тунелі за допомогою залізобетонних і тьобінгових оправ після виконання буропідривних робіт. Конструкція укладача передбачає функцію навантаження породи машиною типу 1ППН-5, а також пропуск до вибою бурильної машини РМГС виробництва фірми «Тамрок».

Головні вузли укладача, котрі наявні в кожній гірничій машині для прокопу тунелів, – це маніпулятор і його привід, опорні елементи, які підтримують кріплення гірничої оправы, а також козирки, що захищають людей від обвалення гірничої маси. Кожен з цих вузлів потребує розрахунку обґрунтованих параметрів у процесі проєктування удосконалених конструкцій тунельних укладачів. На сьогодні це актуальне наукове завдання, у якому потрібно виконати параметричну оптимізацію маніпулятора та його приводу й опорних балок і козирків.

Маніпулятор – це основний виконавчий орган тунельного укладача, бо саме він виконує операції монтажу тунельної оправы. Цей пристрій встановлено на ходовому візку. Основна функція цього об'єкта – захоплення і транспортування елемента оправы до місця його монтажу.

Початкове положення маніпулятора вертикальне до осі тунелю а штанга пристрою засунута. При цьому він перебуває в зоні монтажу кільця оправы.

Далі виконують такі операції:

1. Штангу маніпулятора висувають до моменту зачеплення її затискачем елемента оправы, розташованого на візку.

2. Відбувається закріплення елемента оправы на затискачі. Одночасно на протилежному кінці маніпулятора противага переміщається в крайнє положення його вільної частини.

3. Далі штанга повертається у вихідне положення із закріпленим елементом оправи.

4. Після чого привід повороту переміщує маніпулятор до місця встановлення першого елемента оправи.

5. Відбувається висування штанги в радіальному напрямку від осі маніпулятора до місця монтажу елемента оправи.

6. Після встановлення елемента в кільці тунелю, його закріплюють і в цей момент противага переміщується до осі обертання маніпулятора.

7. Відбувається від'єднання затискача від елемента оправи.

8. Штанга повертається на початкове місце, а маніпулятор займає вихідне положення.

Далі цикл роботи повторюється, а змінюється тільки місце монтажу елемента оправи.

Укладач має раму, тобто просторову збірно-розбірну металоконструкцію порталного типу, на якій встановлено вал з маніпулятором, привід його обертання і висування, висувні майданчики, гідрообладнання та електрообладнання. Укладач переміщується вздовж тунелю по рейках, закріплених за допомогою кронштейнів на оправі. Механізм переміщення укладача являє собою передачу від електропривода.

Вал з гідравлічним маніпулятором і приводом обертання встановлено зі зміщенням на 720 мм від осі тунелю. Привід обертання – гідравлічний, кут повороту вала становить $\pm 185^\circ$. Вал з маніпулятором може переміщатися вздовж осі тунелю на 160 мм за допомогою гідроциліндра доведення. Маніпулятор обладнано затискачем для захоплення тунельної оправи на одному кінці і противагами на іншому. Маніпулятор може висуватися на 1800 мм за допомогою гідроциліндра. Встановлений на ньому затискач виконує монтаж оправи тунелю з чавунних і залізобетонних блоків. Цей елемент має вилку, щоку й три різні приставок. Його без проставок монтують чавунні тубінги, закріплюючи їх за середнє ребро жорсткості. Захват з проставками використовують для залізобетонних блоків, закріплюючи їх за отвір для нагнітання.

Висувні майданчики можуть наближатись до вибою на відстань 2000 мм, їх обладнано огорожами. На цих майданчиках працює обслуговуючий персонал виконуючи з'єднання елементів оправи між собою, а також під час спорудження тунелів в м'яких породах гірського масиву.

Платформи, закріплені на рамі укладача, зосереджують змонтовані гідро- та електрообладнання. Для захисту від дії ударної хвилі, коли

застосовують буропідривний спосіб прокопу, це обладнання закрито щитами. Керування всіма механізмами – електрогідравлічне.

У верхній частині укладача на рамі встановлено рухливу арку з підтримувальними балками, що потрібно для спорудження тунелю із залізобетонних блоків. Ті блоки, що розташовані вище горизонтальної осі тунелю, через брак жорсткого зв'язку з попереднім кільцем конструкції, потребують підтримки до моменту замикання останнього за допомогою ключового блока.

Механізм підтримки блоків слугує для утримання в передбаченому проектом положенні перших чотирьох блоків тунелю, які мають бути встановлені в кільці вище від горизонтальної осі споруди. Цей механізм являє собою раму, відносно якої переміщується підтримувальна балка. Укладач обладнано трьома такими механізмами, які мають працювати в різних місцях склепіння тунелю.

Підтримку блоків виконують за допомогою серги, яка кріпиться в місці двох осей до висувної підтримувальної балки, рух якої забезпечує гідроциліндр.

У процесі проходки тунелів різних діаметрів параметри укладача змінюються в досить широких межах, що вимагає при застосуванні наявних методів проектування великої кількості трудомістких розрахунків.

Тому розробка методу метамоделювання під час проектування перспективних конструкцій тунельних укладачів є **актуальною науковою задачею**.

1 СИСТЕМНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТУНЕЛЬНИХ УКЛАДАЧІВ

1.1 Формалізація опису метаструктури класу пристроїв, яким обладнано тунельний укладач

Із самого початку визначимо поняття класу однорідних (гомогенних) пристроїв. Як правило в їхньому складі діє схожий тип приводу (гідравлічний), а також наявні механізми, котрі в першому наближенні можна розглядати як такі, що мають один ступінь вільності: або поступальний, або обертальний. Зокрема описані ознаки стосуються тунельного укладача (рис. 1.1). У ньому зосереджено кілька функціональних об'єктів. Це пристрій поступального переміщення маніпулятора 1, козирки 2, підтримувальні балки 3, арки 4, майданчики обслуговування 5, механізм доведення маніпулятора 6, стопор 7 та механізм обертання маніпулятора 8.

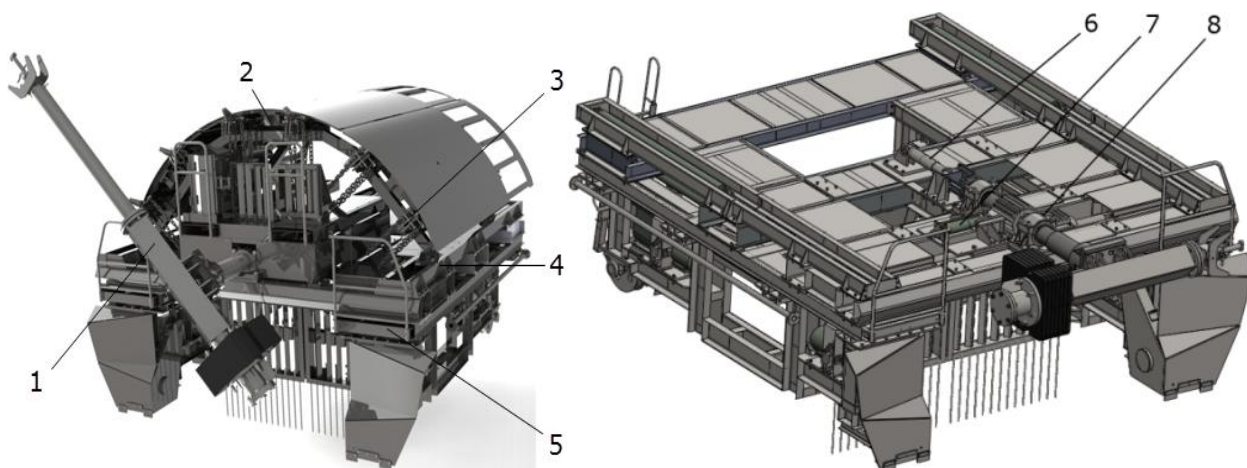


Рис. 1. Комп'ютерна модель тунельного укладача, створена за допомогою програми SOLIDWORKS

Побудуємо твердотільну модель складальної одиниці кожного пристрою разом з вузлами позиціонера, що примикають до нього, і розглянемо його роботу.

Пристрій переміщення маніпулятора (рис. 1.2) здійснює незначні коливальні рухи. У першому наближенні будемо вважати, що штанга має вигляд точкової маси M і переміщується поступально на відстань L_1 .

Пристрій обертання маніпулятора (рис. 1.3) виконує функцію монтажу елементів обшивки тунелю. Він здійснює поступальний рух зубчастої рейки за рахунок переміщення поршня гідравлічного циліндра на відстань L_2 .

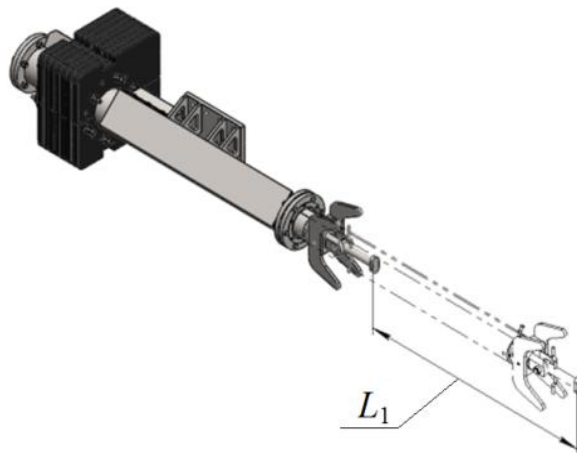


Рис. 1.2. Комп'ютерна модель пристрою поступального руху маніпулятора тунельного укладача

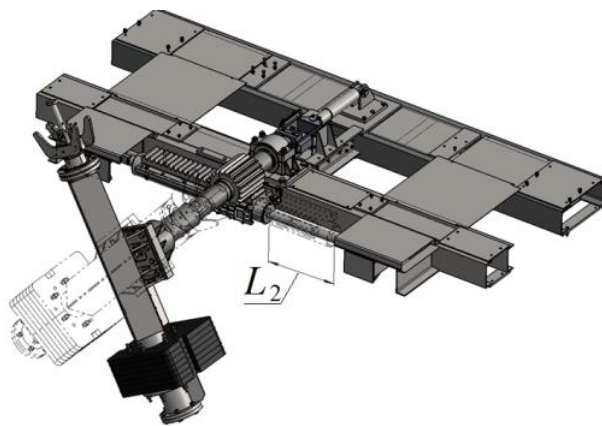


Рис. 1.3. Комп'ютерна модель обертання маніпулятора укладача

Пристрій поступального переміщення (рис. 1.4) приводить у рух маніпулятор на відстань L_3 , при цьому елемент обшивки рухається по осі, аби зайняти зручне й точне для монтажу положення.

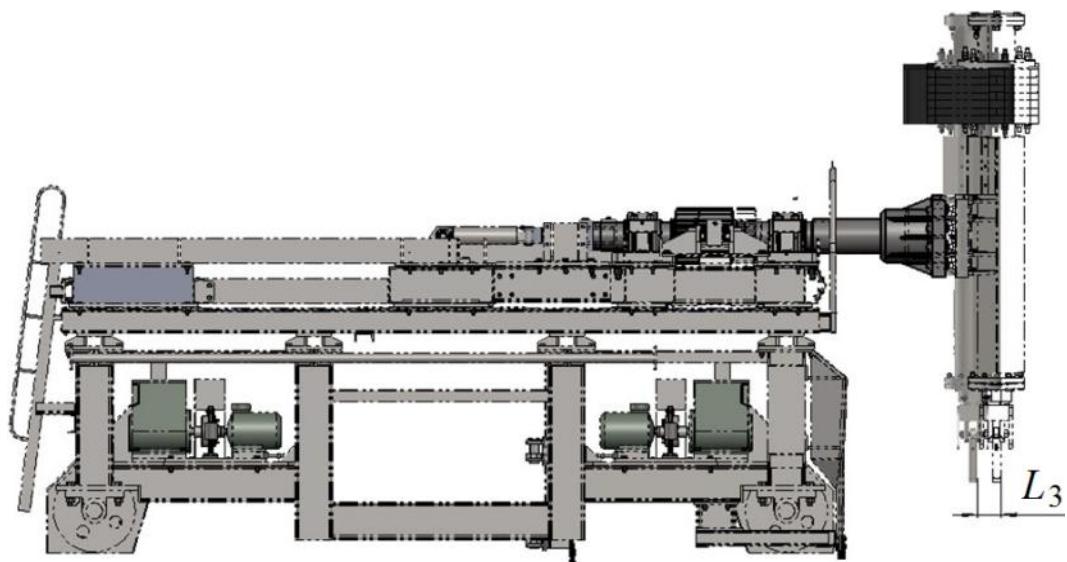


Рис. 1.4. Комп'ютерна модель поступального руху доведення маніпулятора укладача

Пристрій поступального переміщення козирків (рис. 1.5) забезпечує висування цих елементів на відстань L_4 , аби захистити людей від падіння шматків породи під час укладання елементів обшивки в нижній частині тунелю, а також повернення у початковий стан для можливості монтажу верхніх елементів обшивки.

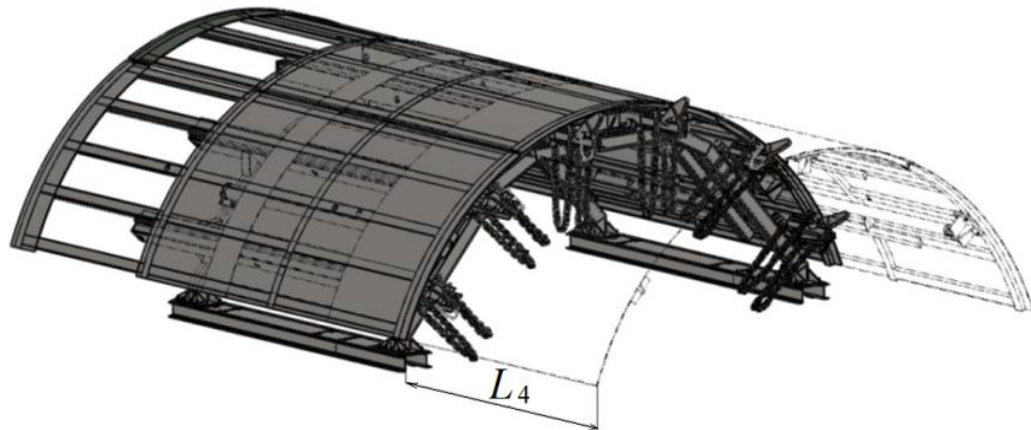


Рис. 1.5. Комп'ютерна модель поступального руху козирків укладача

Пристрій поступального переміщення підтримувальних балок (рис. 1.6) висуває останні на відстань L_5 , аби зберегти стійкість елементів тунельної обшивки (у верхній частині тунелю) під час їхнього монтажу, згодом балки повертаються у початковий стан, щоб не заважати подальшому встановленню обшивки.

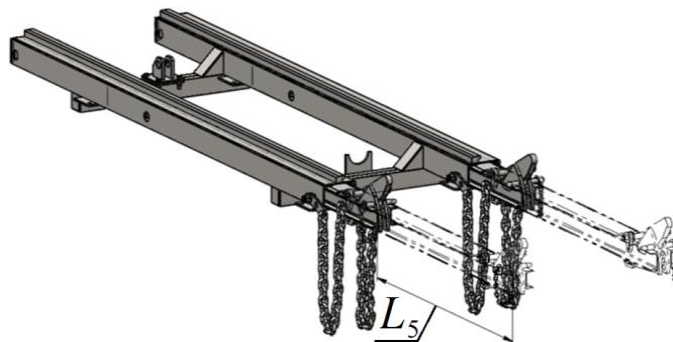


Рис. 1.6. Комп'ютерна модель поступального руху підтримувальних балок укладача

Пристрій поступального переміщення арки на відстань L_6 (рис. 1.7) дає можливість персоналу щільнювати шви між елементами з робочих майданчиків і повертати цей елемент у початкове положення, аби продовжити монтаж.

Пристрій поступального переміщення майданчиків обслуговування здійснює їхній рух на відстань L_7 (рис. 1.8) для виконання потрібної функції.

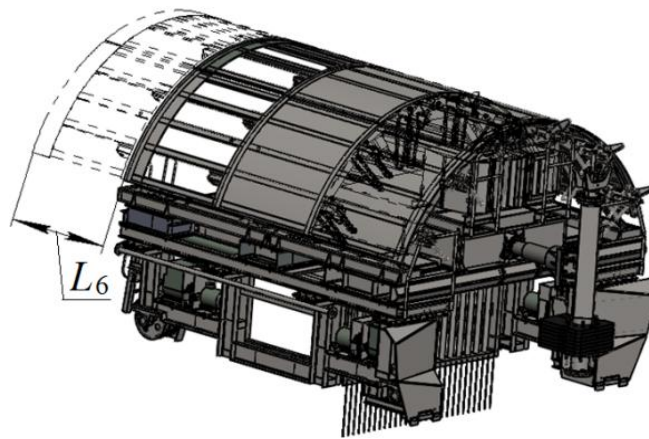


Рис. 1.7. Комп'ютерна модель поступального переміщення арки укладача

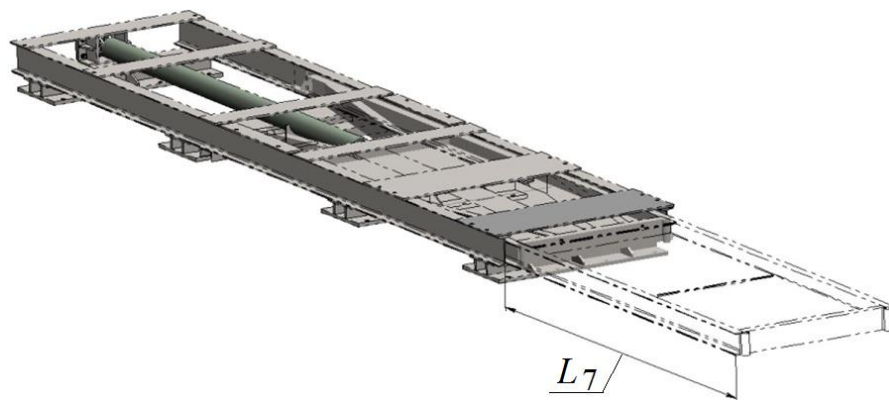


Рис. 1.8. Комп'ютерна модель поступального руху майданчика обслуговування укладача

Висновок. Аналіз роботи згаданих пристроїв укладача показує, що кожен з них починає рухатись від приводу, що має вигляд гідравлічного циліндра (далі гідроциліндр), поршень якого переміщується на задану відстань L , тому всі вони належать до класу однорідних (гомогенних) механізмів.

Основні параметри математичних моделей пристроїв укладача наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Параметри математичних моделей пристроїв укладача

№	Функціональний об'єкт укладача	Зусилля P , кН		Лінійне зміщення (хід) L , мм	Маса M , кг
		Стиснення, $P_{ст}$	Розтягнення, $P_{розт}$		
1	2	3	4	5	6
1	Пристрій поступального руху маніпулятора	10	20	2000	2273
2	Пристрій обертання маніпулятора	10	20	2000	2530

1	2	3	4	5	6
3	Пристрій поступального руху доведення маніпулятора	5	5	160	3023
4	Пристрій поступального руху козирків	5	5	1200	655
5	Пристрій поступального руху підтримувальних балок	1	10	1120	236
7	Пристрій поступального руху переміщення арки	11	11	1200	5980
8	Пристрій поступального руху майданчика обслуговування	0,5	0,5	2000	236

1.2 Параметрична оптимізація моделі маніпулятора

На основі конструкторської документації ПАТ «Дніпроважмаш» було створено базову комп'ютерна модель сім'ї маніпуляторів, якими обладнано тунельні укладачі (рис. 1.9).

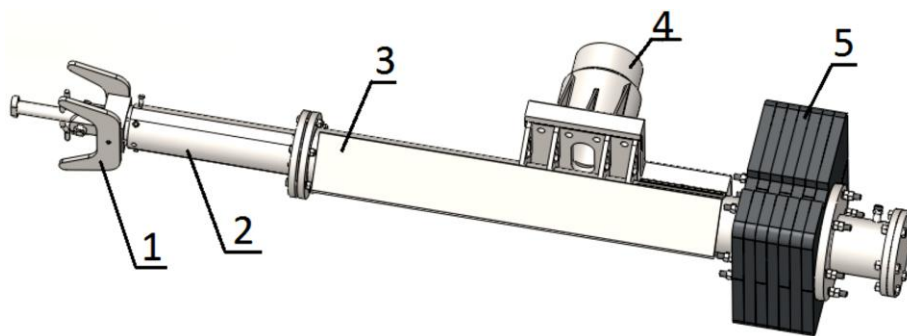


Рис. 1.9. Базова конструкція маніпулятора: 1 – затискач; 2 – шток; 3 – корпус; 4 – привідний вал маніпулятора; 5 – противага

Геометричну модель будували, використовуючи висхідний спосіб побудови [16].

Важільний укладач дозволяє монтувати оправу перегінних тунелів метрополітенів (чавунну тюбінгову діаметром 6 м; залізобетонну блокову – 5,5 м) (див. рис. 1.10).

Аналіз схем монтування оправы у тунелях показав, що, застосовуючи тюбінги, спочатку послідовно в шаховому порядку встановлюють 9 нормальних тюбінгів, потім два скошені масою по 645 кг кожен і в кінці встановлюється ключовий тюбінг масою 200 кг. Облаштування тунелю залізобетонними блоками має таку послідовність: спочатку встановлюють

лотковий блок масою 2000 кг, потім у шаховому порядку один за одним монтується 6 нормальних блоків масою по 1000 кг, а в кінці – три ключові блоки масою по 30 кг кожен.



Рис. 1.10. Види і схеми установки тунельної оправи:
а – тюрбінгова оправа; *б* – блокова оправа

Було також проаналізовано схему розташування маніпулятора (рис. 1.11), коли відбувається монтування оправи в нижній частині тунелю. Схема показує брак технічної можливості встановлення трьох нижніх тюрбінгів, оскільки довжини штанги маніпулятора недостатньо для

монтажу трьох нижніх тубінгів. У зв'язку з цим виникає необхідність зробити довшою конструкцію цього пристрою на 470 мм (рис. 1.12). Зокрема цього досягають шляхом подовження його штанги на 250 мм, а штока і корпуса на 220 мм, тоді стає можливим монтаж усіх тубінгів.

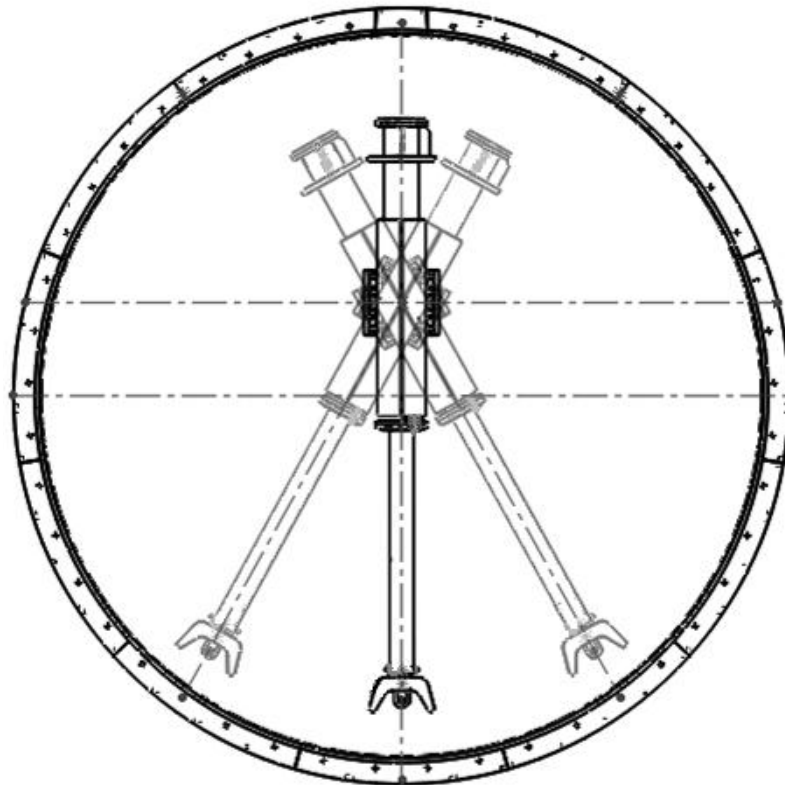


Рис. 1.11. Схема розташування маніпулятора під час монтажу тубінгової оправи в нижній частині тунелю

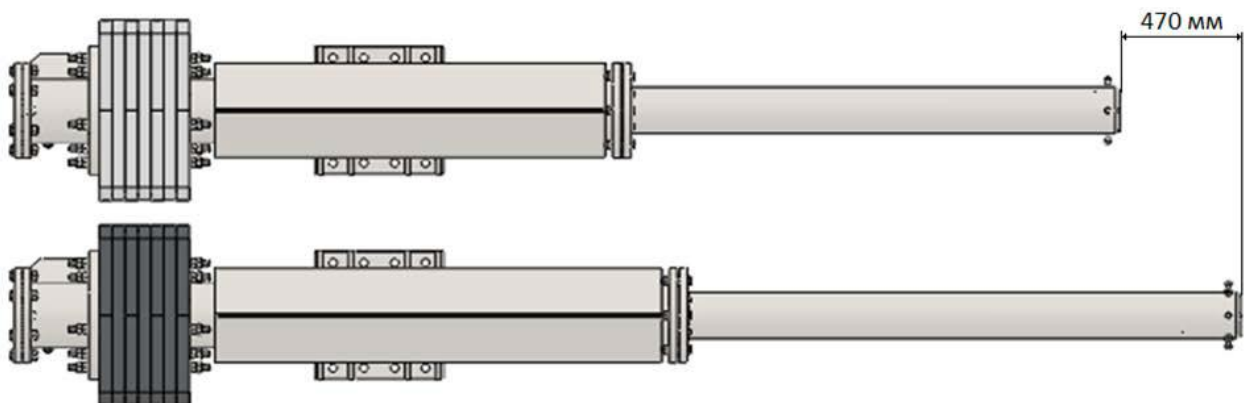


Рис. 1.12. Порівняння базової і подовженої конструкції

Величину крутного моменту на приводному валу маніпулятора у застосуванні до монтажу кожної з двох видів оправ визначаємо, встановивши чотири розрахункові випадки, а саме:

1. Маніпулятор складено з елементом оправи.
2. Маніпулятор розкладено з елементом оправи.

3. Маніпулятор складено без елемента оправи.
4. Маніпулятор розкладено без елемента оправи.

Положення маніпулятора з огляду на розрахункові випадки показані на рис. 1.13.

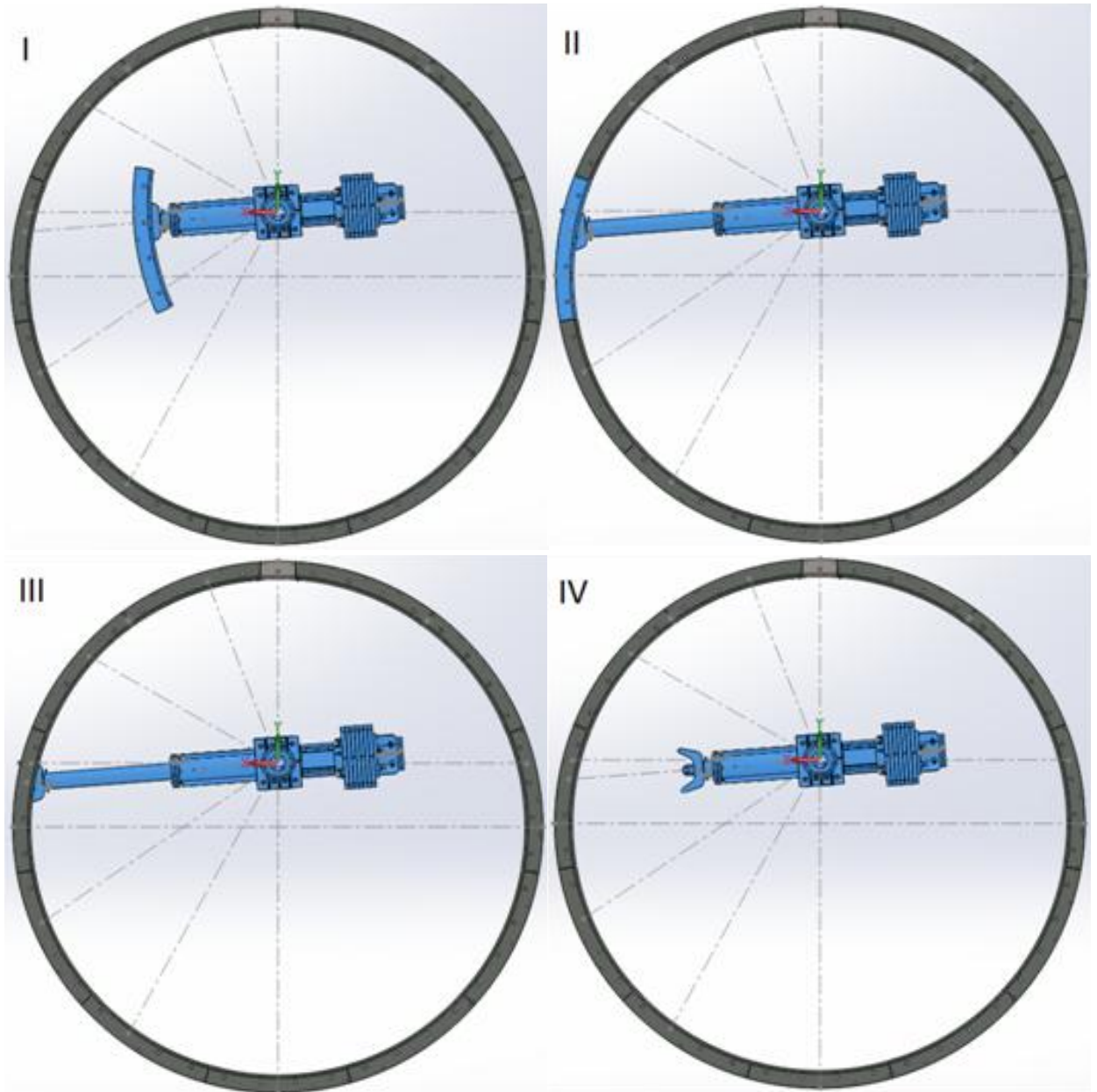


Рис. 1.13. Розрахункові випадки для визначення крутного моменту базової конструкції маніпулятора

Аби визначити координати центра мас маніпулятора, який змінюється залежно від номера монтованого в тунелі елемента, побудуємо схему (див. рис. 1.14, 1.15), де відображено черговість укладання елементів і кути повороту маніпулятора в процесі їхнього монтажу.

Розрахунки параметрів були виконані за допомогою обчислювального пакету програми MathCad, а результати занесено в табл. 1.2 і 1.3.

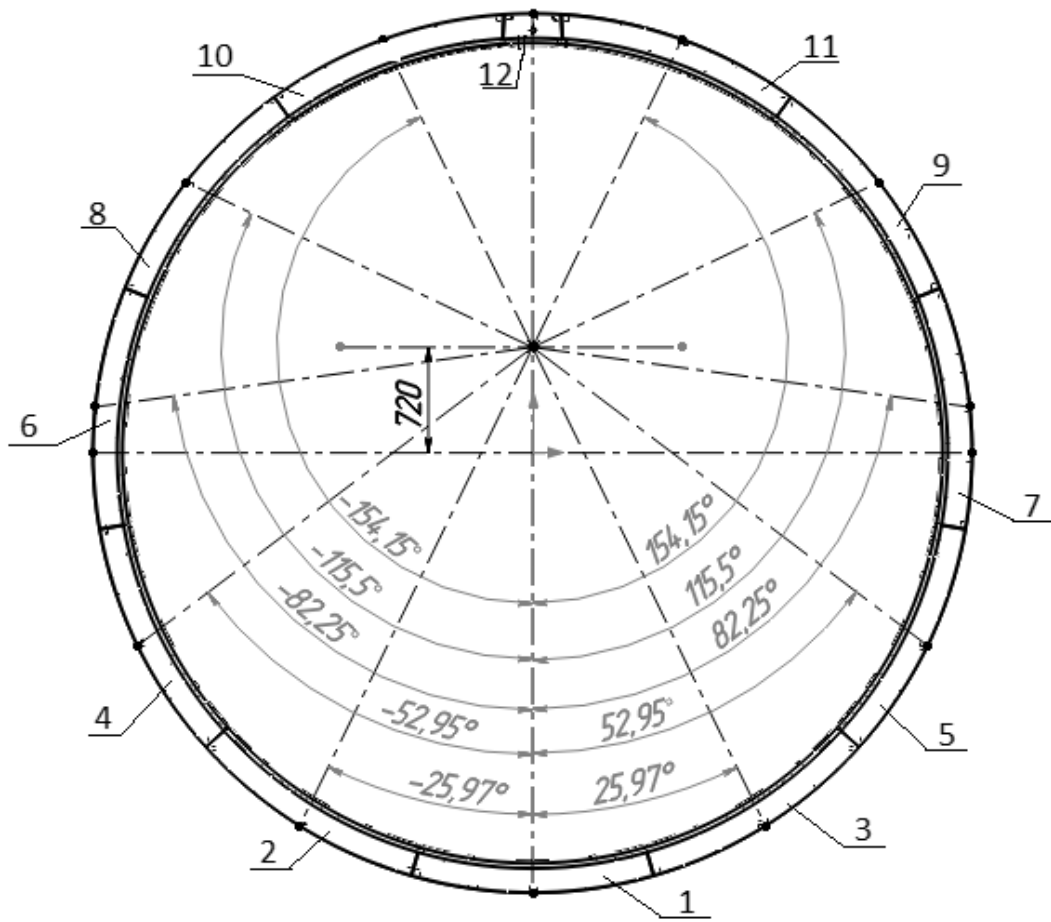


Рис. 1.14. Схема встановлення тубінгової оправи тунелю

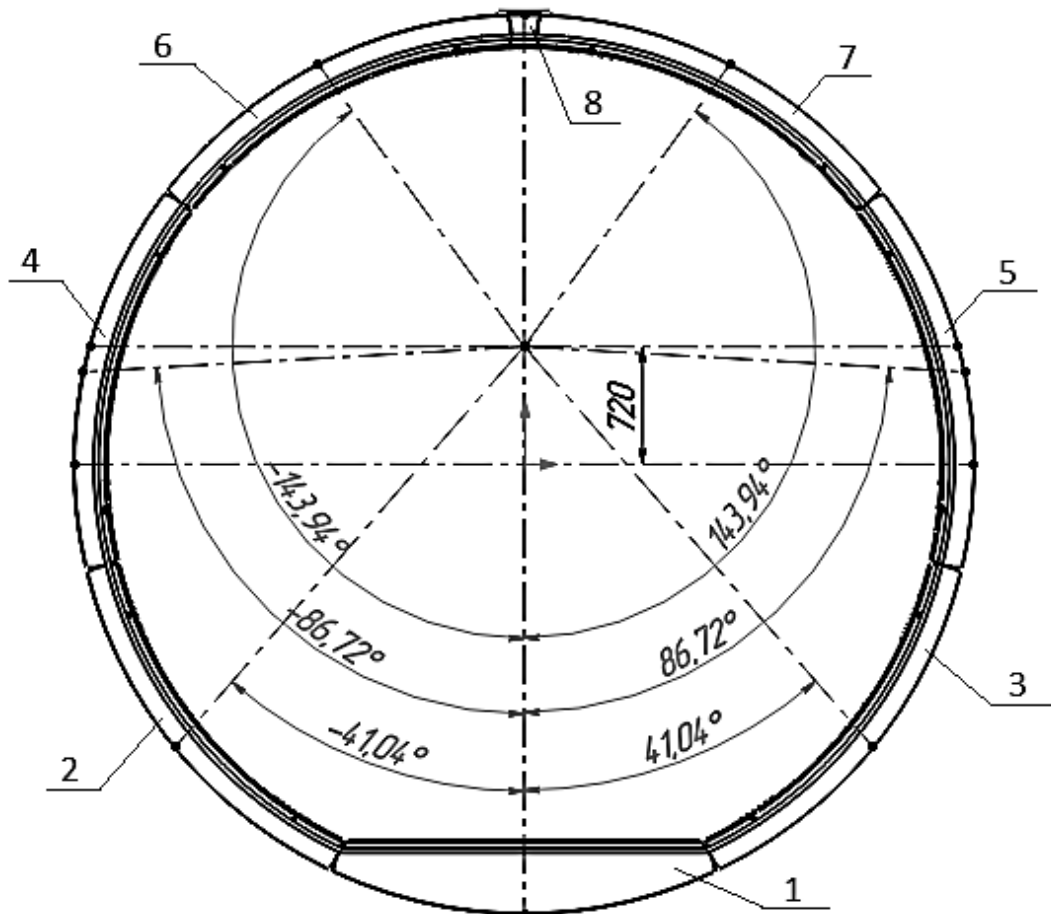


Рис. 1.15. Схема встановлення блокової оправи тунелю

Таблиця 1.2

Крутний момент у маніпуляторі, що виникає під час монтажу тьюбінгової
оправи тунелю

Номер встановлюваного елемента	Крутний момент, кН·м			
	Маніпулятор складено з тьюбінгом	Маніпулятор розкладено з тьюбінгом	Маніпулятор розкладено без тьюбінга	Маніпулятор складено без тьюбінга
1.	0	0	0	0
2.	-1,4	6,9	-2,0	-4,8
3.	1,4	-6,9	2,0	4,8
4.	-1,4	11,2	-4,1	-8,2
5.	1,4	-11,2	4,1	8,2
6.	-1,1	11,0	-5,9	-9,8
7.	1,1	-11,0	5,9	9,8
8.	-0,3	7,2	-6,2	-8,4
9.	0,3	-7,2	6,2	8,4
10.	-0,9	2,3	-2,7	-3,7
11.	0,9	-2,3	2,7	3,7
12.	0	0	0	0

Таблиця 1.3

Крутний момент у маніпуляторі, що виникає під час встановлення блокової
оправи тунелю

Номер встановлюваного елемента	Крутний момент, кН·м			
	Маніпулятор складено з тьюбінгом	Маніпулятор розкладено з тьюбінгом	Маніпулятор розкладено без тьюбінга	Маніпулятор складено без тьюбінга
1.	0	0	0	0
2.	-4,6	-6,2	5,3	6,4
3.	4,6	6,2	-5,3	-6,4
4.	-6,5	-17,7	7,1	9,6
5.	6,5	17,7	-7,1	-9,6
6.	-3,6	-6,2	5,3	5,7
7.	3,6	6,2	-5,3	-5,7
8.	0	0	0	0

З аналізу роботи укладача видно, що максимальний крутний момент виникає на поворотному валу маніпулятора під час встановлення 4 і 5-го тьюбінгів так само, як залізобетонних блоків. Далі в розрахунок беруть до

уваги один з них, оскільки ці елементи розташовані симетрично щодо вертикальної осі тунелю.

Для визначення раціональних параметрів маніпулятора і зниження величини крутного моменту на поворотному валу було вирішено передбачити такі варійовані умови: кріплення противаги, врахування величини ходу маніпулятора якщо кріплення противаги рухливе і його маси.

Отже противага може мати такі особливості:

– жорстко закріпленою на маніпуляторі (тоді виключено можливість зниження завищеного значення крутного моменту на його поворотному валу пристрою);

– мати асинхронну рухливу складову (така конструкція маніпулятора передбачає зменшення завищеного значення крутного моменту на його поворотному валу, завдяки зміщенню центра мас противаги за допомогою індивідуального приводу).

Противагу складають з блоків. Моделюючи оптимальну конструкцію блока було розглянуто два типорозміри:

1. Реальної конструкції – 720 мм×700 мм×50 мм.
2. Максимально можливий розмір блока – 1100 мм×900 мм×50 мм.

Останній показник підбирали таким чином, аби максимально збільшити довжину ходу противаги по корпусу маніпулятора і тим самим знизити величину крутного моменту на поворотному валу пристрою в робочому й холостому режимі роботи.

На основі згаданих умов було створено комп'ютерну модель модернізованого маніпулятора (рис. 1.16).

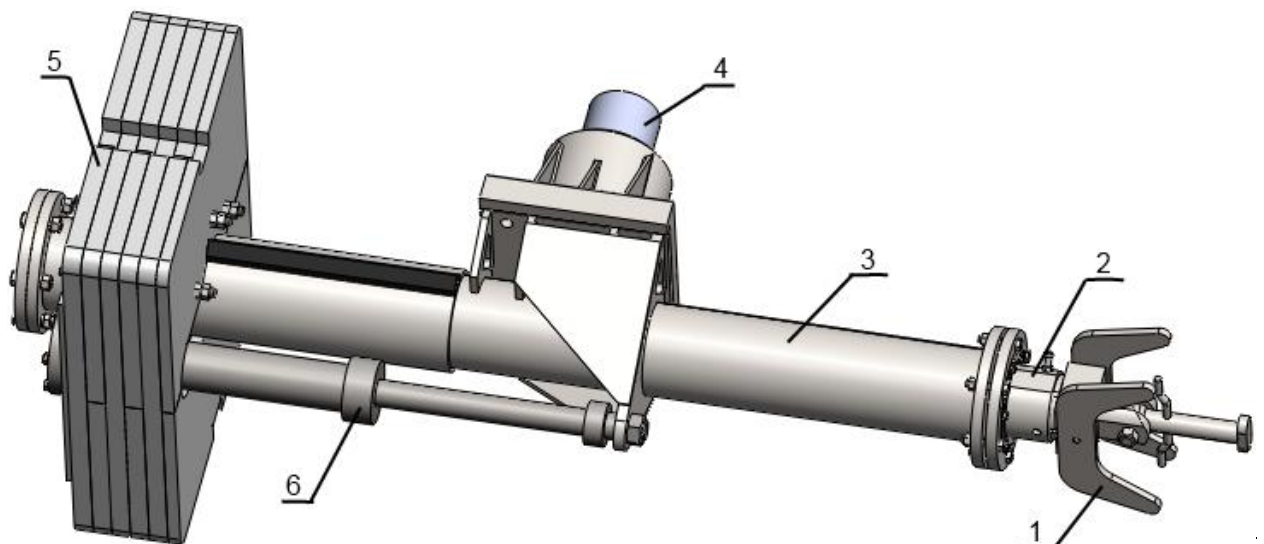


Рис. 1.16. Модернізована конструкція маніпулятора:

1 – затискач; 2 – шток; 3 – корпус; 4 – привідний вал;

5 – другий тип кріплення; 6 – привід пересування маніпулятора

Для визначення крутних моментів на привідному валу модернізованого маніпулятора було визначено такі розрахункові випадки відповідно до одного з перелічених нижче положень.

I – маніпулятор складено з елементом оправи, а противагу висунуто.

II – маніпулятор розкладено з елементом оправи, а противагу теж розкладено.

III – маніпулятор складено без встановленого елемента оправи, а противагу складено.

IV – маніпулятор розкладено без встановленого елемента оправи, а противагу складено.

Розрахункові випадки відображено на схемі, де розглянуто одне з положень маніпулятора (рис. 1.17).

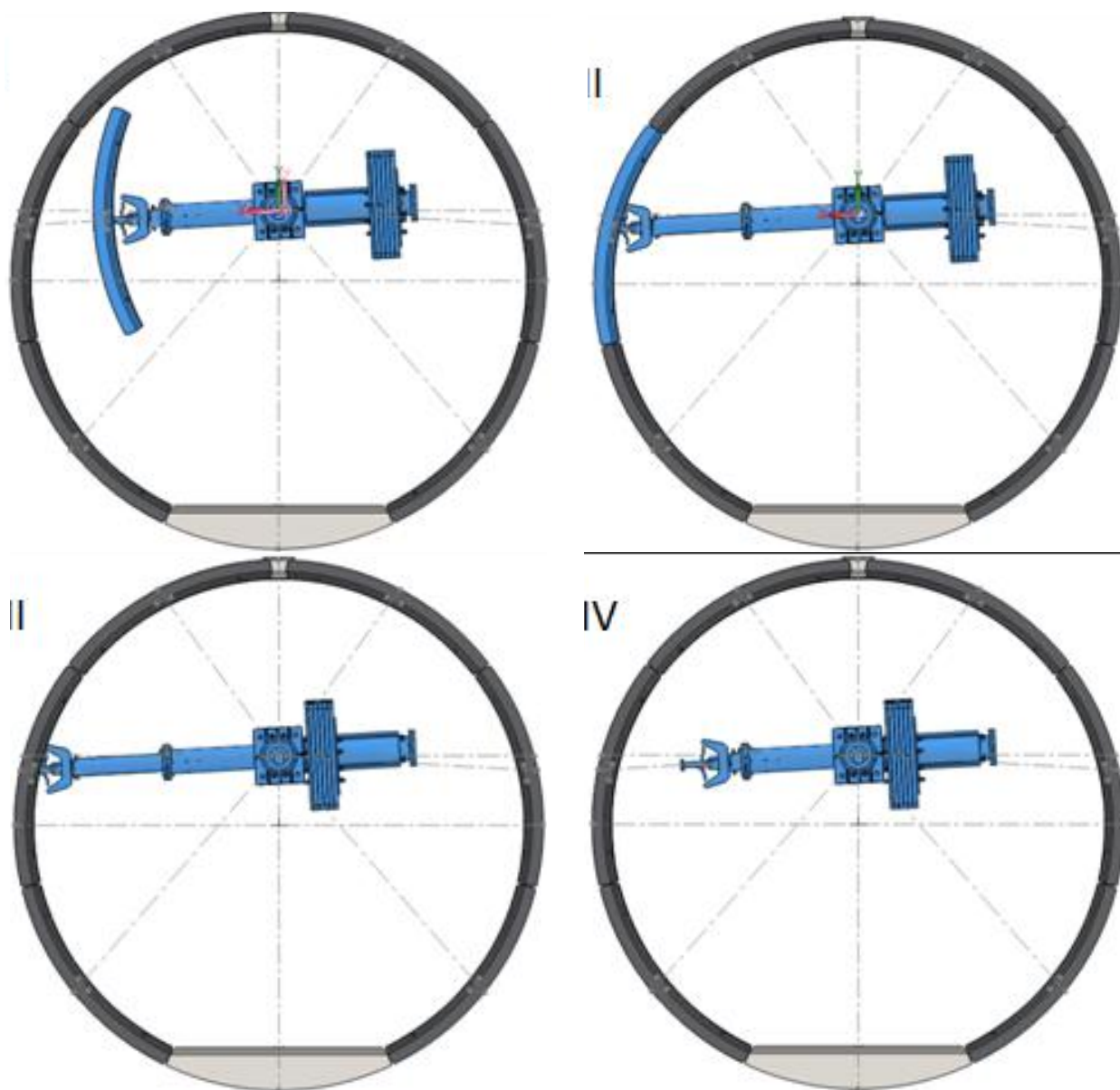


Рис. 1.17. Розрахункові випадки визначення крутного моменту в модернізованій конструкції маніпулятора

Далі будемо визначати оптимальні параметри приводу переміщення противаги маніпулятора, враховуючи критерій досягнення мінімального значення максимальної величини крутного моменту на валу маніпулятора, тобто $\min \max M_{кр}$.

Перед проведенням обчислювального експерименту було зроблено таке припущення:

– знехтувати змінами величини крутного моменту на валу поворотного приводу під впливом висунання й засування штанги;

– розрахунковими вважати значення крутного моменту в крайніх положеннях штанги маніпулятора на рис. 1.12.

Опишемо алгоритм обчислювального експерименту. Визначають максимальні значення крутного моменту $M_{кр,I}$, $M_{кр,II}$, $M_{кр,III}$, $M_{кр,IV}$ – максимальні крутні моменти.

Обчислюємо варійований параметр $m_{пр}$ – масу противаги.

$150 \text{ кг} \leq m_{пр} \leq 2400 \text{ кг}$, крок зміни 150 кг.

$300 \text{ кг} \leq m_{пр} \leq 3000 \text{ кг}$, крок зміни 300 кг.

Результати обчислювального експерименту з використанням першого типу кріплення противаги занесено в табл. 1.4 і 1.5, а другого – у табл. 1.6 і 1.7.

Таблиця 1.4

Максимальні значення крутного моменту (кН·м) на валу маніпулятора під час встановлювання тубінгової оправки, коли розміри противаги дорівнюють 720 мм×700 мм, за результатами обчислювального експерименту

Маса противаги, кг	Розрахунковий випадок			
	I	II	III	IV
<i>I</i>	2	3	4	5
150	6,6	18,3	3,0	-0,8
300	4,9	16,6	2,5	-1,3
450	3,2	15,0	1,8	-1,9
600	1,7	13,4	1,2	-2,6
750	0,2	11,9	0,5	-3,3
900	-1,2	10,5	-0,3	-4,1
1050	-2,6	9,1	-1,2	-5,0
1200	-3,9	7,8	-2,1	-5,9
1350	-5,1	6,6	-3,2	-7,0
1500	-6,3	5,5	-4,3	-8,1
1650	-7,3	4,4	-5,4	-9,2
1800	-8,3	3,4	-6,7	-10,5
1950	-9,3	2,4	-8,0	-11,8

Закінчення табл. 1.4				
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
2100	-10,1	1,6	-9,4	-13,2
2250	-11,6	0,8	-10,9	-14,6
2400	-12,6	-0,1	-12,4	-16,2

Таблиця 1.5

Максимальні значення крутного моменту (кН·м) на валу маніпулятора під час монтажу блокової оправи, коли розміри противаги становить 720 мм×700 мм, за результатами обчислювального експерименту

Маса противаги, кг	Розрахунковий випадок			
	I	II	III	IV
150	15,6	26,8	9,3	0,3
300	13,9	25,1	8,6	-0,2
450	12,2	23,5	7,8	-0,8
600	10,7	21,9	7,0	-1,5
750	9,1	20,4	6,2	-2,2
900	7,7	18,9	5,3	-3,0
1050	6,3	17,6	4,5	-3,9
1200	5,0	16,3	3,6	-4,8
1350	3,8	15,1	2,8	-5,8
1500	2,7	14,0	2,0	-6,9
1650	1,6	12,9	1,2	-8,1
1800	0,6	11,9	0,5	-9,4
1950	-0,3	11,0	-0,2	-10,7
2100	-1,1	10,1	-0,9	-12,1
2250	-1,9	9,3	-1,5	-13,6
2400	-2,6	8,6	-2,1	-15,1

Таблиця 1.6

Максимальні значення крутного моменту (кН·м) на валу маніпулятора під час монтажу тьюбінгової оправи, коли розміри противаги дорівнюють 1100 мм×900 мм, за результатами обчислювального експерименту

Маса противаги, кг	Розрахунковий випадок			
	I	II	III	IV
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
300	3,2	15,6	2,9	-1,1
600	0,3	12,7	2,0	-2,0
900	-2,6	9,9	1,0	-3,0
1200	-5,3	7,2	-0,1	-4,2

Закінчення табл. 1.4

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
1500	-7,9	4,6	-1,3	-5,4
1800	-10,3	2,2	-2,8	-6,8
2100	-11,5	-0,2	-4,2	-8,3
2400	-12,7	-2,4	-5,9	-10,0
2700	-14,8	-4,5	-7,6	-11,7
3000	-17,0	-6,4	-9,6	-13,6

Таблиця 1.7

Максимальні значення крутного моменту (кН·м) на валу маніпулятора під час монтажу блокової оправи, коли розміри противаги становить 1100 мм×900 мм, за результатами обчислювального експерименту

Маса противаги, кг	Розрахунковий випадок			
	I	II	III	IV
300	12,7	23,3	1,7	-1,1
600	9,2	19,8	0,3	-2,2
900	5,9	16,4	-0,9	-3,4
1200	2,6	13,2	-2,2	-4,7
1500	-0,4	10,0	-3,7	-6,2
1800	-3,3	7,2	-5,3	-7,8
2100	-6,1	4,5	-7,1	-9,6
2400	-8,7	1,8	-9,1	-11,6
2700	-11,1	-0,6	-11,1	-13,7
3000	-13,5	-3,0	-13,4	-15,9

За результатами обчислювального експерименту побудовано графіки (рис. 1.17 – 1.21) залежності модулів крутних моментів на поворотному валу маніпулятора від встановлених умовами цього експерименту мас противаги в застосуванні до кожного розрахункового випадку. Перетин ліній II і IV на графіках (рис. 1.17 – 1.21) показує таке значення маси противаги, коли зафіксовано мінімальну величину крутного моменту усіх розрахункових випадків.

Критичні величини маси і відповідні їм максимальні значення крутного моменту, графічно інтегровані на рис. 1.17 – 1.21, зведено в табл. 1.8.

Як показують дані табл. 1.8 мінімальні значення крутних моментів (під час монтажу залізобетонної оправи – 6,2 кН·м; тьюбінгової оправи – 7,7 кН·м) мають місце, коли використане рухливе приєднання противаги, причому, чим більший габарит блока противаги, тим менше значення крутного моменту. У

конструкції маніпулятора з нерухомо закріпленою противагою крутні моменти мають завищені значення.

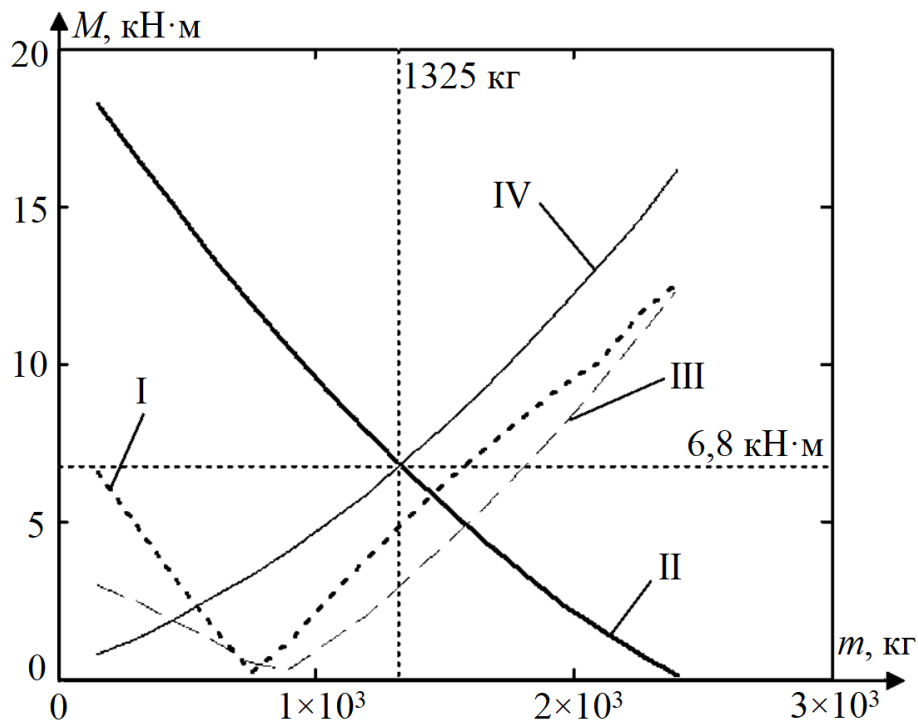


Рис. 1.18. Графіки залежності крутного моменту на валу поворотного приводу від зміни маси противаги під час монтажу тубінгової оправи (лінії I, II, III і IV відповідають кожному розрахунковому випадку), коли розміри противаги становить $720 \text{ мм} \times 700 \text{ мм}$

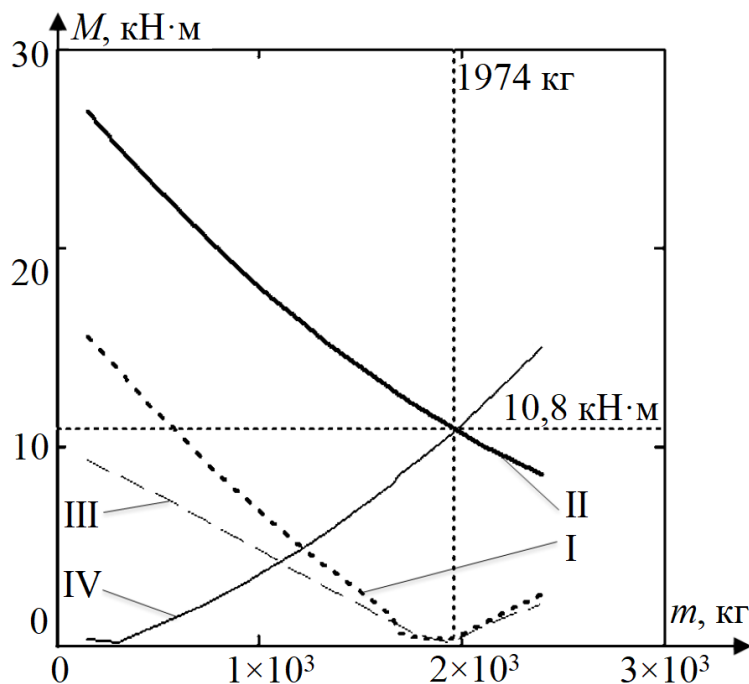


Рис. 1.19. Графіки залежності крутного моменту на валу поворотного приводу від зміни маси противаги під час монтажу блочної оправи (лінії I, II, III і IV відповідають кожному розрахунковому випадку), коли розміри противаги становить $720 \text{ мм} \times 700 \text{ мм}$

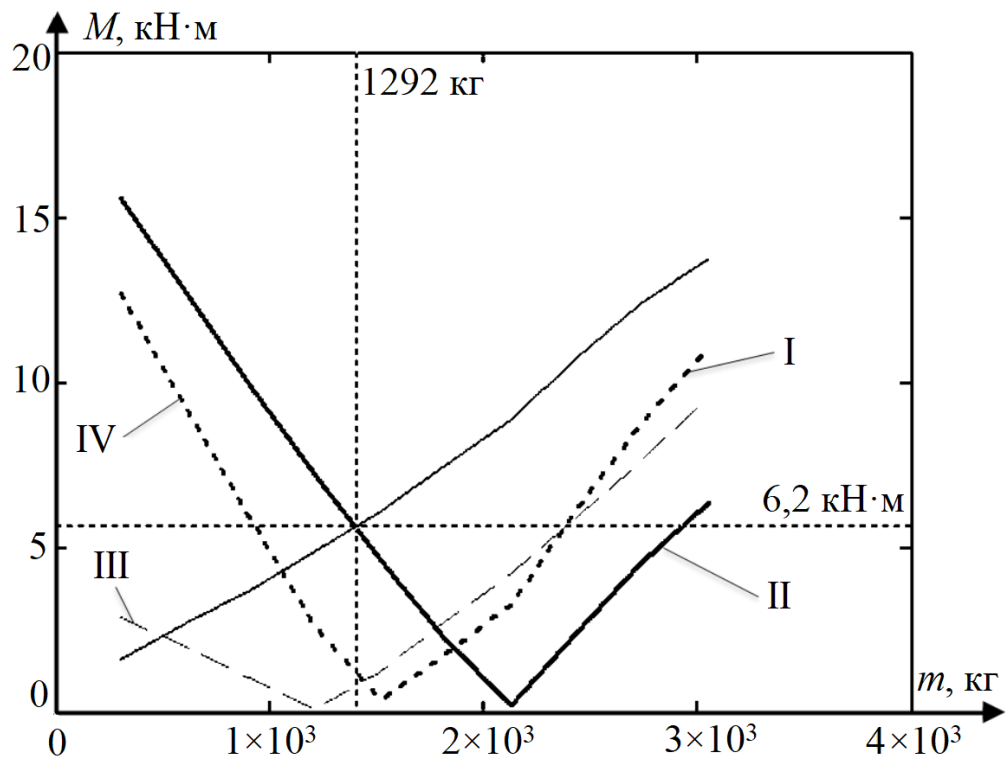


Рис. 1.20. Графіки залежності крутного моменту на валу поворотного приводу від зміни маси противаги під час монтажу тьюбінгової оправи (лінії I, II, III і IV відповідають кожному розрахунковому випадку), коли розміри противаги становить 1100 мм×900 мм

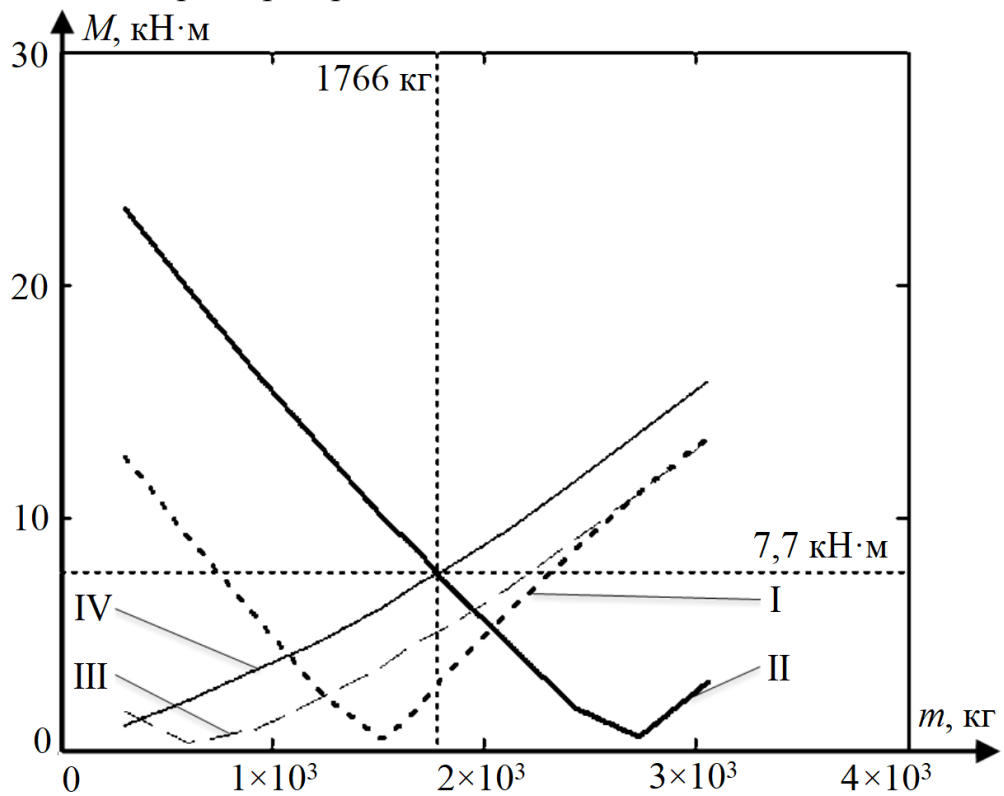


Рис. 1.21. Графік залежності крутного моменту на валу поворотного приводу від зміни маси противаги під час монтажу блочної оправи (лінії I, II, III і IV відповідають кожному розрахунковому випадку), коли розміри противаги становить 1100 мм×900 мм

Зведена таблиця максимальних значень крутного моменту і маси противаги

Варіант конструкції	Монтаж тубінгів		Монтаж блоків	
	Крутний момент, кН·м	Маса противаги, кг	Крутний момент, кН·м	Маса противаги, кг
Жорстко закріплена противага	11,2	1200	17,7	1200
Рухливо приєднана противага (720 мм×700 мм)	6,8	1325	10,8	1974
Рухливо приєднана противага (1100 мм×900 мм)	6,2	1292	7,7	1766

Після виконання параметричної оптимізації базової конструкції маніпулятора було змодельовано пристрій, роботоздатність котрого підтверджується перевірним розрахунком.

З метою визначення коефіцієнта запасу міцності маніпулятора укладача, який зазнає зусиль з боку елементів обробки і маси противаги, створили дві твердотільні моделі, а саме:

1 – маніпулятор (у максимально розкладеному положенні під час монтажу тубінгової оправы), має затискач і противагу масою 1292 кг, враховано силу тяжіння, а вагу тубінга прикладено до грані затискача із зусиллям, місце стику з привідним валом зафіксовано і передбачено умову контакту «немає проникнення» між корпусом і штоком маніпулятора (рис. 1.22);

2 – маніпулятор (у максимально розкладеному положенні під час монтажу залізобетонної оправы), має затискач і противагу масою 1766 кг, враховано силу тяжіння, а вагу залізобетонного блока прикладено до грані затискача із зусиллям, місце стику з привідним валом зафіксовано і передбачено умову контакту «немає проникнення» між корпусом і штоком маніпулятора (рис. 1.23).

З результатів перевірних розрахунків випливає, що запас міцності за критерієм Мізеса у маніпуляторі, навантаженому тубінгом, становить 1,9; а маніпулятора, навантаженого блоком, – 1,7.

1.3 Параметрична оптимізація опорної балки маніпулятора укладача

На основі конструкторської документації ПАТ «Дніпроважмаш», було створено базову комп'ютерну модель сім'ї маніпуляторів тунельних

укладачів (рис. 1.24). Параметром оптимізації будемо вважати відстань від поперечної балки до краю напрямної Δ (рис. 1.24).

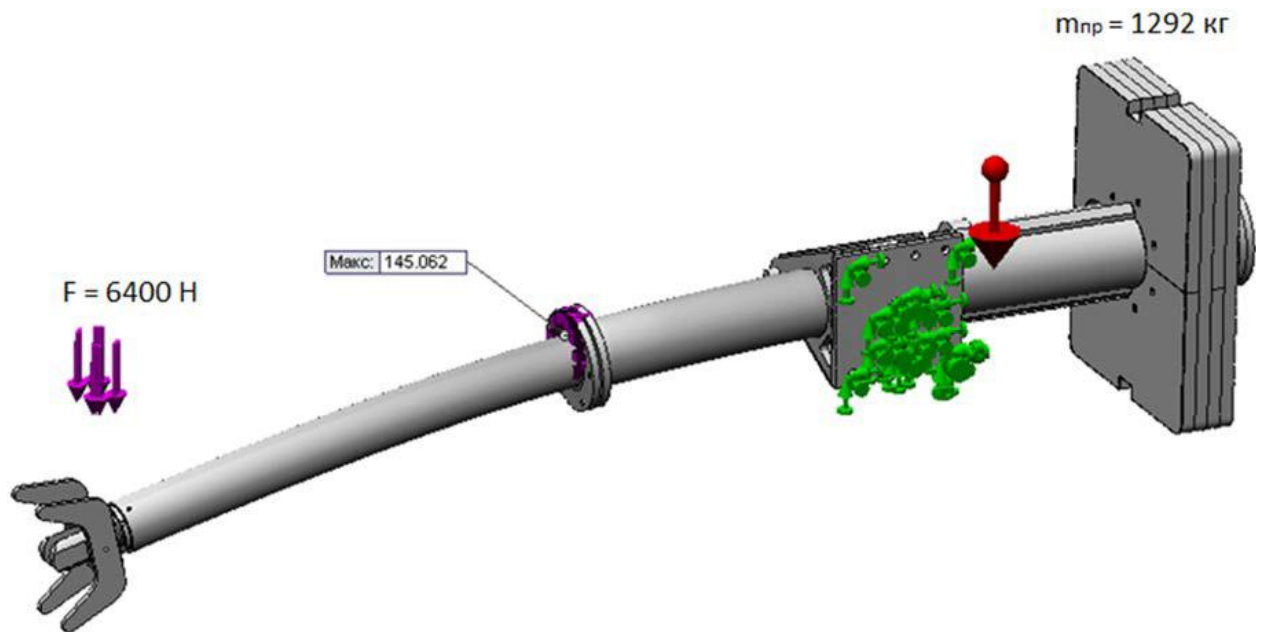


Рис. 1.22. Граничні умови і значення максимального напруження в маніпуляторі укладача під час монтажу залізобетонного блока

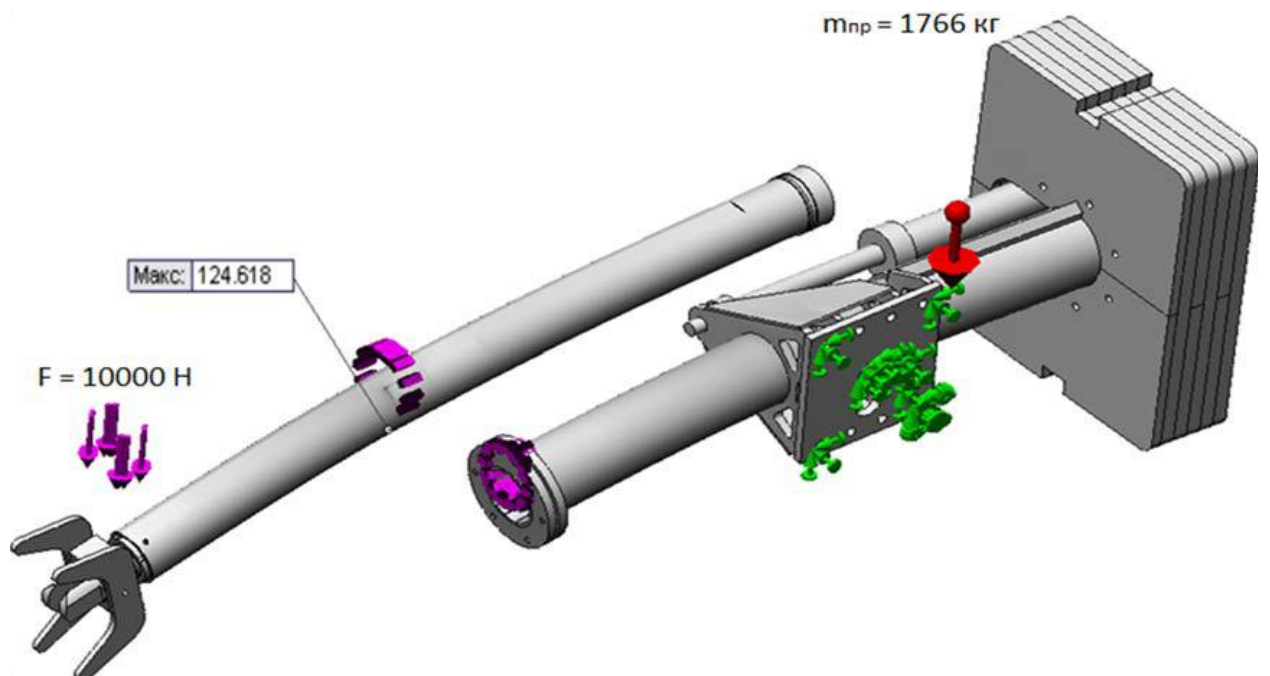


Рис. 1.23. Граничні умови і значення максимального напруження в маніпуляторі укладача під час монтажу чавунного тюбінга

Параметрична оптимізація базової конструкції полягає в тому, аби визначити розрахункові навантаження на неї, проаналізувавши взаємодію підтримувальної балки із залізобетонним блоком, ролика з напрямною опорою.

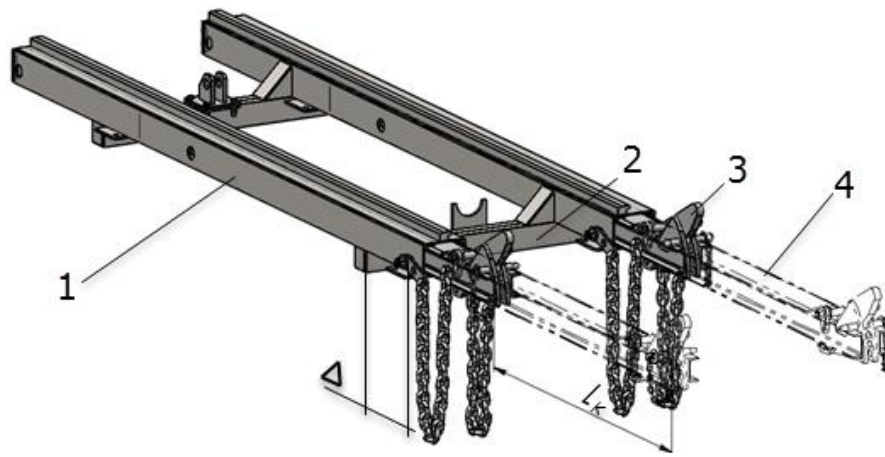


Рис. 1.24. Комп'ютерна модель пристрою поступального переміщення підтримувальних балок: 1 – напрямна опора; 2 – поперечна балка; 3 – серга; 4 – висувна балка

Аналіз фізичної сутності завдання показав, що в ході монтажу залізобетонної тунельної оправи все навантаження від сегментів, розташованих у верхній частині тунелю, передається на опорні балки, за допомогою яких вони фіксуються. Для розрахунку зусиль, прикладених залізобетонними блоками до пружних основ напрямної та опорної балок, та до ролика, необхідно провести обчислювальний експеримент, оскільки задача є статично невизначеною, а тому за допомогою методики опору матеріалів та будівельної механіки її розв'язати досить складно. Тому спочатку потрібно визначити зусилля, що виникають в опорних балках під дією залізобетонних блоків, для чого необхідно знати їхню масу. Далі потрібно визначити місце розташування опорної балки в тунельному кільці, аби дізнатися про величину контактної сили взаємодії напрямної балки з тунельною оправою. При цьому потрібно врахувати, що на балку припадає не все навантаження, бо деяка його частина розподіляється на кільці оправи.

Відповідно до вищевикладеного розрахункова схема напрямної балки набуває вигляду, що зображено на рис. 1.25. Тут уведено такі позначення: F – вага блока; A – консольна опора; B – кінцева опора; X_1 , X_2 , – координати крайніх положень консольної опори.

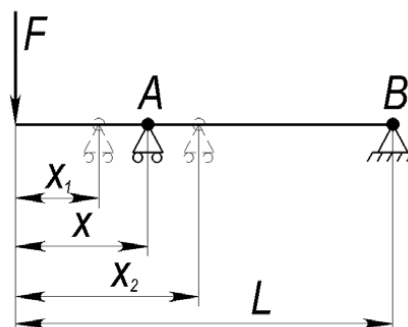


Рис. 1.25. Розрахункова схема напрямної балки

Параметричну оптимізацію було виконано в аналітичному вигляді.

Епюри розподілу величин згинальних моментів відповідно до трьох положень консольної балки (двох крайніх X_1 і X_2 , а також одного проміжного X_3) зображено на рис. 1.26. Їх позначено цифрами 1, 2, 3 відповідно.

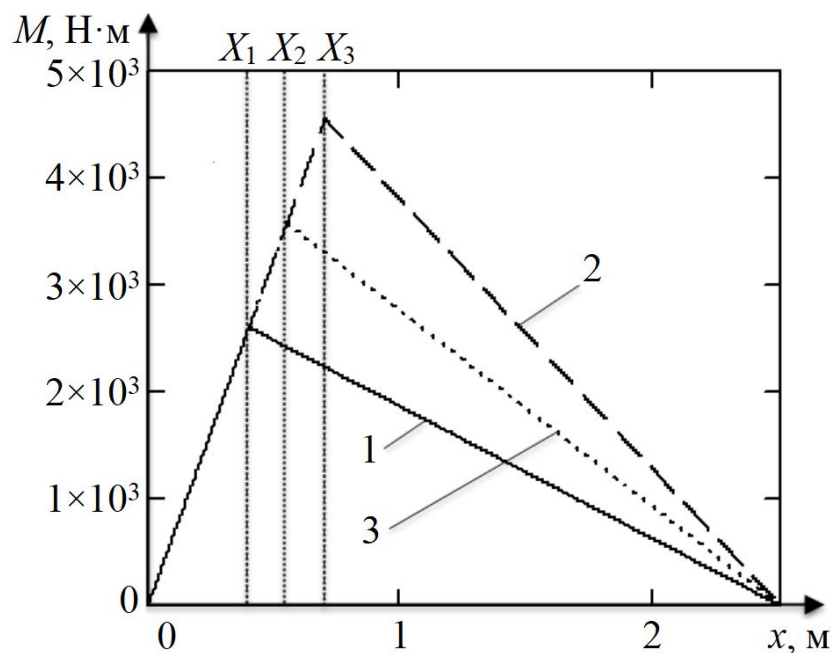


Рис. 1.26. Епюри згинальних моментів: 1 – консольна опора перебуває в положенні X_1 ; 2 – X_2 ; 3 – X_3

Результати розрахунку величини максимального згинального моменту коли консольна опора набуває довільного положення в заданих межах, ілюструє рис. 1.27.

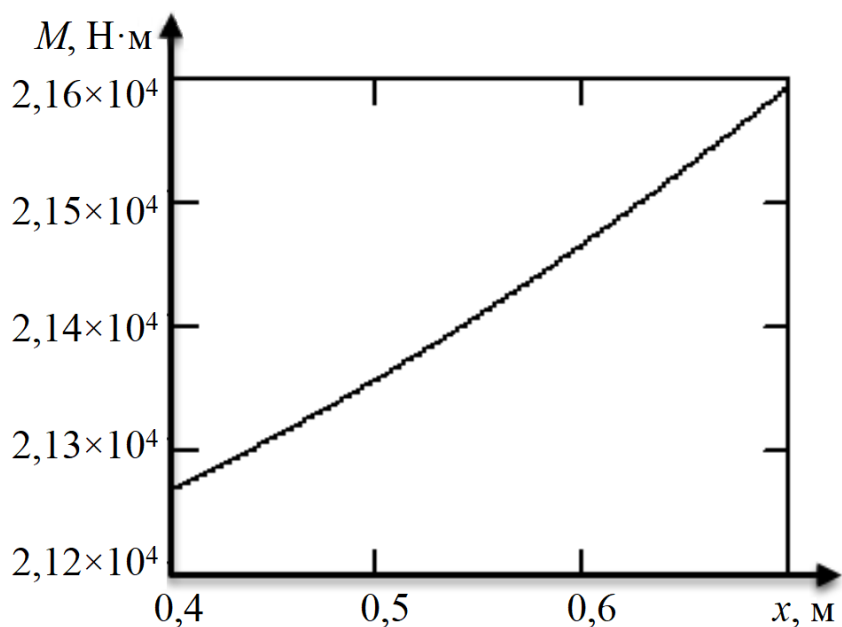


Рис. 1.27. Графік залежності величини максимального згинального моменту від положення консольної опори

З результатів параметричної оптимізації базової моделі (рис. 1.28) випливає, що залежність величини максимального згинального моменту від положення консольної опори являє собою функцію, яка зростає монотонно. Причому мінімальне значення моменту досягається не всередині допустимого інтервалу, а в його нижній межі, що відповідає мініимальному значенню довжини консольної частини балки. Проаналізуємо можливість уведення конструктивних заходів, аби зменшити цю довжину. Мінімальне значення цього параметра зумовлено тим, аби в процесі монтажу блок не зачепився об висувний край балки (рис. 1.28)

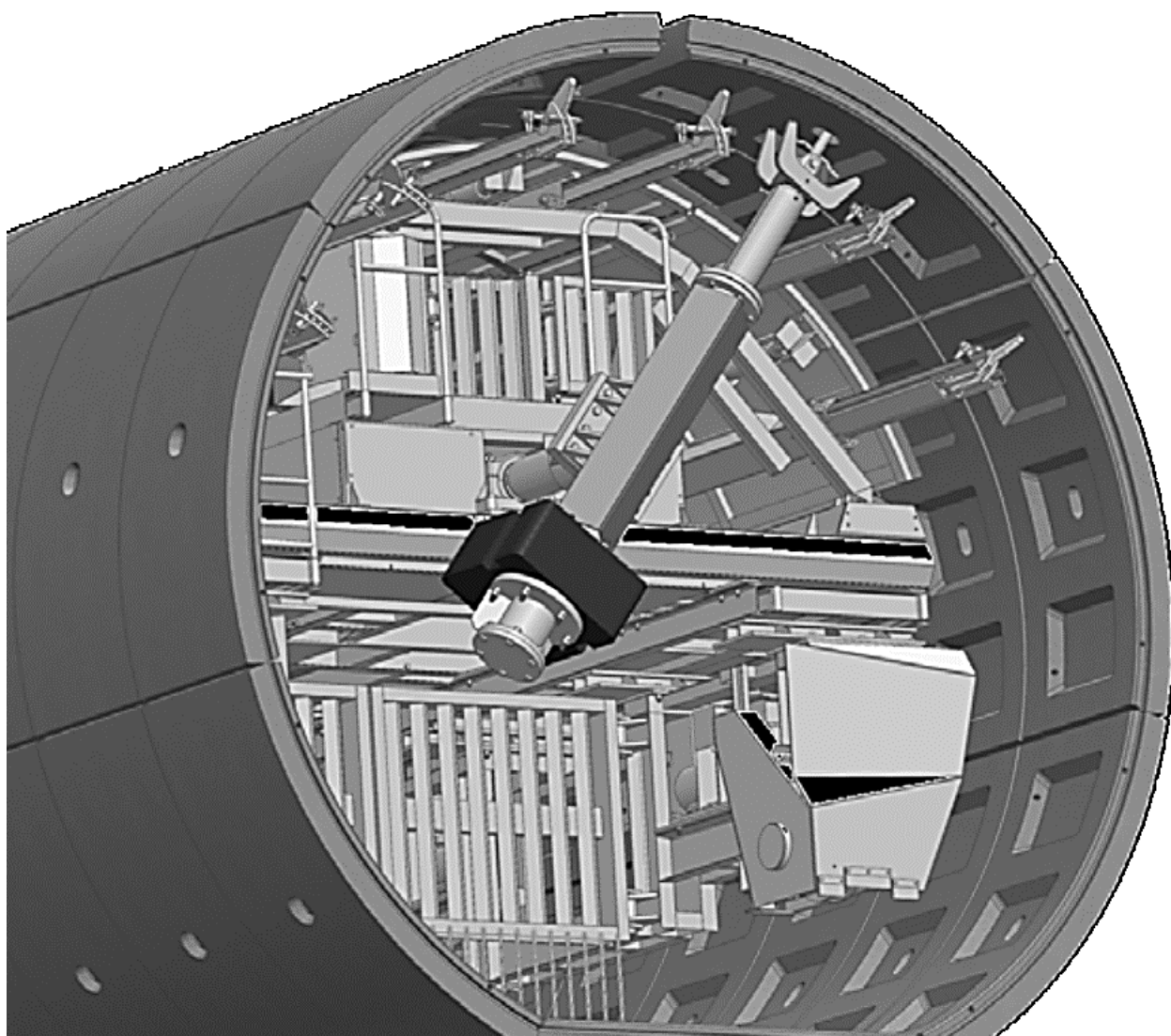


Рис. 1.28. Базова комп'ютерна модель напрямної балки

На підставі параметричної оптимізації базової конструкції маніпулятора було змодельовано більш раціональний його варіант і виконано її перевірний розрахунок його параметрів [17].

Як відомо, тунельною оправою можуть слугувати залізобетонні блоки. Щоб визначити, з яким зусиллям ці елементи діють на пружні основи

напрямної балки, необхідно визначити масу кожного з них, зокрема, лоткового, нормального і ключового.

Усі блоки виготовлено із залізобетону, 1 м³ якого в містить 203 кг арматури.

Об'єм одного кільця становить 3,343 м³, тоді маса вміщеної там арматури буде дорівнювати 680 кг.

Оскільки щільність сталі $\rho_{ст} = 7800 \text{ кг/м}^3$, а щільність бетону $\rho_б = 2200 \text{ кг/м}^3$, то масу останнього в одному кільці визначимо за такою формулою:

$$m_б = \rho V = 2200 \cdot 3 / 343 = 7354,6 \text{ кг}; \quad (1.1)$$

а загальну масу кільця таким чином:

$$m_з = m_б + m_{арм} = 7354,6 + 727,6 = 8082,2 \text{ кг}; \quad (1.2)$$

щільність залізобетону

$$\rho_{sw} = \frac{m_з}{V_{sw}} = \frac{8082,2}{3,343} = 2427,1 \text{ кг/м}^3. \quad (1.3)$$

Знаючи кількість кожного виду блоків у кільці, їхній об'єм і щільність матеріалу, можна визначити масу кожного блока. Розраховані значення цього параметра зведено в табл. 1.9.

Таблиця 1.9

Масові характеристики блоків

Тип блока	Кількість у кільці, шт.	V, м ³	$\rho_{з/б}$, кг/м ³	m, кг
Лотковий	1	0,82	2427,1	1990,2
Нормальний	6	0,41	2427,1	995,1
Ключовий	1	0,04	2427,1	97,1

У ході монтажу залізобетонної тунельної оправи все навантаження, яке чинять сегменти, розташовані у верхній частині тунелю, передається на опорні балки, якими їх зафіксовано. Для визначення зусиль які при цьому діють на пружні основи напрямної, було побудовано твердотільну модель останньої з опорними балками укладача (рис. 1.29). З рисунка видно, що балки спираються на дві арки спільно з кільцем із залізобетонних сегментів

оправи і складаються з рами напрямної, балок з упорами, і їх приводу поступального переміщення.

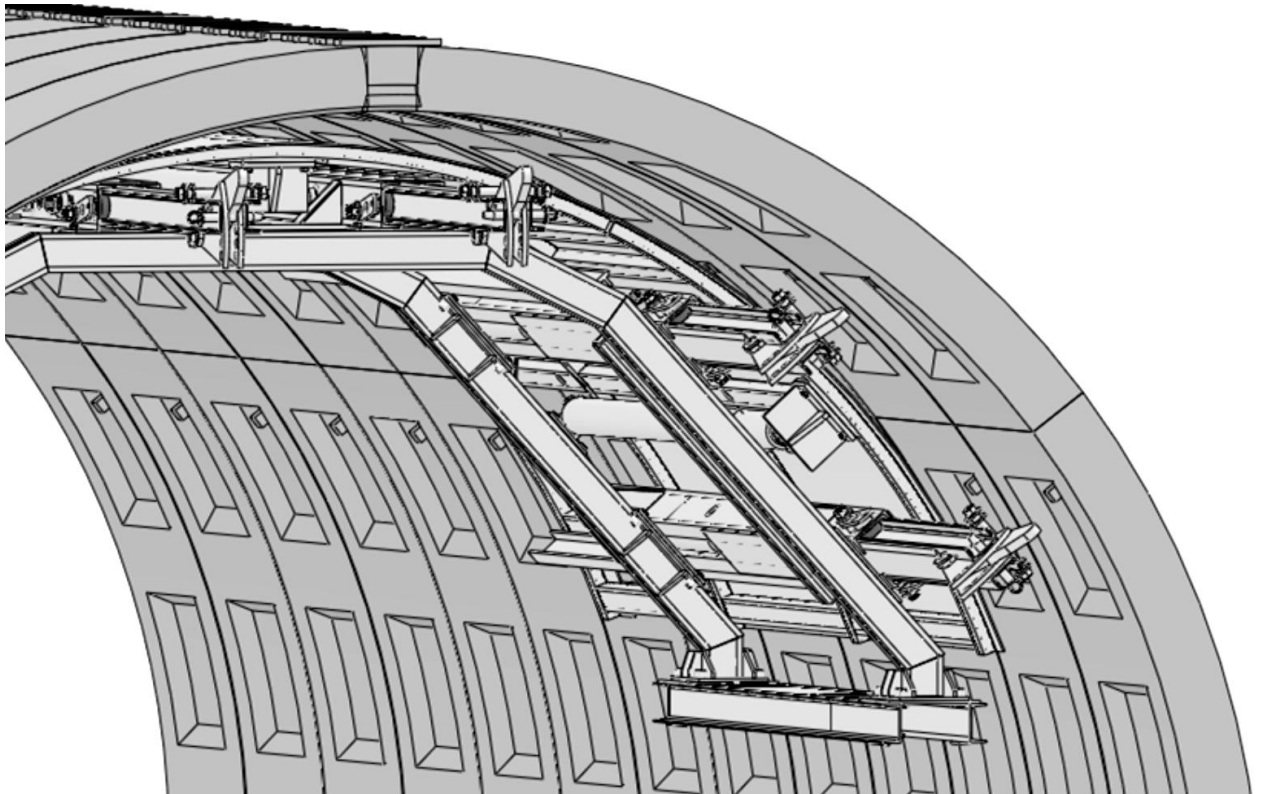


Рис. 1.29. Установка залізобетонної оправи тунелю

Аналіз моделі, зображеної на рисунку, показав, що розрахунок навантажень, які чинять залізобетонні блоки, являє собою статично невизначену задачу, тому необхідно створити модель, за допомогою якої можна знайти сили, які виникають від взаємодії блоків з кожною напрямною балкою.

Визначення залежності розрахункових навантажень, що діють на вузол «напрямна балка», від конструктивних параметрів укладача виконували за певним алгоритмом.

Спочатку було введено такі припущення:

1. Пружні елементи, встановлені між залізобетонним кільцем оправи і тунелем, подають у вигляді скінченно-елементної моделі за допомогою граничної умови – «пружна основа».

2. Коефіцієнт жорсткості визначено з виразу (1.4).

3. Блоки в скінченно-елементній моделі апроксимуються у вигляді просторових трикутних скінченних елементів об'єктів. Матеріал блоків визначено ізотропним, що має такі характеристики: модуль пружності дорівнює $24 \cdot 10^3$ МПа, коефіцієнт Пуассона становить 0,11.

4. Напрямні балки побудовано в скінченно-елементній моделі за

допомогою граничної умови «пружна основа». Коефіцієнт жорсткості було розраховано за допомогою числового експерименту.

5. Вагу блока змодельовано з огляду на граничну умову дії зосередженої сили, прикладеної в центр його маси.

6. Взаємодію блоків і формування кільця змодельовано з урахуванням граничної умови «штифт».

Розрахунок виконують шляхом проведення обчислювального експерименту на базі методу скінченних елементів у комплексі з програмою SolidWorks Simulation.

Застосування методу скінченних елементів в розрахунку опорних балок потребує відображення в моделі всіх вхідних деталей, з яких складено напрямну й опорну балку але це доволі трудомісткий процес або вимагає побудову сітки великих розмірів. Отже, має сенс побудови спрощеної моделі. Кільце тунельної оправи та напрямні балки розташовані на арці симетрично. Отже, для визначення максимальних зусиль, що виникають в опорних балках укладача під час формування кільця із залізобетонних блоків, було створено розрахункову модель (рис. 1.30 і 1.31), що складається з трьох елементів оправи, причому напрямні балки було замінено умовою «пружна основа» та введено значення жорсткості реальних балок (рис. 1.30).

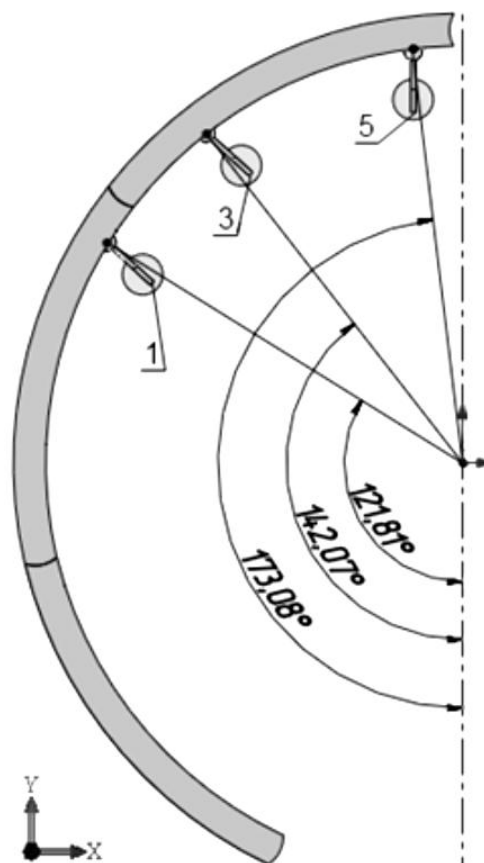


Рис. 1.30. Розташування напрямних балок в перерізі виробки:
1, 3, 5 – номери балок

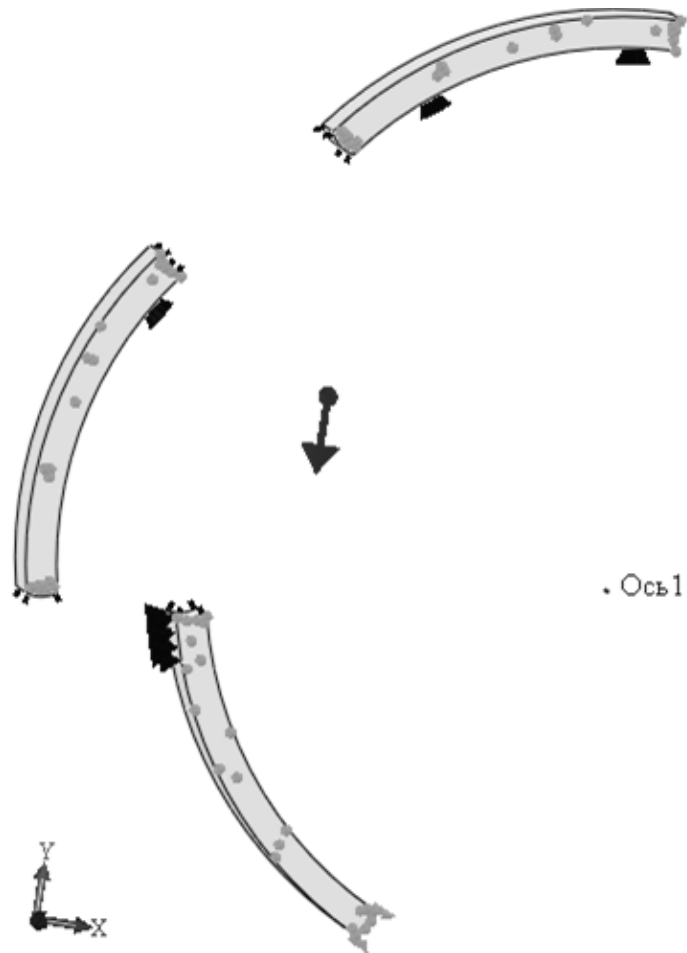


Рис. 1.31. Граничні умови в моделях напрямних балок

Жорсткість дерев'яного бруса визначають за такою формулою:

$$c = \frac{EA}{L}, \quad (1.4)$$

тут модуль пружності дерева «бальза» $E = 3 \cdot 10^9$ Па;

висота бруса $L = 0,2$ м;

площа поперечного перерізу бруса $A = 0,3$ м².

Обчислювальний експеримент виконують за планом (див. табл. 1.10).

Таблиця 1.10

План обчислювального експерименту

№ блока	№ опорної балки		
	1	2	3
1	+	-	-
2	+	+	+

Підставивши у формулу (1.4) числові значення виконуємо

$$c = \frac{3 \cdot 10^9 \cdot 0,3}{0,2} = 4,5 \cdot 10^9 \text{ Н/м.}$$

Звідси випливає, що, моделюючи напружено-деформований стан у напрямних балках, для визначення контактних зусиль їхньої взаємодії з тунельною оправою необхідно використовувати граничну умову «пружна основа», її жорсткість становить 87700 (Н/м)/м^2 .

Після складання блоків було знайдено величини сил взаємодії балок з блоками. Результати розрахунків відображено на рис. 1.32 та 1.33. Тут бачимо значення зусиль, що виникають у напрямній балці під час укладання залізобетонних блоків.

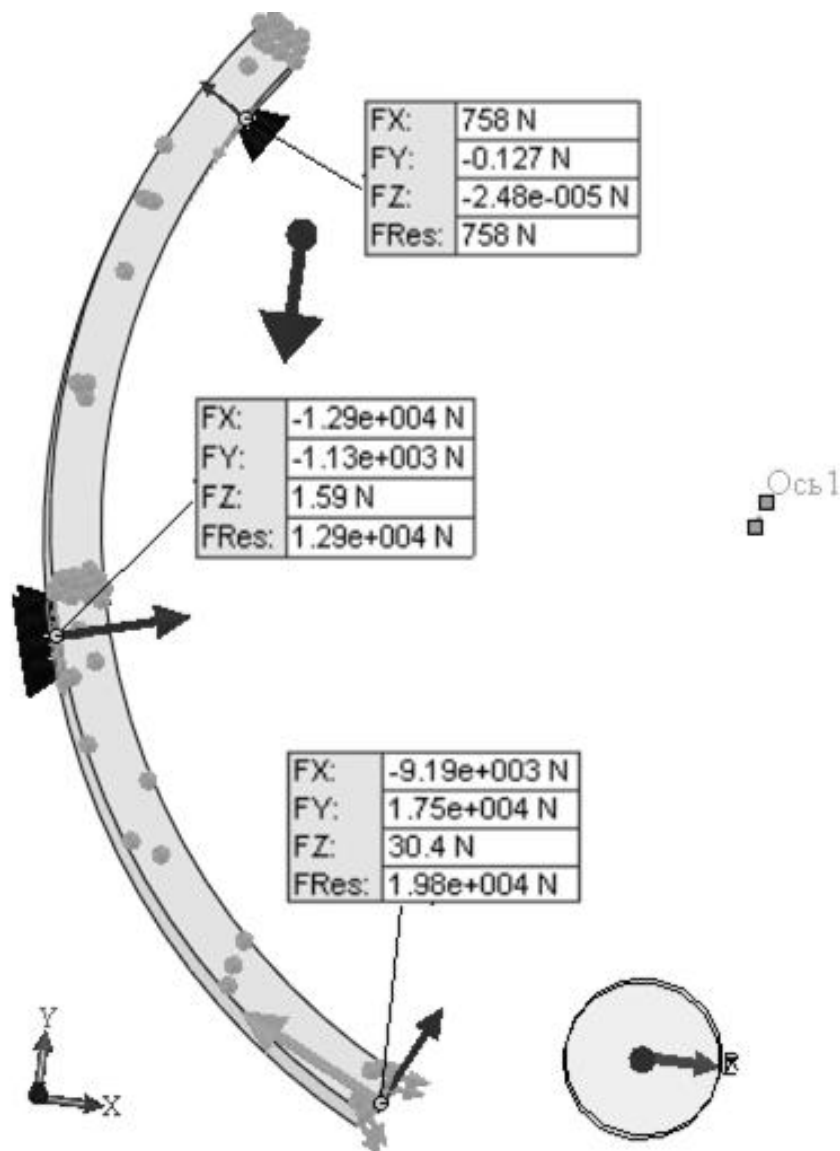


Рис. 1.32. Зусилля, що виникають у напрямній балці в процесі укладання перших двох залізобетонних блоків тунелю

Результати обчислювального експерименту зведено в табл. 1.10.

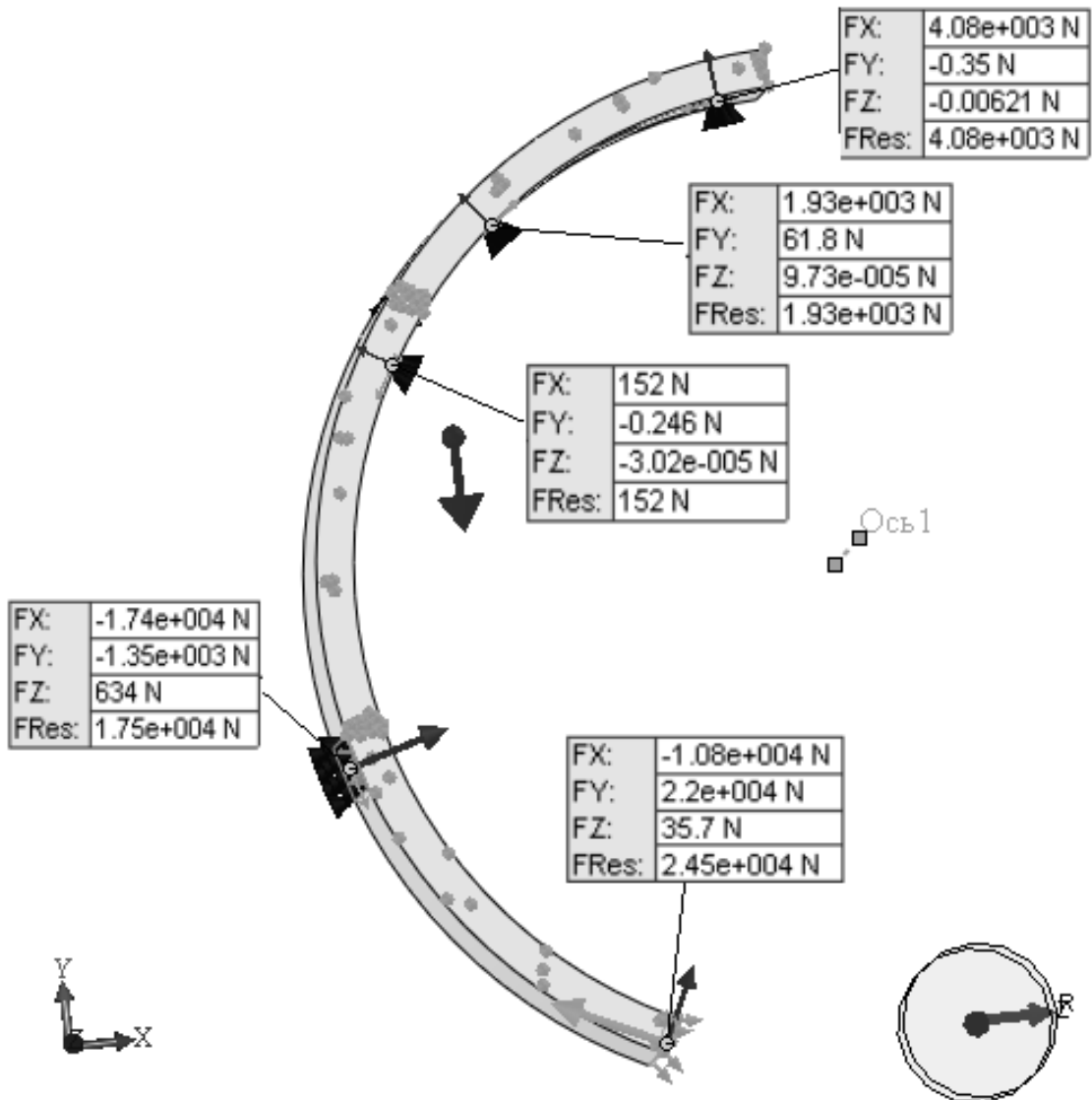


Рис. 1.33. Зусилля, що виникають у напрямній балках під час укладання кільця залізобетонних блоків

Таблиця 1.10

Результати обчислювального експерименту, Н

№ блока	№ опорної балки		
	1	2	3
1	758	–	–
2	152	1930	4080

Отримані результати дозволили виявити залежність, яка виникає між радіальною складовою контактних зусиль та розташуванням опор (рис. 1.34).

Аналізуючи дані рис. 1.34, можна зробити висновок, що навантаження прикладені до напрямних балок з номерами 1, 2, 3, а відношення між цими зусиллями становлять 1:2,5:5. Керуючись встановленими залежностями, можна обрати відповідні параметри конструкції напрямних балок.

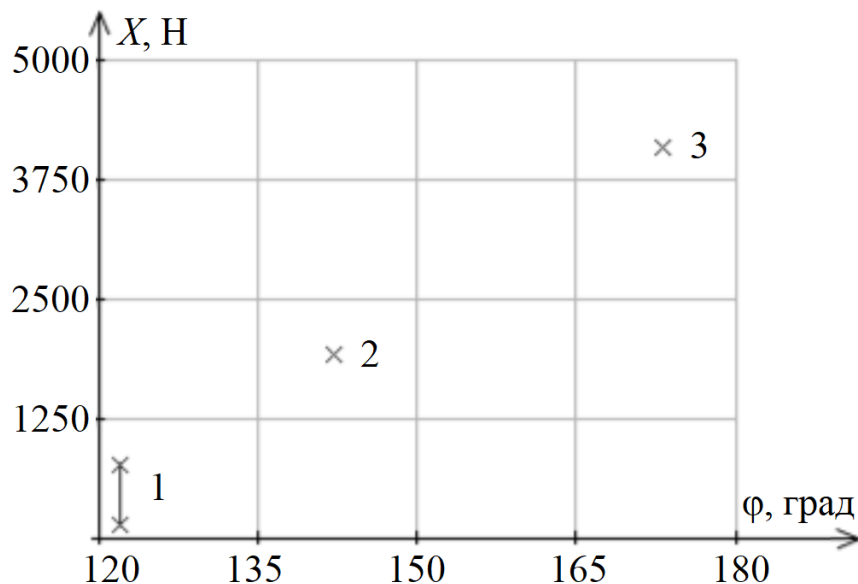


Рис. 1.34. Графік залежності між радіальною складовою контактних зусиль і розташуванням опор

Знайдені величини навантажень можна використовувати як граничні умови під час моделювання напружено-деформованого стану в напрямних балках.

Тепер існує можливість розрахувати максимальні значення зусиль, що діють на балку, потрібні в подальших дослідженнях.

Обчисливши максимальне значення зусилля, яке діє з боку залізобетонних блоків на пружні основи прямої балки, створимо розрахункову модель опорної балки, аби встановити підсумкову величину зусиль у місцях контакту ролика з балкою, які надалі будуть використані для в розрахунку його параметрів.

Постановку задачі з визначення параметрів роликів, що підтримують балку, описано нижче.

У процесі розрахунку беруть до уваги задані зусилля, прикладені блоками до балки, визначаючи опорні реакції, що виникають у підтримувальних роликах.

Під час постановки задачі вводять такі допущення:

1. Балку уявляємо як модель, складену з трикутних просторових скінченних елементів. Матеріал балки ізотропний, до того ж має пружні характеристики.

2. Граничні умови: реакція, блока на вплив навантаження уявляємо як обмеження типу «розподілена сила», прикладена до місця кріплення упору балки; вагу балки моделювали умовою «сила тяжіння»; місце контакту балки з роликом імітували обмеженням типу «підшипник», зусилля, яке розвиває гідроциліндр, зімітувано умовою типу «симетрія».

Спосіб розв'язування задачі проведення числового експерименту на базі методу скінченних елементів з використанням засобів програми SolidWorks Simulation.

Тип розрахунку визначено як статичний. Крок скінченно-елементної сітки знаходять з такої умови: $t = x / 1,5$, де x – мінімальний розмір конструкції. Отже крок сітки становить 3 мм.

Граничні умови і результати скінченно-елементного аналізу параметрів моделі внутрішньої опорної балки під дією максимального, проміжного та мінімального зусиль відображено на рис. 1.35 – 1.37.

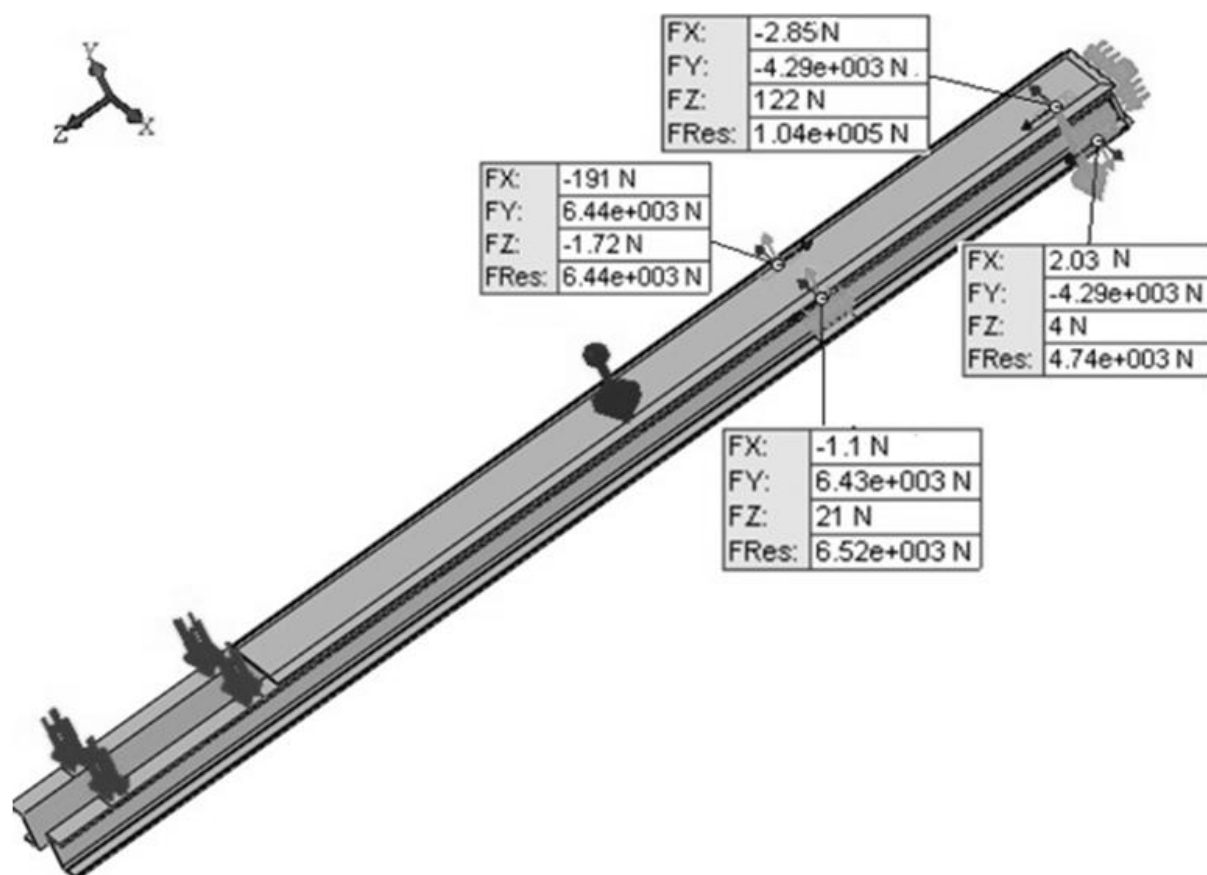


Рис. 1.35. Розрахункова модель внутрішньої опорної балки під дією максимального зусилля роликів

Як свідчать проведений аналіз (рис. 1.35 – 1.37), у місцях контакту роликів з опорною балкою виникають зусилля, які надалі будемо застосувати у визначенні осей роликів переміщення опорної балки на вигин, коли взято до уваги найбільш дотичні й нормальні напруження, а також переміщення на зріз.

Як показують дані згаданих рисунків, реакції передніх роликів мають додатний знак, а задніх – від'ємний. Це свідчить про те, що перші спираються на верхню частину балки (верхню полицю швелера), а задні – на нижню. Беручи до уваги описаний ефект опорну балку в місцях контакту з

роликом необхідно оснастити обробленими платиками на обох опорних поверхнях.

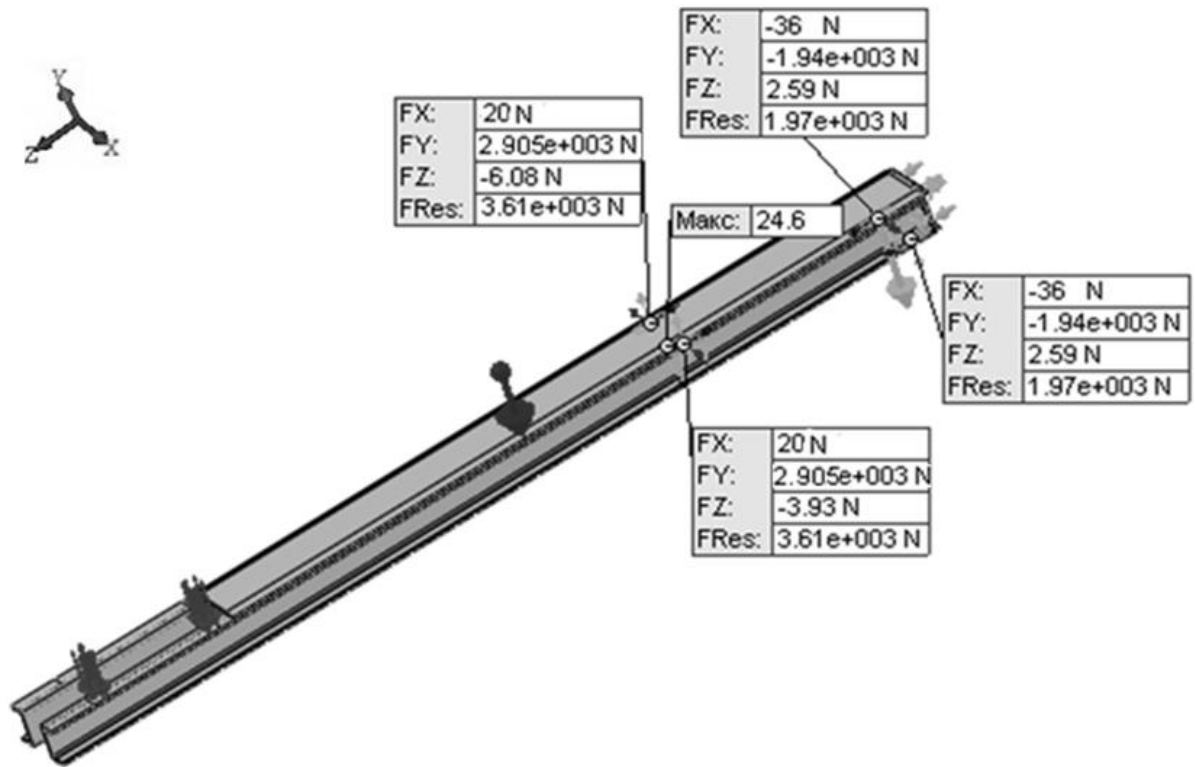


Рис. 1.36. Розрахункова модель внутрішньої опорної балки під дією проміжного зусилля роликів

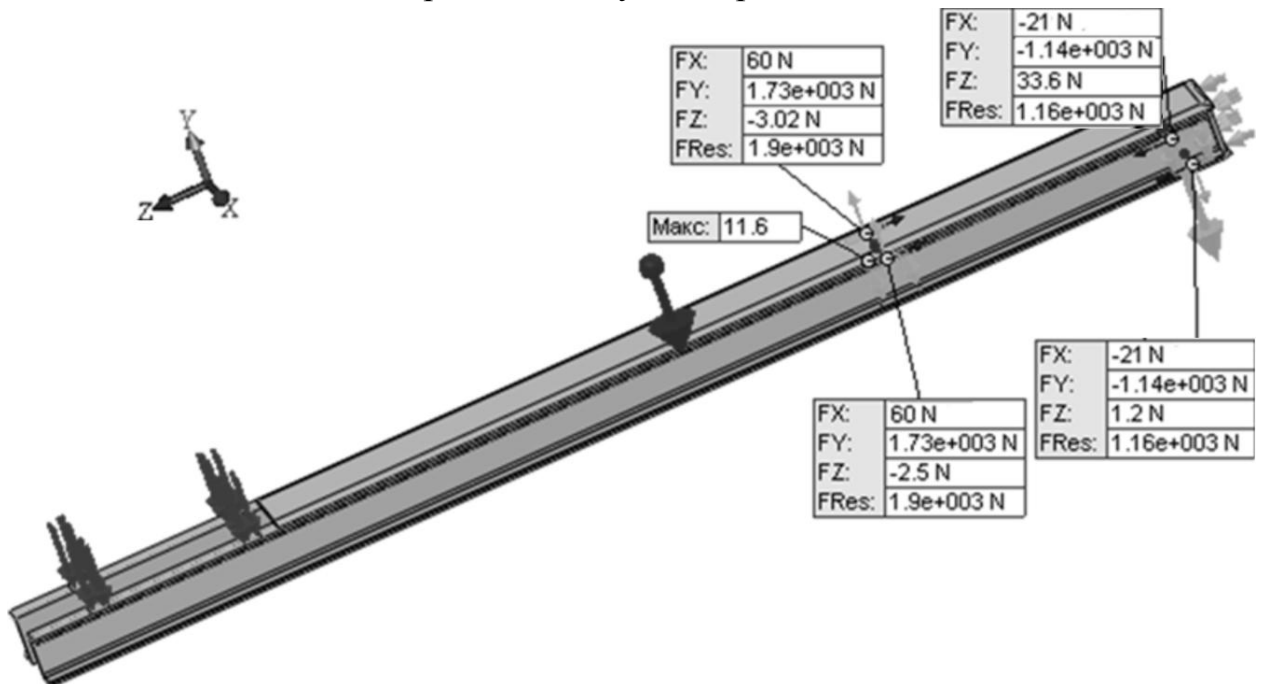


Рис. 1.37. Розрахункова модель внутрішньої опорної балки під дією мінімального зусилля роликів

Результати проведеного обчислювального експерименту зведено в табл. 1.12.

Величини опорної реакції в роликах, які підтримують опорну балку, Н

№ опорної балки	№ опори			
	1	2	3	4
1	6330	6330	-4290	-4290
2	2905	2905	-1940	-1940
3	1519	1519	-1140	-1140

Після проведення описаних вище досліджень можна зробити деякий підсумок, а саме:

– Під час моделювання напружено-деформованого стану в напрямних балках контактні зусилля їхньої взаємодії з тунельною оправою подаємо у вигляді граничної умови типу «пружна основа», передбачивши, що жорсткість об'єкта становить 87700 Н/м.

– На першу і другу напрямні балки діють різні навантаження, тобто $4,08 \cdot 10^3$ і $1,93 \cdot 10^3$ Н, а на третю – 758 Н, у зв'язку з чим в проекті можна передбачити розробити її полегшену конструкцію.

– У розрахунку параметрів напрямної потрібно брати до уваги дію зусиль, прикладених блоками до її пружних основ, їхня величина становить $4,08 \cdot 10^3$ Н.

– Проектуючи опорні балки, належить оснастити обидві їхні контактні з роликами поверхні обробленими платиками.

– Результати числового аналізу зусиль, прикладених роликами до трьох балок, дають можливість визначити параметри останніх, а також площу поперечного перерізу балок.

Враховуючи результати якісного і кількісного аналізу параметрів обладнання, сформулювали таку постановку задачі: визначити напружено-деформований стан у напрямній балці під впливом прикладених залізобетонними блоками і козирками.

Постановка задачі зосереджує в собі такі допущення:

1. Балку уявляємо як скінченно-елементну модель, складену з трикутних просторових скінченних об'єктів. Матеріал балки ізотропний, що має такі пружні характеристики: модуль пружності дорівнює $2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона становить 0,28.

2. Уведено такі граничні умови: реакцію балки на зусилля, прикладене блоком і козирком, змодельовано як обмеження типу «розподілена сила», котра діє в місцях кріплення упору балки та опор козирка; вагу напрямної балки визначили умовою типу «сила тяжіння»; зусилля, прикладене гідроциліндром було зімітовано умовою

типу «симетрія», місця кріплення напрямної до арки визначено як зафіксовані.

Спосіб розв'язування задачі – числовий експеримент на базі методу скінченних елементів у комплексі із засобами програми SolidWorks Simulation [18].

За результатами розв'язування задачі складено графік зміни величини напружено-деформованого стану в напрямній під впливом прикладених залізобетонними блоками і козирками (рис. 1.38). Виявилось, що максимальне напруження виникає в місці перегину опорної балки, а також там, де передній ролик кріпиться до напрямної, вона становить 30 МПа. Це значення відповідає запасу міцності конструкції за критерієм Мізеса який дорівнює 3.

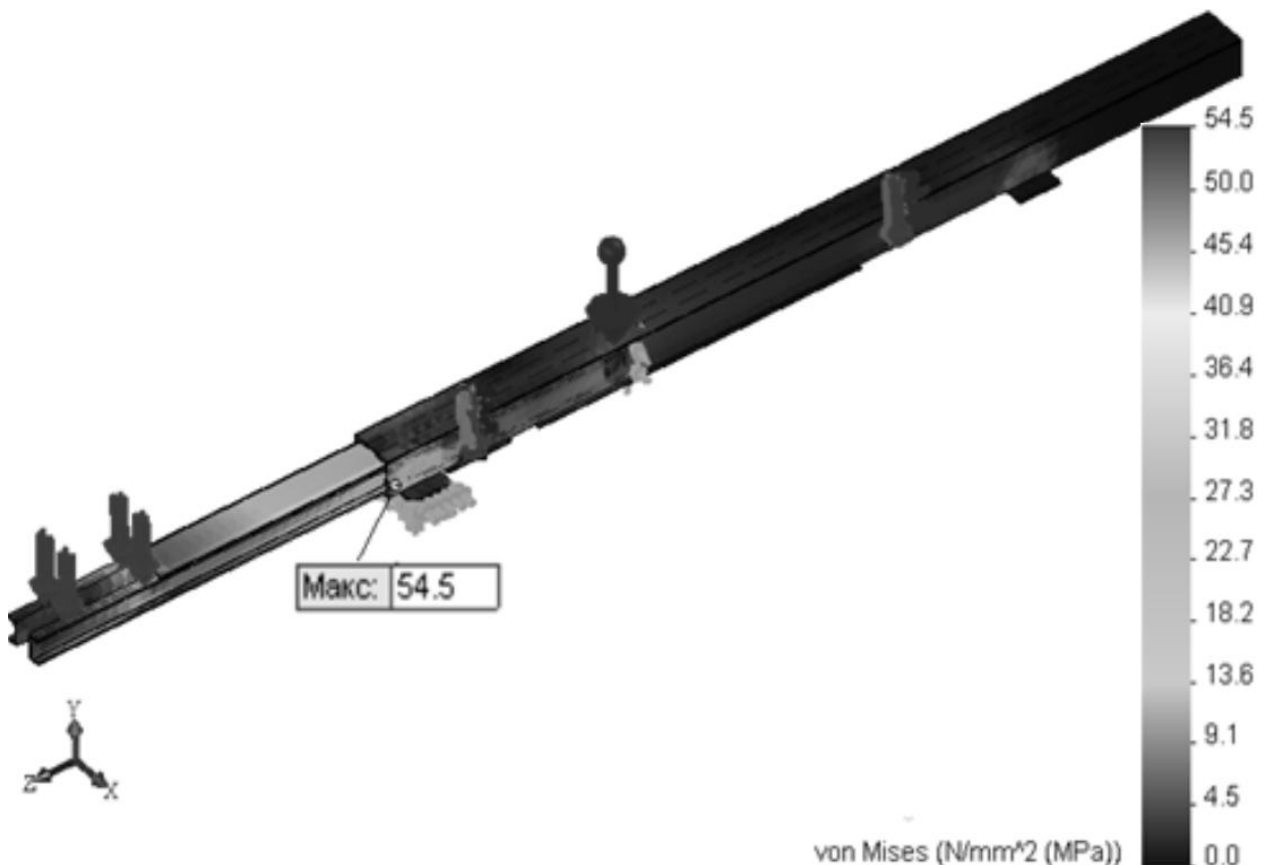


Рис. 1.38. Розрахункова модель напрямної балки укладача

Аналіз результатів, розв'язування задачі виявив таку залежність:

Унаслідок того, що напрямні балки сприймають навантаження, різної величини, то параметри конструкції можна визначати, на базі такої пропорції $W_1:W_2:W_3 = 4:2:1$. Тут W – момент опору балки прямокутного перерізу.

Отже було доведено необхідність дотримання таких умов:

– у розрахунку параметрів напрямної балки слід брати до уваги зусилля, прикладені блоками на її пружні основи, а також вагу конструкції;

– запас міцності елементів конструкції напрямної балки за критерієм Мізеса дорівнює трьом;

– оскільки напрямні балки сприймають навантаження різної величини, то параметри конструкції визначають, враховуючи такі пропорції: $W_1:W_2:W_3 = 4:2:1$.

1.4 Параметрична оптимізація арки укладача

Аналіз параметрів укладача тунельної оправи показав, що його конструкція має високу металомісткість (порівняно з масою монтованих блоків 1 т, його маса становить 25 т), зокрема це пов'язано з недосконалістю будови вузла «арка». Отже, аби поліпшити конструкцію, потрібно провести наукові дослідження на основі моделювання роботи укладача й розробити рекомендації щодо вибору його оптимальних параметрів.

Проаналізуємо реальну будову арки укладача. На рис. 1.39 зображено її схему. На цей елемент встановлюють три захисні козирки, що перешкоджають падінню на людей вивалів із покрівлі, шматків породи у вибої метрополітену. Арки також мають три напрямні, призначені для підтримання елементів тунельної оправи, а також два повзуни, за допомогою яких арка може переміщуватись.

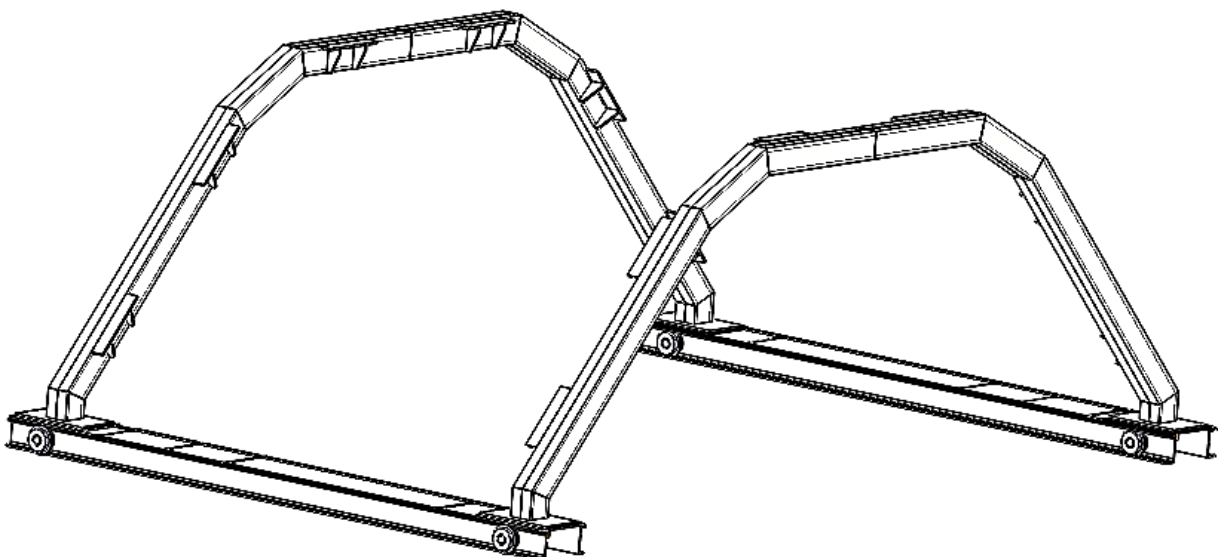


Рис. 1.39. Схема початкової будови конструкції арки тунельного укладача

Перед проведення досліджень встановлюємо такі допущення:

1. Арку уявляємо у вигляді моделі, складеної з трикутних просторових скінченних елементів. Матеріал її балки ізотропний – сталь проста вуглецева.
2. Граничні умови: на нижніх підгранях опорних роликів (у місці контакту кожного з повзуном) заборонено переміщення в

напрямку, перпендикулярному до граней; між віссю ролика та повзуном у місцях кріплення напрямної до арки діє умова «підшипник», яка допускає поворот повзуна, зумовлений наявністю вигину металоконструкції від заданого положення; діє сила власної ваги пристрою.

3. Крок скінченно-елементної сітки визначають з огляду на співвідношення 1/3 від мінімального розміру елемента майданчика, тобто становить 3 мм.

Метод дослідження – числовий експеримент на основі сучасних засобів комп'ютерного моделювання з програмного комплексу SolidWorks Simulation.

У дослідженні враховували вплив зусиль. Які чинять балки, що фіксують залізобетонні блоки, а також захисні козирки і власна вага металоконструкцій, центр мас яких змінює під час роботи укладача. Величину навантажень беруть з літературних джерел [9]. Положення центра мас зміщується від вихідного на 1280 мм, залежно від місця перебування балок і козирків. Розглянемо ситуацію, коли нижній лівий козирок засунуто, а два інших висунуто, балка № 1 перебуває під навантаженням, балки № 3 № 4, № 5 і № 6 засунуто, а № 2 висунуто (рис. 1.40). План проведення числового експерименту подано в табл. 1.13.

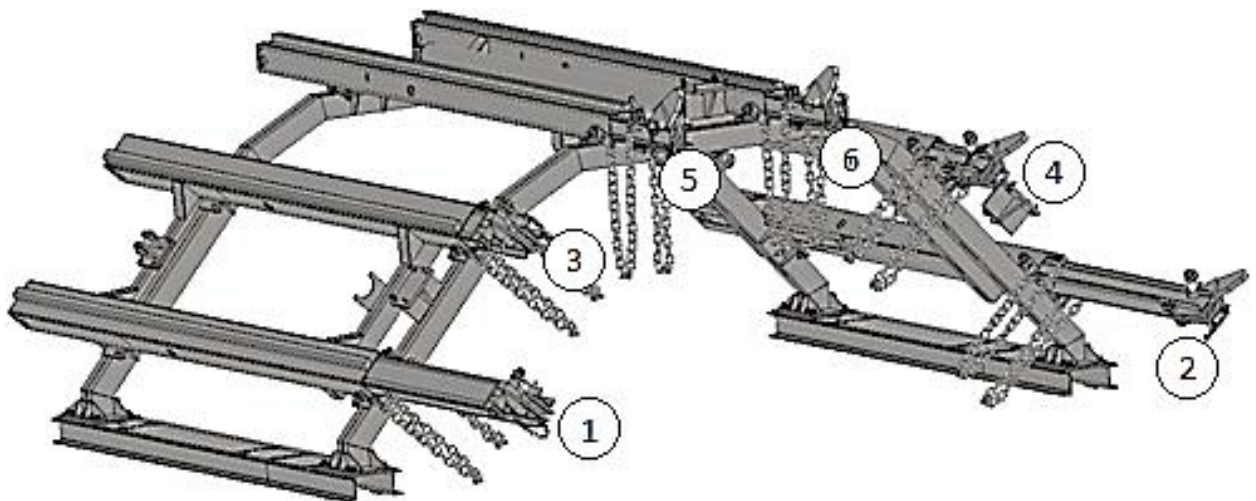


Рис. 1.40. Комп'ютерна модель арки тунельного укладача

Таблиця 1.13

План проведення числового експерименту

Параметр	Номер балки						Номер козирка		
	1	2	3	4	5	6	1	2	3
Навантаження	+	+	-	-	-	-	-	+	+

Аби виконати скінченно-елементний аналіз роботи конструкції, побудовано розрахункову модель арки і визначено для неї такі граничні умови: на нижніх підгранях опорних роликів заборонено переміщення у напрямку, перпендикулярному до граней; між віссю ролика та повзуном, у місцях кріплення напрямної до арки, діє умова «підшипник», що допускає поворот повзуна, зумовлений вигином металоконструкції від заданого положення; враховано дію сили власної ваги елементів.

Комп'ютерна модель будується з використанням просторового твердого скінченного елемента, що має 18 ступенів вільності.

Скориставшись зазначеними умовами, визначили розрахункові навантаження, що виникають в елементах арки. Виявилось, що напруження, які діють у місці кріплення ролика, до напрямної, не перевищують 90 МПа, а там, де проходить зварний шов між похилим і горизонтальним швелером аркової конструкції – 800 МПа (рис. 1.41), для порівняння, в умовах передбачено, що цей параметр дорівнює 110 МПа. При цьому арка переміщується на відстань 33 мм, а допустимий люфт конструкції дорівнює 10 мм (рис. 1.42).

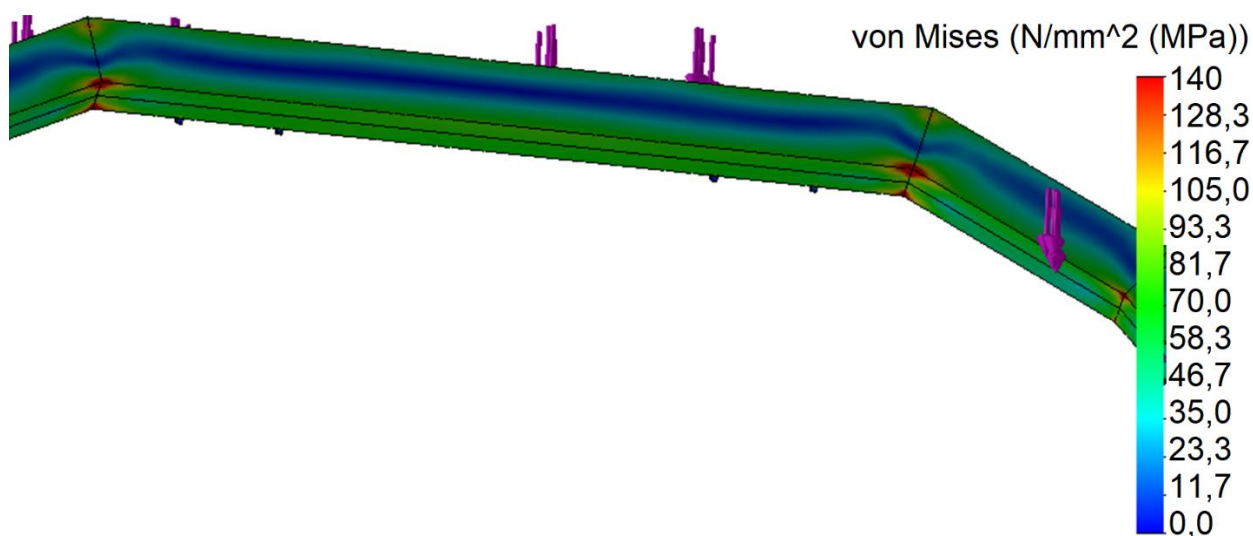


Рис. 1.41. Напруження в місцях зварного шва арки між похилим і горизонтальним швелерами

Звідси випливає, що необхідно визначити параметр арки, збільшивши жорсткість її конструкції за рахунок встановлення підсилювального каркаса в місцях стику швелерів.

Як бачимо, перевірка реальної конструкції арки на міцність показала, що необхідно створити нову конструкцію вузла на основі аналізу напружено-деформованого стану, який в ньому виникає. У більшості випадків під час проектування металоконструкцій, коли визначають їхні параметри (ширину, висоту, товщину, потрібні розміри профілів), особливу увагу приділяють

обчисленню максимальних деформацій та напружень, які там спостерігаються.

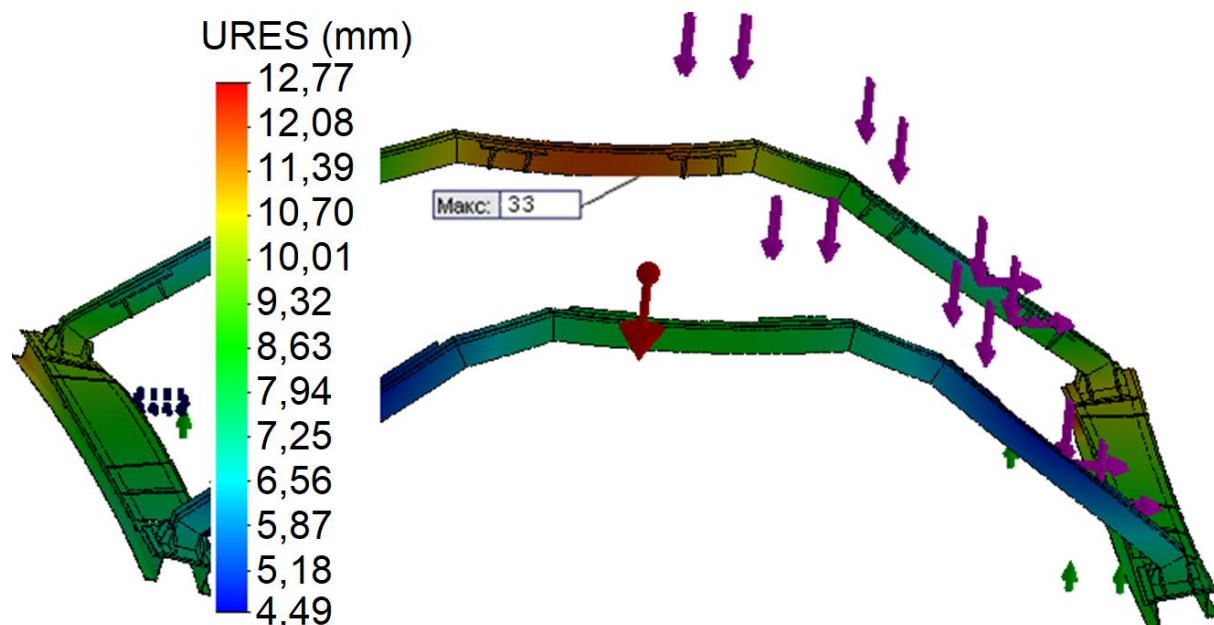


Рис. 1.42. Епюра переміщень арки укладача

У цьому розрахунку скористаємось такими параметрами: рівень максимальних сумарних переміщень у вузлі укладача, рівень максимальної інтенсивності напружень за критерієм Мізеса.

Метод дослідження – скінченно-елементний аналіз засобами програми SolidWorks Simulation на підставі результатів серії обчислювальних експериментів.

Уводимо такі припущення:

1. Арку уявимо як модель, складену з трикутних просторових скінченних елементів. Матеріал її балки ізотропний – сталь проста вуглецева.
2. Граничні умови: на нижніх підгранях опорних роликів заборонено переміщення в напрямку, перпендикулярному до граней; між віссю ролика та повзуном, у місцях кріплення напрямної до арки діє умова «підшипник», яка допускає поворот повзуна, зумовлений вигином металоконструкції від заданого положення; передбачено дію сили власної ваги елементів.

Металоконструкція, з якої виготовлено арку являє собою систему зварених між собою профілів, причому місцях з'єднання швелерів розвиваються сильні напруження, які призводять до великих деформацій і переміщень елементів. Для запобігання руйнуванню конструкції запропоновано посилити каркас арки шляхом додавання металевих пластин завтовшки 10 мм у місцях з'єднання (рис. 1.43). Також на цьому рисунку позначено опорні ролики, встановлені всередині повзунів, у кількості восьми штук (по два на кожен бік повзуна). Ролики мають захищати механізм

переміщення арки від заклинювання, аби зменшення уникнути зниження потужності приводу.

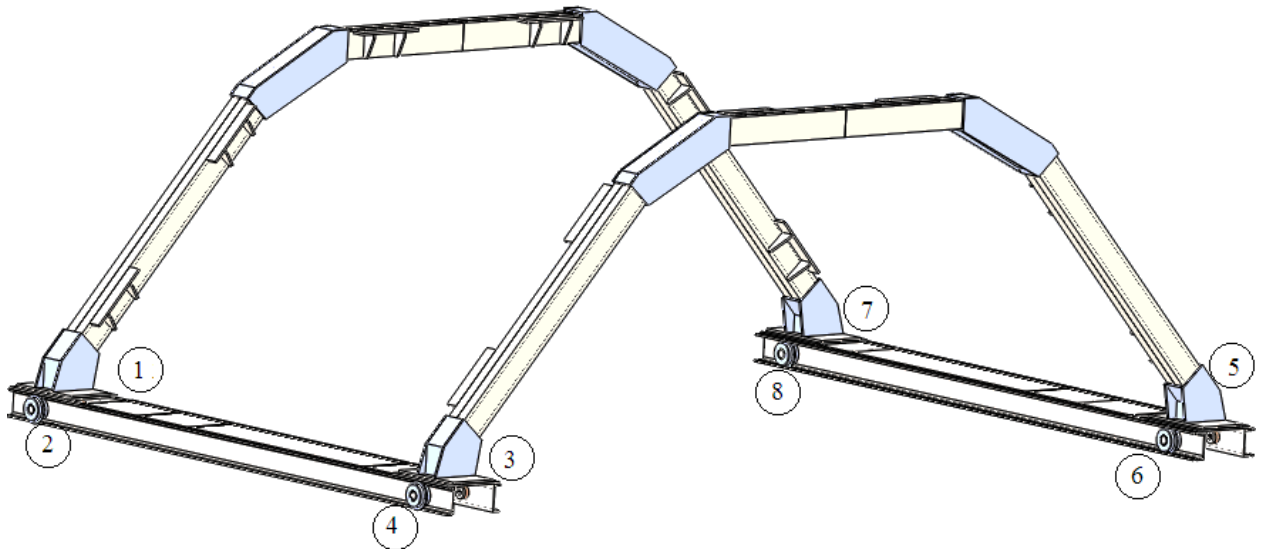


Рис. 1.43. Схема поліпшеної конструкції арки

Для визначення залежності величини напружено-деформованого стану арки нової конструкції від її конструктивних параметрів необхідно провести серію числових експериментів. З цією метою було створено параметричну модель арки, у якій передбачено встановлення опорних пластин там, де можлива концентрація напружень. Під час дослідження було змінено робочі навантаження визначено величини напружено-деформованого стану в конструкції, а саме: максимальні переміщення, коефіцієнт запасу міцності за критерієм Мізеса і величини навантажень на опорні ролики. У результаті аналізу технології ведення робіт було встановлено значущі величини навантажень, а також за літературним джерелом [9] виявлено верхній і нижній рівні цього параметра (табл. 1.14).

Таблиця 1.14

Діапазон зміни робочих навантажень у конструкції арки укладача

№	Параметр	Позначення		Навантаження, Н	
		Передня частина арки	Задня частина арки	Передня частина арки	Задня частина арки
1	2	3	4	5	6
1.	Козирок нижній лівий: засунутий; висунутий	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнлз}}^*$	2190	1260
		$F_{\text{кнлз}(y)}$	$F_{\text{кнлз}(y)}^*$	3210	242
		$F_{\text{кнлв}}$	$F_{\text{кнлв}}^*$	-1580	-3150
		$F_{\text{кнлв}(y)}$	$F_{\text{кнлв}(y)}^*$	-3650	-1080

1	2	3	4	5	6
2.	Козирок нижній правий: засунутий; висунутий	$F_{\text{кнпз}}$ $F_{\text{кнпз}(y)}$ $F_{\text{кнпв}}$ $F_{\text{кнпв}(y)}$	$F_{\text{кнпз}}^*$ $F_{\text{кнпз}(y)}^*$ $F_{\text{кнпв}}^*$ $F_{\text{кнпв}(y)}^*$	2190 3210 -1580 -3650	1260 242 -3150 -1080
3.	Козирок середній: засунутий; висунутий	$F_{\text{кнсз}}$ $F_{\text{кнсв}}$	$F_{\text{кнсз}}^*$ $F_{\text{кнсв}}^*$	1510 2320	593 -248
4.	Балка ліва нижня: засунута; висунута; навантажена	$F_{\text{блнз}}$ $F_{\text{блнв}}$ $F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блнз}}^*$ $F_{\text{блнв}}^*$ $F_{\text{блнн}}^*$	549,68 551,52 540,96	783,51 781,51 781,51
5.	Балка ліва верхня: засунута; висунута; навантажена	$F_{\text{блвз}}$ $F_{\text{блвв}}$ $F_{\text{блвн}}$	$F_{\text{блвз}}^*$ $F_{\text{блвв}}^*$ $F_{\text{блвн}}^*$	549,96 551,52 550,81	783,51 781,51 804,93
6.	Балка права нижня: засунута; висунута; навантажена	$F_{\text{бпнз}}$ $F_{\text{бпнв}}$ $F_{\text{бпнн}}$	$F_{\text{бпнз}}^*$ $F_{\text{бпнв}}^*$ $F_{\text{бпнн}}^*$	549,68 551,52 540,96	783,51 781,51 781,51
7.	Балка права верхня: засунута; висунута; навантажена	$F_{\text{бпвз}}$ $F_{\text{бпвв}}$ $F_{\text{бпвн}}$	$F_{\text{бпвз}}^*$ $F_{\text{бпвв}}^*$ $F_{\text{бпвн}}^*$	549,96 551,52 550,81	783,51 781,51 804,93
8.	Балка ліва середня: засунута; висунута; навантажена	$F_{\text{блсз}}$ $F_{\text{блсв}}$ $F_{\text{блсн}}$	$F_{\text{блсз}}^*$ $F_{\text{блсв}}^*$ $F_{\text{блсн}}^*$	549,68 551,52 550,81	783,51 781,51 804,93
9.	Балка права середня: засунута; висунута; навантажена	$F_{\text{бпсз}}$ $F_{\text{бпсв}}$ $F_{\text{бпсн}}$	$F_{\text{бпсз}}^*$ $F_{\text{бпсв}}^*$ $F_{\text{бпсн}}^*$	549,68 551,52 550,81	783,51 781,51 804,93

Для обмеження обсягу обчислень та досягнення заданої точності результатів було визначено розмір клітинок скінченно-елементної сітки. Під час експерименту цей параметр послідовно зменшувався доти, доки різниця між максимальними еквівалентними напруженнями за критерієм Мізеса у

двох послідовних розрахунках не перевищила 1 %. Цього було досягнуто, коли сталося за розмір клітинок сітки становить 3 мм (рис. 1.44).

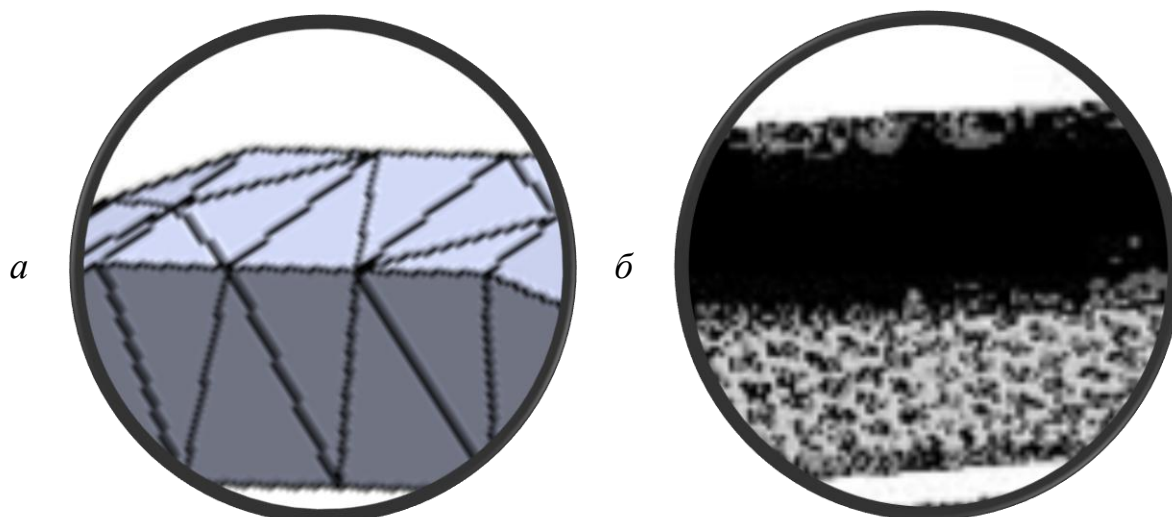


Рис. 1.44. Визначення максимального розміру скінченно-елементної сітки:
 $a - 110$ мм; $b - 3$ мм

У проведенні науково обґрунтованого обчислювального експерименту використовували дані таблиці 1.14. Щоб встановити залежність зміни навантаження на опорні ролики від його циклу, застосували теорію планування дослідження і виконали числовий експеримент. Аби врахувати нелінійність параметрів, скористалися планом експерименту [8] другого порядку, не виконуючи повторних вимірювань (похибку результату обчислення визнали незначною). Оскільки обраний план дослідження потребує визначити кожний фактор відповідно до трьох рівнів, то для побудови квадратичної моделі було складено матрицю обчислень, з використанням прийому чергування знаків. Отже, елементарне дослідження першого фактора повторюється стосовно кожного наступного на нижньому, середньому та верхньому рівнях, при цьому в першому стовпчику матриці знак змінюється через дев'ять символів, у другому через три, а в третьому через один. У матриці значення нижніх, середніх і верхніх рівнів факторів взято з табл. 1.14. Складені в такий спосіб матриці планування експерименту і його результати зведено в табл. 1.15 і 1.16.

Результати моделювання напружено-деформованого стану в елементах арки стосовно третього розрахункового випадку змодельовано на рис. 1.45 і 1.46. Як бачимо на рисунках, максимальні напруження виникають там, де ролик контактує з повзуном. Значення цього параметра не перевищує 95 МПа, при тому, що допустиме становить 110 МПа. Можливе розширення конструкції дорівнює менше 6 мм, за умови, що допустимий люфт може становити 10 мм.

Таблиця 1.15

Планування повнофакторного обчислювального експерименту визначення
НДС в елементах арки тунельного укладача

№	Номер балки						Номер козирка		
	$F_{\text{блнз}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнз}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
1.	$F_{\text{блнз}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнз}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
2.	$F_{\text{блнз}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнз}}$	$F_{\text{кнлв}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
3.	$F_{\text{блнз}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнз}}$	$F_{\text{кнлв}}$	$F_{\text{кнсв}}$	$F_{\text{кнпз}}$
4.	$F_{\text{блнз}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнз}}$	$F_{\text{кнлв}}$	$F_{\text{кнсв}}$	$F_{\text{кнпв}}$
5.	$F_{\text{блнз}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнз}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсв}}$	$F_{\text{кнпз}}$
6.	$F_{\text{блнв}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнз}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсв}}$	$F_{\text{кнпв}}$
7.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнз}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсв}}$	$F_{\text{кнпв}}$
8.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнз}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсв}}$	$F_{\text{кнпз}}$
9.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнз}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсв}}$	$F_{\text{кнпз}}$
10.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвв}}$	$F_{\text{блсв}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнв}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
11.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвн}}$	$F_{\text{блсн}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
12.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвн}}$	$F_{\text{блсн}}$	$F_{\text{блпв}}$	$F_{\text{блпвв}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
13.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвн}}$	$F_{\text{блсн}}$	$F_{\text{блпн}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
14.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвн}}$	$F_{\text{блсн}}$	$F_{\text{блпв}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
15.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвн}}$	$F_{\text{блсн}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
16.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвн}}$	$F_{\text{блсв}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
17.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвн}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
18.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвв}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
19.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
20.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвв}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
21.	$F_{\text{блнн}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
22.	$F_{\text{блнв}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
23.	$F_{\text{блнз}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнн}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$
24.	$F_{\text{блнз}}$	$F_{\text{блвз}}$	$F_{\text{блсз}}$	$F_{\text{блпз}}$	$F_{\text{блпвз}}$	$F_{\text{блпнв}}$	$F_{\text{кнлз}}$	$F_{\text{кнсз}}$	$F_{\text{кнпз}}$

Таблиця 1.16

Результати повнофакторного обчислювального експерименту з визначення
НДС в елементах арки тунельного укладача, Н

№	Номер опори								σ , МПа	Δl , мм
	1	2	3	4	5	6	7	8		
<i>l</i>	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1.	12159	-6404	11180	-827,3	-857,3	11199	-6484,2	12201	90	4,8
2.	8900	-5482,4	13841	-1089,1	-1105,5	12123	-5856,7	10988	95	4,3
3.	3240,2	-413,9	17951	-4469,6	-2862,2	15705	-2501,4	5939,1	93	5,34
4.	2252	365,52	18749	-5005,9	-2221,6	17847	-2638,2	3315,9	97	5,65

Закінчення табл. 1.16

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
5.	5799,9	-392,9	15813	-4923,5	-2691,1	15095	-2854,5	6696,4	95	5,4
6.	2041,5	6853,2	20432	-10327	-2456,4	18937	-1639,1	1734,2	95	5,31
7.	2042,4	-10332	20428	6854,5	-1639	1734,4	-1639	1734,4	96	5,4
8.	5799,2	-392,2	15807	-4928	-2690	15096	-2855,1	6694,2	98	5,96
9.	8897,3	-3883,8	13531	-2405,8	-1716,7	12604	-5126,1	9507	99	5,98
10.	11701	-1547,6	11453	-5458,6	-938,9	11509	-6207,1	11742	95	4,88
11.	11726	-1540,7	11535	-5490,4	-943,34	11518	-6233,7	11786	95	4,89
12.	11531	-5487,7	11729	-1542,6	-943,53	11522	-6231,9	11780	95	4,9
13.	11816	-5419	11704	-1559,9	-940,8	11544	-6280,6	11897	96	4,91
14.	11568	-5507,3	11781	-1559,3	-948,4	11581	-6256,6	11843	96	4,93
15.	11571	-5509,2	11779	-1558,1	-948	11579	-6257,8	11846	97	4,92
16.	11520	-5483,6	11747	-1551,6	-940,45	11555	-6233,9	11806	95	4,9
17.	11523	-5485,6	11744	-1550,6	-940	11553	-6235,1	11809	96	4,91
18.	11475	-5471	11713	-1553	-935,1	11540	-6222	11789	95	4,89
19.	11478	-5472,7	11711	-1553	-934,85	11539	-6222,7	11790	95	4,89
20.	11458	-5460,3	11698	-1547,1	-938,1	11509	-6208,9	11742	94	4,88
21.	11460	-5461,4	11696	-1546,4	-938,3	11506	-6209,4	11745	95	4,88
22.	11458	-5462,7	11704	-1541,2	-938,65	11507	-6209,6	11745	94	4,88
23.	11460	-5461,8	11703	-1542,2	-938,6	11507	-6209,7	11746	94	4,9
24.	11460	-5461,2	11704	-1543,3	-933,44	11515	-6210,7	11744	95	4,9

На рис. 1.47 і 1.48 відображено результати проведеного обчислювального експерименту. Як бачимо, залежність інтенсивності напружень за критерієм Мізеса (рис. 1.47) і максимального розширення (рис. 1.48) свідчать про такі характеристики:

1. У застосуванні до перших десяти розрахункових випадків, коли балки навантажені й не навантажені, а козирьки висунуті або засунуті, розкид значень напруження становить 15 %, а переміщення – 32 %.

2. У ситуації, коли всі козирьки засунуті, навантаження на арку протягом одного циклу роботи укладача стає більш рівномірним і, як наслідок, розкид величин напруження не перевищує 3 %, а переміщення – 1 %.

3. Описані характеристики свідчать про те, що на нерівномірність розподілу навантаження протягом циклу роботи укладача процес монтажу залізобетонних блоків чинить незначний вплив і ним можна знехтувати.

Розгляд різних варіантів розрахункових схем показав, що напруження перебувають на рівні 96 МПа, при цьому розширення конструкції становить $4,88 \pm 0,2$ мм, а похибка апроксимації буде дорівнювати 5 %.

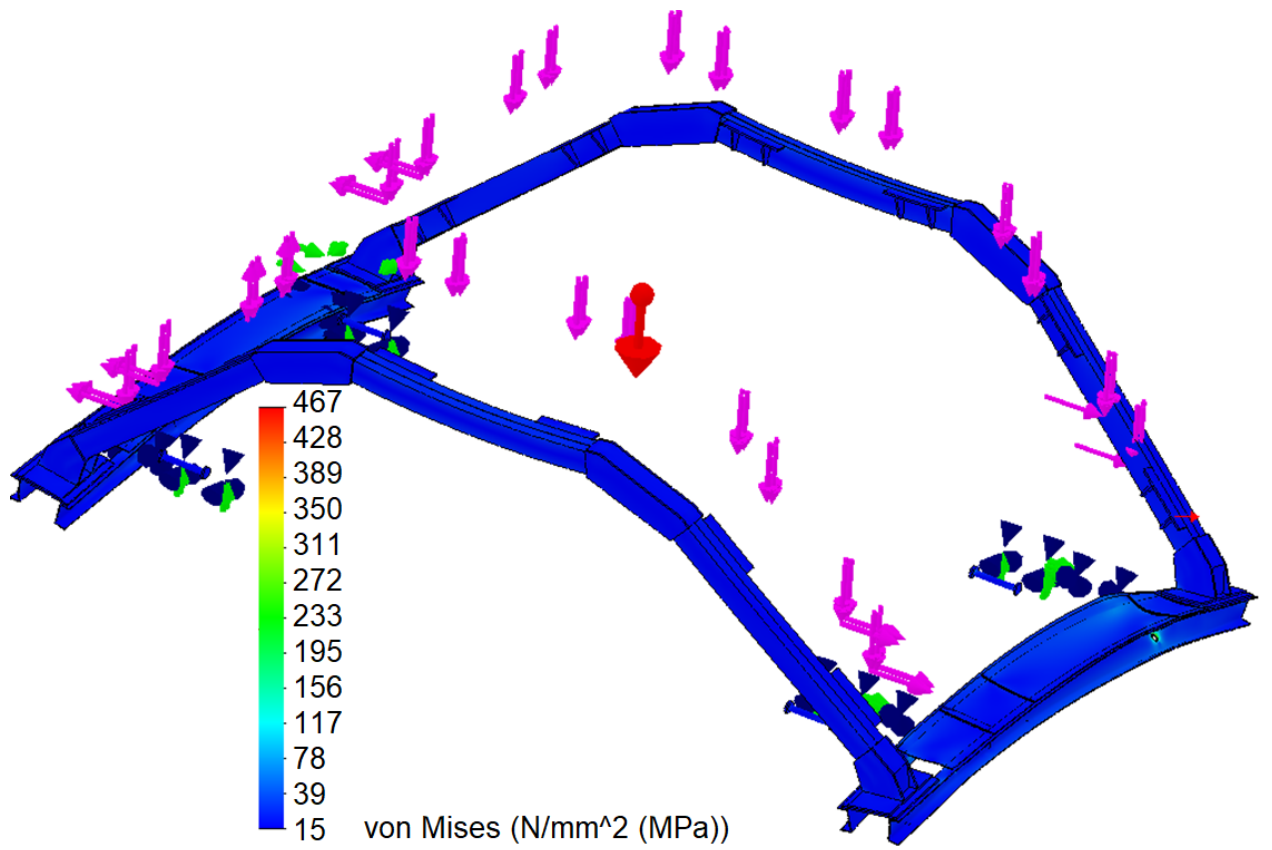


Рис. 1.45. Епюра напружень в елементах арки укладача
(розрахунковий випадок 3)

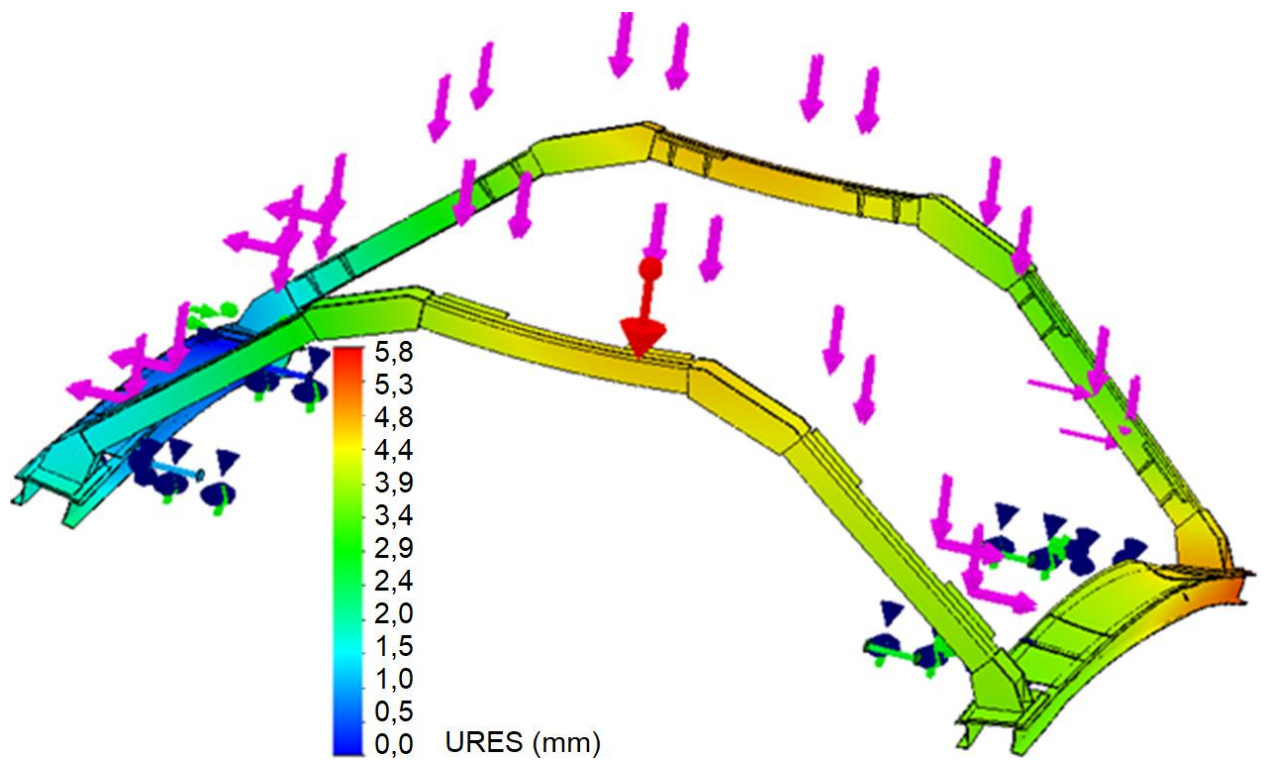


Рис. 1.46. Епюра переміщень елементів арки
(розрахунковий випадок 3)

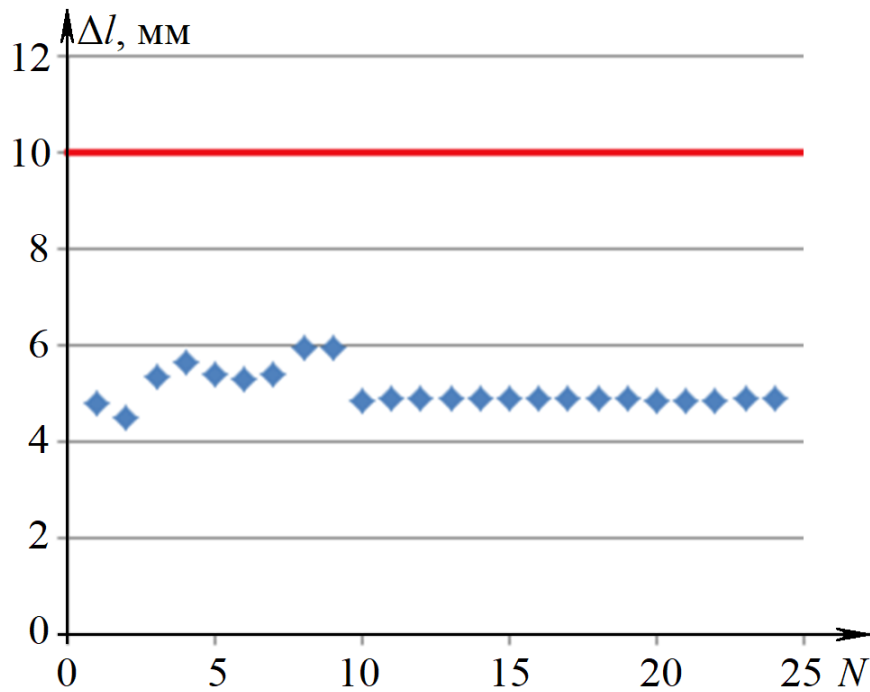


Рис. 1.47. Графік залежності розширення елементів арки від виду навантаження

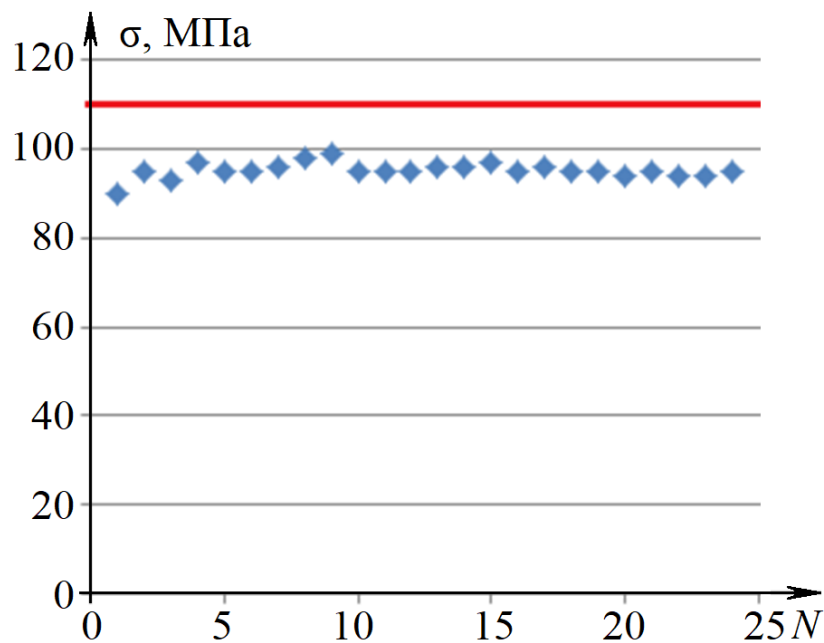


Рис. 1.48. Графік залежності інтенсивності напружень в елементах арки від виду навантаження

Виявимо, яка існує залежність величини сили реакції в ролику від виду навантаження.

Подамо дані таблиці 1.16 в графічній інтерпритації. Тепер, на рис. 1.49 і 1.50 спостерігаємо інтерполяцію значень навантаження на опорні ролики протягом циклу роботи укладача. Як бачимо, найбільш навантаженими є внутрішні передні ролики. При цьому максимально можливе навантаження становить 20432 Н.

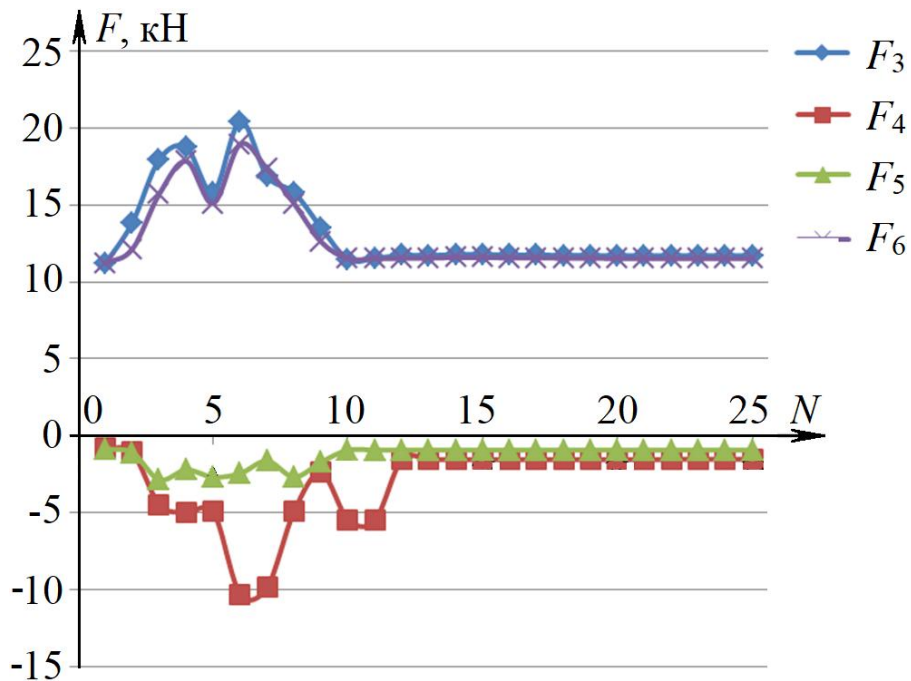


Рис. 1.49. Графічна інтерполяція значень навантаження на передні опорні ролики арки укладача

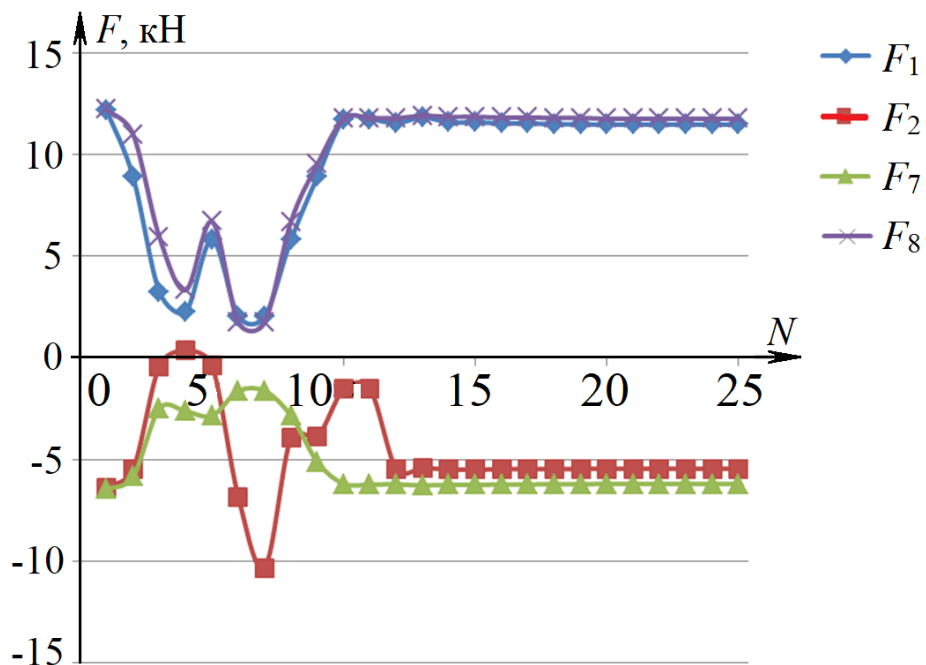


Рис. 1.50. Графічна інтерполяція значень навантаження на задні опорні ролики арки укладача

Максимально можливі реакції на зусилля в опорах відповідають розрахунковому випадку № 7, що відповідає засунутому положенню нижнього лівого козирка, й висунутому двох інших, а також нижню ліву балку навантажено, горизонтальні балки засунуто, а праву верхню засунуто й нижню висунуто. Цей параметр дорівнює 20432 Н і його буде використано в обчисленні параметрів роликів.

Як показують дані рис. 1.49, 1.50, величини реакцій в зовнішніх роликах арки від'ємні. Це означає, що повзун перебуває в перекошеному стані причому його ліва частина перекошена за годинниковою стрілкою, а права – проти. Отже, опорними поверхнями слугують зовнішні частини повзуна (нижні полиці швелера), а внутрішні частини повзуна – це верхні полиці швелера (рис. 1.51). Звідси робимо висновок, що верхню й нижню полиці швелера необхідно зміцнити, встановивши опорні оброблені платики.

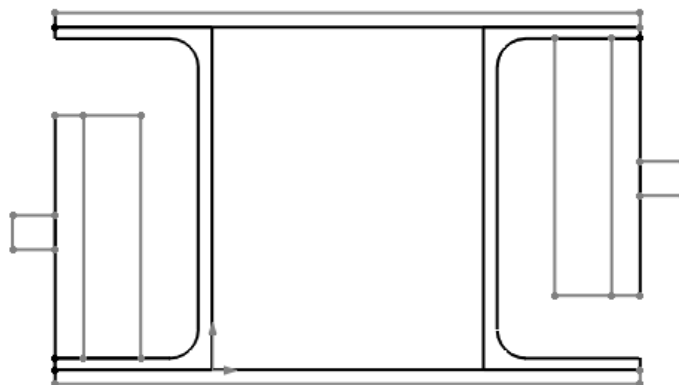


Рис. 1.51. Схема розташування роликів під час переміщення арки

При цьому перекіс повзуна становитиме 1° , а тому висоту напрямної балки визначають з огляду на можливість його незаклинювання. З дотриманням цієї умови цей параметр становитиме 160 мм, що відповідає висоті напрямного швелера 120 мм (рис. 1.52).



Рис. 1.52. Схема розміщення повзуна в напрямній балці арки

Отримані результати досліджень свідчать про правильність запроваджених конструктивних змін у будові арки укладача.

Висновки

Металоконструкція арки являє собою систему зварених між собою профілів, а в місцях стику цих елементів виникають значні напруження, що призводить до великих деформацій і переміщень в структурі пристрою. Аби уникнути руйнування конструкції, було вирішено посилити каркас арки за допомогою металевих пластин товщиною 10 мм у місцях стиків.

З огляду на умови перших десяти розрахункових випадків, коли балки арки навантажені й не навантажені, козирки висунуті або засунуті, розкид величин напруження становить 15 %, а переміщення – 32 %.

У ситуації, коли всі козирки арки засунуті, навантаження на неї стає більш рівномірним протягом циклу роботи і, як наслідок, розкид величин напруження не перевищує 3 %, а переміщення – 1 %.

Такий характер реакції пристрою на зміни навантаження, свідчить про нерівномірність його розподілу протягом циклу роботи, а тому характер процесу укладання залізобетонних блоків чинить незначний вплив на згадану конструкцію і ним можна знехтувати.

Використання різних варіантів розрахункових схем визначення напружень показав, що їхні значення орієнтовно становлять 96 МПа, при цьому розширення конструкції дорівнювало $4,88 \pm 0,2$ мм, а найбільш навантаженими виявились внутрішні передні ролики. Було також помічено, що максимально можливе навантаження становить 20432 Н.

Максимально можливі величини реакції на зусилля в опорах спостерігаються в розрахунковому випадку, відповідному умовам, коли нижній лівий козирок арки засунуто, а два інших висунуто, нижня ліва балка перебуває під навантаженням, горизонтальні балки засунуто, а права верхня балка займає засунуте положення, нижня – висунуте, орієнтовано це 20432 Н.

Як показують дані рис. 1.46 – 1.48, величини реакцій в зовнішніх роликах від'ємні. Отже можна констатувати перекіс повзунів зокрема, лівого за годинниковою стрілкою, а правого неї.

Було зафіксовано, що перекіс повзуна становитиме 1° , а отже, висоту напрямної балки визначають його з умови незаклинювання. З огляду на зроблені допущення максимальна висота цього елемента становитиме 160 мм, що узгоджено висотою напрямного швелера, яка дорівнює 120 мм.

1.5 Параметрична оптимізація ходової частини тунельного укладача

У цьому розділі потрібно визначити важливу залежність між величинами контактних сил на колесах ходової частини укладача і розташуванням його приводу. При цьому було використано методи комп'ютерного математичного моделювання, зокрема скінченно-елементного, що реалізовано засобами програми SolidWorks, а також методи планування багатofакторного обчислювального експерименту.

Ходова частина тунельного укладача УТК-2 складається з двох зварених опор (рис. 1.53), на яких встановлено два приводи його пересування, двох висувних майданчиків для проведення допоміжних робіт і трьох з'єднаних перпендикулярних майданчиків, які слугують для монтажу інших вузлів і виконавчих механізмів укладача. Уся конструкція спирається на чотири колеса, два з яких – привідні, на рис. Введено такі позначення: 1 – права опора; 2 – ліва опора; 3 – з'єднувальні блоки; 4 – напрямні висувних майданчиків; 5 – приводи; 6 – привідні колеса; 7 – холості колеса.

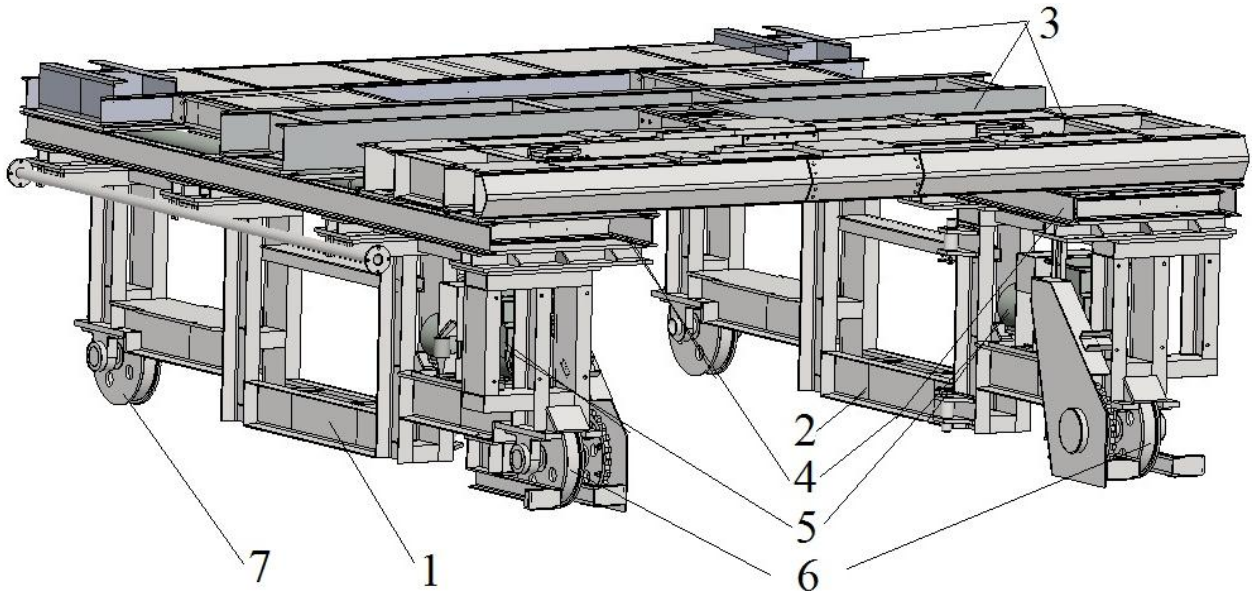


Рис. 1.53. Комп'ютерна модель ходової частини укладача УТК-2

Після аналізу параметрів конструкції було зроблено такі допущення:

1. Ходова частина в комп'ютерній моделі апроксимуються просторовими трикутними скінченними елементами.

2. Матеріал елементів ходової частини визначено, як ізотропний, що має пружні характеристики, тобто модуль пружності, коефіцієнт Пуассона.

3. Вагу ходової частини змодельовано на основі граничної умови у вигляді зосередженої сили, прикладеної до центра мас конструкції.

4. Взаємодія ходової частини з іншими елементами металоконструкції укладача змодельовано відповідно до типу граничної умови типу «розподілена сила».

5. Нерівність рейкової колії змодельовано за допомогою граничної умови типу «на плоских гранях», опора може переміщуватись на 20 мм, що імітує заданий рух об'єкта в напрямку, перпендикулярному до грані.

6. У скінченно-елементній моделі колесо не відображено.

7. В осьовому напрямку конструкцію ходової частини розглядають як абсолютно жорстку.

8. Заборону на переміщення в осьовому напрямку зімітовано згідно з граничною умовою типу «на плоских гранях».

Комп'ютерну модель (рис. 1.53) було створено шляхом висхідного способу проектування, до її складу 510, для цього скористались сучасними засобами комп'ютерного моделювання, що наявні в програмі SolidWorks.

Зокрема розрахунок на міцність конструкції ходової частини було виконано методом скінченних елементів, передбаченим у програмі SolidWorks Simulation. У дослідженні було враховано навантаження, яке сприймає ходова частина, під впливом елементів конструкції, встановлених на ній, а також під дією власної ваги, центр мас якої в процесі роботи не змінює свого положення.

У пакеті прикладних програм SolidWorks Simulation рекомендовано вагу елементів металоконструкції, які перебувають над розраховуваною моделлю, імітувати за допомогою інструменту «дистанційне навантаження». Однак цей інструмент під час розв'язування контактних задач дає значну похибку результатів. Отже, використовуємо цей метод, задаючи навантаження з урахуванням закону розподілу ваги металоконструкції укладача на рамі ходової частини. Далі, скориставшись розрахунковою схемою (рис. 1.54), визначимо навантаження на ходову частину укладача.

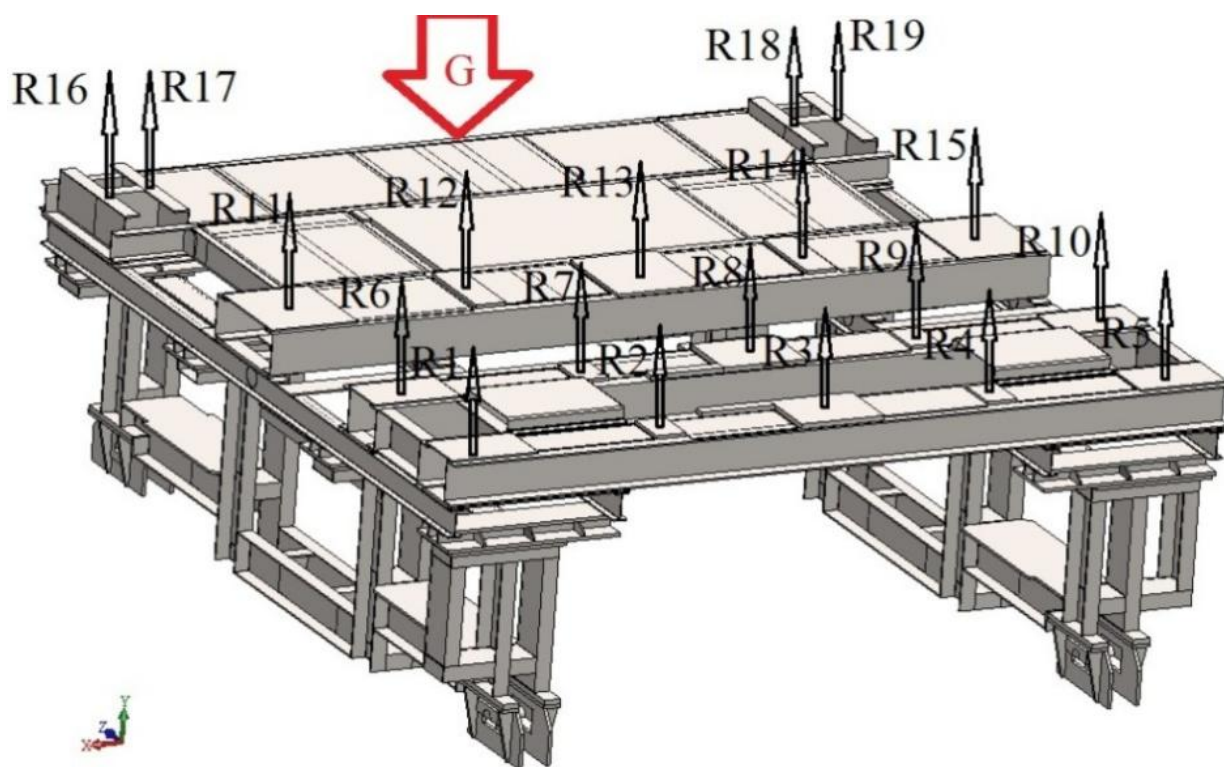


Рис. 1.54. Розрахункова схема обчислення навантажень на ходову частину укладача: G – вага конструкції; R_i – реакція i -тої грані

Аби зменшити обсяг задачі з огляду на потрібну точність обчислення, встановлюємо розмір скінченно-елементної сітки. Під час експерименту крок сітки послідовно зменшувався доти, доки різниця між максимальними величинами еквівалентних напружень за критерієм Мізеса у двох послідовних розрахунках не перевищила 1%. Це відбилось тоді, коли розмір кожного елемента сітки становить 20 мм (рис. 1.55).

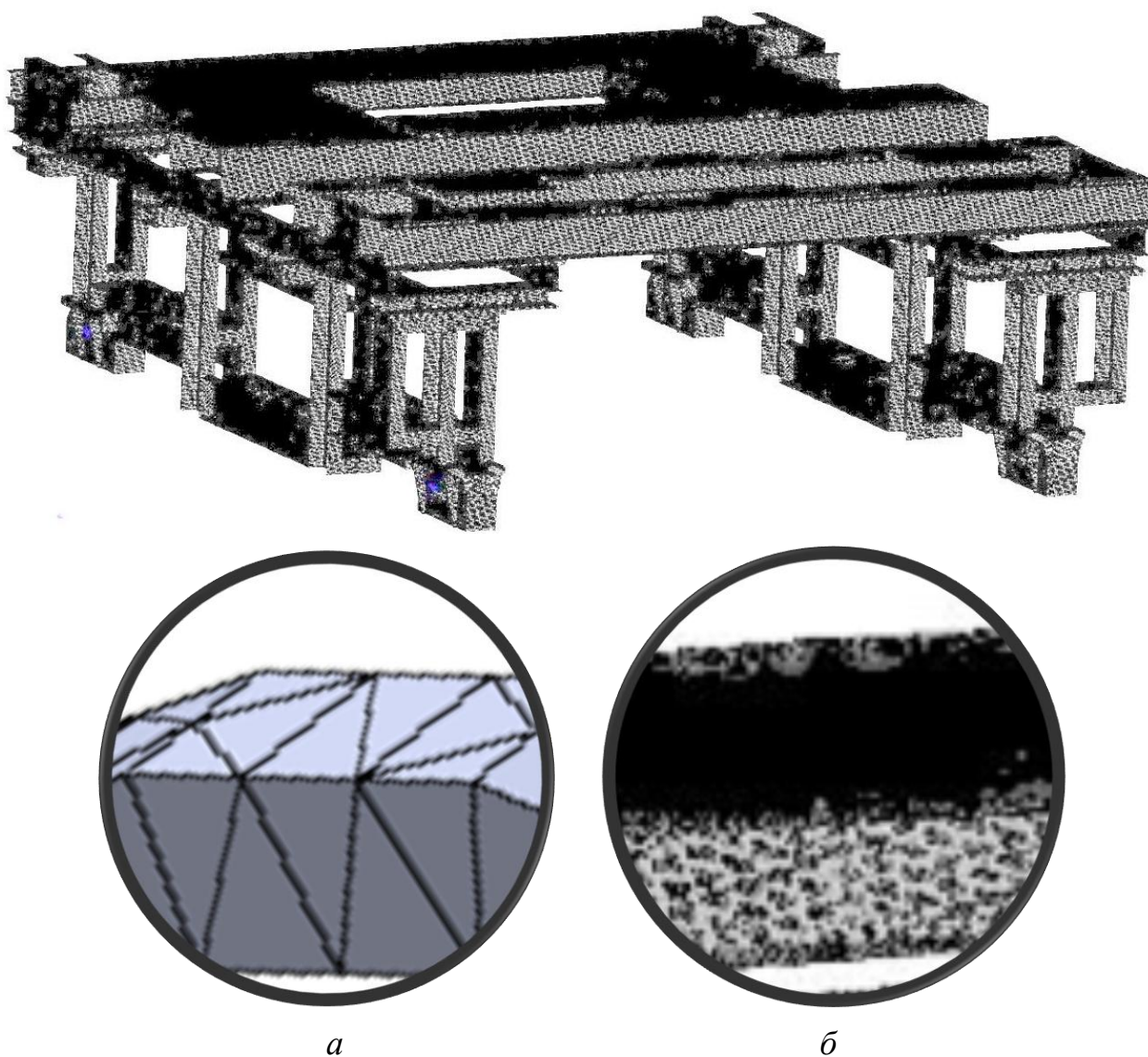


Рис. 1.55. Визначення максимального розміру скінченно-елементної сітки:
 a – 110 мм; b – 20 мм

З урахуванням зазначених умов було проведено числовий експеримент, тобто визначено напружено-деформований стан конструкції. У процесі експерименту було обчислено величини реакції опорних граней на зусилля. Результати експерименту відображено на рис. 1.56, а також зведено в табл. 1.17.

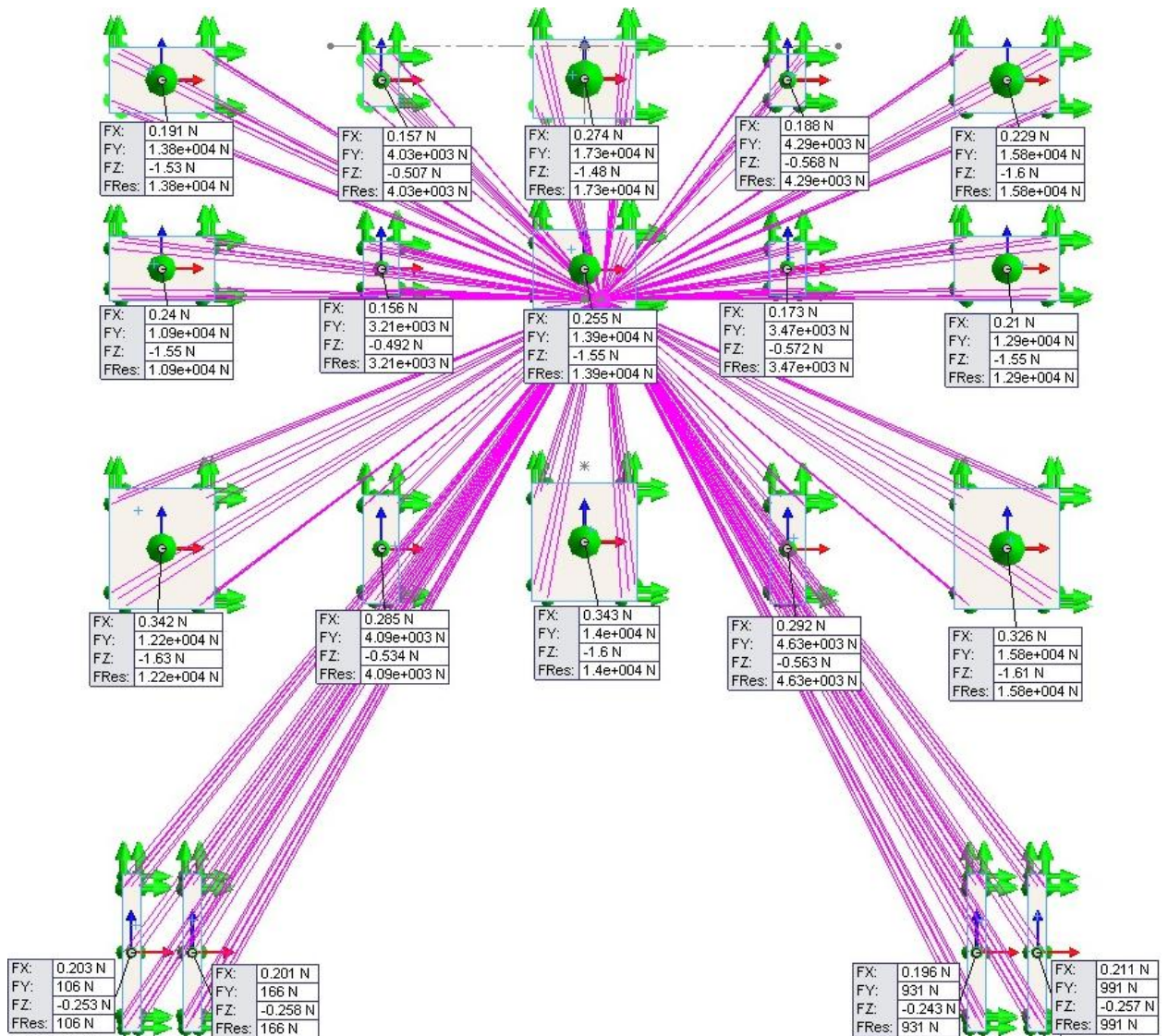


Рис. 1.56. Схема розподілу навантажень на поверхні ходової частини укладача

Таблиця 1.17

Величини реакції на навантаження опорних граней ходової частини укладача

№ пп	Позначення реакції на зусилля	Реакція на зусилля, Н	№ пп	Позначення реакції на зусилля	Реакція на зусилля, Н
1	R_1	15800	11	R_{11}	15800
2	R_2	4290	12	R_{12}	4630
3	R_3	17300	13	R_{13}	14000
4	R_4	4030	14	R_{14}	4090
5	R_5	13800	15	R_{15}	12200
6	R_6	12900	16	R_{16}	991
7	R_7	3470	17	R_{17}	931
8	R_8	13900	18	R_{18}	166
9	R_9	3210	19	R_{19}	106
10	R_{10}	10900			

Величини, подані в цій таблиці, використовують для визначення переміщень елементів укладача і сил реакції, що мають місце в колесах. При цьому задаємо величини навантаження на кожну грань конструкції, узгоджені з реакціям (див. табл. 1.17).

Навантаження, яке чинить встановлене вище конструкція, було обчислено шляхом заміни його на дистанційний вплив. Після аналізу результатів експерименту було складено схему розподілу навантаження на поверхні ходової частини укладача (див. рис. 1.56).

Визначимо вплив нерівності рейкової колії на силу реакції в опорах коліс, для цього використовуємо раніше наведені припущення та комп'ютерну модель ходової частини. Додатково візьмемо до уваги можливість змоделювати розвантаження одного з коліс ходової частини шляхом відміни для нього від граничних умов. Виконаємо числовий експеримент, мета якого встановити згаданий вплив, керуючись складеним планом (табл. 1.18). Результати цього експерименту проілюстровано на рис. 1.57, а також занесено в табл. 1.18.

Таблиця 1.18

Планування та результати числового експерименту

№ пп	Наявність граничної умови на опорі				Величина реакцій на зусилля, Н			
	ПЛ	ПП	ЗЛ	ЗП	ПЛ	ПП	ЗЛ	ЗП
1	–	+	+	+	–	103000	62000	24500
2	+	–	+	+	95400	–	24300	69800
3	+	+	–	+	40300	480000	–	47900
4	+	+	+	–	59700	81300	34400	–

Навантаження, яке чинить встановлене вище конструкція, було обчислено шляхом заміни його на дистанційний вплив. Після аналізу результатів експерименту було складено схему розподілу навантаження на поверхні ходової частини укладача (див. рис. 1.56).

Аналіз даних таблиці показав, що під час розвантаження одного з коліс зусилля на другому ведучому збільшилося тільки на 20 %. Решту навантаження сприйняли холості колеса. Отже, визначення потужності приводу набуває актуальності завданням.

Скориставшись результатами експерименту, поставимо завдання визначимо залежність контактних сил на колесах ходової частини від розташування приводу з урахуванням нерівності рейкової колії. Розрахунок ведеться методом скінченних елементів. Для скінченно-елементного аналізу побудовано розрахункову модель ходової частини укладача та встановлено

такі граничні умови: на нижніх підгранях опорних осей конструкції заборонено переміщення в напрямку, перпендикулярному до граней; між циліндричною поверхнею осей та осетримачами, у місцях кріплення коліс, діє умова типу «підшипник», яка забезпечує поворот ходової частини, пов'язаний з вигином металоконструкції; на майданчики задано величина сили відповідно схемі розподілу навантажень (рис. 1.56); при цьому враховано дію сили власної ваги.

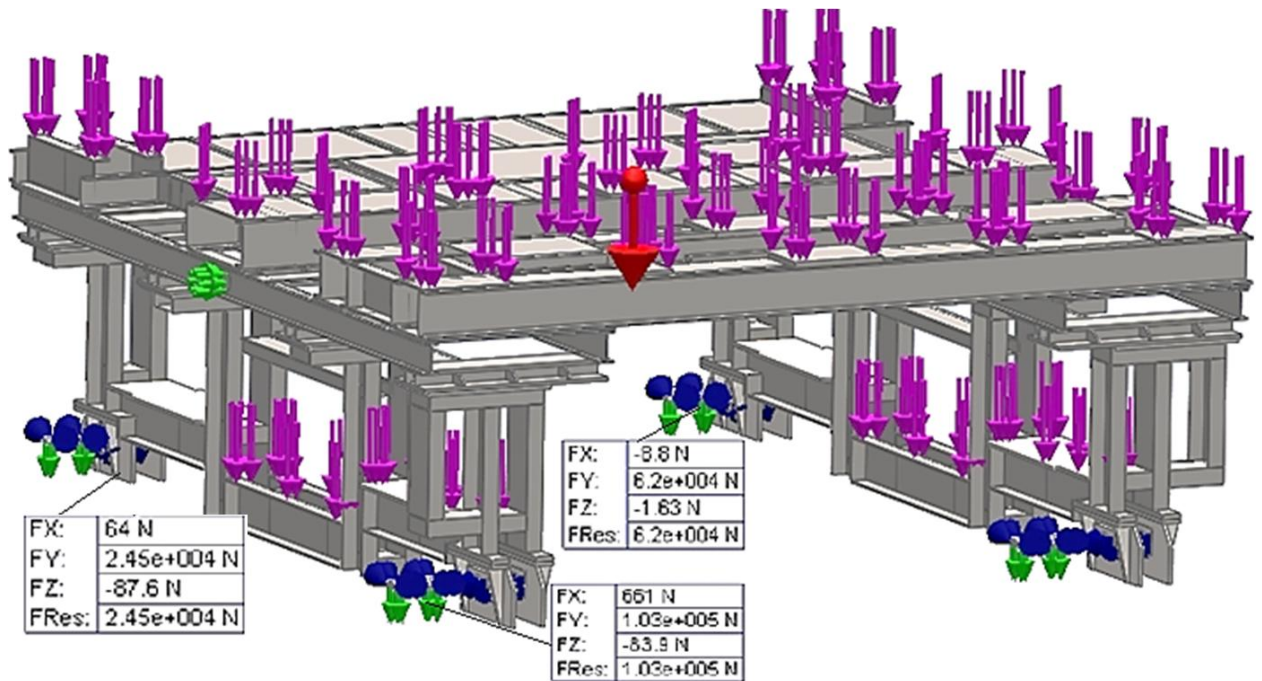


Рис. 1.57. Розрахункова модель ходової частини укладача

Модель побудовано з використанням просторово-твердотілого скінченного елемента, що має 18 ступенів вільності. Матеріалом цього об'єкта визначено просту вуглецеву сталь.

Аби розрахувати переміщення і реакції навантаження на колесах ходової частини укладача, проведемо науково обґрунтований обчислювальний експеримент. Кількість дослідів N у такому експерименті відповідає такому виразу $N = P^n$, де n – кількість факторів; P – число рівнів величин кожного фактора. У нашому випадку $n = 5$; $P = 4$. Тоді має бути така кількість дослідів: $N = 5^4$.

Щоб встановити залежність величин прогину і зусилля реакції на колесах від фактора нерівності рейкової колії, застосовуючи теорію планування, провели числовий експеримент. З метою врахування нелінійності параметрів скористалися планом експерименту другого порядку, де не передбачено повторних вимірювань (при цьому зауважили несуттєвість похибки комп'ютерних обчислень). Оскільки обраний план потребує для

визначення кожного фактора трьох рівнів розрахунку, то аби застосувати квадратичну модель, побудували матрицю планування експерименту, використовуючи чергування знаків, тобто коли елементарне поєднання першого фактора повторюється стосовно кожного наступного на нижньому, середньому і верхньому рівнях. При цьому в першому стовпчику знак змінюється через двадцять сім одиниць, у другому – через дев'ять, у третьому – через три, а в четвертому – через одну. Побудовані таким чином матриці планування і результати обчислювального експерименту внесено в табл. 1.19.

Таблиця 1.19

Планування і результати повнофакторного обчислювального експерименту

Номер досліджу	Фактор				Параметри			
	ПП	ПЛ	ЗП	ЗЛ	РР	РЛ	ЗР	ЗЛ
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>
1.	20	20	20	20	83283,2	75204,9	35834,6	34450,3
2.	20	20	20	10	85913,9	72443,6	32697	40272
3.	20	20	20	0	88544,6	69682,3	26860,7	46093,8
4.	20	20	20	-10	91175,3	66921	21024,3	51915,5
5.	20	20	20	-20	93806	64159,7	15187,9	57737,3
6.	20	20	10	20	80584,3	77905,3	44373,9	28613,9
7.	20	20	10	10	83215	75144	38537,5	34435,6
8.	20	20	10	0	85845,7	72382,7	32701,1	40257,4
9.	20	20	10	-10	88476,4	69621,4	26864,7	46079,2
10.	20	20	10	-20	91107,1	66860	21028,3	51900,9
11.	20	20	0	20	77885,5	80605,6	50214,3	22777,5
12.	20	20	0	10	80516,2	77844,3	44377,9	28599,3
13.	20	20	0	0	83146,9	75083	38541,5	34421
14.	20	20	0	-10	85777,5	72321,9	32705,2	40242,8
15.	20	20	0	-20	88408,2	69560,4	26868,8	46064,5
16.	20	20	-10	20	75186,6	83306	56054,7	16941,1
17.	20	20	-10	10	77817,3	80544,7	50218,4	22762,9
18.	20	20	-10	0	80448	77783,4	44382	28584,6
19.	20	20	-10	-10	83078,7	75022,1	38545,6	34406,4
20.	20	20	-10	-20	85709,4	72260,8	32709,2	40228,2
21.	20	20	-20	20	72487,7	86006,3	61895,2	11104,7
22.	20	20	-20	10	75118,4	83245	56058,8	16926,5
23.	20	20	-20	0	77749,1	80483,7	50222,4	22748,3

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
24.	20	20	-20	-10	80379,8	77722,4	44386	28570
25.	20	20	-20	-20	83010,5	74961,3	38549,7	34391,8
26.	20	10	20	20	74788	83759,5	41233,8	31689
27.	20	10	20	10	77418,6	80998,2	35397,4	37510,7
28.	20	10	20	0	80049,3	78236,9	29561	43332,5
29.	20	10	20	-10	82680	75475,5	23724,6	49154,2
30.	20	10	20	-20	85310,7	72714,3	17888,3	54976
31.	20	10	10	20	72089,1	86459,8	47074,2	25852,6
32.	20	10	10	10	74719,8	83698,5	41237,8	31674,3
33.	20	10	10	0	77350,5	80937,2	35401,5	37496,1
34.	20	10	10	-10	79981,2	78175,9	29565,1	43317,9
35.	20	10	10	-20	82611,8	75414,6	23728,7	49139,6
36.	20	10	0	20	69390,2	89160,2	52914,7	20016,2
37.	20	10	0	10	72020,9	86398,9	47078,3	25838
38.	20	10	0	0	74651,6	83637,6	41241,9	31659,7
39.	20	10	0	-10	77282,3	80876,3	35405,5	37481,5
40.	20	10	0	-20	79913	78115	29569,1	43303,2
41.	20	10	-10	20	66691,4	91860,6	58755,1	14179,8
42.	20	10	-10	10	69322,1	89099,3	52918,7	20001,6
43.	20	10	-10	0	71952,7	86337,9	47082,3	25823,3
44.	20	10	-10	-10	74583,4	83576,7	41246	31645,1
45.	20	10	-10	-20	77214,1	80815,3	35409,6	37466,9
46.	20	10	-20	20	63992,5	94560,9	64595,5	8343,43
47.	20	10	-20	10	66623,2	91799,6	58759,2	14165,2
48.	20	10	-20	0	69253,9	89038,3	52922,8	19987
49.	20	10	-20	-10	71884,6	86277	47086,4	25808,7
50.	20	10	-20	-20	74515,2	83515,9	41250	31630,5
51.	20	0	20	20	66292,7	92314	43934,1	28927,7
52.	20	0	20	10	68923,4	89552,7	38097,8	34749,4
53.	20	0	20	0	71554,1	86791,4	32261,4	40571,2
54.	20	0	20	-10	74184,8	84030,1	26425	46392,9
55.	20	0	20	-20	76815,5	81268,8	20588,6	52214,7
56.	20	0	10	20	63593,8	95014,4	49774,6	23091,3
57.	20	0	10	10	66224,5	92253,1	43938,2	28913
58.	20	0	10	0	68855,2	89491,8	38101,8	34734,8
59.	20	0	10	-10	71485,9	86730,5	32265,4	40556,6

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
60.	20	0	10	-20	74116,6	83969,2	26429	46378,3
61.	20	0	0	20	60895	97714,8	55615	17254,9
62.	20	0	0	10	63525,7	94953,4	49778,6	23076,7
63.	20	0	0	0	66156,4	92192,1	43942,3	28898,4
64.	20	0	0	-10	68787,1	89430,8	38105,9	34720,2
65.	20	0	0	-20	71417,7	86669,5	32269,5	40541,9
66.	20	0	-10	20	58196,1	100415	61455,4	11418,5
67.	20	0	-10	10	60826,8	97653,8	55619,1	17240,3
68.	20	0	-10	0	63457,5	94892,5	49782,7	23062
69.	20	0	-10	-10	66088,2	92131,2	43946,3	28883,8
70.	20	0	-10	-20	68718,9	89369,9	38109,9	34705,6
71.	20	0	-20	20	55497,2	103115	67295,9	5582,14
72.	20	0	-20	10	58127,9	100354	61459,5	11403,9
73.	20	0	-20	0	60758,6	97592,8	55623,1	17225,7
74.	20	0	-20	-10	63389,3	94831,6	49786,8	23047,4
75.	20	0	-20	-20	66020	92070,5	43950,4	28869,2
76.	20	-10	20	20	57797,5	100869	46634,5	26166,4
77.	20	-10	20	10	60428,1	98107,3	40798,1	31988,1
78.	20	-10	20	0	63058,8	95346	34961,7	37809,9
79.	20	-10	20	-10	65689,5	92584,9	29125,4	43631,6
80.	20	-10	20	-20	68320,2	89823,4	23289	49453,4
81.	20	-10	10	20	55098,6	103569	52474,9	20330
82.	20	-10	10	10	57729,3	100808	46638,5	26151,7
83.	20	-10	10	0	60360	98046,4	40802,2	31973,5
84.	20	-10	10	-10	62990,6	95285	34965,8	37795,3
85.	20	-10	10	-20	65621,3	92523,7	29129,4	43617
86.	20	-10	0	20	52399,7	106269	58315,4	14493,6
87.	20	-10	0	10	55030,4	103508	52479	20315,4
88.	20	-10	0	0	57661,1	100747	46642,6	26137,1
89.	20	-10	0	-10	60291,8	97985,4	40806,2	31958,9
90.	20	-10	0	-20	62922,5	95224,1	34969,8	37780,6
91.	20	-10	-10	20	49700,9	108970	64155,8	8657,21
92.	20	-10	-10	10	52331,5	106208	58319,4	14479
93.	20	-10	-10	0	54962,2	103447	52483,1	20300,7
94.	20	-10	-10	-10	57592,9	100686	46646,7	26122,5
95.	20	-10	-10	-20	60223,6	97924,4	40810,3	31944,3

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
96.	20	-10	-20	20	47002	111670	69996,3	2820,83
97.	20	-10	-20	10	49632,7	108909	64159,9	8642,59
98.	20	-10	-20	0	52263,4	106147	58323,5	14464,4
99.	20	-10	-20	-10	54894,1	103386	52487,1	20286,1
100.	20	-10	-20	-20	57524,8	100625	46650,7	26107,9
101.	20	-20	20	20	49302,2	109423	49334,9	23405,1
102.	20	-20	20	10	51932,9	106662	43498,5	29226,8
103.	20	-20	20	0	54563,6	103901	37662,1	35048,6
104.	20	-20	20	-10	57194,3	101139	31825,7	40870,3
105.	20	-20	20	-20	59825	98378,2	25989,3	46692,1
106.	20	-20	10	20	46603,3	112123	55175,3	17568,7
107.	20	-20	10	10	49234	109362	49338,9	23390,4
108.	20	-20	10	0	51864,7	106601	43502,5	29212,2
109.	20	-20	10	-10	54495,4	103840	37666,1	35034
110.	20	-20	10	-20	57126,1	101078	31829,8	40855,7
111.	20	-20	0	20	43904,5	114824	61015,7	11732,3
112.	20	-20	0	10	46535,2	112063	55179,3	17554,1
113.	20	-20	0	0	49165,9	109301	49343	23375,8
114.	20	-20	0	-10	51796,5	106540	43506,6	29197,6
115.	20	-20	0	-20	54427,2	103779	37670,2	35019,3
116.	20	-20	-10	20	41205,6	117524	66856,2	5895,91
117.	20	-20	-10	10	43836,3	114763	61019,8	11717,7
118.	20	-20	-10	0	46467	112002	55183,4	17539,4
119.	20	-20	-10	-10	49097,7	109240	49347	233361,2
120.	20	-20	-10	-20	51728,4	106479	43510,6	29183
121.	20	-20	-20	20	38506,7	120225	72696,6	59,5298
122.	20	-20	-20	10	41137,4	117463	66860,2	5881,28
123.	20	-20	-20	0	43768,1	114702	61023,8	11703,1
124.	20	-20	-20	-10	46398,8	111941	55187,5	17524,8
125.	20	-20	-20	-20	49029,5	109180	49351,1	23346,6
126.	10	20	20	20	91676,4	66709,7	35834,6	37080,9
127.	10	20	20	10	94307,1	63948,4	29998,2	42902,7
128.	10	20	20	0	96937,8	61187,1	24161,8	48724,5
129.	10	20	20	-10	99568,5	58425,8	18325,4	54546,2
130.	10	20	20	-20	102199	55664,5	12489	60368
131.	10	20	10	20	88977,5	69410	41675	31244,6

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
132.	10	20	10	10	91608,2	66648,7	35838,6	37066,3
133.	10	20	10	0	94238,9	63887,4	30002,2	42888,1
134.	10	20	10	-10	96869,6	61126,1	24165,9	48709,9
135.	10	20	10	-20	99500,3	58364,8	18329,5	54531,6
136.	10	20	0	20	86278,7	72110,4	47515,4	25408,2
137.	10	20	0	10	88909,4	69349,1	41679,1	31229,9
138.	10	20	0	0	91540,1	68587,8	35842,7	37051,7
139.	10	20	0	-10	94170,7	63826,5	30006,3	42873,5
140.	10	20	0	-20	96801,4	61065,2	24169,9	48695,2
141.	10	20	-10	20	83579,8	74810,7	53355,9	19571,8
142.	10	20	-10	10	86210,5	72049,4	47519,5	25393,6
143.	10	20	-10	0	88841,2	69288,1	41683,1	31215,3
144.	10	20	-10	-10	91471,9	66526,9	35846,7	37037,1
145.	10	20	-10	-20	94102,6	63768,5	30010,3	42858,8
146.	10	20	-20	20	80880,9	77511,1	59196,3	13735,4
147.	10	20	-20	10	83511,6	74749,8	53359,9	19557,2
148.	10	20	-20	0	86142,3	71988,5	47523,6	25378,9
149.	10	20	-20	-10	88773	69227,3	41687,2	31200,7
150.	10	20	-20	-20	91403,7	66465,9	35850,8	37022,5
151.	10	10	20	20	83181,1	75264,2	38534,9	34319,6
152.	10	10	20	10	85811,8	72502,9	32698,5	40141,4
153.	10	10	20	0	88442,5	69741,6	26862,2	45963,2
154.	10	10	20	-10	92061,4	66980,3	21025,8	51784,9
155.	10	10	20	-20	93703,9	64219	15189,4	57606,7
156.	10	10	10	20	80482,3	77964,6	44375,4	28483,3
157.	10	10	10	10	83113	75203,3	38539	34305
158.	10	10	10	0	85743,6	72442	32702,6	40126,8
159.	10	10	10	-10	88374,4	69680,7	26866,2	45948,5
160.	10	10	10	-20	91005	66919,4	21029,8	51770,3
161.	10	10	0	20	77783,4	80665	50215,8	22646,9
162.	10	10	0	10	80414,1	77903,6	44379,4	28468,6
163.	10	10	0	0	83044,8	75142,4	38543	34290,4
164.	10	10	0	-10	85675,5	72381	32706,7	40112,2
165.	10	10	0	-20	88306,2	69619,7	26870,3	45933,9
166.	10	10	-10	20	75084,5	83365,3	56056,2	16810,5
167.	10	10	-10	10	77715,2	80604	50219,9	22632,3

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
168.	10	10	-10	0	80345,9	77842,7	44383,5	28454
169.	10	10	-10	-10	82976,6	75081,4	38547,1	34275,8
170.	10	10	-10	-20	85607,3	72320,1	32710,7	40097,5
171.	10	10	-20	20	72385,7	86065,6	61896,7	10974,1
172.	10	10	-20	10	75016,4	83304,4	56060,3	16795,9
173.	10	10	-20	0	77647,1	80543	50223,9	22617,6
174.	10	10	-20	-10	80277,8	77781,7	44387,5	28439,4
175.	10	10	-20	-20	82908,5	75020,4	38551,2	34261,2
176.	10	0	20	20	74685,9	83818,8	41235,3	31558,3
177.	10	0	20	10	77316,6	81057,5	35398,9	37380,1
178.	10	0	20	0	79947,3	78296,2	29562,5	43201,9
179.	10	0	20	-10	82578	75534,9	23726,1	49023,6
180.	10	0	20	-20	85208,7	72773,6	17889,7	54845,4
181.	10	0	10	20	71987	86519,1	47075,7	25722
182.	10	0	10	10	74617,7	83757,8	41239,3	31543,7
183.	10	0	10	0	77248,4	80996,5	35403	37365,5
184.	10	0	10	-10	79879,1	78235,2	29566,6	43187,2
185.	10	0	10	-20	82509,8	75473,9	23730,2	49009
186.	10	0	0	20	69288,2	89219,5	52916,2	19885,6
187.	10	0	0	10	71918,8	86458,2	47079,8	25707,3
188.	10	0	0	0	74549,5	83696,9	41243,4	31529,1
189.	10	0	0	-10	77180,2	80935,6	35407	37350,9
190.	10	0	0	-20	79810,9	78174,3	29570,6	43172,6
191.	10	0	-10	20	66589,3	91919,9	58756,6	14049,2
192.	10	0	-10	10	69220	89158,6	52920,2	19871
193.	10	0	-10	0	71850,7	86397,2	47083,8	25692,7
194.	10	0	-10	-10	74481,4	83636	41247,4	31514,5
195.	10	0	-10	-20	77112,1	80874,7	35411,1	37336,3
196.	10	0	-20	20	63890,4	94620,2	64597	8212,83
197.	10	0	-20	10	66521,1	91858,9	58760,6	14034,6
198.	10	0	-20	0	69151,8	89097,6	52924,3	19856,3
199.	10	0	-20	-10	71782,5	86336,4	47087,9	25678,1
200.	10	0	-20	-20	74413,2	83575	41251,5	31499,9
201.	10	-10	20	20	66190,7	92373,4	43935,6	28797
202.	10	-10	20	10	68821,3	89612	38099,3	34618,8
203.	10	-10	20	0	71452	86850,7	32262,9	40440,6

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
204.	10	-10	20	-10	74082,7	84089,4	26426,5	46262,3
205.	10	-10	20	-20	76713,4	81328,1	20590,1	52084,1
206.	10	-10	10	20	63491,8	95073,7	49776,1	22960,7
207.	10	-10	10	10	66122,5	92312,4	43939,7	28782,4
208.	10	-10	10	0	68753,2	89551,1	38103,3	34604,2
209.	10	-10	10	-10	71383,8	86789,8	32266,9	40425,9
210.	10	-10	10	-20	74014,5	84028,5	26430,5	46247,7
211.	10	-10	0	20	60792,9	97774	55616,5	17124,3
212.	10	-10	0	10	63423,6	95012,8	49780,1	22946
213.	10	-10	0	0	66054,3	92251,5	43943,7	28767,8
214.	10	-10	0	-10	68685	89490,1	38107,4	34589,6
215.	10	-10	0	-20	71315,7	86728,8	32271	40411,3
216.	10	-10	-10	20	58094	100474	61456,9	11287,9
217.	10	-10	-10	10	60724,7	97713,1	55620,6	17109,7
218.	10	-10	-10	0	63355,4	94951,8	49784,2	22931,4
219.	10	-10	-10	-10	65986,1	92190,5	43947,8	28753,2
220.	10	-10	-10	-20	68616,8	89429,2	38111,4	34574,9
221.	10	-10	-20	20	55395,2	103175	67297,4	5451,53
222.	10	-10	-20	10	58025,9	100413	61461	11273,3
223.	10	-10	-20	0	60656,6	97652,1	55624,6	17095
224.	10	-10	-20	-10	63287,2	94890,9	49788,2	22916,8
225.	10	-10	-20	-20	65917,9	92129,6	43951,9	28738,6
226.	10	-20	20	20	57695,4	100928	46636	26035,7
227.	10	-20	20	10	60326,1	98166,6	40799,6	31857,5
228.	10	-20	20	0	62956,8	95405,3	34963,2	37679,3
229.	10	-20	20	-10	65587,5	92644	29126,8	43501
230.	10	-20	20	-20	68218,2	89882,8	23290,5	49322,8
231.	10	-20	10	20	54996,5	103628	52476,4	20199,4
232.	10	-20	10	10	57627,2	100867	46640,1	26021,1
233.	10	-20	10	0	60257,9	98105,6	40803,7	31842,9
234.	10	-20	10	-10	62888,6	95344,3	34967,3	37664,6
235.	10	-20	10	-20	65519,3	92583	29130,9	43486,4
236.	10	-20	0	20	52297,7	106329	58316,9	14363
237.	10	-20	0	10	54928,4	103567	52480,5	20184,7
238.	10	-20	0	0	57559	100806	46644,1	26006,5
239.	10	-20	0	-10	60189,7	98044,7	40807,7	31828,3

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
240.	10	-20	0	-20	62820,4	95283,4	34971,3	37650
241.	10	-20	-10	20	49598,8	109029	64157,3	8526,6
242.	10	-20	-10	10	52229,5	106268	58320,9	14348,4
243.	10	-20	-10	0	54860,2	103506	52484,5	20170,1
244.	10	-20	-10	-10	57490,9	100745	46648,2	25991,9
245.	10	-20	-10	-20	60121,6	97983,8	40811,8	31813,6
246.	10	-20	-20	20	46899,9	111729	69997,8	2690,23
247.	10	-20	-20	10	49530,6	108968	64161,4	8511,99
248.	10	-20	-20	0	52161,3	106207	58325	14333,7
249.	10	-20	-20	-10	54792	103445	52488,6	20155,5
250.	10	-20	-20	-20	57422,7	100684	46652,2	25977,3
251.	0	20	20	20	100070	58214,4	33135,7	39711,7
252.	0	20	20	10	102700	55453,1	27299,3	45533,4
253.	0	20	20	0	105331	52692	21462,9	51355,2
254.	0	20	20	-10	107962	49930,5	15626,6	57176,9
255.	0	20	20	-20	110592	47169,2	9790,16	62998,7
256.	0	20	10	20	97370,7	60914,8	38976,1	33875,3
257.	0	20	10	10	100001	58153,5	33139,8	39697
258.	0	20	10	0	102632	55392,2	27303,4	45518,8
259.	0	20	10	-10	105263	52630,9	21467	51340,5
260.	0	20	10	-20	107893	49869,6	15630,6	57162,3
261.	0	20	0	20	94671,9	63615,1	44816,6	28038,9
262.	0	20	0	10	97302,5	60853,9	38980,2	33860,6
263.	0	20	0	0	99933,3	58092,5	33143,8	39682,4
264.	0	20	0	-10	102564	55331,3	27307,4	45504,2
265.	0	20	0	-20	105195	52569,9	21471,1	51325,9
266.	0	20	-10	20	91973	66315,5	50657	22202,5
267.	0	20	-10	10	94603,7	63554,2	44820,6	28024,3
268.	0	20	-10	0	97234,4	60792,9	38984,2	33846
269.	0	20	-10	-10	99865,1	58031,6	33147,9	39667,8
270.	0	20	-10	-20	102496	55270,3	27311,5	45489,5
271.	0	20	-20	20	89274,1	69015,8	56497,5	16366,1
272.	0	20	-20	10	91904,8	66254,5	50661,1	22187,9
273.	0	20	-20	0	94535,5	63493,2	44824,7	28009,6
274.	0	20	-20	-10	97166,2	60732	38988,3	33831,4
275.	0	20	-20	-20	99796,9	57970,6	33151,9	39653,2

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
276.	0	10	20	20	91574,3	66769	35836,1	36950,3
277.	0	10	20	10	94205	64007,7	29999,7	42772,1
278.	0	10	20	0	96835,7	61246,4	24163,3	48593,9
279.	0	10	20	-10	99466,4	58485,1	18326,9	54415,6
280.	0	10	20	-20	102097	55723,8	12490,5	60237,4
281.	0	10	10	20	88875,5	69469,3	41676,5	31114
282.	0	10	10	10	91506,2	66708,1	35840,1	36935,7
283.	0	10	10	0	94136,9	63946,7	30003,7	42757,5
284.	0	10	10	-10	96767,6	61185,4	24167,3	48579,2
285.	0	10	10	-20	99398,2	58424,1	18331	54401
286.	0	10	0	20	86176,6	72169,7	47516,9	25277,6
287.	0	10	0	10	88807,3	69408,4	41680,5	31099,3
288.	0	10	0	0	91438	66647,1	35844,2	36921,1
289.	0	10	0	-10	94068,7	63885,8	30007,8	42742,9
290.	0	10	0	-20	96699,4	61124,5	24171,4	48564,6
291.	0	10	-10	20	83477,8	74870	53357,4	19441,2
292.	0	10	-10	10	86108,4	72108,8	47521	25263
293.	0	10	-10	0	88739,1	69347,4	41684,6	31084,7
294.	0	10	-10	-10	91369,8	66586,1	35848,2	36906,5
295.	0	10	-10	-20	94000,5	63824,8	30011,8	42728,2
296.	0	10	-20	20	80778,9	77570,4	59197,8	13604,8
297.	0	10	-20	10	83409,6	74809,1	53361,4	19426,6
298.	0	10	-20	0	86040,3	72047,8	47525	25248,3
299.	0	10	-20	-10	88670,9	69286,5	41688,7	31070,1
300.	0	10	-20	-20	91301,6	66525,2	35852,3	36891,9
301.	0	0	20	20	83079,1	75323,5	38536,4	34189
302.	0	0	20	10	85709,8	72562,4	32700	40010,8
303.	0	0	20	0	88340,5	69800,9	26863,6	45832,6
304.	0	0	20	-10	90971,1	67039,6	21027,3	51654,3
305.	0	0	20	-20	93601,9	64278,3	15190,9	57476,1
306.	0	0	10	20	80380,2	78023,9	44376,8	28352,7
307.	0	0	10	10	83010,9	75262,6	38540,5	34174,4
308.	0	0	10	0	85641,6	72501,3	32704,1	39996,2
309.	0	0	10	-10	88272,3	69740	26867,7	45817,9
310.	0	0	10	-20	90903	66978,7	21031,3	51639,7
311.	0	0	0	20	77681,4	80724,3	50217,3	22516,3

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
312.	0	0	0	10	80312,1	77963	44380,9	28338
313.	0	0	0	0	82942,7	75201,6	38544,5	34159,8
314.	0	0	0	-10	85573,4	72440,3	32708,1	39981,6
315.	0	0	0	-20	88204,1	69679	26871,8	45803,3
316.	0	0	-10	20	74982,5	83424,6	56057,7	16679,9
317.	0	0	-10	10	77613,2	80663,3	50221,3	22501,7
318.	0	0	-10	0	80243,9	77902	44385	28323,4
319.	0	0	-10	-10	82874,6	75140,7	38548,6	34145,2
320.	0	0	-10	-20	85505,3	72379,4	32712,2	39966,9
321.	0	0	-20	20	72283,6	86125	61898,2	10843,5
322.	0	0	-20	10	74914,3	83363,7	56061,8	16665,3
323.	0	0	-20	0	77545	80602,4	50225,4	22487
324.	0	0	-20	-10	80175,7	77841,1	44389	28308,8
325.	0	0	-20	-20	82806,4	75079,8	38552,6	34130,6
326.	0	-10	20	20	74583,8	83878,1	41236,8	31427,7
327.	0	-10	20	10	77214,5	81116,8	35400,4	37249,5
328.	0	-10	20	0	79845,2	78355,5	29564	43071,3
329.	0	-10	20	-10	82475,9	75594,2	23727,6	48893
330.	0	-10	20	-20	85106,6	72832,9	17891,2	54714,8
331.	0	-10	10	20	71885	86578,4	47077,2	25591,4
332.	0	-10	10	10	74515,7	83817,1	41240,8	31413,1
333.	0	-10	10	0	77146,4	81055,8	35404,4	37234,9
334.	0	-10	10	-10	79777	78294,6	29568,1	43056,6
335.	0	-10	10	-20	82407,7	75533,2	23731,7	48878,4
336.	0	-10	0	20	69186,1	89278,8	52917,6	19755
337.	0	-10	0	10	71816,8	86517,5	47081,3	25576,7
338.	0	-10	0	0	74447,5	83756,2	41244,9	31398,5
339.	0	-10	0	-10	77078,2	80994,9	35408,5	37220,3
340.	0	-10	0	-20	79708,9	78233,6	29572,1	43042
341.	0	-10	-10	20	66487,2	91979,1	58758,1	13918,6
342.	0	-10	-10	10	69117,9	89217,9	52921,7	19740,4
343.	0	-10	-10	0	71748,6	86456,6	47085,3	25562,1
344.	0	-10	-10	-10	74379,3	83695,3	41248,9	31383,9
345.	0	-10	-10	-20	77010	80933,9	35412,6	37205,6
346.	0	-10	-20	20	63788,4	94679,5	64598,5	8082,22
347.	0	-10	-20	10	66419,1	91918,2	58762,1	13904

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
348.	0	-10	-20	0	69049,8	89156,9	52925,8	19725,7
349.	0	-10	-20	-10	71680,5	86395,6	47089,4	25547,5
350.	0	-10	-20	-20	74311,2	83634,3	41253	31369,3
351.	0	-20	20	20	66088,6	92432,6	43937,1	28666,4
352.	0	-20	20	10	68719,3	89671,3	38100,7	34488,2
353.	0	-20	20	0	71350	86910	32264,4	40310
354.	0	-20	20	-10	73980,6	84148,7	26428	46131,7
355.	0	-20	20	-20	76611,3	81387,4	20591,6	51953,5
356.	0	-20	10	20	63389,7	95133	49777,6	22830,1
357.	0	-20	10	10	66020,4	92371,7	43941,2	28651,8
358.	0	-20	10	0	68651,1	89610,4	38104,8	34473,6
359.	0	-20	10	-10	71281,8	86849,1	32268,4	40295,3
360.	0	-20	10	-20	73912,5	84087,8	26432	46117,1
361.	0	-20	0	20	60690,9	97833,4	55618	16993,7
362.	0	-20	0	10	63321,6	95072,1	49781,6	22815,4
363.	0	-20	0	0	65952,2	92310,8	43945,2	28637,2
364.	0	-20	0	-10	68582,9	89549,5	38108,9	34459
365.	0	-20	0	-20	71213,6	86788,2	32272,5	40280,7
366.	0	-20	-10	20	57992	100534	61458,5	11157,3
367.	0	-20	-10	10	60622,7	97772,4	55622,1	16979,1
368.	0	-20	-10	0	63253,4	95011,1	49785,7	22800,8
369.	0	-20	-10	-10	65884,1	92249,8	43949,3	28622,6
370.	0	-20	-10	-20	68514,8	89488,5	38112,9	34444,3
371.	0	-20	-20	20	55293,1	103234	67298,9	5320,91
372.	0	-20	-20	10	57923,8	100473	61462,5	11142,7
373.	0	-20	-20	0	60554,5	97711,5	55626,1	16964,4
374.	0	-20	-20	-10	63185,2	94950,1	49789,7	22786,2
375.	0	-20	-20	-20	65815,9	92188,9	43953,4	28608
376.	-10	20	20	20	108463	49719,2	30436,8	42342,3
377.	-10	20	20	10	111093	46957,9	24600,5	48164,1
378.	-10	20	20	0	113724	44196,6	18764,1	53985,8
379.	-10	20	20	-10	116355	41435,3	12927,7	59807,6
380.	-10	20	20	-20	118986	38674	7091,3	65629,4
381.	-10	20	10	20	105764	52419,5	36277,3	36506
382.	-10	20	10	10	108395	49658,2	30440,9	42327,7
383.	-10	20	10	0	111025	46897	24604,5	48149,5

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
384.	-10	20	10	-10	113656	44135,6	18768,1	53971,2
385.	-10	20	10	-20	116287	41374,3	12931,7	59793
386.	-10	20	0	20	103065	55119,9	42117,7	30669,6
387.	-10	20	0	10	105696	52358,6	36281,3	36491,3
388.	-10	20	0	0	108326	49597,5	30444,9	42313,1
389.	-10	20	0	-10	110957	46836	24608,6	48134,8
390.	-10	20	0	-20	113588	44074,7	18772,2	53956,6
391.	-10	20	-10	20	100366	57820,2	47958,1	24833,2
392.	-10	20	-10	10	102997	55058,9	42121,8	30654,9
393.	-10	20	-10	0	105628	52297,6	36285,4	36476,7
394.	-10	20	-10	-10	108258	49536,4	30449	42298,5
395.	-10	20	-10	-20	110889	46775	24612,6	48120,2
396.	-10	20	-20	20	97667,3	60520,6	53798,6	18996,8
397.	-10	20	-20	10	100298	57759,3	47962,2	24818,6
398.	-10	20	-20	0	102929	54998	42125,8	30640,3
399.	-10	20	-20	-10	105559	52236,7	36289,4	36462,1
400.	-10	20	-20	-20	108190	49475,4	30453,1	42283,8
401.	-10	10	20	20	99967,5	58273,7	33137,2	39581
402.	-10	10	20	10	102598	55512,4	27300,8	45402,8
403.	-10	10	20	0	105229	52751,1	21464,4	51224,6
404.	-10	10	20	-10	107860	49989,8	15628	57046,3
405.	-10	10	20	-20	110490	47228,6	9791,67	62868,1
406.	-10	10	10	20	97268,7	60974,1	38977,6	33744,6
407.	-10	10	10	10	99899,4	58212,8	33141,2	39566,4
408.	-10	10	10	0	102530	55451,5	27304,9	45388,2
409.	-10	10	10	-10	105161	52690,2	21468,5	51209,9
410.	-10	10	10	-20	107791	49929	15632,1	57031,7
411.	-10	10	0	20	94569,8	63674,4	44818,1	27908,3
412.	-10	10	0	10	97200,5	60913,1	38981,7	33730
413.	-10	10	0	0	99831,2	58151,8	33145,3	39551,8
414.	-10	10	0	-10	102462	55390,5	27308,9	45373,6
415.	-10	10	0	-20	105093	52629,3	21472,5	51195,3
416.	-10	10	-10	20	91870,9	66374,8	50658,5	22071,9
417.	-10	10	-10	10	94501,6	63613,5	44822,1	27893,6
418.	-10	10	-10	0	97132,3	60852,2	38985,7	33715,4
419.	-10	10	-10	-10	99763	58090,9	33149,4	39537,2

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
420.	-10	10	-10	-20	102394	55329,6	27313	45358,9
421.	-10	10	-20	20	89172,1	69075,1	56498,9	16235,5
422.	-10	10	-20	10	91802,8	66313,8	50662,6	22057,3
423.	-10	10	-20	0	94433,5	63552,5	44826,2	27879
424.	-10	10	-20	-10	97064,1	60791,2	38989,8	33700,8
425.	-10	10	-20	-20	99694,8	58029,9	33153,4	39522,5
426.	-10	0	20	20	91472,3	66828,3	35837,5	36819,7
427.	-10	0	20	10	94103	64067	30001,2	42641,5
428.	-10	0	20	0	96733,7	61305,7	24164,8	48463,2
429.	-10	0	20	-10	99364,3	58544,4	18328,4	54285
430.	-10	0	20	-20	101995	55783,1	12492	60106,8
431.	-10	0	10	20	88773,4	69528,6	41678	30983,3
432.	-10	0	10	10	91404,1	66767,3	35841,6	36805,1
433.	-10	0	10	0	94034,8	64006	30005,2	42626,9
434.	-10	0	10	-10	96665,5	61244,7	24168,8	48448,6
435.	-10	0	10	-20	99296,2	58483,4	18332,5	54270,4
436.	-10	0	0	20	86074,6	72229	47518,4	25147
437.	-10	0	0	10	88705,3	69467,7	41682	30968,7
438.	-10	0	0	0	91335,9	66706,5	35845,7	36790,5
439.	-10	0	0	-10	93966,6	63945,1	30009,3	42612,2
440.	-10	0	0	-20	96597,3	61183,8	24172,9	48434
441.	-10	0	-10	20	83375,7	74929,3	53358,9	19310,6
442.	-10	0	-10	10	86006,4	72168,1	47522,5	25132,3
443.	-10	0	-10	0	88637,1	69406,8	41686,1	30954,1
444.	-10	0	-10	-10	91267,8	66645,5	35849,7	36775,8
445.	-10	0	-10	-20	93898,5	63884,1	30013,3	42597,6
446.	-10	0	-20	20	80676,8	77629,7	59199,3	13474,2
447.	-10	0	-20	10	83307,5	74868,4	53362,9	19296
448.	-10	0	-20	0	85938,2	72107,1	47526,5	25117,7
449.	-10	0	-20	-10	88568,9	69345,8	41690,2	30939,5
450.	-10	0	-20	-20	91199,6	66584,5	35853,8	36761,2
451.	-10	-10	20	20	82977	75382,8	38537,9	34058,4
452.	-10	-10	20	10	85607,7	72621,5	32701,5	39880,2
453.	-10	-10	20	0	88238,4	69860,2	26865,1	45701,9
454.	-10	-10	20	-10	90869,1	67098,9	21028,8	51523,7
455.	-10	-10	20	-20	93499,8	64337,6	15192,4	57345,5

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
456.	-10	-10	10	20	80278,2	78083,2	44378,3	28222
457.	-10	-10	10	10	82908,8	75322	38542	34043,8
458.	-10	-10	10	0	85539,6	72560,6	32705,6	39865,6
459.	-10	-10	10	-10	88170,3	69799,3	26869,2	45687,3
460.	-10	-10	10	-20	90800,9	67038	21032,8	51509,1
461.	-10	-10	0	20	77579,3	80783,5	50218,8	22385,7
462.	-10	-10	0	10	80210	78022,3	44382,4	28207,4
463.	-10	-10	0	0	82840,7	75261	38546	34029,2
464.	-10	-10	0	-10	85471,4	72499,6	32709,6	39850,9
465.	-10	-10	0	-20	88102,1	69738,4	26873,3	45672,7
466.	-10	-10	-10	20	74880,4	83483,9	56059,2	16549,3
467.	-10	-10	-10	10	77511,1	80722,6	50222,8	22371
468.	-10	-10	-10	0	80141,8	77961,3	44386,4	28192,8
469.	-10	-10	-10	-10	82772,6	75200	38550,1	34014,6
470.	-10	-10	-10	-20	85403,2	72438,7	32713,7	39836,3
471.	-10	-10	-20	20	72181,6	86184,2	61899,7	10712,9
472.	-10	-10	-20	10	74812,3	83423	56063,3	16534,7
473.	-10	-10	-20	0	77443	80661,7	50226,9	22356,4
474.	-10	-10	-20	-10	80073,6	77900,4	44390,5	28178,2
475.	-10	-10	-20	-20	82704,3	75139,1	38554,1	33999,9
476.	-10	-20	20	20	74481,8	83937,4	41238,3	31297,1
477.	-10	-20	20	10	77112,5	81176,2	35401,9	37118,9
478.	-10	-20	20	0	79743,2	78414,8	29565,5	42940,6
479.	-10	-20	20	-10	82373,8	75653,5	23729,1	48762,4
480.	-10	-20	20	-20	85004,5	72892,2	17892,7	54584,2
481.	-10	-20	10	20	71782,9	86637,8	47078,7	25460,7
482.	-10	-20	10	10	74413,6	83876,4	41242,3	31282,5
483.	-10	-20	10	0	77044,3	81115,1	35405,9	37104,3
484.	-10	-20	10	-10	79675	78353,9	29569,6	42926
485.	-10	-20	10	-20	82305,7	75592,6	23733,2	48747,8
486.	-10	-20	0	20	69084	89338,1	52919,1	19624,4
487.	-10	-20	0	10	71714,8	86576,8	47082,7	25446,1
488.	-10	-20	0	0	74345,4	83815,5	41246,4	31267,9
489.	-10	-20	0	-10	76976,1	81054,2	35410	37089,6
490.	-10	-20	0	-20	79606,8	78292,9	29573,6	42911,4
491.	-10	-20	-10	20	66385,2	92038,5	58759,6	13788

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
492.	-10	-20	-10	10	69015,9	89277,2	52923,2	19609,7
493.	-10	-20	-10	0	71646,6	86515,9	47086,8	25431,5
494.	-10	-20	-10	-10	74277,3	83754,6	41250,4	31253,3
495.	-10	-20	-10	-20	76907,9	80993,3	35414	37075
496.	-10	-20	-20	20	63686,3	94738,8	64600	7951,59
497.	-10	-20	-20	10	66317	91977,5	58763,6	13773,4
498.	-10	-20	-20	0	68947,7	89216,2	52927,3	19595,1
499.	-10	-20	-20	-10	71578,4	86454,9	47090,9	25416,9
500.	-10	-20	-20	-20	74209,1	83693,6	41254,5	31238,6
501.	-20	20	20	20	116856	41223,9	27738	44973
502.	-20	20	20	10	119487	38462,6	21901,6	50794,8
503.	-20	20	20	0	122117	35701,3	16065,2	56616,5
504.	-20	20	20	-10	124748	32940	10228,8	62438,3
505.	-20	20	20	-20	127379	30178,7	4392,45	68260,1
506.	-20	20	10	20	114157	43924,3	33578,4	39136,6
507.	-20	20	10	10	116788	41163	27742	44958,4
508.	-20	20	10	0	119418	38401,7	21905,6	50780,2
509.	-20	20	10	-10	122049	35640,4	16069,3	56601,9
510.	-20	20	10	-20	124680	32879,1	10232,9	62423,7
511.	-20	20	0	20	111458	46624,6	39418,8	33300,3
512.	-20	20	0	10	114089	43863,3	33582,5	39122
513.	-20	20	0	0	116720	41102	27746,1	44943,8
514.	-20	20	0	-10	119350	38340,7	21909,7	50765,5
515.	-20	20	0	-20	121981	35579,4	16073,3	56587,3
516.	-20	20	-10	20	108759	49325	45259,3	27463,9
517.	-20	20	-10	10	111390	46563,7	39422,9	33285,6
518.	-20	20	-10	0	114021	43802,6	33586,5	39107,4
519.	-20	20	-10	-10	116651	41041,1	27750,1	44929,2
520.	-20	20	-10	-20	119282	38279,8	21913,8	50750,9
521.	-20	20	-20	20	106060	52025,3	51099,7	21627,5
522.	-20	20	-20	10	108691	49264,2	45263,3	27449,3
523.	-20	20	-20	0	111322	46502,8	39427	33271,1
524.	-20	20	-20	-10	113953	43741,4	33590,6	39092,8
525.	-20	20	-20	-20	116583	40980,1	27754,2	44914,5
526.	-20	10	20	20	108361	49778,5	30438,3	42211,7
527.	-20	10	20	10	110991	47017,2	24601,9	48033,5

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
528.	-20	10	20	0	113622	44255,9	18765,6	53855,2
529.	-20	10	20	-10	116253	41494,6	12929,2	59677
530.	-20	10	20	-20	118883	38733,3	7092,79	65498,8
531.	-20	10	10	20	105662	52478,8	36278,8	36375,3
532.	-20	10	10	10	108293	49717,5	30442,4	42197,1
533.	-20	10	10	0	110923	46956,2	24606	48018,9
534.	-20	10	10	-10	113554	44194,9	18769,6	53840,6
535.	-20	10	10	-20	116185	41433,6	12933,2	59662,4
536.	-20	10	0	20	102963	55179,2	42119,2	30539
537.	-20	10	0	10	105594	52417,9	36282,8	36360,7
538.	-20	10	0	0	108224	49656,6	30446,4	42182,5
539.	-20	10	0	-10	110855	46895,3	24610,1	48004,2
540.	-20	10	0	-20	113486	44134,1	18773,7	53826
541.	-20	10	-10	20	100264	57879,5	47959,6	24702,6
542.	-20	10	-10	10	102895	55118,4	42123,3	30524,3
543.	-20	10	-10	0	105526	52357,1	36286,9	36346,1
544.	-20	10	-10	-10	108156	49595,6	30450,5	42167,9
545.	-20	10	-10	-20	110787	46834,4	24614,1	47989,6
546.	-20	10	-20	20	97565,3	60579,9	53800,1	18866,2
547.	-20	10	-20	10	100196	57818,6	47963,7	24688
548.	-20	10	-20	0	102827	55057,3	42127,3	30509,7
549.	-20	10	-20	-10	105457	52296	36290,9	36331,5
550.	-20	10	-20	-20	108088	49534,7	30454,6	42153,2
551.	-20	0	20	20	99865,5	58333	33138,7	39450,4
552.	-20	0	20	10	102496	55571,7	27302,3	45272,2
553.	-20	0	20	0	105127	52810,4	21465,9	51093,9
554.	-20	0	20	-10	107758	50049,1	15629,5	56915,7
555.	-20	0	20	-20	110388	47287,8	9793,15	62737,5
556.	-20	0	10	20	97166,6	61033,4	38979,1	33614
557.	-20	0	10	10	99797,3	58272,1	33142,7	39435,8
558.	-20	0	10	0	102428	55510,8	27306,4	45257,6
559.	-20	0	10	-10	105059	52749,5	21470	51079,3
560.	-20	0	10	-20	107689	49988,2	15633,6	56901,1
561.	-20	0	0	20	94467,8	63733,8	44819,6	27777,7
562.	-20	0	0	10	97098,4	60972,4	38983,2	33599,4
563.	-20	0	0	0	99729,1	58211,2	33146,8	39421,2

Продовження таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
564.	-20	0	0	-10	102360	55449,9	27310,4	45242,9
565.	-20	0	0	-20	104990	52688,5	21474	51064,7
566.	-20	0	-10	20	91768,9	66434,1	50660	21941,3
567.	-20	0	-10	10	94399,6	63672,8	44823,6	27763
568.	-20	0	-10	0	97030,3	60911,7	38987,2	33584,8
569.	-20	0	-10	-10	99660,9	58150,2	33150,9	39406,6
570.	-20	0	-10	-20	102292	55388,9	27314,5	45228,3
571.	-20	0	-20	20	89070	69134,4	56500,4	16104,9
572.	-20	0	-20	10	91700,7	66373,1	50664	21926,7
573.	-20	0	-20	0	94331,4	63611,9	44827,7	27748,4
574.	-20	0	-20	-10	96962,1	60850,6	38991,3	33570,2
575.	-20	0	-20	-20	99592,8	58089,3	33154,9	39391,9
576.	-20	-10	20	20	91370,2	66887,6	35839	36689,1
577.	-20	-10	20	10	94000,9	64126,3	30002,7	42510,9
578.	-20	-10	20	0	96631,6	61365	24166,3	48332,6
579.	-20	-10	20	-10	99262,3	58603,7	18329,9	54154,4
580.	-20	-10	20	-20	101893	55842,4	12493,5	59976,1
581.	-20	-10	10	20	88671,4	69588	41679,5	30852,7
582.	-20	-10	10	10	91302,1	66826,6	35843,1	36674,5
583.	-20	-10	10	0	93932,8	64065,3	30006,7	42496,3
584.	-20	-10	10	-10	96563,4	61304	24170,3	48318
585.	-20	-10	10	-20	99194,1	58542,7	18334	54139,8
586.	-20	-10	0	20	85972,5	72288,3	47519,9	25016,4
587.	-20	-10	0	10	88603,2	69527	41683,5	30838,1
588.	-20	-10	0	0	91233,9	66765,7	35847,1	36659,9
589.	-20	-10	0	-10	93864,6	64004,4	30010,8	42481,6
590.	-20	-10	0	-20	96495,3	61243,1	24174,4	48303,4
591.	-20	-10	-10	20	83273,6	74988,7	53360,4	19180
592.	-20	-10	-10	10	85904,3	72227,3	47524	25001,7
593.	-20	-10	-10	0	88535	69466,3	41687,6	30823,5
594.	-20	-10	-10	-10	91165,7	66704,8	35851,2	36645,3
595.	-20	-10	-10	-20	93796,4	63943,5	30014,8	42467
596.	-20	-10	-20	20	80574,8	77689	59200,8	13343,6
597.	-20	-10	-20	10	83205,5	74927,7	53364,4	19165,4
598.	-20	-10	-20	0	85836,1	72166,4	47528	24987,1
599.	-20	-10	-20	-10	88466,8	69405,1	41691,6	30808,9

Закінчення таблиці 1.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
600.	-20	-10	-20	-20	91097,5	66643,8	35855,3	36630,6
601.	-20	-20	20	20	82875	75442,1	38539,4	33927,8
602.	-20	-20	20	10	85505,7	72680,8	32703	39749,6
603.	-20	-20	20	0	88136,4	69919,5	26866,6	45571,3
604.	-20	-20	20	-10	90767	67158,2	21030,3	51393,1
605.	-20	-20	20	-20	93397,7	64396,9	15193,9	57214,9
606.	-20	-20	10	20	80176,1	78142,5	44379,8	28091,4
607.	-20	-20	10	10	82806,8	75381,2	38543,4	33913,2
608.	-20	-20	10	0	85437,5	72619,9	32707,1	39735
609.	-20	-20	10	-10	88068,2	69858,6	26870,7	45556,7
610.	-20	-20	10	-20	90698,9	67097,3	21034,3	51378,5
611.	-20	-20	0	20	77477,2	80842,9	50220,3	22255,1
612.	-20	-20	0	10	80107,9	78081,6	44383,9	28076,8
613.	-20	-20	0	0	82738,6	75320,3	38547,5	33898,6
614.	-20	-20	0	-10	85369,3	72558,9	32711,1	39720,3
615.	-20	-20	0	-20	88000	69797,6	26874,7	45542,1
616.	-20	-20	-10	20	74778,4	83543,2	56060,7	16418,7
617.	-20	-20	-10	10	77409,1	80781,9	50224,3	22240,4
618.	-20	-20	-10	0	80039,8	78020,8	44387,9	28062,2
619.	-20	-20	-10	-10	82670,5	75259,3	38551,6	33884
620.	-20	-20	-10	-20	85301,1	72498	32715,2	39705,7
621.	-20	-20	-20	20	72079,5	86243,6	61901,1	10582,3
622.	-20	-20	-20	10	74710,2	83482,3	56064,8	16404,1
623.	-20	-20	-20	0	77340,9	80720,9	50228,4	22225,8
624.	-20	-20	-20	-10	79971,6	77959,7	44392	28047,6
625.	-20	-20	-20	-20	82602,3	75198,4	38555,6	33869,3

Аби оцінити вплив фактора нерівності рейкової колії на зміну контактного зусилля між колесом і рейкою, побудували графіки залежностей між цими явищами, показані на рис. 1.58. Тут попарно використовували незалежні параметри в діапазоні їхньої зміни (допустиме відхилення, потрібне на монтаж під кожним колесом, має становити від -20 мм до +20 мм), це відповідає реальній кривизні рейкової колії. Проаналізувавши дані названих рисунків, нижче виділимо найбільш характерні для залежності:

– Максимальне контактне зусилля виникає на передніх колесах. Це спричинено зміщенням центра мас конструкції в бік коліс.

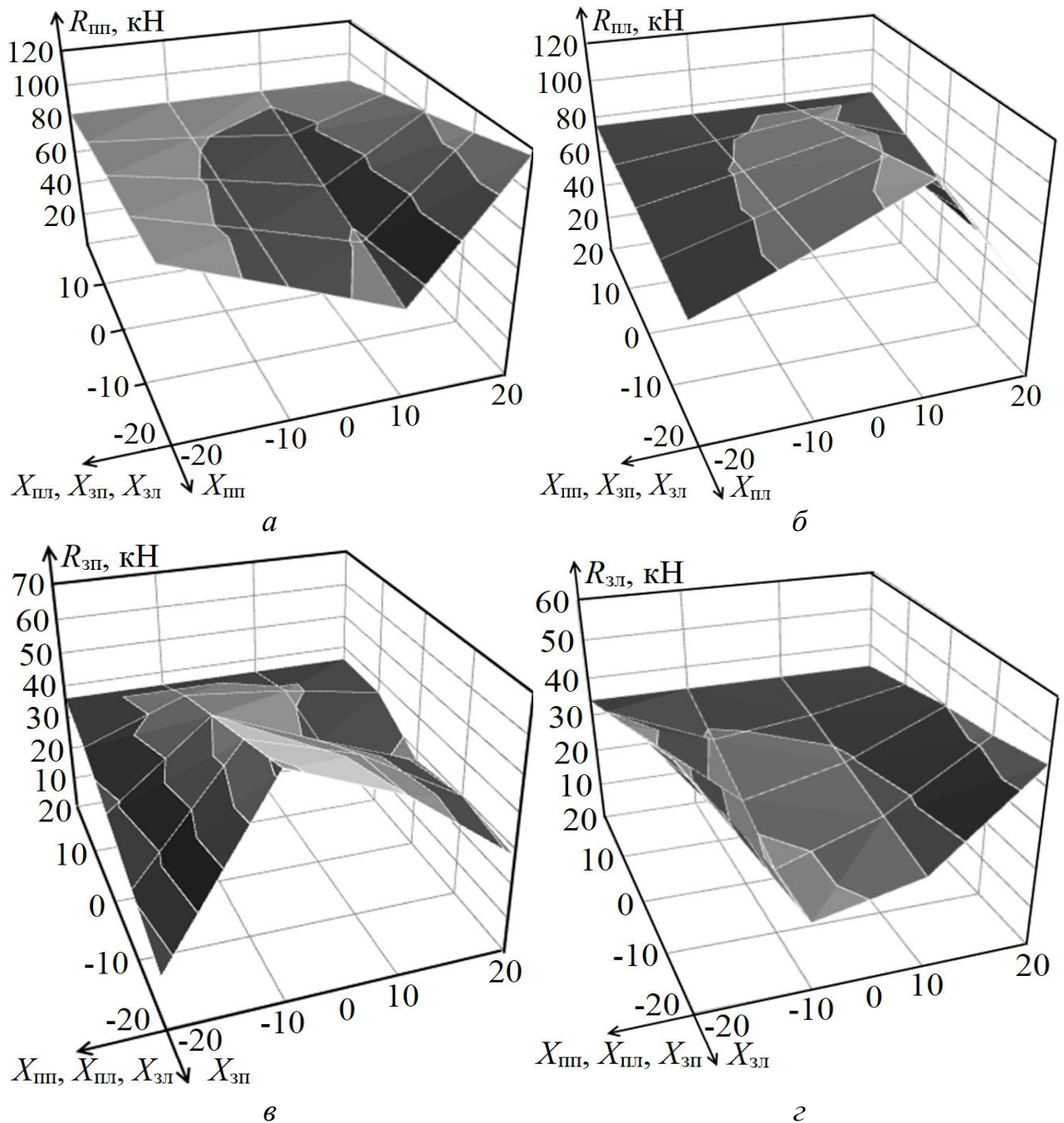


Рис. 1.58. Візуалізація впливу параметра прогину рейкової колії на сумарну величину зусилля реакцій передній правій опорі (а), передній лівій (б), задній правій (в), задній лівій (г)

– Характер зміни контактної сили в передній лівій і задній правій опорах ідентичний. Аналогічна закономірність між передньою правою і задньою лівою опорами.

– Зусилля в передній правій опорі змінюється в діапазоні 40 – 121 кН.

– Максимальне зусилля, що дорівнює 121 кН і виникає в передній правій опорі, досягається тоді, коли допустиме відхилення для проведення монтажу на задній правій опорі дорівнює +20 мм, на задній лівій опорі становить –20 мм, а на передній лівій +20 мм і на передній правій –20 мм.

– Мінімальна величина зусилля, що дорівнює 40 кН і виникає в передній правій опорі досягається тоді, коли допустиме відхилення для проведення монтажу на задній правій опорі дорівнює –20 мм, на задній лівій становить +20 мм, а на передній лівій –20 мм і на передній правій +20 мм.

– Зусилля в передній лівій опорі змінюється в діапазоні 30 – 120 кН.

– Максимальне зусилля, що дорівнює 120 кН і виникає в передній лівій опорі досягається тоді, коли допустиме відхилення для проведення монтажу на задній правій опорі дорівнює +20 мм, на задній лівій становить –20 мм, а на передній лівій +20 мм і на передній правій –20 мм.

– Мінімальна величина зусилля, що дорівнює 30 кН виникає в передній лівій опорі, досягається тоді, коли відхилення, що допускається для монтажу, на задній правій опорі дорівнює +20 мм, на задній лівій становить –10 мм, а на передній лівій +20 мм і на передній правій –20 мм.

– Зусилля в задній лівій опорі змінюється в діапазоні 14 – 60 кН.

– Максимальне зусилля, що дорівнює 60 кН і виникає в задній лівій опорі, досягається тоді, коли допустиме відхилення для виконання монтажу на задній правій опорі дорівнює +20 мм, на задній лівій опорі становить –20 мм, а на передній лівій +20 мм і на передній правій +10 мм.

– Мінімальне значення зусилля, що дорівнює 14 кН і виникає в задній лівій опорі досягається тоді, коли допустиме відхилення для виконання монтажу на задній правій опорі дорівнює –10 мм, на задній лівій опорі становить +20 мм, а на передній лівій –20 мм і на передній правій –10 мм.

– Зусилля в задній правій опорі змінюється в діапазоні 12 – 64 кН.

– Максимальне зусилля, що дорівнює 64 кН, що виникає в задній правій опорі досягається за умови, коли допустиме відхилення для виконання монтажу на задній правій опорі дорівнює –20 мм, на задній лівій опорі становить +20 мм, а на передній лівій –20 мм і на передній правій –10 мм.

– Мінімальне значення зусилля, що дорівнює 12 кН і виникає в задній правій опорі, досягається за умови, коли допустиме відхилення для виконання монтажу на задній правій опорі дорівнює +20 мм, на задній лівій опорі –20 мм, а на передній лівій +20 мм і на передній правій +10 мм.

Для подальшої роботи ведемо безрозмірний параметр η – на позначення величини відносного зчеплення, описавши величину такого залежності:

$$\eta_i = 4R_i Q,$$

де Q – вага укладача, Н;

R_i – нормальна реакція на колесі, Н.

Визначимо крайні значення діапазону величин відносного зчеплення всіх коліс укладача. Результати зведемо в табл. 1.20.

Таблиця 1.20

Діапазон зміни величин відносного зчеплення коліс укладача

$\eta_{\text{оп.р.}}$	min	max
$\eta_{\text{пп}}$	0,64	1,94
$\eta_{\text{пл}}$	0,48	1,92
$\eta_{\text{зп}}$	0,19	1,02
$\eta_{\text{зл}}$	0,22	0,96

Проаналізувавши дані таблиці, встановлюємо такі залежності:

– Через те, що центр мас укладача зміщений відносно осі симетрії в бік передніх коліс на 1000 мм, то доцільно встановлювати його привід на передніх колесах;

– За умови, коли допустиме відхилення для проведення монтажу рейкової колії ± 20 мм, то нормальні реакції зусилля відносного зчеплення на передніх колесах змінюються в діапазоні 0,48 – 1,94 кН, причому мінімального свого значення вони досягають тоді, коли допустиме відхилення на монтажну задню праву дорівнює +20 мм, на задню ліву – 10 мм, на передню ліву +20 мм і на передню праву –20 мм;

– Припустивши, що зчіпна вага передніх коліс змінюється в діапазоні 30 – 121 кН, то за розрахункову під час вибору параметрів двигуна рекомендовано брати зчіпну вагу, що дорівнює 30 кН.

Отже, як показує аналіз результатів обчислювального експерименту, існує можливість побудувати раціональну схему розташування приводу тунельного укладача.

1.6 Загальні висновки до розділу

1. На базі створених на першому етапі опису метаструктур варіантів побудови перспективних конструкції маніпулятора тунельного укладача було розроблено метамоделі базових конструкцій, параметрична оптимізація яких дозволяє змодельовати більш деталізовані конструкції та підтвердити їхню роботоздатність шляхом проведення перевірних розрахунків.

2. Результати моделювання показали, що всі основні компоненти тунельного укладача забезпечують необхідний рівень функціональності. Проте, були виявлені можливості для покращення конструкції маніпулятора, що може знизити загальні витрати енергії та підвищити точність позиціонування.

2 РОЗРОБКА МЕТАМОДЕЛІ ДЛЯ ГОМОГЕННИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ

2.1 Опис структури метамоделі

Для детального дослідження функцій описаних вище пристроїв необхідно створити їхні механічні моделі [4]. Аби не займатись моделлю кожного об'єкта окремо, доцільно з огляду на їхню однорідність розробити метамодель пристрою з гідравлічним приводом, яка ніби генерує в собі всі механічні моделі таких об'єктів.

Як і було передбачено в основі метамоделі маємо узагальнення математичну форму всіх схожих пристроїв [20], яку аналітично можна виразити таким чином:

$$M\ddot{x} = F_{\text{п}}(\dot{x}) + F_{\text{а}}(\dot{x}, t),$$

де M – точкова маса, еквівалентна масі всіх поступально переміщуваних частин пристрою;

x – узагальнена координата поступального переміщення маси M ($\ddot{x} \equiv d^2 x/dt^2$);

$F_{\text{п}}$ – узагальнена сила опору елементів пристрою;

$F_{\text{а}}$ – узагальнена активна сила.

Поставимо завдання – знайти таку величину сили $F_{\text{а}}$, прикладання якої створювало б можливість переміщувати точкову масу M на відстань L протягом мінімального часу. Інакше кажучи, оптимізувавши цей параметр, забезпечуємо підвищення продуктивності праці під час укладання елементів оправи тунелю, дотримуючись умов міцності й жорсткості частин пристрою.

У методі раціонального проектування однорідних пристроїв укладача використовуються створені механічні моделі кожного з них. Моделі складаються з трьох підсистем, які послідовно взаємодіють одна з одною. Кожна підсистема виконує своє завдання (рис. 2.1).

Розглянемо кожен з підсистем моделювання конструкцій.

2.2 Узагальнена кінематична модель пристроїв

Перед потрібною побудовою дослідимо аналітичну модель переміщення точкової маси M , врахувавши задане обмеження для величини прискорення a^* .

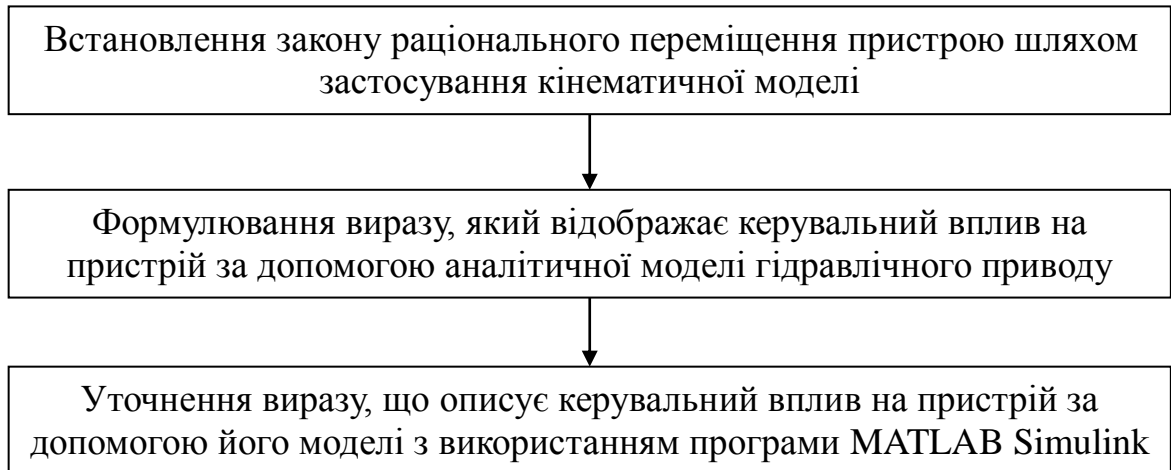


Рис. 2.1. Послідовність створення механічної моделі проектування однорідних пристроїв укладача

Нехай задані величини сил дорівнюють F_a і F_n , тоді матеріальна точка буде переміщуватися за певним законом, що відповідає функції $x(t)$. Під час поступального переміщення точкової маси на відстань L припускаємо, що її розгін і гальмування буде тривати кількість часу $0,5T$, а це створює мінімальне прискорення на ділянках, де воно має місце. Оскільки мінімальне значення функції мети оптимізаційної задачі відповідає мінімально можливому часу підйому точкової маси, то для розрахунку тривалості t досягнення нею заданого місця необхідно ввести функцію $t(x)$, обернену функції $x(t)$. Тоді час підйому точкової маси на висоту L $T = t(L)$.

Передбачається, що на початку і наприкінці підйому точкової маси удару не відбувається, тобто його швидкість \dot{x} дорівнює нулю.

З погляду математики вищеописана оптимізаційна задача полягає в тому, аби розв'язати таке відношення:

$$\text{знайти } x^* : \|x^*\| = \min_{x \in X} \|x\|,$$

тут обернена до $x(t)$ функція $\|x\| = x^{\text{inv}}(L)$, $x^{\text{inv}} = t(x)$;

X – допустима множина функцій, похідна яких симетрична відносно значення часу $0,5T$ $[T = x^{\text{inv}} L]$, що задовольняє такі умови:

$$|\ddot{x}| \leq a^*; \quad x(0) = 0; \quad x(T) = L; \quad \dot{x}(0) = \dot{x}(T) = 0.$$

Потрібно знайти таке значення функції $x(t)^*$, норма якої, тобто відповідний їй час руху об'єкта, до точки L , буде мінімальним порівняно з нормою значень решти допустимих функцій Y .

Для спрощення аналізу оптимізаційної задачі та зменшення кількості задіяних у ній величин уведемо такі безрозмірні змінні:

$$\xi = x/L; \quad \tau = t\sqrt{a^*/L}.$$

Тепер символ Y позначає допустиму множину безрозмірних функцій, що відповідають іншій множині X , з урахуванням таких умов:

$$|\alpha| \leq 1; \tag{2.1}$$

$$\xi(0) = 0; \tag{2.2}$$

$$\xi(k) = 1; \tag{2.3}$$

$$\omega(0) = \omega(k) = 0, \tag{2.4}$$

тут $\omega(\tau) \equiv \frac{d\xi}{d\tau} \equiv \xi'(\tau)$; $\alpha(\tau) \equiv \xi''(\tau)$; $k = T\sqrt{\frac{a^*}{L}}$.

Оберемо п'ять елементарних функцій для характеристики безрозмірних значень прискорення руху об'єкта.

1) Косинусоїдальна функція.

Вирази, що описують безрозмірні значення прискорення і швидкості руху об'єкта мають такий вигляд:

$$\alpha(\tau)_1 = \cos\left(\frac{\pi\tau}{k_1}\right); \quad \omega(\tau)_1 = \frac{k_1}{\pi} \sin\left(\frac{\pi\tau}{k_1}\right)$$

і відповідають умовам (2.1) та (2.4), якщо $0 \leq \tau \leq k_1$. Після інтегрування маємо такі вирази:

$$\xi(\tau)_1 = -\frac{k_1^2}{\pi^2} \cos\left(\frac{\pi\tau}{k_1}\right) + C_1.$$

З урахуванням умови (2.2) $C_1 = k_1^2/\pi^2$, а умови (2.3) – $k_1 = \pi/\sqrt{2}$.

Решту функцій формалізовано в наступних пунктах.

2) П-подібна функція

$$\alpha(\tau)_2 = \begin{cases} 1, & \tau < 0,5k_2 \\ -1, & \tau \geq 0,5k_2 \end{cases}, \text{ де } 0 \leq \tau \leq k_2.$$

3) Лінійна функція

$$\alpha(\tau)_3 = 1 - \frac{2\tau}{k_3}, \text{ де } 0 \leq \tau \leq k_3.$$

4) Синусоїдальна функція

$$\alpha(\tau)_4 = \sin \frac{2\pi\tau}{k_4}, \text{ де } 0 \leq \tau \leq k_4.$$

5) Синусоїдальна кубічна функція

$$\alpha(\tau)_5 = \sin^3 \frac{2\pi\tau}{k_5}, \text{ де } 0 \leq \tau \leq k_5.$$

Графіки розглянутих функцій подано на рис. 2.2.

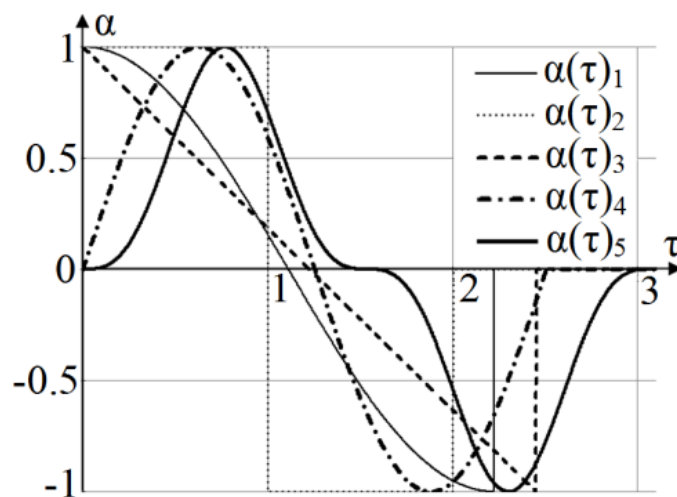


Рис. 2.2. Графіки функцій прискорення переміщень об'єкта

При цьому вирази, що описують безрозмірні величини швидкості ω , набудуть такого вигляду:

$$\omega(\tau)_2 = \begin{cases} \tau, & \tau < 0,5k_2; \\ -\tau + k_2, & \tau \geq 0,5k_2 \end{cases};$$

$$\omega(\tau)_3 = \tau - \frac{\tau^2}{k_3};$$

$$\omega(\tau)_4 = \frac{k_4}{2\pi} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi\tau}{k_4} \right) \right);$$

$$\omega(\tau)_5 = \frac{k_5}{6\pi} \left(2 - 3 \cos \left(\frac{2\pi\tau}{k_5} \right) + \cos^3 \left(\frac{2\pi\tau}{k_5} \right) \right).$$

Тоді безрозмірні величини переміщення ξ будуть відповідати таким залежностям:

$$\xi(\tau)_2 = \begin{cases} \frac{\tau^2}{2}, & \tau < 0,5k_2 \\ -\frac{\tau^2}{2} + k_2\tau - \frac{k_2^2}{4}, & \tau \geq 0,5k_2 \end{cases};$$

$$\xi(\tau)_3 = \left(\frac{\tau^2}{2} - \frac{\tau^3}{3k_3} \right);$$

$$\xi(\tau)_4 = \frac{k_4}{2\pi} \left(\tau - \sin \frac{2\pi\tau}{k_4} \right);$$

$$\xi(\tau)_5 = \frac{k_5}{6\pi^2} \left(\frac{2\pi}{k_5} \tau - \sin \frac{2\pi\tau}{k_5} - \frac{1}{6} \sin^3 \frac{2\pi\tau}{k_5} \right).$$

Безрозмірні величини часу завершення руху набувають таких значень $k_2 = 2$; $k_3 = \sqrt{6}$; $k_4 = \sqrt{2\pi}$; $k_5 = \sqrt{3\pi}$.

Як показують дані рис. 2.2, переміщення об'єкта, відповідне кожній із функцій, має різну тривалість. Найшвидше це відбувається за П-подібним законом.

На рис. 2.3, а, б зображено графіки функцій швидкості й переміщення об'єкта, що відображають п'ять розглянутих законів його руху.

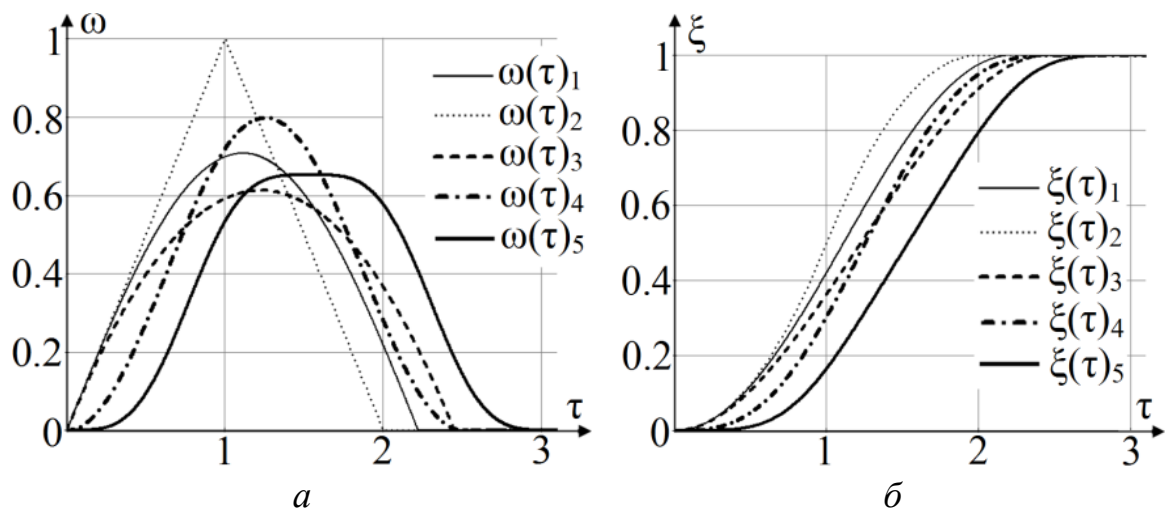


Рис. 2.3. Графіки функцій швидкості (а) та переміщень (б) об'єкта

З умови досягнення одиничної безрозмірної величини відстані переміщення протягом одиничного часу впливає, що площі трапецій, утворених кожною кривою на графіку, мають бути однаковими.

На графіку рис. 2.3, б бачимо, що обрані варіанти переміщення об'єкта несуттєво відрізняються один від одного, а дані рис. 2.3, а показують, що площі, утворені кривими кожної функції, які відображають одиничне переміщення, однакові, але при цьому рух припиняється в різний час, відповідно до кожної функції. Аби було зручніше порівнювати значення згаданих функцій, зробимо таку заміну величин: $\Omega(\tau)_i = k_i \omega(k_i \tau)_i$, тут $i = 1-5$ (рис. 2.4).

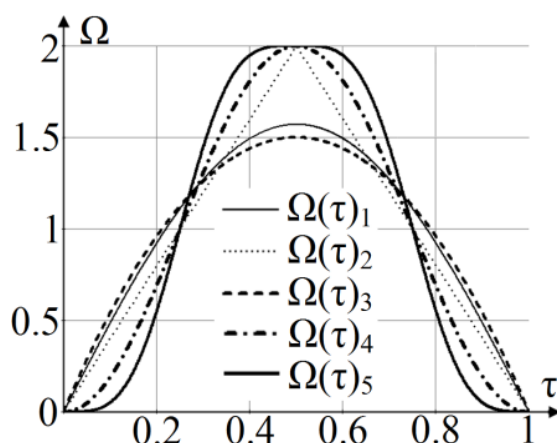


Рис. 2.4. Порівняльний аналіз графіків функцій зміни безрозмірних величин швидкості руху об'єкта

У цьому аналізі за базову візьмемо функцію швидкості, що відповідає П-подібному закону руху об'єкта. Назвемо пробною функцією похідну $\omega(\tau)$ довільної функції $\xi(\tau)$ з допустимої множини значень показника Y . І тут

можливі два випадки. Перший, коли крива пробної функції в нульовому положенні має нахил (а, отже, і прискорення) більший, ніж крива базової функції. Через це обрана функція $\xi(\tau)$ не може бути результатом розв'язку оптимізаційної задачі. Другий випадок, полягає в тому, що кут нахилу кривої в нульовому положенні менший від кута нахилу кривої базової функції. Як бачимо, на початку руху площа трапеції, утвореної кривими пробної функції, менша за площу тієї фігури, що утворена кривою базової функції. За цих умов обов'язково має бути точка перетину кривих пробної функції з кривими базової, коли кут нахилу першої має бути більшим від кута нахилу другої для врівноваження площ трапецій. Звідси випливає, що довільна функція $\xi(\tau)$ не може бути результатом розв'язку, оскільки існує час τ , протягом якого друга похідна цієї функції буде більшою, ніж тоді, коли діятиме П-подібний закон руху об'єкта.

Можна зробити висновок, що мінімальним час руху об'єкта буде спостерігатись під впливом П-подібного закону його переміщення, що потребує миттєвої зміни знака величини прискорення. Під впливом гладкого косинусоїдального закону переміщення об'єкта припиняє свій рух настає на 11 % пізніше. Під час розгляду решти варіантів переміщення спостерігається збільшення цього показника.

2.3 Аналітична модель гідравлічного приводу укладача

Розробимо математичну модель, аби за її допомогою встановити оптимальний закон керування переміщенням золотника гідророзподільника, коли буде використано умовне поняття точкової маси M .

На рис. 2.5 наведено принципову схему гідравлічного приводу [3] пристроїв укладача, що складається з гідронасоса постійного тиску p_0 ; гідробака; 4-лінійного гідророзподільника, у якому довжина ходу золотника $u(t)$ залежить від часу; гідравлічного циліндра двосторонньої дії (далі гідроциліндр) і матеріальної точки масою M , на яку діє сила опору $F_{\text{н}}$.

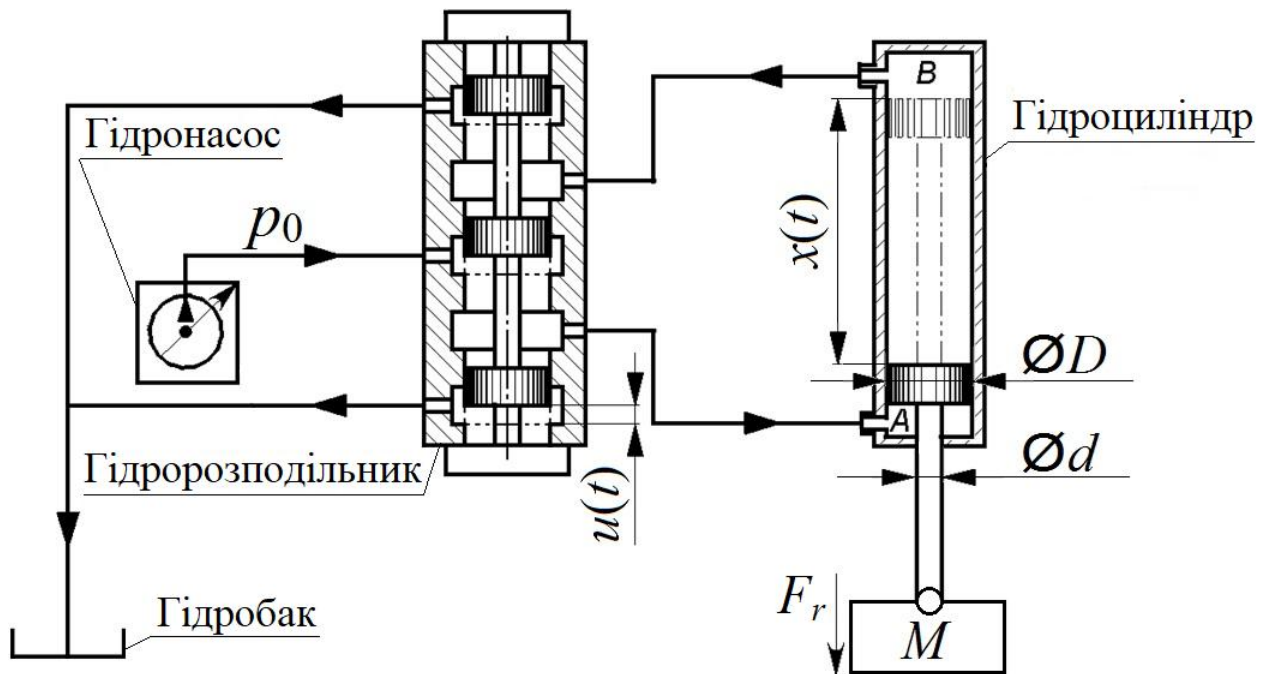


Рис. 2.5. Принципова схема гідравлічного приводу розподільника укладача

У процесі ідеалізації гідравлічного приводу маніпулятора укладача було прийнято такі припущення:

1. Нехтуємо гідравлічним опором у трубопроводах, колінах тощо.
2. Нехтуємо величинами витоку і стисливості рідини.
3. Нехтуємо інерцією золотника гідророзподільника.
4. Насос має необмежену потужність і постійний тиск.
5. Передбачено миттєве перемикання руху рідини ламінарного на турбулентний режим, якщо число Рейнольдса перевищує критичне значення.
6. Інерцію рідини не враховуємо.

Для опису функціонування кожного каналу золотника, припускаючи, що інерція рідини не враховується, справедливою буде формула, де відображено витрату рідини, довжину ходу золотника і перепад тиску в його порожнинах, а саме:

$$q = \begin{cases} C_D A \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta p| \operatorname{sgn} \Delta p}, & \text{якщо } Re \geq Re_{кр}; \\ 2 \frac{C_D^2}{Re_{кр}} A \frac{D_u}{\nu \rho} \Delta p, & \text{якщо } Re < Re_{кр}, \end{cases} \quad (2.5)$$

$$\text{тут } A = u \frac{A_{\max}}{u_{\max}}; \quad Re = \frac{q D_u}{A \nu}; \quad D_u = \sqrt{\frac{4A}{\pi}};$$

q – витрата рідини, м³/с;

Δp – перепад тиску в порожнинах гідроциліндра, МПа;

C_d – коефіцієнт витрати рідини в золотнику;

A – миттєва площа перерізу гідророзподільника, м²;

A_{\max} – площа повністю відкритого перерізу, м²;

u – відстань переміщення золотника, м;

u_{\max} – максимально можлива відстань переміщення золотника, м;

ρ – густина рідини, кг/м³;

ν – кінематична в'язкість рідини, м²/с;

D_u – діаметр отворів гідророзподільника, м;

Re – число Рейнольдса;

$Re_{кр}$ – критичне значення числа Рейнольдса, відповідне розподілу на ламінарний і турбулентний режими руху рідини.

Закон руху поршня в гідравлічному циліндрі двосторонньої дії описано таким виразом:

$$Ma = p_0 A_A - p_A A_A - p_B A_B - F_n, \quad (2.6)$$

тут $A_A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$; $A_B = \frac{\pi D^2}{4}$; $a = \frac{d^2 x}{dt^2}$; $q_A = \nu A_A$; $q_B = \nu A_B$; $\nu = \frac{dx}{dt}$;

A_A – площа перерізу штокової порожнини гідроциліндра, м²;

A_B – площа перерізу поршневої порожнини гідроциліндра, м²;

ν – швидкість руху поршня гідроциліндра, м/с;

a – прискорення руху поршня гідроциліндра, м/с²;

q_A , q_B – витрата рідини, яка проходить через відповідні порожнини гідроциліндра, м³/с;

D – діаметр поршня, м;

d – діаметр штока, м;

M – сумарна маса залізобетонного блока, поршня і штока гідравлічного, кг;

F_n – сила опору, Н.

Тепер в умовах ламінарного і турбулентного режимів руху рідини через гідророзподільник, коли задано значення функцій $\nu(t)$ і $a(t)$, відстані переміщення золотника [$u_n(t)$ та $u_r(t)$ відповідно], має відбуватись відповідно до закону, встановленого на базі розробленої математичної моделі гідравлічного приводу, а саме:

$$u_{\text{п}}(t) = \frac{u_{\text{max}}}{A_{\text{max}}} \left[\frac{v(t) v \rho \text{Re}_{\text{кр}} \sqrt{\pi} A_A^2 + A_B^2}{4C_D^2 p_0 A_A - F_{\text{п}} - Ma(t)} \right]; \quad (2.7)$$

$$u_{\text{т}}(t) = \frac{u_{\text{max}}}{A_{\text{max}}} v(t) \sqrt{\frac{\rho A_A^3 + A_B^3}{p_0 A_A - F_{\text{п}} - Ma(t)}}.$$

Тут мінімально допустима площа штокової порожнини

$$A_{A,\text{min}} = \frac{Ma^* + F_{\text{п}}}{p_0}.$$

Дослідимо, як закон керування переміщенням золотника залежить від площі перерізу штокової порожнини.

Нехай відносно перевищення площі перерізу штокової порожнини від мінімально можливої

$$b = \frac{A_A}{A_{A,\text{min}}}.$$

Тоді, враховуючи залежність (2.7), бачимо, що під впливом косинусоїдального закону руху блока керування переміщенням золотника функція від безрозмірних значень часу τ і b набуде такого вигляду:

$$f(\tau, b) = \frac{k_2(b) \sin \pi \tau}{\sqrt{k_1(b) - \cos \pi \tau}}, \quad (2.8)$$

тут

$$k_1(b) = \frac{p_0 A_{A,\text{min}} b - F_{\text{п}}}{Ma^*}; \quad k_2(b) = \frac{u_{\text{max}} T_1 a^*}{A_{\text{max}} \pi} \sqrt{\frac{\rho (1 + \lambda^3 A_{A,\text{min}}^3 b^3)}{Ma^*}};$$

$$\lambda = \frac{A_B}{A_A}; \quad \tau = \frac{t}{T_1}; \quad T_1 = \pi \sqrt{\frac{L}{2a^*}}.$$

Залежність у виразі (2.8) показує, що рух об'єкта можливий тільки тоді, коли тиск, прикладений до об'єкта, перевищує втрати на гідравлічний опір, тобто, якщо $k_1(b) > 1$.

До прикладу розглянемо підйом залізобетонного блока на висоту 2 метри, коли діють два розглянуті закони його руху (П-подібний і косинусоїдальний) і має місце мінімальна величина прискорення протягом всього періоду руху. Сумарна маса залізобетонного блока, поршня й штока гідроциліндра M становить 2 тонни, граничне прискорення $a^* = 2 \text{ м/с}^2$.

Характеристики рідини: $\rho = 841,1 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 9,686 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Характеристики гідророзподільника: $C_D = 0,7$; $A_{\max} = 3,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
 $Re_{\text{кр}} = 12$; $u_{\max} = 3,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}$.

Характеристики гідроциліндра: $A_A = 3,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $A_B = 3,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

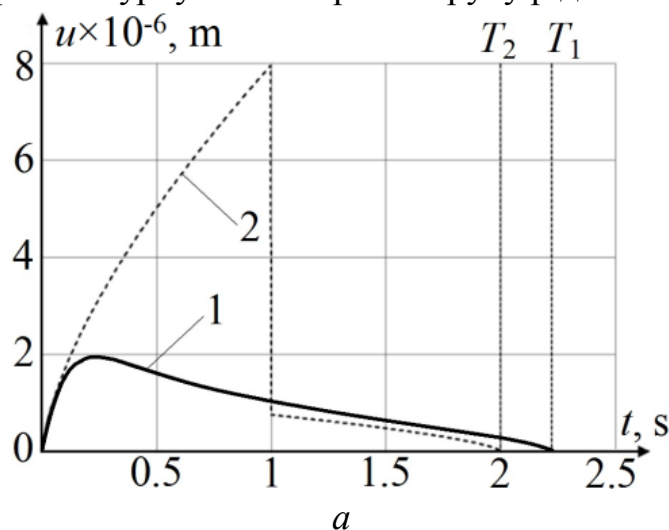
Характеристики гідронасоса: $p_0 = 6,3 \text{ МПа}$.

З формули (2.3) випливає, що $T_1 = 2,22 \text{ с}$ і $T_2 = 2 \text{ с}$.

На рис. 2.6, а, б наведено побудовані за результатами згаданого дослідження криві, які відображають закон керування переміщенням золотника в умовах ламінарного і турбулентного режимів течії рідини.

Як показують дані рисунків, під впливом П-подібного закону руху час підйому блока скорочується на 11 %, але при цьому виникає необхідність зупинити на деякий час в переміщення золотника, що ускладнює роботу системи керування гідроприводом, тому доцільним було визнано застосування косинусоїдального закону.

На рис. 2.7, а, б відображено залежності числа Рейнольдса, що характеризує потік рідини в камері А гідроциліндра, від часу підйому блока. Розглянуто ламінарний і турбулентний режим руху рідини.



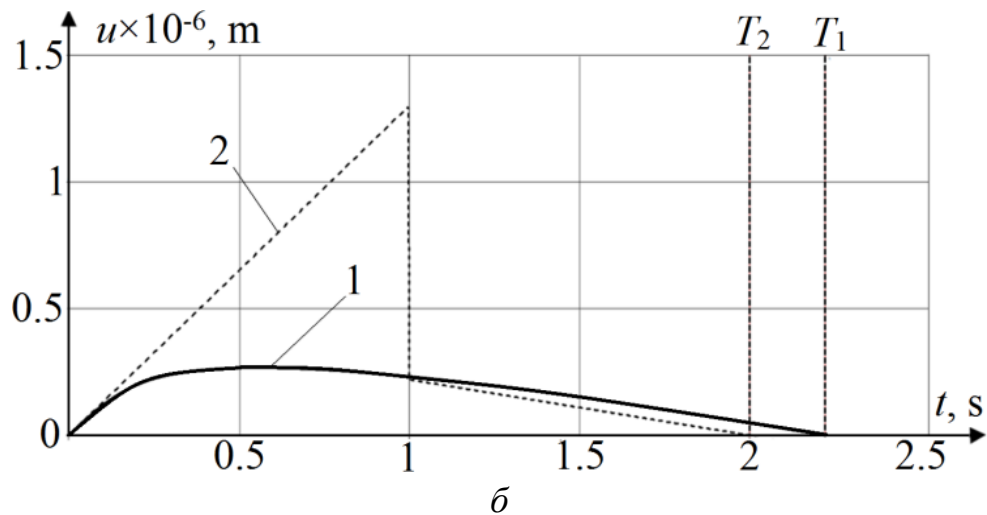


Рис. 2.6. Криві закону керування переміщенням золотника в умовах ламінарної (а) і турбулентної (б) течії рідини: 1 – косинусоїдальний закон; 2 – П-подібний

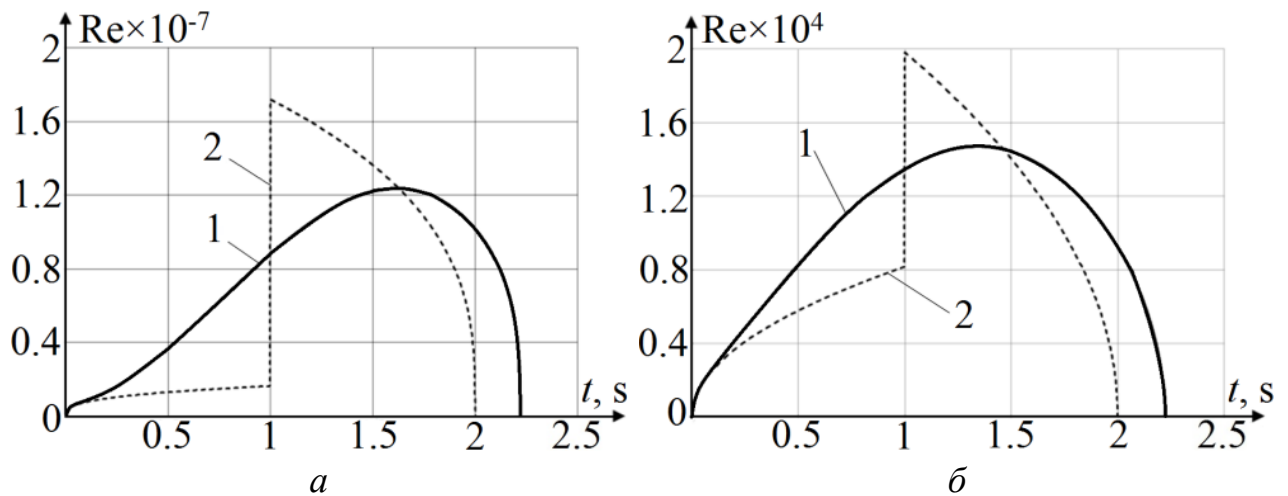


Рис. 2.7. Криві залежності числа Рейнольдса від часу в умовах ламінарної (а) і турбулентної (б) течії рідини:

1 – косинусоїдальний закон руху блока; 2 – П-подібний

З аналізу графіків випливає, що під час відкриття отворів у гідророзподільнику число Рейнольдса починає суттєво перевищувати власне критичне значення, тобто там спостерігається турбулентний режим руху рідини.

Надалі в дослідженні обмежимося дією тільки косинусоїдального закону руху блока в припущенні про турбулентний режим руху рідини.

Отже, візьмемо до уваги такий вираз:

$$h_{\tau,b} = \frac{d}{d\tau} f_{\tau,b} .$$

На рис. 2.8 відображено залежність функції керування переміщенням золотника $f \tau, b$ та її похідної $h \tau, b$ (пунктирна лінія) від безрозмірної величини часу, коли існують такі значення перевищень площі штокової порожнини: $b_1 = 1,03$ і $b_2 = 1,5$. З аналізу функції $h \tau, b$ випливає, що стосовно показника часу досягнення функції керування свого максимального значення справедливі такі вирази:

$$\tau_1 = \arccos k_1(b_1) - \sqrt{k_1(b_1)^2 - 1} ; \tau_2 = \arccos k_1(b_2) - \sqrt{k_1(b_2)^2 - 1} .$$

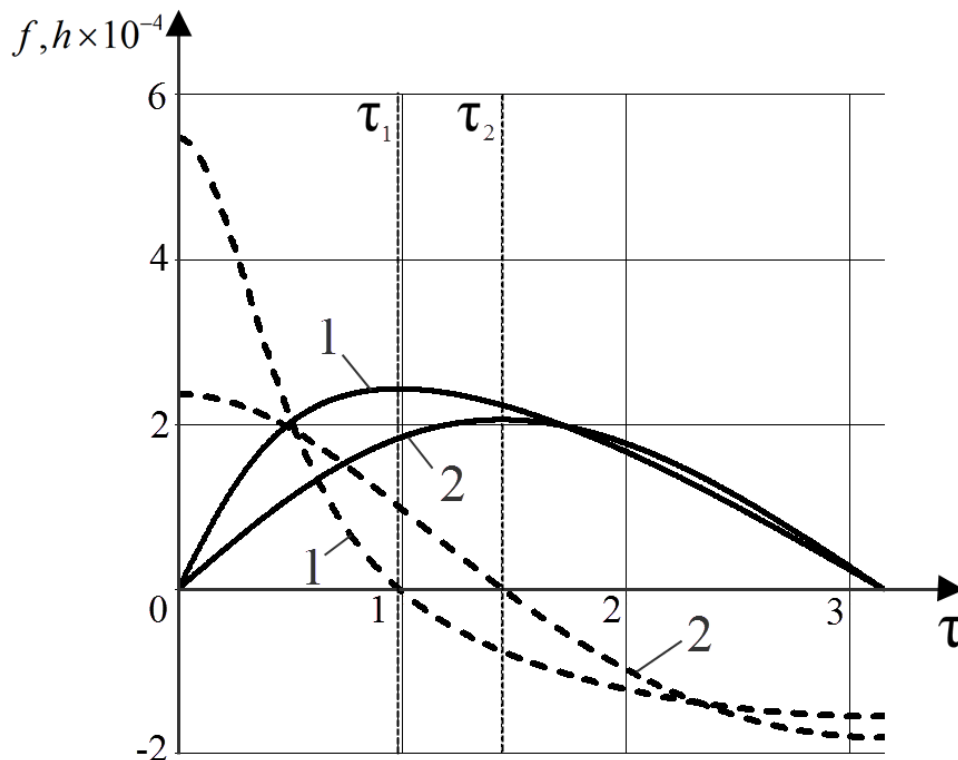


Рис. 2.8. Графіки залежності функції керування переміщенням золотника та її похідної (пунктирна лінія) від безрозмірної величини часу: 1 – b_1 ; 2 – b_2

Як показують дані рис. 2.8 несуттєва величина перевищення площі порожнини b_1 зумовлює випередження керувального сигналу Δ на 0,4 с. Щоб зменшити цей ефект, потрібно збільшувати площу штокової порожнини, аби послабити вплив сили гідравлічного опору порівняно із сумарною силою інерції та силою тяжіння, тобто уникнути зниження ККД системи.

На рис. 2.9 показано залежність $\Delta(b)$ – випередження керувального сигналу, що відбувається протягом руху золотника, від коефіцієнта b . Дані цього рисунка показують, що коли коефіцієнт $b > 1,6$, то випередження керуючого сигналу не перевищує 5 %.

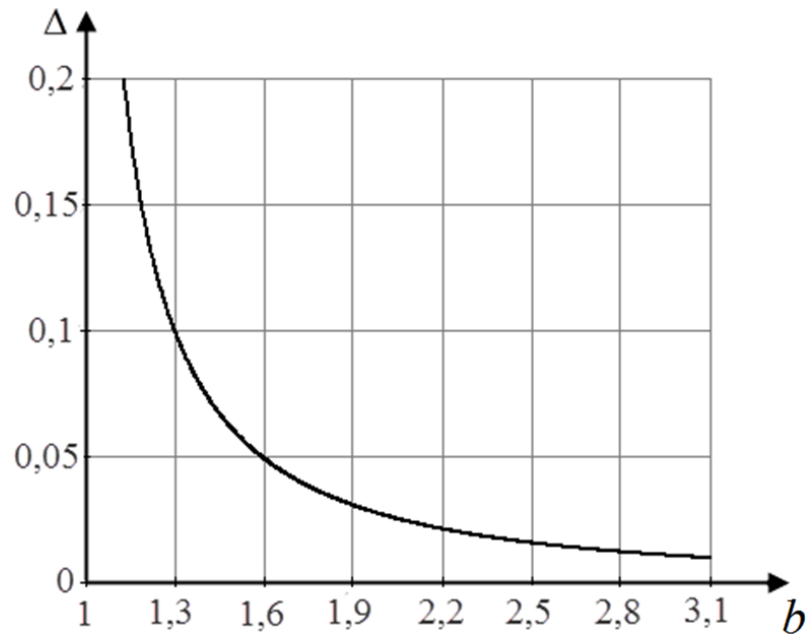


Рис. 2.9. Крива залежності випередження керувального сигналу Δ від коефіцієнта b

Висновки

1. Розроблена математична модель гідроприводу пристроїв укладача, дає змогу, враховуючи будь-який тип руху матеріальної точки, встановити закон керування переміщенням золотника гідророзподільника, коли має місце як ламінарний, так і для турбулентний режим течії рідини.

2. Оскільки число Рейнольдса, що характеризує потік рідини в гідророзподільнику, значно перевищує власне критичне значення, то рекомендовано скористатися законом керування переміщенням золотника в наявності припущення турбулентного режиму руху рідини.

3. Застосування П-подібного закону руху блока сприяє зменшенню часу його підйому на 11 % порівняно з тим, коли б діяв косинусоїдальний закон, але це потребує зупинки переміщення золотника, що ускладнює роботу системи керування гідроприводом.

4. У разі необхідності зменшити час випередження сигналу, що керує переміщенням золотника, порівняно з тривалістю зміни швидкості руху блока існує можливість збільшувати площу штокової порожнини з огляду на задане значення тиску в магістралі.

2.4 Формалізована метаструктура узагальненої моделі гомогенних пристроїв, створена засобами програми MATLAB Simulink

Втявити різні керувальні впливи, що мають місце в метамоделі (рис. 2.5), можна, створивши віртуальний пристрій за допомогою програми MATLAB Simulink (бібліотеки SimHydraulics).

Метамодель, відповідно поданій вище схемі (рис. 2.5), її створено засобами програми Simulink (бібліотеки SimHydraulics) [59], подано на рис. 2.10.

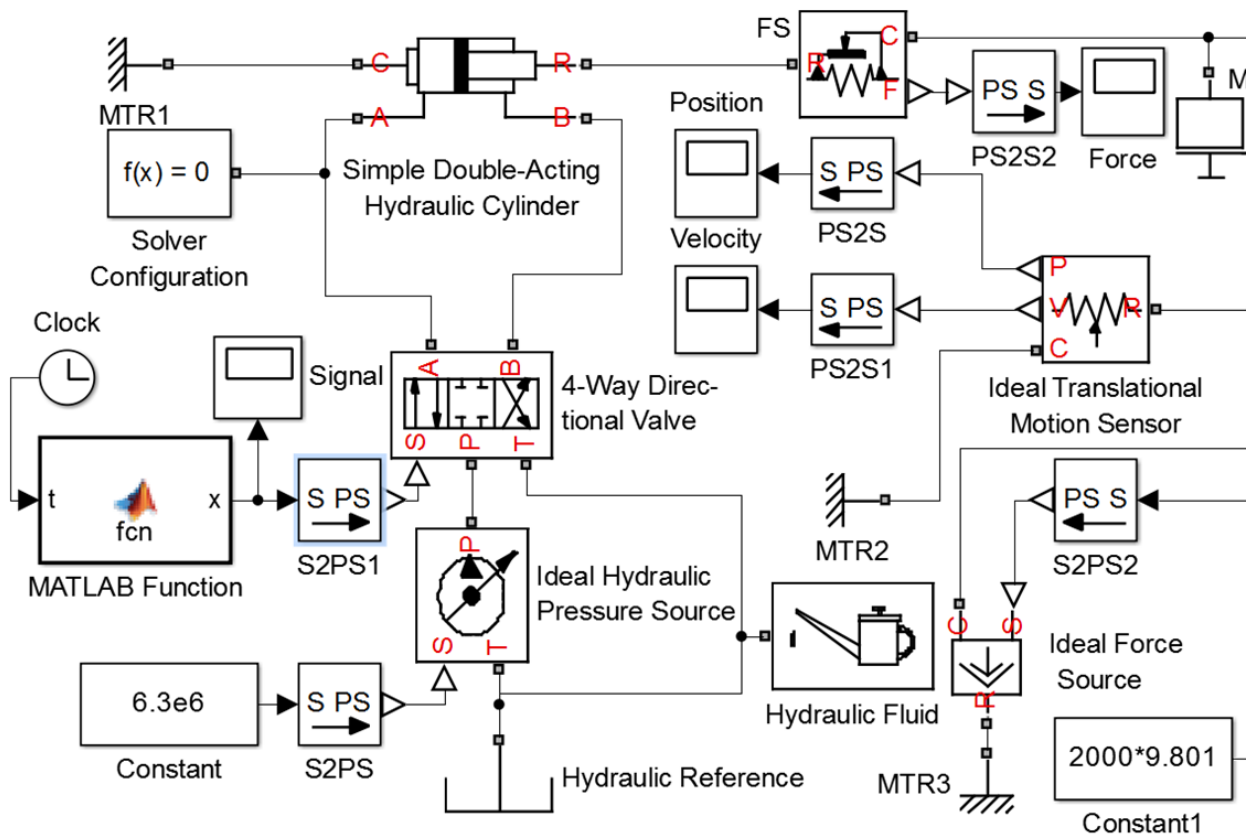
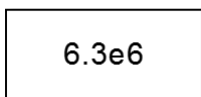
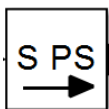


Рис. 2.10. Метаструктура узагальненої моделі гідравлічного приводу тунельного укладача

Функціональна блок-схема метамоделі складається з таких компонентів, взятих з бібліотеки Simulink:



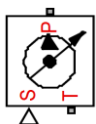
– блок *Constant* задає сигнал, що відповідає тиску в магістралі.



– блоки Simulink-PS Converter (S2PS, S2PS1, S2PS2) перетворюють вхідний сигнал Simulink у фізичний сигнал.



– блок *Hydraulic Reference* відображає зв'язок з атмосферним тиском.



– блок *Ideal Hydraulic Pressure Sensor* – це пристрій, який перетворює різницю виміряного тиску між портами *S* і *T* у

сигнал керування, йому пропорційний.



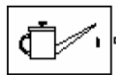
– блок *Clock* задає поточний час.



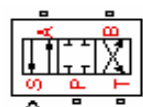
– блок *Matlab function* визначає вид вхідного сигналу керування, що супроводжує хід золотника в гідророзподільнику відповідно до закону із моделі (1.8).



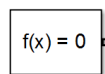
– блок *Signal* відображає вхідного сигналу керування, узгодженого часом моделювання.



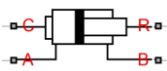
– блок *Hydraulic Fluid* визначає тип гідравлічної рідини Fluid MIL-F-5606.



– блок *4-Way Directional Valve* являє собою чотирилінійний напрямний гідророзподільник.



– блок *Solver Configuraition* містить параметри об'єкта, перед початком його моделювання.



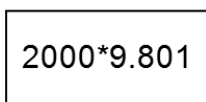
– блок *Simple Double-Acting Hydraulic Cylinder* являє собою гідравлічний циліндр двосторонньої дії, у якому площами штокової камери дорівнює 3899 мм^2 , а поршневої – 4124 мм^2 .



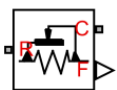
– блоки *Mechanical Translational Reference* (MTR1, MTR2, MTR3) являють собою опорні точки всіх механічних об'єктів.



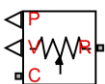
– блок *Mass* (M) відображає ідеальну механічну поступальну масу об'єкта, що дорівнює 2000 кг.



– блок *Constant1* задає сигнал, узгоджений з силою тяжіння.



– блок *Ideal Force Sensor* (FS) виконує функцію перетворення змінної, що проходить через датчик, на керувальний сигнал, пропорційний прикладений до об'єкта силі.



– блок *Ideal Translation Motion Sensor* виконує функцію перетворення змінної, виміряної між портами C і R, на спрямовувальний сигнал, пропорційний швидкості й переміщенню об'єкта.



– блок *PS-Simulink* (PS2S, PS2S1, PS2S2) перетворює фізичний сигнал у вихідний Simulink.



– блоки *Position*, *Velocity* і *Force* відображають переміщення, швидкість руху поршня і зусилля в штоку гідроциліндра,

узгоджені з часом моделювання.

Розглянемо, які процеси відбуваються в змодельованій метаструктурі. У блоці *Constant* задається сигнал, що відповідає тиску в магістралі. Потім через блок *S2PS* відбувається його перетворення на фізичний сигнал (одиниця виміру Па), а також з'єднання з портом *S* блока *Ideal Hydraulic Pressure Sensor*. До порту *T* приєднано блок *Hydraulic Reference*, який відображає зв'язок з атмосферним тиском, а з порту *P* сигнал передають у порт *P* блока *4-Way Directional Valve*. Керування цим блоком здійснюється через порт *S*, у який надходить фізичний сигнал, поданий блоком *S2PS* (одиниця виміру м) з керувального сигналу, який виконують блоки *Clock* і *Matlab function*. Блок *Signal* показує значення вхідного сигналу керування, узгодженого з часом моделювання. Порт *T* з'єднаний із блоками *Hydraulic Reference* та *Hydraulic Fluid*. До вихідних портів *A* і *B* блока *4-Way Directional Valve* приєднано блок *Simple Double-Acting Hydraulic Cylinder*, що являє собою гідравлічний циліндр двосторонньої дії. Для уточнення результату розв'язку задачі до ланцюга приєднано блок *Solver Configuration*. Порт *C* блока *Double-Acting Hydraulic Cylinder* з'єднано з блоком *MTR1*. До порту *R* приєднано блок *Ideal Force Sensor*, за допомогою якого через блок-конвертор *PS2S2* величина зусилля в штоку гідроциліндра передається на блок *Force*. Далі до порту *C* приєднано блок *M* і ланцюжок блоків, що задають силу тяжіння об'єктів: *Constant1*, *S2PS3*, *Ideal Force Source*. Крім цього, до цього ж порту приєднано блок *Ideal Translation Motion Sensor*, який через блоки-конвертори *PS2S* і *PS2S1* переводять відстані переміщення і швидкості об'єкта на блоки *Position* і *Velocity*.

Оцінимо похибку результату роботи формалізованої метамоделі пристроїв укладача за допомогою програми MATLAB Simulink.

Для прикладу встановимо закон керування переміщенням золотника гідророзподільника як косинусоїдальний, у функціональному блоці MATLAB Function, скориставшись схемою на рис. 2.10. Графік закону переміщення показано на рис. 2.11.

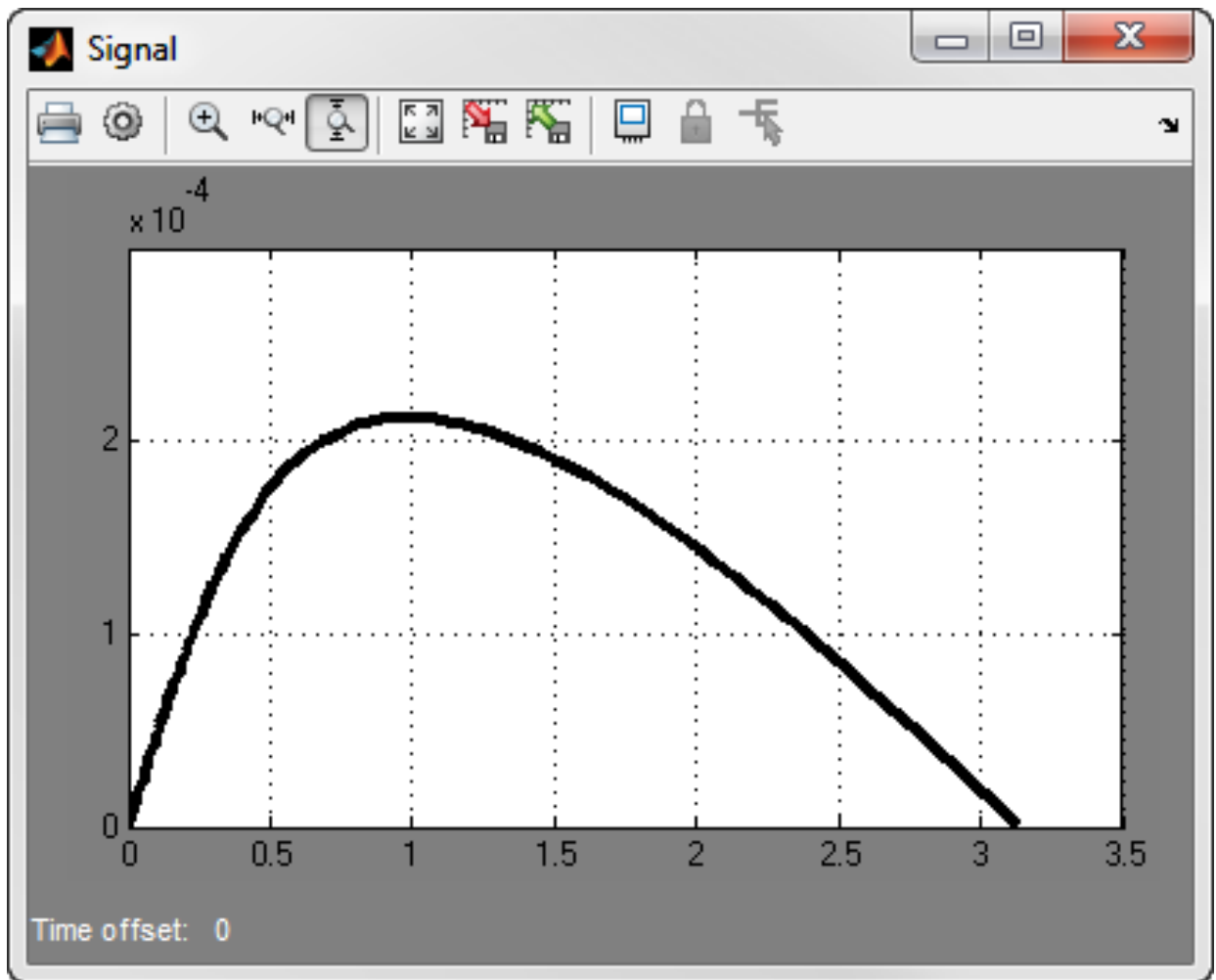


Рис. 2.11. Крива закону керування переміщенням золотника, визначено за допомогою програми MATLAB Simulink

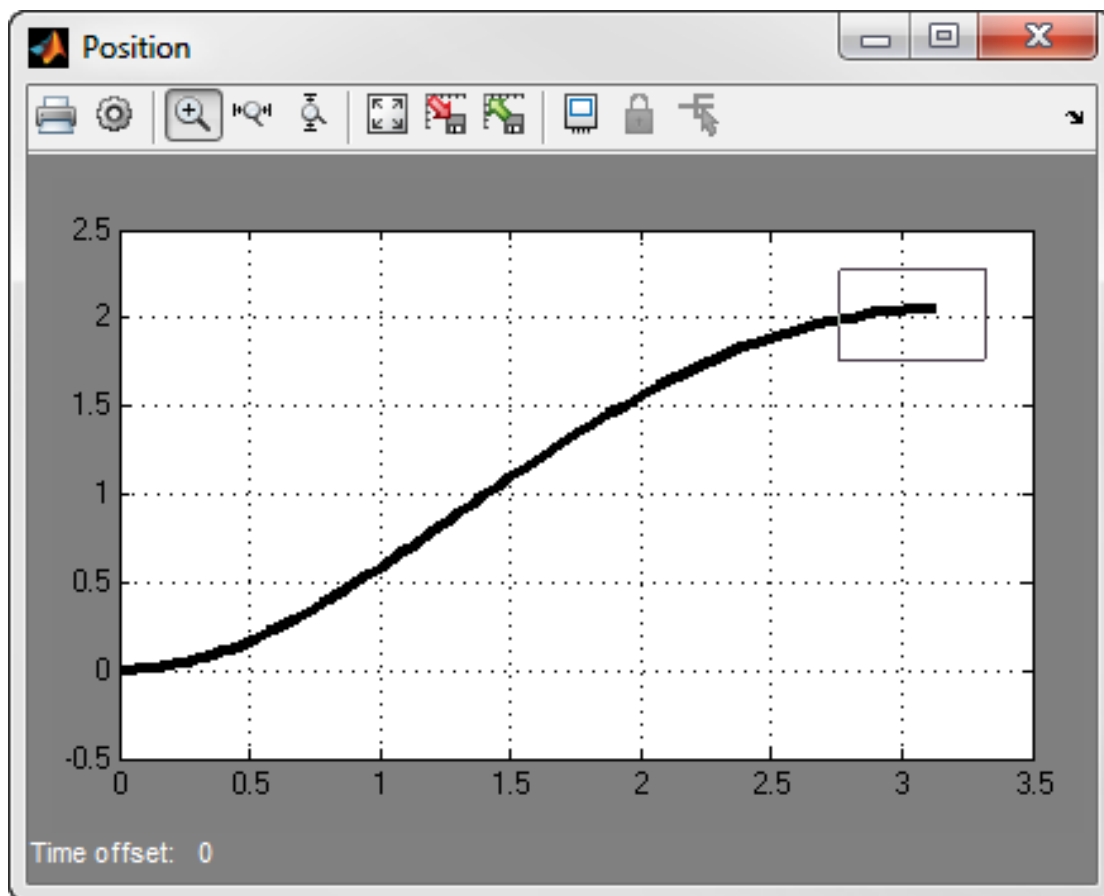
Після обчислення побудовано графік (рис. 2.12), на якому відображено закон переміщення золотника та його максимальна величина. На цьому рисунку видно, що встановлений та реальний закон переміщення золотника мають несуттєву різницю, а величина похибки становить 2,5 %.

Висновки

1. За допомогою програми MATLAB Simulink існує можливість створити метамодель гомогенних пристроїв, наприклад, тунельних укладачів.

2. Розроблена математична модель гідравлічних приводів, якими обладнано пристрої укладачів дає уявлення про функцію керування, це дає змогу за допомогою метамоделі, створеної з використанням MATLAB Simulink, встановити закон руху об'єкта з похибкою 2,5 %.

a



б

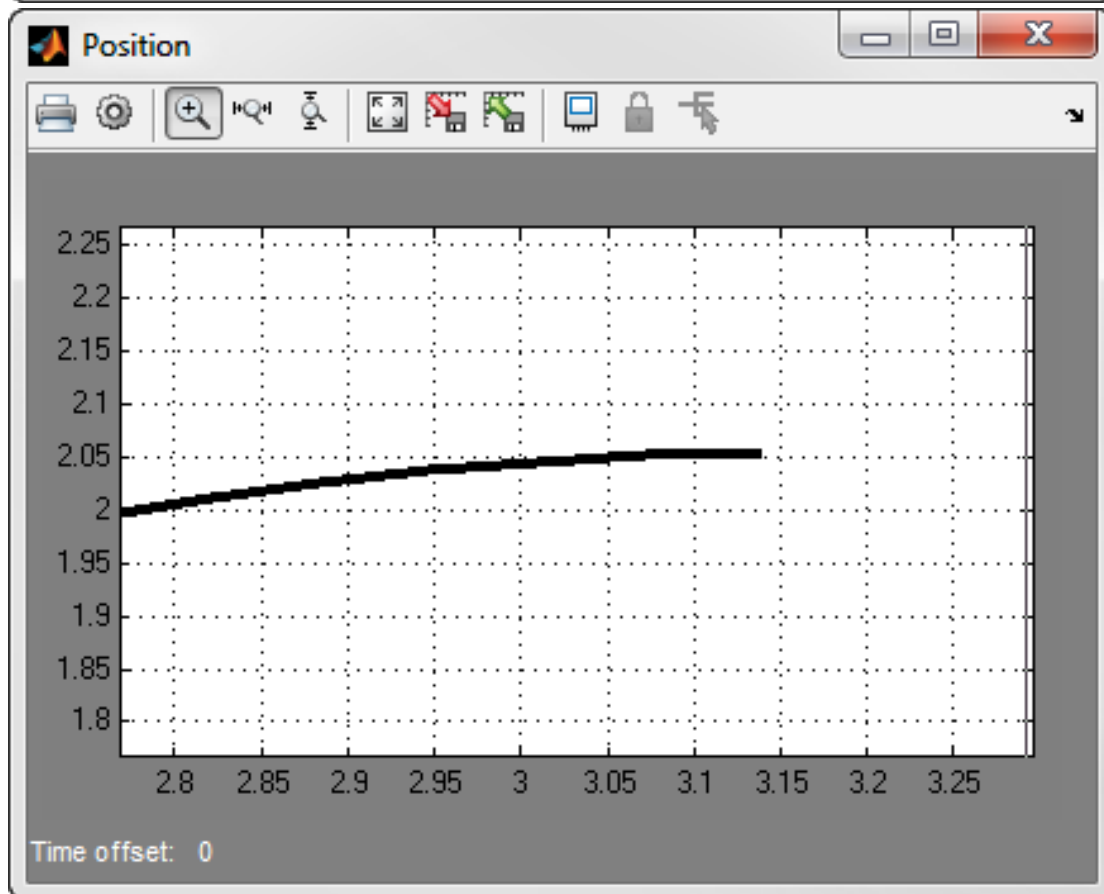


Рис. 2.12. Графіки закону переміщення блока укладача, встановленого за допомогою програми MATLAB Simulink:
a – звичайний масштаб; *б* – збільшений масштаб

2.5 Загальні висновки до розділу

1. Під час розгляду функцій тунельного укладача в роботі було сформульовано й обґрунтовано метод рекурентного метамоделювання, у якому використано положення системного аналізу, а також CASE-технології. Завдяки цьому методу встановлено відповідність між моделями окремих вузлів і машин та метамоделлю усієї сім'ї таких об'єктів.

2. Проаналізовано різні варіанти переміщення пристроїв укладача і доведено, що мінімальна витрата часу на цей процес спостерігається під впливом П-подібного закону руху кожного об'єкта.

3. Розроблено математичну модель гідроприводу пристроїв укладача, за допомогою якої вдалося розглянути кілька варіантів переміщення точкової маси й вивести закон керування рухом золотника гідророзподільника, коли діють ламінарний і турбулентний режими течії рідини.

4. Метамоделю пристрою укладача було створено завдяки застосуванню програми MATLAB Simulink, а використання математичної моделі гідравлічних приводів цього пристрою дало змогу дослідити функцію керування ними і встановити закон руху цих об'єктів з похибкою 2,5 %.

5. Розроблена метамоделю гідравлічних приводів забезпечила можливість оптимального керування тунельними укладачами, що призвело до зниження часу переміщення та підвищення продуктивності праці. Застосування косинусоїдального закону руху виявилось найефективнішим для стабільного керування гідравлічними системами.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. У монографії обґрунтовано значну актуальність технічної проблеми, що пов'язана зі зменшенням металомісткості та підвищенням продуктивності тунельних укладачів. Історично укладачі, створені в 40-х роках, мали завищену металомісткість і низьку продуктивність через відсутність сучасних методів проектування та дорогих натурних випробувань. Конструктори свідомо завищували металомісткість для підвищення міцності конструкції та зменшували продуктивність праці, щоб уникнути динамічних процесів. У сучасних умовах, в умовах конкуренції з іноземною технікою, особливо гостро постає питання модернізації цих машин для забезпечення їх конкурентоспроможності на ринку. Зменшення металомісткості пристроїв укладачів із обґрунтуванням їх раціональних параметрів та збільшення їхньої продуктивності є надзвичайно актуальною технічною проблемою.

2. У дослідженні застосовано сучасні методи оптимізації, зокрема структурну та параметричну оптимізацію. Структурна оптимізація, описана в роботах К. Лі, М.Е. Боткина та М.Р. Bendsoe, дозволяє автоматично створювати оптимальні конструкції машин. Водночас, через складність формалізації опису структури, використання цього методу в проектуванні гірничих машин виявилось майже неможливим. У зв'язку з цим у проекті запропоновано поєднати підхід рекурентного метамоделювання, розвинутий у системному аналізі й CASE-технологіях, з узагальнено-параметричним моделюванням конструкцій гірничих машин. Це дозволяє створювати сімейства моделей, які якісно відрізняються одна від одної, та проводити їх рекурентну модифікацію для надання нових якісних властивостей, після чого виконувати параметричну оптимізацію на базовій моделі гірничої машини.

3. Результатом дослідження є розробка та обґрунтування конструкції тунельного укладача з поліпшеними параметрами. Здійснено числові експерименти та перевірні розрахунки, які підтвердили ефективність запропонованих технічних рішень. Запропоновано конструктивні заходи для збільшення жорсткості арки укладача, що сприяє покращенню його експлуатаційних характеристик. Наукова новизна роботи полягає у застосуванні методу метамоделювання для проектування складних гірничих машин, зокрема тунельних укладачів, що дозволяє значно знизити їх металомісткість та підвищити продуктивність. Також розроблено оптимальні параметри маніпулятора, його приводу, опорних балок і козирків, що дозволяють знизити металомісткість і підвищити продуктивність укладача. Це забезпечує створення конкурентоспроможних гірничих машин, які можуть успішно конкурувати з іноземними аналогами на сучасному ринку.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Panchenko, O. (2023). Substantiating a method for computer analysis of the stress-strain state of the tubbing erector manipulator mechanism. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, Vol. 4, pp. 62–67. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-4/062>.
2. Panchenko, O. (2023). Assessing the accuracy of modeling the tubbing erector manipulator mechanism in SolidWorks Motion program. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. (3), pp. 75–80. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-3/075>.
3. Zabolotnyi, K., Zhupiiiev, O., Panchenko, O., & Tipikin, A. (2020). Development of the concept of recurrent metamodeling to create projects of promising designs of mining machines. *E3S Web of Conferences*, 201, 01019. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020101019>.
4. Zabolotnyi, K., Zhupiiiev, O., Panchenko, O. (2017). Substantiation of parameters for the tunnel erector with two manipulators. *Advanced Engineering Forum – Switzerland: Trans Tech Publications*, 2017. Vol. 25. P. 43–53.
5. Панченко О.В. (2023). Інтегрований підхід аналізу напружено-деформованого стану механізму маніпулятора тьюбінгоукладача на базі програми SOLIDWORKS. *Збірник наукових праць НГУ*, (74), 230–240. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/74.230>.
6. Панченко О.В. Проблема розробки вітчизняних тьюбінгоукладачів. *Потураївські читання: Матеріали XX міжнар. наук.-техн. конф., м. Дніпро, 27 січня 2023 р.: Тези. Дніпро : НТУ “ДП”, 2023* 69–70.
7. Заболотний К.С., Панченко О.В., Жупієв О.Л. Modelling of Stress-Strain State of The One Leaver Tunnel Erector. 5 th International Scientific and Technical Internet Conference “Innovative development of resource-saving technologies and sustainable use of natural resources”. *Book of Abstracts. Petroş ani, Romania: UNIVERSITAS Publishing, 2022. October 11, 2022* 230–232.
8. Заболотний К.С., Панченко О.В., Жупієв О.Л. Analysis of Technical Parameters for The UT62 Tubbing Erector. *Світ наукових досліджень. Випуск 13: матеріали Міжнародної мультидисциплінарної наукової інтернет-конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Переворськ, Польща, 25–26 жовтня 2022 р.)*. Тернопіль: ФО-П Шпак В.Б. С. 231–234.
9. Заболотний К.С., Панченко О.В., Жупієв О.Л. Використання SOLIDWORKS SIMULATION для аналізу напружено-деформованого стану маніпулятора тьюбінгоукладача. *Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 71): матеріали*

Міжнародної наукової інтернет-конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Переворськ, Польща, 18–19 жовтня 2022 р.) – Тернопіль : ФО-П Шпак В.Б. С. 97–100.

10. Заболотний К.С., Панченко О.В., Жупієв О.Л. Обґрунтування методу проектування пристроїв тунельного укладача. Перспективи розвитку науки, освіти і технологій в контексті євроінтеграції: збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції, 12 жовтня 2022 р. м. Кропивницький. Кропивницький: ЦФЕНД, 2022. С. 52–54.

11. Заболотний К.С., Типікін А.Н., Панченко О.В., Жупієв О.Л. Методика моделювання роботи маніпулятора укладача. Сучасні комплекси обладнання для видобутку, збагачення та транспортування корисних копалин. Перспективи розвитку технологічних процесів: матеріали міжнародної наук.-практ. конф., присвяченої 85-річчя НКМЗ, м. Краматорськ, 18–21 червня 2019 р.: збірник тез. Краматорськ: НКМЗ, 2019. 22–24.

12. Reza N. Jazar. (2010). Theory of Applied Robotics. Springer Science + Business Media, LLC 2006. 894.

13. Ruppel A., Sagandykov A., Korytov M. (2009). Hydraulic Systems Simulation in the MATLAB: tutorial. Omsk: SibADI (The Siberian Automobile and Highway Academy). 172.

14. Zabolotny K., Zhupiev A., Sirchenko A. (2014). Mathematical Model of Hydraulic Drive Lift Manipulator of the Tunnel Erector Development. Scientific journal of the National Mining University, 3, 53–60.

15. Zabolotny K., Sirchenko A., Zhupiev O. (2015). The development of idea of tunnel unit design with the use of morphological analysis. New Developments in Mining Engineering 2015. Teoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining. CRC Press/Balkema. 205 – 211

16. HAO Wanjun, ZHANG Yanwei, CUI Guohua (2009), Research on the technical status of the segment erection system for the full shield tunneling machine, *Mining & Processing Equipment*, no.37, pp. 1–5.

17. Hu Shi, Guofang Gong, Huayong Yang, Rulin Zhou (2009), Position and attitude precision analysis of segment erector of shield tunneling machine, *Second International Conference ICIRA 2009*, Singapore, Springer Berlin Heidelberg, pp. 355–363.

18. Gong Yadong, Cheng Jun, Wang Chao, Zhang Qingguo, Li Shu (2010), Research of the segment erector of tunnel boring machine based on virtual prototype, *2010 Second International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics*, Geneva IHMSC, vol. 1, pp. 255–258.

19. Wang Lintao, Gong Guofang, Shi Hu, Hou Dianqing (2012), Positioning precision and impact force control of segment erector for shield tunneling machine, *2012 Third International Conference on Digital Manufacturing & Automation*, Guilin, ICDMA, pp. 612–617.
20. Gang Li, Bo Wang, Ya Dong Chen, Wan Shan Wang (2012), Research of dynamics simulation of a six-dof segment erector for tunnel boring machine, *Applied Mechanics and Materials*, vol. 1, pp. 291–294.
21. Wada, M. (1991). Automatic Segment Erection System for Shield Tunnels. *Advanced Robotics* 5(4), 429–443.
22. Yali, H., Kui, C. (2003). Segment Erecting Technique of Shield Tunneling in Najing Metro. *Tunnel Construction* 23(2), 16–17.
23. Yasuo, T. (2008) Automatic Segment Assembly Robot for Shield Tunneling Machine. *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering* 10(5), 325–337.
24. Tanaka, Y. (1995). Automatic Segment Assembly Robot for Shield Tunneling Machine. *Micro- computers in Civil Engineering* 10(5), 325–337.
25. Youlun, X. (1996). *Fundamental of Robotics*. Huazhong University of Science and Technology Press, Wuhan.
26. Guotai, J., Egorov, O.D., Yueqing, Y. (1999). A Method for Calculating Position and Orientation Errors of Industrial Robot. *Mechanical Science and Technology* 21(1), 35–37.
27. Shuanghua, Y., Yilun, W., Lixun, Z., Ce, Z., Caixia, C. (2001). Location Precision Analysis of Underwater Robot Auto-toolkit. *Journal of Harbin Engineering University* 22(2), 46–50.
28. Chhour, K.H. (2012). *New 1-PS&3-SPS segment erector analysis and motion planning*. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University.
29. Koizumi A., Kitahara Y., Kimura S., et al. (1997). *Investigation, design, construction of shield tunnelling*. Tokyo, Japan: The Geological Society of Japan Press.
30. Hao Wanjun, Zhang Yanwei, Cui Guohua. (2009). Research on the technical status of the segment-erection system for the full shield tunneling machine. *Mining & Processing Equipment*, 37(23): 1–5.
31. Zhang Mingqing, Ge Daoyuan, Huang Mingtao, et al. A segment erector with pressure sealing fuel tank: China, CN1448616[P/OL]. 2003-10-15 [2012-10-15].
<http://dbpub.cnki.net/grid2008/Dbpub/Detail.aspx?filename=CN1448616&dbname=SCPD0009&uid=WEEvREcwSIJHSlDdTtGJhYIRtcVd Uam 5p UnFkS0IPN nITSm Fqd1k4Q1h2M0JMaHhZbWk4Q1JCRE5zR2QxakFMVQ>.

32. Shi Yuanqi, Wang Helin, Yang Lei, et al. A 6-DOF segment erector: China, CN1837578[P/OL]. 2006-09-27 [2012-10-15]. [http://dbpub.cnki.net/ grid 2008/Dbpub/Detail.aspx?filename=CN1837578&dbname=SCPD0009&uid=WEEvREcwSIJHSlDTTGJhYIRtcVdUam5pUnFkS0IPNnlTSmFqd1k4Q1h2M0JMaHhZbWk4Q1JCRE5zR2QxakFMVQ](http://dbpub.cnki.net/grid/2008/Dbpub/Detail.aspx?filename=CN1837578&dbname=SCPD0009&uid=WEEvREcwSIJHSlDTTGJhYIRtcVdUam5pUnFkS0IPNnlTSmFqd1k4Q1h2M0JMaHhZbWk4Q1JCRE5zR2QxakFMVQ).
33. Qian Xiaogang, Gao Feng, Guo Weizhong. (2008). Design and analysis of 6-DOF segment erector mechanism for shield machine[J]. *Machine Design and Research*, 24(1): 17–20.
34. Guo Wentao, Guo Weizhong, Gao Feng. (2012). The group-decoupling design of a segment erector based on GF set theory // *Chinese Mechanical Engineering Society. Mechanical Transmission Division. International Conference on Mechanisms and Machine Science*, China, Huangshan University, Huangshan, Anhui, July 16–19.
35. HUANG Yeping. (2010). *Mechanism design of the hinge equipment and segment erector for tunnel boring machine*. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University.
36. Gao Feng, Yang Jialun, Ge Qiaode. (2011). *The GF sets theory of parallel robots mechanism synthesis*. Beijing: Science Press.
37. Zhang Yong. (2006). *Research on design theory and method of reducible parallel mechanisms*. Tianjin: Yanshan University.
38. Huang Zhen, Zhao Yongsheng, Zhao Tieshi. (2006). *Advanced spatial mechanism*. Beijing: Higher Education Press.
39. Huang Zhen. (1987). Error analysis of position and orientation in robot manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, 22(6): 577–581.
40. Chen Maosheng. (2010). *Study on error in hybrid mechanism based on tripod universal wrist & biglide parallel mechanism*. Shenyang: Northeastern University.
41. Jiang Chunying, Fang Lijin, Xu Zhigang. (2007). A serial mechanism method for planar movement measurement and its comparison with parallel mechanism method. *Robot*, 29(1): 67–77.
42. Salisbury J. K., Craig J. J. (1982). Articulated hands: force control and kinematic issues. *The International Journal of Robotics Research*, 1(1): 4–17
43. Li Weimin, Gao Feng. (2004). A redundantly actuated interface module with force self-evening. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 15(2): 157–159.
44. Lee Gregory, (1995). Virtual Prototyping on Personal Computers. *Meehnaical Engineering*, vol. 117, no. 7, pp. 70-73.
45. McCoy Ron(1998) Virtual Prototyping: The Practical Solution Inventor Digest.

46. Ramezanzadeh A., Rostami J. and Kastner R. (2004). Performance Analysis of Hard Rock Tunnel Boring Machine at KCRC D320 tunnel (Hong Kong). *EUROCK 2004 & 53rd Geomechanics Colloquium*. Schubert (ed.).
47. Reinhart G. and Weissenberger M. (1999). Multibody Simulation of Machine Tools as Mechatronic Systems for Optimization of Motion Dynamics in the Design Process. *Proceedings of IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronic*, pp. 605–610.
48. Bohu Li, Xudong Chai and Wenhai Zhu. (2004). The Recent Research on Virtual Prototyping Engineering for Complex Products, *Proceedings of CSCWD 2004-8th International Conference on Computer Supported Cooperative Work in Design*, pp. 18–25.
49. David M. (1990). Japanese robot can erect tunnel segments. *Tunnels and Tunneling*, vol. 22, no. 1, pp. 54–55.
50. Masahumi W. (1991). Automatic segment erection system for shield tunnels. *Advanced Robotics*, vol. 5, no. 1, pp. 429–443.
51. Matsushita T., Murano K., Sonoda T., et al. (1991). Development of segment automatic building intelligent system. presented at the 1991 Int. Conf. the 7th ISARC, Bristol, United Kingdom.
52. Kosuge K., Takeo K., Taguchi D., et al. (1996). Task-oriented force control of parallel link robot for the assembly of segments of a shield tunnel excavation system. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 1, no. 1, pp. 250–257.
53. Han Yali, Chen Kui, (2003). Segment Erecting Technique of Shield Tunneling in Najing Metro, *Tunnel Construction*, vol. 23, no. 1, pp. 16–17.
54. N. Manring (2005). Hydraulic Control Systems. *Hoboken, N. J.: John Wiley*, pp. 123–135.
55. Stress-Constrained Topology Optimization with DesignDependent Loading Edmund Lee Kai A. James Joaquim R.R.A. Martins Received: 22 August 2011 / Revised: 31 January 2012 / Accepted: 6 February 2012.
56. Accuracy of the Domain Material Derivative Approach to Shape Design Sensitivities (R. J. Yang and M. E. Botkin, 1987)
57. Stress-constrained topology optimization using a spatially adaptive finite element method" (Kai Liu and Michael P. Bendsøe, 2004)
58. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. MP Bendsoe, N. Kikuchi *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 93, 291–318.
59. Chaturvedi, D. K. (2010). *Modeling and Simulation of Systems Using MATLAB and Simulink*. CRC Press, Inc.

Наукове видання

Панченко Олена Володимирівна
Заболотний Костянтин Сергійович

**СТРУКТУРНІ ТА ПАРАМЕТРИЧНІ МОДЕЛІ
ТУНЕЛЬНИХ УКЛАДАЧІВ**

Монографія

Редактор О.Н. Ільченко

Здано на складання 20.06.24. Підписано до друку 20.06.24.

Електронне видання.

Обл-від.арк. 8,0. Умовн. друк. арк. 7,45

«Журфонд»

49000, Дніпро, пр. Д. Яворницького, 60.

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру

ДК №684 від 21.11.2001 р.

Підготовлено до видання

у Національному технічному університеті

«Дніпровська політехніка»

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004

49005, м. Дніпро, просп. Д. Яворницького, 19

- Панченко О. В.**
П16 **Структурні та параметричні моделі тунельних укладачів /**
О.В. Панченко, К.С. Заболотний; М-во освіти і науки України, Нац.
техн. ун-т «Дніпровська політехніка». – Електронне видання. Дніпро:
Журфонд, 2024. – 128 с.

ISBN 978-966-934-570-7

Монографія присвячена розробці та впровадженню нових підходів до проектування тунельних укладачів, що включають параметричну оптимізацію маніпуляторів, опорних балок та інших елементів. Дослідження доводить, що застосування сучасних методів проектування та оптимізації може значно підвищити ефективність та конкурентоспроможність вітчизняних гірничих машин.

Рекомендується подальше впровадження розроблених методів та технологій у виробництво, що сприятиме зниженню вартості продукції та підвищенню її якості на міжнародному рівні.

Призначена для фахівців галузі машинобудування, наукових співробітників, інженерів-проектувальників тунельних укладачів, спеціалістів промисловості, викладачів, аспірантів і студентів технічних університетів.

УДК 622.289.23

