

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

**ЛОВЕЙКІН В.С.
ПОЧКА К.І.**

ДИНАМІКА РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

МОНОГРАФІЯ

Київ – 2009

Публікується за рішенням вченої ради Київського національного університету будівництва і архітектури

Рецензенти: **Назаренко І.І.**, докт. техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України, лауреат державної премії України в галузі науки і техніки, завідувач кафедри машин і обладнання технологічних процесів Київського національного університету будівництва і архітектури
Маслов О.Г., докт. техн. наук, професор, завідувач кафедри конструювання машин та технологічного обладнання Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського

Ловейкін В.С., Почка К.І.

Динаміка роликової формувальної установки. Монографія. – К.-Ромни: КНУБА, «ІСА-інтерпапір», 2009. – 228 с.

Монографія написана на основі досліджень авторів динаміки роликових формувальних установок. У ній наведено низькоенергоємний принцип створення та дослідження динаміки руху роликових формувальних установок при формуванні виробів з бетонних сумішей та їх вплив на робочий процес. Розроблено рекомендації з модернізації існуючих та створення нових приводних механізмів машин роликового формування, які забезпечують підвищення їхньої продуктивності, зменшення енергоємності та покращення динамічного режиму руху.

Призначена для наукових та інженерно-технічних працівників, а також може бути корисна аспірантам, магістрам та студентам машинобудівних спеціальностей вищих навчальних закладів.

ВСТУП

Підвищення надійності робочих органів конструкцій машин для ущільнення виробів з бетонних сумішей та інших елементів, зниження металомісткості, покращення експлуатаційних показників, розширення функціонально-технічних можливостей є пріоритетним напрямком роботи по вдосконаленню існуючих та розробці нових бетоноформувальних машин.

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням, їхньому характеру зміни в часі та впливу на елементи приводу формувальних візків та на якість готової продукції.

В період роботи елементи роликових формувальних установок, а також елементи приводу перебувають під дією динамічних навантажень. Найбільші динамічні навантаження виникають при досягненні формувальними візками крайніх положень. Такі навантаження є явищем небажаним і відносяться до суттєвих факторів, що приводять до передчасного виходу установки з ладу.

Дослідження динамічних процесів при роботі роликових формувальних установок дозволять порівняти і оцінити динаміку навантажень, що діють на їх елементи та привод під час перехідних процесів, а також здійснити на основі цього модернізацію існуючих конструкцій та розробку нових, які забезпечать високу ефективність роботи бетоноформувальних машин.

В даній монографії запропоновано принцип роботи і конструкцію роликової формувальної установки з рекупераційним приводом, яка дозволяє здійснювати перерозподіл енергії формувальних візків під час безперервних пускогальмівних режимів руху.

Розроблено математичну модель динаміки руху роликової

формувальної установки з рекупераційним приводом, яка враховує механічну характеристику приводу та її зв'язок з динамікою руху формувальних візків, що взаємодіють з бетонною сумішшю. Проведено аналіз розв'язку даної моделі, який дозволив реально оцінити вплив виду приводу на систему.

На основі розробленої моделі запропоновано і впроваджено ефективну методику розрахунку динамічних навантажень та нерівномірності руху, яка дозволяє в повній мірі визначити динаміку руху машин роликового формування та дослідити динамічні характеристики приводного механізму.

Обґрунтовано доцільність застосування рекупераційного приводу формувальних візків машин роликового формування залізобетонних виробів, як одного із способів зниження енергетичних витрат та динамічних навантажень.

Проведено оптимізацію конструктивних параметрів ланок приводного механізму роликової формувальної установки. Встановлено за енергетичними та динамічними критеріями закономірності зміни динамічних навантажень в елементах установки, а також проведено їх аналіз.

В процесі досліджень встановлено, що застосування рекупераційного приводу дозволяє підвищити продуктивність роботи у 2 рази, знизити коефіцієнт нерівномірності руху у 2,6 разів, коефіцієнт динамічності – у 3,5 рази, узагальнений коефіцієнт оцінки руху – у 4,3 рази та зменшення споживаної потужності на 40 % на одиницю випущеної продукції.

На основі результатів досліджень запропоновано рекомендації з удосконалення конструкцій приводних механізмів та елементів машин роликового формування, захищених патентами України на винаходи та корисні моделі.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

1.1. Огляд машин для виробництва плоских залізобетонних виробів

Бетонні роботи по своєму об'єму і вартості є основними в будівництві. Бетон як будівельний матеріал слугує основою для створення несучих конструкцій будівель і споруд. Це обґрунтовується його високими механічними характеристиками і технологічністю обробки. З бетону можливо виконати практично будь-які конструктивні елементи споруд, будь-якої конфігурації і призначення.

За останні десятиріччя в будівництві поряд з розвитком споруд з монолітного бетону все більше значення набуває збірний залізобетон [13, 22, 42, 81, 111], що виготовляється на підприємствах будіндустрії. Структура його виробництва така, що на формування виробів, а також на утримання і ремонт устаткування припадає близько 50% трудомісткості. У промисловості збірного і монолітного залізобетону відбувається процес старіння устаткування, що пояснюється відсутністю системи реалізації теоретичних розробок, втілених в інженерні вирішення.

Поширені два способи ущільнення будівельних сумішей – вібраційний і безвібраційний.

Вібраційна дія на бетонну суміш має велике практичне значення і лежить в основі всієї сучасної технології ущільнення сумішей [13, 15, 22, 23, 42, 66, 75, 77, 80, 82...86, 88...91, 116, 123]. Сутність вібраційної дії полягає в тому, що при коливаннях бетонна суміш отримує властивості текучості внаслідок порушення зв'язків між частинками. Частинки, що отримують підвищену рухливість, переміщуються і під дією сил ваги прагнуть зайняти більш стійке положення. При цьому повітря, що знаходиться між частинками, витискується вгору і суміш, врешті, значно ущільнюється.

Процес віброущільнення бетонної суміші має складний характер і проходить у кілька стадій: переукладання компонентів з інтенсивним витискуванням повітря, зближення частинок і завершальним витискуванням повітря, а також можливим доущільненням за рахунок деякого додаткового, наприклад статичного, тиску [42, 85, 86, 123]. Означена стадія має назву компресійного стиску і може здійснюватись як під час вібрування суміші, так і по завершенні процесу вібраційної дії. У першому випадку позитивний ефект підвищення густини і міцності бетону досягається невеликим статичним тиском впродовж кількох хвилин. У другому випадку той самий ефект можна отримати лише завдяки значному питомому тиску у кілька мегапаскалей. В обох випадках ефект досягається внаслідок часткового стиску і більш рівномірного розподілу води, яка знаходиться в порах, а також ущільнення контактів між зернами заповнювачів.

Оскільки процес вібраційної дії є знакозмінним, деформація, що приводить до ущільнення шарів суміші, може бути і зворотною, яка сприяє розшаруванню і порушенню ущільненої структури [22, 85, 86]. Тому на процес ущільнення впливає також характер навантаження з боку робочого органу машини.

Вібраційні машини через свої функціональні особливості є джерелами коливань. Означені коливання можуть передаватися на фундамент, опорну конструкцію і на людину, яка працює з вібромашиною. Остання створює некомфортні умови на робочих місцях, підвищує рівень шуму і зтягує у коливання несучі металоконструкції машин, споруд тощо.

Санітарно-гігієнічні норми передбачають і нормують випадки передачі вібрації на руки працівника і на його робоче місце. При створенні віброізолюючих пристроїв, які захищають людину на робочому місці, користуються нормативами державних стандартів [44].

Безвібраційний спосіб ущільнення сумішей заснований на застосуванні тиску на суміш, що перебуває у формі або у спеціальній формувальній порожнині [5, 8, 13, 16, 22, 25, 86, 110, 117, 119...122]. Принципова відмінність

безвібраційного способу ущільнення сумішей від вібраційного способу полягає в тому, що переміщення частинок матеріалу відбувається головним чином в напрямі прикладеного тиску. За такої дії фактично не проявляється поперечне макропереміщення частинок у формі.

Означений спосіб застосовується для виробництва деяких будівельних виробів і матеріалів (плит, панелей, залізобетонних труб, бетонних порожнистих блоків, шлакоблоків, цеглин тощо).

Безвібраційні способи ущільнення суміші поділяють на статичні і динамічні. До статичних належать пресування, прокат, екструзія, вакуумування, до динамічних – пневматичний і механічний набризки. Такий поділ певною мірою є умовним, оскільки все залежить від швидкості прикладання сил і фізико-механічних властивостей матеріалу, що підлягає ущільненню.

Роликове пресування характерне тим, що відбувається багаторазове вдавлювання в свіжоукладений шар нових порцій суміші-підсипки під роликом, який здійснює зворотно-поступальні рухи поперек форми.

Особливість роликового процесу пресування полягає в наявності підсипки під роликом, що має назву язика, тобто зростає щільність виробу завдяки стиску матеріалу під роликом і обмеженому просторі [19, 20, 24, 26...28, 36...41, 43, 48, 62, 69, 110, 112...115]. Процес роликового пресування досить складний. Спочатку до рівня бортів частина форми під роликом заповнюється крихкою сумішшю. Ущільнення відбувається з того моменту, коли поверхня ролика починає взаємодіяти із сумішшю. За кожний прохід ролик втискує шар підсипки в уже нижче розташовані шари. При цьому щільність виробу, розміщеного під робочим органом, зростає по його товщині.

Аналіз сучасного стану обладнання свідчить, що фактори, які дозволяють істотно підвищити його ефективність, значною мірою вичерпані, а галузь потребує подальшої інтенсифікації виробництва. З огляду на це становище, варті уваги методи виробництва залізобетонних виробів безперервним формуванням бетоноформувальними агрегатами, в основу роботи яких покладені принципи поверхневої дії.

Досвід формування на довгих стендах набув поширення за кордоном. Роботи по створенню вітчизняних агрегатів для безперервного формування збірного залізобетону вібраційним і безвібраційним (роликовим) методами ведуться у Київському національному університеті будівництва та архітектури [1...3, 19...22, 24...28, 36, 69, 76, 77, 87, 92, 93, 113, 114].

Перевірка досвідом підтвердила доцільність застосування роликових машин для виготовлення виробів з керамзитобетону. Незважаючи на позитивні результати експлуатації поверхневих вібраційних і безвібраційних (роликових) машин та економічні розрахунки, що підтверджують їх ефективність, вітчизняна промисловість не налагодила їх серійного випуску, що пояснюється організаційними та науково-технічними недосконаlostями.

Аналіз існуючої технічної та економічної інформації, досвід промислових та лабораторних досліджень дозволяє стверджувати, що розрахунок, проектування та створення нових бетоноформувальних агрегатів є актуальними та перспективними на сучасному етапі їх використання.

Розвиток теорії і практики процесів ущільнення ґрунту та будівельних сумішей і в тому числі бетону, базується на дослідженнях Десова А.Е., Ахвердова І.Н., Гусєва Б.В., Шмигальського В.Н., Чубука Ю.Ф., Назаренка І.І., Холодова А.М., Калужського Я.А., Баладінського В.Л., Сівка В.Й., Маслова О.Г., Яковенка В.Б., Русанової Н.Г., Файвусовича О.А., Савинова О.А., Гарнеця В.М., Рюшина В.Т., Човнюка Ю.В., Омельченка В.А., Баранова Ю.О. та ін.

Результати досліджень безвібраційних методів, в тому числі роликового ущільнення, отримані в роботах Руденка І.Ф., Хархути М.Я., Заїки П.М., Захаренка А.В., Бабкова В.Ф., Ємельянової І.А., Гарнеця В.М., Ловейкіна В.С., Рюшина В.Т., Зайченка С.В., Кузіна В.М., Шинкаренка В.І., Лавріньова П.Г. та інших дозволили зробити висновок про їхню достатньо високу ефективність і досить обґрунтовано підійти до задачі удосконалення приводного механізму машин роликового формування.

1.2. Аналіз конструкцій і параметрів машин роликового формування плоских залізобетонних виробів

Підприємства будівельної індустрії мають суттєвий недолік, що стримує підвищення ефективності їх роботи. Він полягає в прийнятій на всіх підприємствах вібраційної технології виробництва збірного залізобетону, по якій виготовляється більше 80% виробів. Незважаючи на постійне удосконалення вібраційного обладнання, при цій технології досі неможливо позбавитися підвищеного рівня шуму та вібрації на робочих місцях, що створює шкідливі умови праці. Безвібраційні методи формування не тільки усувають недоліки вібраційної технології, але й відкривають нові можливості підвищення продуктивності праці, зниження металомісткості обладнання. До таких способів відноситься метод роликового формування [22, 25, 27, 28, 48, 88, 112, 113, 114] деяких видів виробів із жорстких та наджорстких дрібно-зернистих (піскуватих) та середньозернистих бетонів, фібробетону та керамзитобетону, який був успішно випробуваний у виробництві.

Впровадження безвібраційних роликових машин у виробництво залізобетонних виробів зумовлене потребою у підвищенні ефективності формувального обладнання [22, 86, 113].

Суть методу роликового формування [20, 22, 25, 86, 113] полягає в тому, що жорстко фіксований в напрямних руху уковувальний ролик здійснює зворотно-поступальне перекочування з поступальною швидкістю руху його центра мас упоперек форми, у якій здійснюється ущільнення бетонної суміші. Ролик фіксується по висоті у відповідному положенні в залежності від товщини виробу, що формується. Разом з роликом переміщується і бункер, що охоплює ролик своїми рукавами, через які безперервно підсипається бетонна суміш в зону контакту ролика з виробом.

Процес ущільнення відбувається наступним чином [24...28, 36, 48, 69, 112...115].

Спочатку пухка суміш заповнює до рівня бортів частину порожнини форми, що розташована під роликом. Ущільнення починається з того моменту, коли верхня поверхня суміші починає взаємодіяти з поверхнею ролика, тобто коли висота шару бетонної суміші починає перевищувати відстань від дна форми до нижньої твірної ролика. За кожний прохід робочий орган (ролик) вдавлює нові порції суміші-підсипки у свіжоукладений шар. При цьому щільність виробу, розташованого під робочим органом, зростає по його товщині. По мірі зростання щільності відбувається видавлювання ущільнюваної суміші в сторону незаповненої порожнини форми. Об'єм видавлюваної суміші у вільну порожнину форми збільшується до тих пір, поки не настане рівновага сил видавлювання суміші з-під ролика та сил опору переміщенню бетонної суміші в сторону незаповненої порожнини форми. видавлювання суміші з-під ролика в бік уже ущільненої суміші не відбувається, тому що цьому перешкоджає загладжувальна плита.

Таким чином, особливість роликового формування бетонних сумішей базується в зростанні щільності виробу за рахунок примусового вдавлювання додаткового матеріалу в обмежений простір форми. Якісне ущільнення бетонних сумішей при такому формуванні залежить від того, наскільки вірно вибрана конструкція роликової машини та режим руху її робочого органа.

Установка для безвібраційного роликового формування залізобетонних виробів представлена на рис. 1.1 [22]. Тут портал 1 розміщений стаціонарно на посту формування із напрямними руху 2 у середині. По них пересувається робочий орган, виконаний у вигляді роздавального бункера 8 і розміщених між його рукавами 5 ущільнювальних роликів 4. Зворотно-поступальний рух органу забезпечує гідроциліндр 7, який працює від силової гідростанції 6. Бетонна суміш до роздавального бункера надходить із основного бункера. Форма-піддон 9 встановлюється так, щоб передній край роликів знаходився на одній лінії із внутрішньою поверхнею переднього торцевого борта. Після цього розпочинається переміщення робочого органу і відкривається заслінка роздавального бункера. Суміш заповнює порожнину

форми до нижньої твірної роликів і вони починають вдавлювати нові надходження суміші до свіжоукладеного шару – починається процес ущільнення. При досягненні певної щільності (тиску) суміш починає відтискатися до вільної порожнини форми, утворюється так званий “язик”. Коли зростання його стабілізується (процес ущільнення на початковому етапі закінчився), починається переміщення форми, відбувається послідовне ущільнення всього виробу. Швидкості переміщення форми і робочого органу узгоджуються для забезпечення якісного ущільнення виробів заданої товщини.

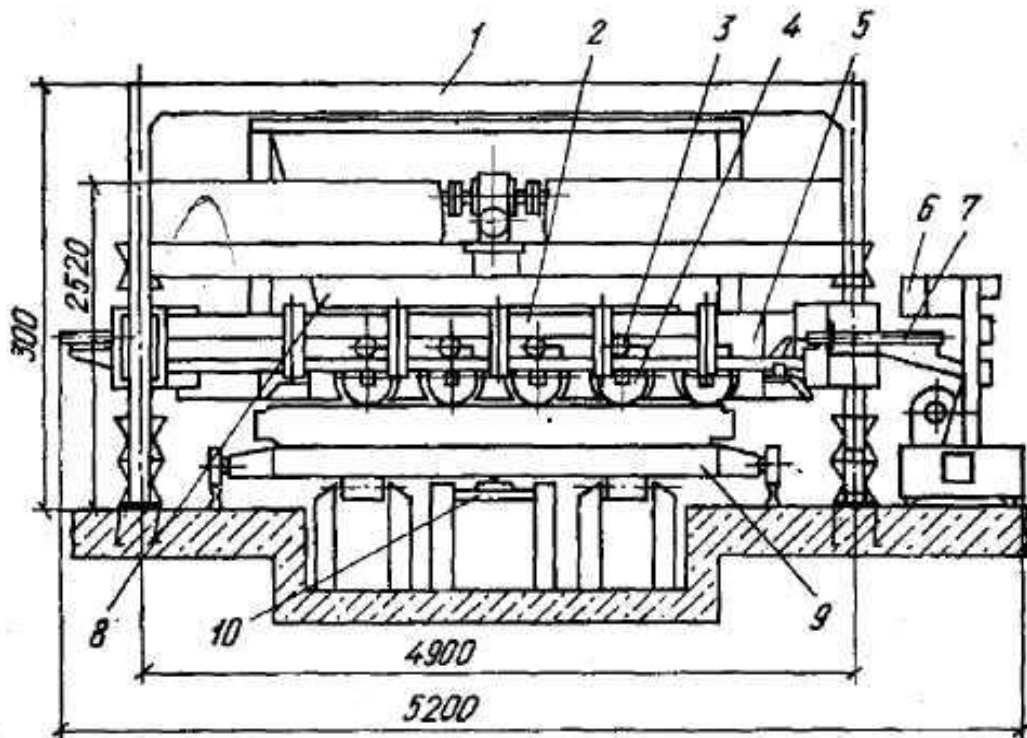


Рис. 1.1. Конструкція безвібраційної роlikової формувальної установки

Технічна характеристика роlikової формувальної установки для виготовлення плоских залізобетонних виробів із гідравлічним приводом робочого візка

Продуктивність за виробами максимального розміру, шт./год	14
Швидкість переміщення робочого візка, м/с	0,45
Швидкість переміщення форми, м/хв	1...1,15
Маса установки, кг	5100

У порівнянні з іншими формувальними машинами установка значно поліпшує санітарно-гігієнічні умови праці на посту формування, ліквідує вібрацію, знижує до мінімального рівня шум, при цьому формує жорсткі та наджорсткі суміші, котрі неможливо формувати іншими машинами. Відсутність вібраційних навантажень значно підвищує надійність складальних одиниць машини.

Для визначення потужності приводу та динамічних характеристик роликової установки для формування залізобетонних виробів необхідно знайти шляхом інженерного розрахунку параметри установки та залежності сили опору переміщенню формувального візка та необхідного крутного моменту на приводному валу кривошипа.

В основу інженерної методики розрахунку параметрів роликових БФА для виробництва залізобетонних виробів покладено результати експериментальних та теоретичних досліджень, проведених для машин роликового формування пустотних панелей [19, 36], а також використані матеріали по роликовому формуванню суцільних виробів [22, 24...28, 48, 113, 114].

Розроблена методика дозволяє проектувати нові роликові бетоноформувальні агрегати з широким діапазоном використання для виробництва як пустотних панелей, так і суцільних залізобетонних виробів. Запропонована методика сприяє визначенню практично всіх необхідних даних для проектування, а також дає можливість підвищити точність визначення параметрів робочих органів і бетоноформувальних агрегатів в цілому.

Для визначення опору переміщенню формувального візка використовуються такі вихідні дані [113]:

- розміри виробу, що формується: висота плити — h_0 , ширина виробу — B ;
- тип суміші, що ущільнюється;
- вологість бетонної суміші — W ;
- потрібна щільність виробу — $k_{\text{ущ}}$;

– величина максимального контактного тиску q , що забезпечує потрібну щільність виробу $k_{\text{ущ}}$ при вологості суміші W .

Виходячи з товщини виробу, що формується, визначається мінімально допустимий радіус робочого органу [113]

$$R = (0,4 \dots 0,55) \cdot h_0, \quad (1.1)$$

де h_0 – висота виробу.

Необхідна кількість ущільнювальних роликів визначається в залежності від радіуса ролика та від конструктивних параметрів установки

$$n_p = \frac{B}{2 \cdot R + B_T + b_n}, \quad (1.2)$$

де B – ширина виробу; b_n – величина перекриття ущільненої суміші сусіднім роликом (з метою виключення недоущільнення на стику між зонами ущільнення двох сусідніх роликів); B_T – ширина вихідного рукава живильного бункера.

Довжина ходу формувального візка визначається в залежності від

$$l_{\epsilon} = \frac{B}{n_p} + b_n. \quad (1.3)$$

Визначається також коефіцієнт θ , що характеризує розподілення епюри контактної тиску вздовж дуги контакту

$$\theta = \frac{1}{\pi} \cdot \arctg \frac{2 - 2 \cdot \nu}{\mu \cdot (1 - 2 \cdot \nu)}, \quad (1.4)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона; μ – коефіцієнт тертя робочого органу об бетонну суміш.

Кут захвату бетонної суміші робочим органом

$$\varphi_3 = qrc \sin \frac{7,53 \cdot (1 - \nu^2) \cdot q \cdot (1 - \theta)^{\theta+1} \cdot \theta^{1-\theta}}{E}, \quad (1.5)$$

де E – модуль пружності бетонної суміші.

Зусилля взаємодії ролика з бетонною сумішшю [113]

$$F = \frac{k_2 \cdot L \cdot E \cdot R \cdot \sin^2 \varphi_6}{20,32 \cdot (1 - \nu^2) \cdot \theta \cdot (1 - \theta)^3}, \quad (1.6)$$

де k_2 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу тиску по дузі контакту; L – довжина робочого органу (ролика).

Розрахункова довжина контакту ролика з ущільнюваним середовищем по дузі кола ролика

$$l_p = \frac{R \cdot \sin \varphi_6}{1 - \theta}. \quad (1.7)$$

Зусилля, необхідне для на переміщення ролика при русі його по бетонній суміші, що ущільнюється

$$F_p = \frac{1 - 2 \cdot \theta}{3 \cdot R} \cdot (2 \cdot l_p + 3 \cdot \mu \cdot R) \cdot F. \quad (1.8)$$

Зусилля, необхідне на переміщення формувального візка [113]

$$F_B = \left[G_B - n_p \cdot F \right] \cdot \left(\frac{d \cdot \mu_3}{D} + \frac{2 \cdot \mu_4}{d} \right) \cdot \mu_5 + n_p \cdot F_p, \quad (1.9)$$

де G_B – сила тяжіння формувального візка, D – діаметр напрямного ролика, d – діаметр цапфи, μ_3 – коефіцієнт тертя ковзання втулки об цапфу, μ_4 – коефіцієнт тертя кочення напрямних роликів по напрямним руху.

Миттєва потужність на ущільнення бетонної суміші

$$P_{\text{ущ}} = F_B \cdot V_B, \quad (1.10)$$

де V_B — швидкість переміщення формувального візка.

1.3. Огляд приводів машин роликового формування

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний, пневматичний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочуючими роликами. В установках з пневматичним та гідравлічним приводами формувальний візок приводиться в рух за допомогою пневмоциліндра або гідроциліндра, а в установках з механічним приводом – за допомогою кривошипно-повзунного механізму.

Відомий пристрій для формування виробів з бетонних сумішей (авторське свідоцтво СРСР 1604625, кл. В28В13/02, 1990) [2], який складається з порталу 1 (рис. 1.2), змонтованого на ньому формувального візка 2, що здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних 3 і складається з подавального бункера 4, секцій укочувальних роликів 5, встановлених в горизонтально-рухомій рамі з розподільним бункером та форми 8. Формувальний візок приводиться в рух за допомогою гідроциліндра 6, а для зм'якшення ударів при досягненні візка крайніх положень і для підвищення плавності ходу візка між порталом і горизонтально-рухомою рамою встановлені попередньо стиснені пружні елементи 7.

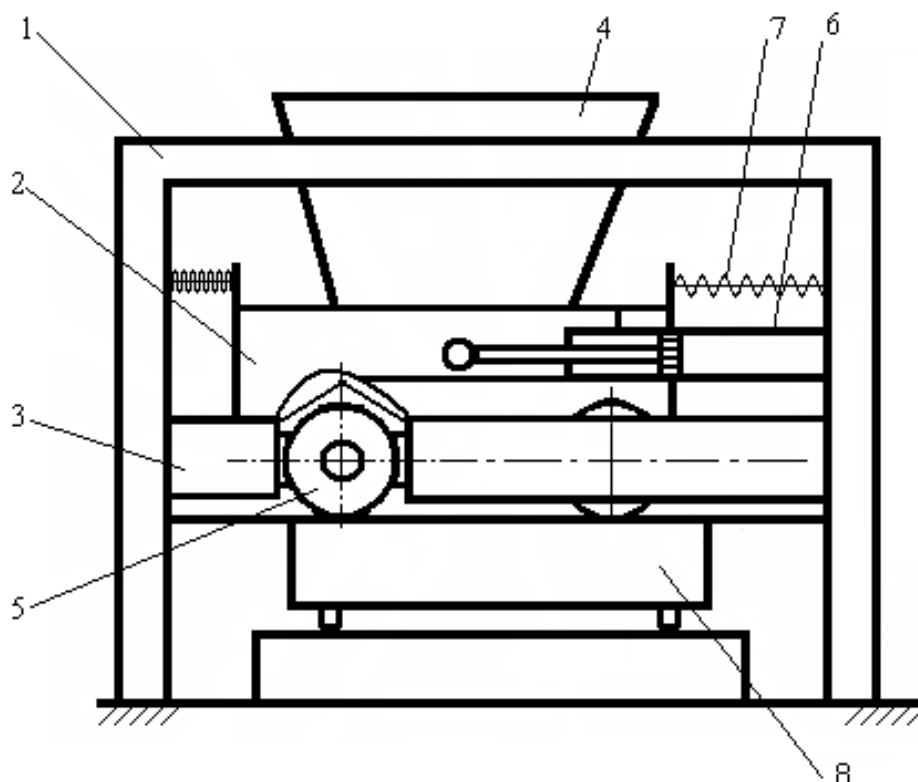


Рис. 1.2. Роликова формувальна установка з гідравлічним приводом зворотно-поступального руху формувального візка

Недоліком даного приводного механізму є його недосконалість, що призводить до підвищення витрат енергії на розтягування і стискання пружних елементів при здійсненні процесу формування, а також досить мала частота проходжень формувального візка по бетонній суміші, що приводить до зниження продуктивності. При зворотно-поступальному русі формувального візка з уключуючими роликами під час постійних пускогальмівних режимів руху втрачається значна частина енергії, яка йде на втомлене руйнування конструкції.

Для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка також використовується кривошипно-повзунний привод. На рис. 1.3 зображено роликову формувальну установку з кривошипно-повзунним приводом, що складається з формувального візка 1, шарнірно приєднаного до нього шатуна 2, який іншим кінцем з'єднується з кривошипом 3, що жорстко закріплений на валу 4. Формувальний візок 1 з подавальним бункером 8 та уключувальними роликами 7 вмонтований в порталі 6 на напрямних 5.

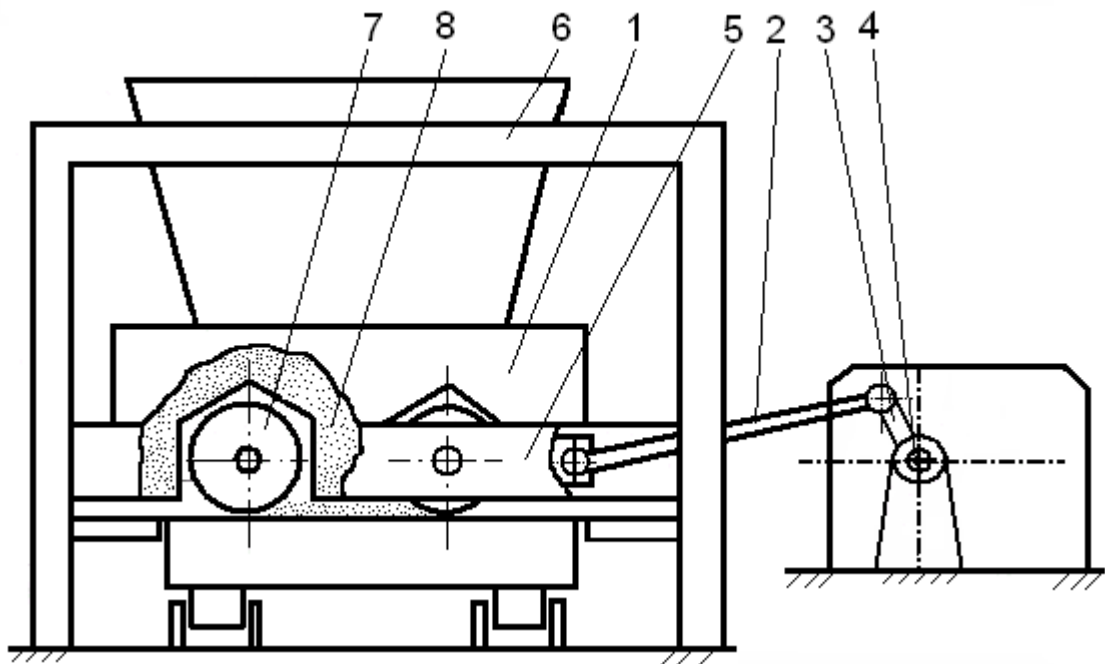


Рис. 1.3. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом зворотно-поступального руху формувального візка

Недоліком кривошипно-повзунного приводу зворотно-поступального руху формувального візка є значна нерівномірність його руху, що приводить до підвищення динамічних навантажень в елементах приводного механізму та установки в цілому і, як наслідок, до зниження якості готової продукції та передчасного виходу установки з ладу.

Також для приведення формувального візка в зворотно-поступальний рух в роликовій формувальній установці можна було б використати кулісний механізм, однак недоліком даного механізму є різниця в часі руху вихідної ланки в обох напрямках і, як наслідок, різниця у значеннях швидкостей її руху в обох напрямках, що негативно позначилося б на якості готової продукції та привело б до виникнення зайвих динамічних навантажень.

Не дивлячись на досить широке дослідження технологічно процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом, до цих пір не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму та формувального візка.

1.4. Постановка задачі дослідження

Виконаний огляд досліджень машин роликового формування дозволяє зробити наступні висновки:

1. Існуюче вітчизняне обладнання для виробництва плоских залізобетонних виробів в основному базується на вібраційному методі формування і не може позбутися своїх недоліків, що викликані природою цього процесу. Виходом з цього стану може бути застосування безвібраційного роликового методу формування.

2. Виконані попередні експериментальні і виробничі дослідження довели працездатність роликового методу формування плоских залізобетонних виробів і відкривають широкі можливості по його застосуванню.

3. Роликове формування залізобетонних виробів є перспективним безвібраційним методом ущільнення бетонних сумішей. Результати, виконані раніше, не відображають динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму та формувального візка.

4. Для удосконалення приводного механізму машин роликового формування необхідно розробити нову конструкцію роликової формувальної установки та виконати аналітичне дослідження її динаміки руху і отримані результати перевірити експериментально.

Звідси випливають головні задачі дослідження.

1. Розробити конструкцію роликової формувальної установки з рекупераційним приводом, що дозволить при збільшенні продуктивності зменшити енергетичні витрати на процес формування.

2. Розробити динамічну та математичну моделі руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. Провести динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом.

3. Дослідити вплив кута зміщення кривошипів на динаміку руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом.

4. Провести оптимізацію конструктивних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з рекупераційним приводом.

5. Розробити лабораторну дослідну фізичну модель роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для проведення експериментальних досліджень по визначенню режимів руху та силових параметрів установки.

6. Розробити рекомендації по вдосконаленню машин роликового формування.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАНОЇ УСТАНОВКИ

2.1. Синтез роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

В існуючих установках поверхневого роликового ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [22, 25, 27, 48, 113]. Значним недоліком даних пристроїв є недосконалість приводного механізму. Цей недолік проявляється в тому, що під час постійних пускогальмівних режимів руху втрачається значна частина кінетичної енергії, яка йде на втомлене руйнування конструкції.

Тому постає задача створення такого приводного механізму роликової формувальної установки, в якому при зворотно-поступальному русі формувального візка кінетична енергія одних ланок установки змогла б перетворюватися в кінетичну енергію інших ланок.

Для вирішення цієї задачі пропонується схема пристрою (рис. 2.1.), в якому при зміні напрямку руху візків відбувається передача кінетичної енергії від одного візка до другого [76]. Пристрій складається з двох однакових візків 1 і 2, кожний з яких приводиться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять два кривошипно-повзунних механізми, де кривошипи 3 і 4 жорстко закріплені на одному приводному валу 5 і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi$ [94]. Шатуни 6 і 7 з'єднані відповідно з візками 1 і 2. Наявність єдиного приводу дозволяє знизити енергетичні затрати за рахунок безпосередньої передачі кінетичної енергії від одного візка до другого при постійних пускогальмівних режимах руху.

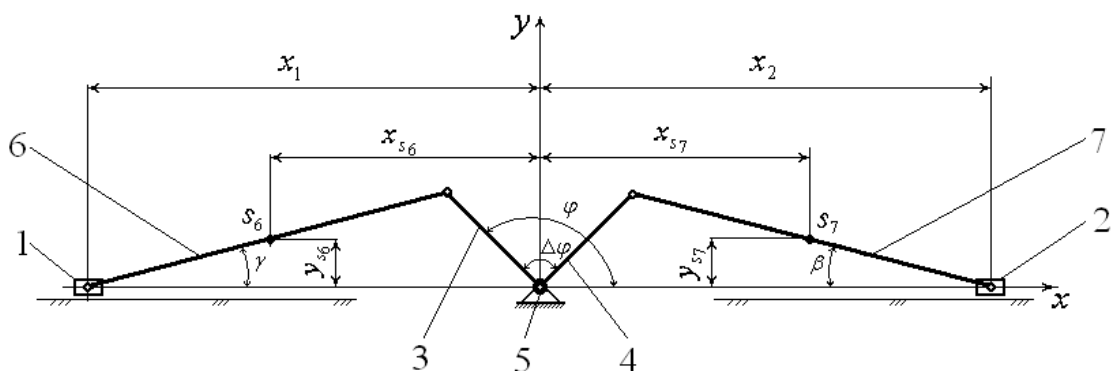


Рис. 2.1. Кінематична схема спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії при зворотному поступальному русі візків

Для даного пристрою необхідно визначити таке значення кута $\Delta\varphi$, при якому відбувалася б максимально можлива передача кінетичної енергії від одного візка до другого. Умовою неспоживання енергії ззовні на пуско-гальмівні режими руху візків при незначній зміні сил тертя та сукупності всіх дисипативних сил системи є незмінність їх сумарної кінетичної енергії протягом одного циклу руху (один повний оберт кривошипа):

$$T_1 + T_2 + T_6 + T_7 + T_5 = C = const, \quad (2.1)$$

де T_1, T_2 – функції кінетичної енергії візків 1 і 2 відповідно; T_6, T_7 – функції кінетичної енергії шатунів 6 і 7; T_5 – функція кінетичної енергії приводного механізму, враховуючи кривошипи 3 та 4; C – постійне значення енергії, яке дорівнює максимальному значенню кінетичної енергії одного з візків із приєднаним до нього шатуном та приводним механізмом при умові, що кожний з візків в деякий момент часу перебуває в стані нерухомості (при досягненні візками крайніх положень).

Кінетична енергія візків визначається залежностями [7]:

$$T_1 = \frac{m_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2}; \quad (2.2)$$

$$T_2 = \frac{m_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2}, \quad (2.3)$$

де m_1, m_2 – маси візків 1 та 2 відповідно; $\dot{x}_1$ та $\dot{x}_2$ – швидкості руху центрів мас візків. Оскільки в цьому пристрої візки однакові, то $m_1 = m_2 = m$ [76].

Кінетична енергія шатунів 6 та 7 визначається залежностями [7]:

$$T_6 = \frac{l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s6}^2 + \dot{y}_{s6}^2)}{2} + \frac{J_{s6} \cdot \dot{\gamma}^2}{2}; \quad (2.4)$$

$$T_7 = \frac{l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s7}^2 + \dot{y}_{s7}^2)}{2} + \frac{J_{s7} \cdot \dot{\beta}^2}{2}, \quad (2.5)$$

де l – довжина шатунів; q – маса одиниці довжини шатуна; $\dot{x}_{s6}$, $\dot{y}_{s6}$, $\dot{x}_{s7}$, $\dot{y}_{s7}$ – швидкості руху центрів мас шатунів 6 та 7; $J_{s6} = J_{s7} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – моменти інерції шатунів 6 та 7, що проходять через цент їх мас і перпендикулярні до площин їх руху; $\dot{\gamma}$, $\dot{\beta}$ – кутові швидкості обертання шатунів 6 та 7.

Кінетична енергія приводного механізму визначається залежністю [7]:

$$T_5 = \frac{J_0 \cdot \dot{\phi}^2}{2}, \quad (2.6)$$

де J_0 – момент інерції приводного механізму, зведений до осі повороту приводного валу; $\dot{\phi} = \omega$ – кутова швидкість обертання приводного валу 5 з кривошипам.

Для визначення лінійних швидкостей центрів мас візків 1 і 2, центрів мас шатунів 6 та 7, а також кутових швидкостей шатунів 6 та 7, необхідно спочатку визначити їхні функції положення.

Координати центрів мас візків (рис. 2.1) визначаються залежностями:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi - l \cdot \cos \gamma; \quad (2.7)$$

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi - \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta, \quad (2.8)$$

де r – радіус кривошипів; φ – кутова координата кривошипа 3; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипа 4 відносно кривошипа 3; γ – кутова координата, яка визначає положення шатуна 6 відносно горизонталі; β – кутова координата, яка визначає положення шатуна 7 відносно горизонталі.

Кутові координати положення шатунів 6 і 7 відносно горизонталі визначаються залежностями:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right); \quad \beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi)\right). \quad (2.9)$$

Підставивши залежності (2.9) у вирази (2.7) та (2.8), отримано кінцеві формули для визначення координат центрів мас першого та другого візків:

$$x_1 = r \cdot \left[\cos \varphi - \sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi} \right]; \quad (2.10)$$

$$x_2 = r \cdot \left[\cos(\varphi - \Delta \varphi) + \sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi - \Delta \varphi)} \right]. \quad (2.11)$$

Координати центрів мас шатунів 6 та 7 (рис. 2.1) із врахуванням виразів (2.9) визначаються наступними залежностями:

$$x_{s6} = r \cdot \cos \varphi - \frac{l}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}; \quad y_{s6} = \frac{r}{2} \cdot \sin \varphi; \quad (2.12)$$

$$x_{s7} = r \cdot \cos(\varphi - \Delta \varphi) + \frac{l}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta \varphi)}; \quad y_{s7} = \frac{r}{2} \cdot \sin(\varphi - \Delta \varphi). \quad (2.13)$$

Лінійні швидкості центрів мас візків 1 і 2 та центрів мас шатунів 6 і 7, а також кутові швидкості обертання шатунів 6 і 7 при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$) визначаються залежностями:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad (2.14)$$

$$\dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad (2.15)$$

$$\dot{x}_{s6} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s6} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}; \quad (2.16)$$

$$\dot{x}_{s7} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s7} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi}; \quad (2.17)$$

$$\dot{\gamma} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}; \quad \dot{\beta} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial \beta}{\partial \varphi}, \quad (2.18)$$

де $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \beta}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас відповідно візків 1 і 2, центрів мас та кутового положення шатунів 6 і 7, які визначаються наступним чином:

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right); \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi - \Delta \varphi) \cdot \left[1 + \frac{\cos(\varphi - \Delta \varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi - \Delta \varphi)}} \right]; \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi - \Delta \varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi - \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta \varphi)}} \right); \quad \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi - \Delta \varphi); \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}}; \quad \frac{\partial \beta}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi - \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta \varphi)}}. \quad (2.23)$$

Після цього вирази кінетичної енергії елементів пристрою набувають виду:

$$T_1 = \omega^2 \cdot \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2; \quad T_2 = \omega^2 \cdot \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2; \quad (2.24)$$

$$T_6 = \omega^2 \cdot \left(\frac{l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 \right]}{2} + \frac{J_{s6} \cdot \left(\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} \right)^2}{2} \right);$$

$$T_7 = \omega^2 \cdot \left(\frac{l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} \right)^2 \right]}{2} + \frac{J_{s7} \cdot \left(\frac{\partial \beta}{\partial \varphi} \right)^2}{2} \right). \quad (2.25)$$

Оскільки кінетична енергія шатунів 6 і 7 та приводного механізму з кривошипам 3 і 4 в порівнянні з кінетичною енергією візків 1 і 2 є незначною та майже незмінною, то з достатнім рівнем точності для інженерних розрахунків нею можна знехтувати. При цьому максимальне значення кінетичної енергії візка 1 буде в моменти, коли $\varphi = \frac{\pi}{2}$ та $\varphi = \frac{3 \cdot \pi}{2}$, тобто коли його швидкості максимальні. Тоді максимальне значення кінетичної енергії одного з візків [76]

$$C = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot r^2}{2}. \quad (2.26)$$

Підставивши вирази (2.24) та (2.26) в рівняння (2.1), отримаємо

$$\frac{1}{r^2} \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] = 1. \quad (2.27)$$

В роботі [76] її автором висунуто припущення, що для такого пристрою при всіх значеннях кутової координати φ рівняння (2.27) з найбільшим ступенем точності для інженерних розрахунків справедливе при $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$. Спростивши рівняння (2.27) та замість $\Delta\varphi$ підставивши в ньому $\frac{\pi}{2}$, отримано рівняння [76]

$$\sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi \right)^2 + \cos^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \right)^2 = 1, \quad (2.28)$$

яке з достатнім ступенем точності для інженерних розрахунків, який залежить від співвідношення $\frac{r}{l}$, справедливе для всіх дійсних значень координати φ . Звідси випливає, що при зміщенні кривошипів привода пристрою один відносно другого на кут $\frac{\pi}{2}$ при незначній зміні сил тертя та сукупності всіх дисипативних сил системи кінетична енергія передається від одного візка до другого при неперервних пускогальмівних режимах їх руху практично без втрат.

Проте це не доведено. Тому постає задача визначення такого значення кута $\Delta\varphi$, при якому рівняння (2.27) було б справедливим, а також встановити його вплив на динамічні характеристики пристрою.

При такій конструкції пристрою, коли один візок починає гальмування, другий в цей час починає розгін. В цьому випадку накопичена кінетична енергія гальмуючого візка віддається візку, який починає розгін. При зупинці гальмуючого візка в крайньому положенні візок, що здійснював розгін набуває максимальну швидкість, а отже і максимальну кінетичну енергію. Після цього візки як би міняються місцями: той, що здійснював розгін, починає гальмувати і віддає свою енергію другому візку, який в цей час починає розгін. Такий процес руху візків безперервно повторюється, і відбувається безперервна передача кінетичної енергії від одного візка до другого.

Згідно кінематичної схеми на рис. 2.1 було розроблено конструкцію роликової формувальної установки для ущільнення виробів з бетонних сумішей на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом [94]. Установка (рис. 2.2.) складається з двох пристроїв, що розташовані по різні боки приводного валу, кожний з яких вміщує в собі змонтований на порталах 9 і 10 формувальні візки 1 і 2 відповідно, які здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних 8. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 11 та з співвісних секцій укочувальних роликів 12. Таку ж конструкцію має й інший візок. Візки 1 і 2 з розподільними бункерами

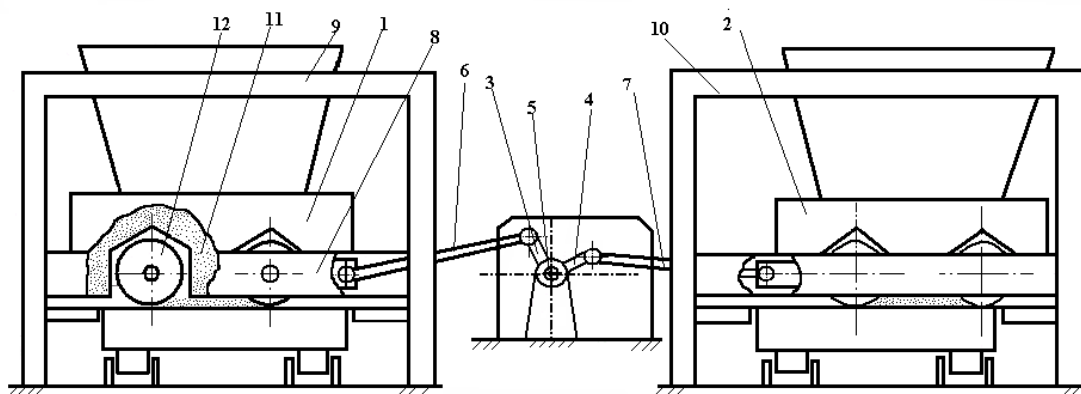


Рис. 2.2. Установка для формування плоских залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом

приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді двох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 3 та 4 яких жорстко закріплені на одному приводному валу 5 і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = \pi/2$. Шатуни 6 та 7 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1 та 2, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 3 та 4.

Установка працює таким чином.

Бетонна суміш поступає в подавальний бункер 11. Цей бункер разом із встановленими між його секціями укочувальними роликами 12 по напрямних 8 з розподільним бункером здійснюють зворотно-поступальний рух над порожниною форми в напрямку, перпендикулярному до осі переміщення форми за допомогою єдиного приводу 5 на два однакових формувальних пристрої, виконаного у вигляді двох поєднаних кривошипно-повзунних механізмів.

При зворотно-поступальному русі формувальних візків суміш, що поступає із секції подавального бункера 11, попадає під укочувальні ролики 12. Форма при цьому рухається перпендикулярно руху горизонтально-рухомої рами 8 і знаходиться під ущільнювальними роликами 12.

Кожний із пристроїв встановлюється таким чином, що над порожниною форми знаходиться лише частина робочого органу (укочувального ролика). Суміш при цьому заповнює порожнину форми. Коли рівень суміші досягає рівня ролика, який здійснює зворотно-поступальний рух, починається його взаємодія з сумішшю, тобто процес ущільнення.

По мірі руху форми суміш стає все більш щільною і потребує меншого об'єму під поверхнею робочого органу.

Процес ущільнення продовжується до тих пір, поки кожна поверхня виробу не пройде повний цикл ущільнення.

Такий же процес ущільнення відбувається і на другому, паралельно працюючому, формувальному пристрої.

2.2. Визначення кінематичних характеристик установки

За технологічним процесом формувальні візки установки для формування залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом (рис. 2.2) здійснюють зворотно-поступальний рух.

Цей рух визначається кінематичними характеристиками: переміщеннями, швидкостями та прискореннями центрів мас формувальних візків. Закони зміни цих характеристик визначаються типом механізму приводу формувальних візків, його конструктивними параметрами та законом руху ведучої ланки. В роликівих машинах ведучою ланкою, як правило, є вал електродвигуна приводу. При усталеному русі кутову швидкість обертання валу електродвигуна приводу в першому наближенні можна прийняти постійною, тобто $\omega = const$, а кутове прискорення $\varepsilon = 0$.

Тому можна сказати, що кінематичні характеристики формувальних візків будуть залежати тільки від типу приводу, його конструктивних характеристик та кутової швидкості ведучої ланки, а характер їх зміни буде функцією лише типу механізму та його конструктивних параметрів, оскільки як вже було сказано, що кутова швидкість ведучої ланки не змінюється в процесі руху.

На рис. 2.1 зображено кінематичну схему запропонованої конструкції установки для формування залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом. Для даної схеми потрібно визначити кінематичні характеристики візків 1 та 2, що приводяться в зворотно-

поступальний рух за допомогою кривошипів 3 і 4 та шатунів 6 і 7, які являють собою два спарених кривошипно-повзунних механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$.

Координати центрів мас візків 1 та 2 визначаються залежностями (2.9) та (2.10). Для установки з параметрами: радіус кривошипів $r = 0,2\text{ м}$; довжина шатунів $l = 0,8\text{ м}$; кутова швидкість обертання кривошипів $\omega = 10,47\text{ рад/с}$ за цими залежностями побудовано графіки зміни переміщень першого та другого візків, які зображено на рис. 2.3.

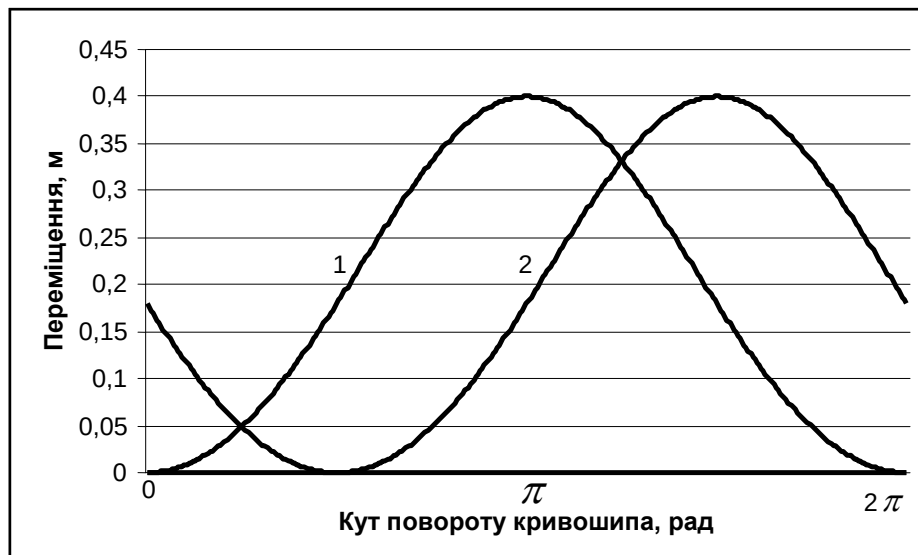


Рис. 2.3. Графіки зміни переміщень першого (1) та другого (2) візків

Функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1 та 2 визначаються залежностями (2.11) та (2.12), а графіки їх зміни зображено на рис. 2.4.

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас візків 1 та 2 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad (2.29)$$

$$\ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}, \quad (2.30)$$

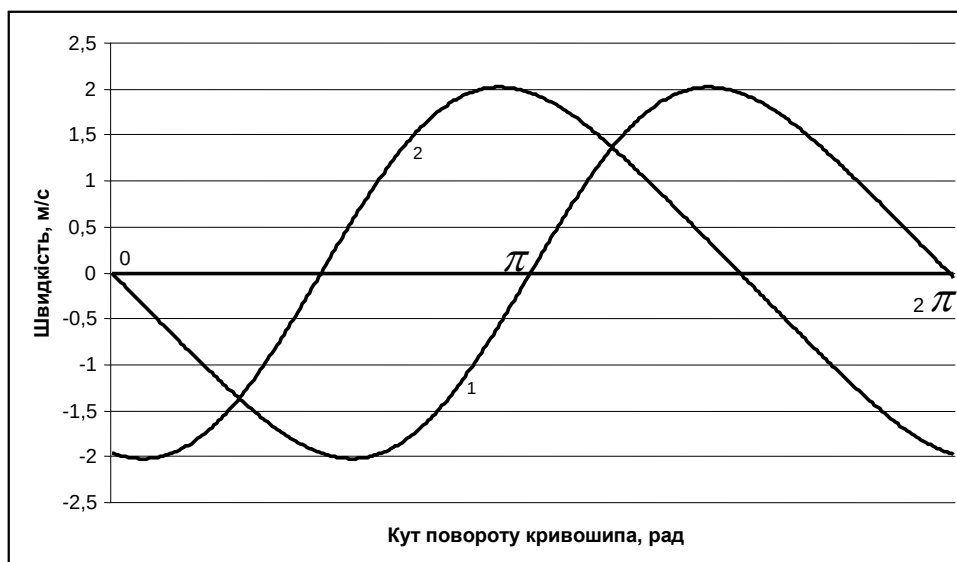


Рис. 2.4. Графіки зміни швидкостей першого (1) та другого (2) візків

де $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас візків 1 та 2, які

визначаються наступним чином:

$$\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi\right)^{-1}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \right); \quad (2.31)$$

$$\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos(\varphi - \Delta \varphi) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta \varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi - \Delta \varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta \varphi)\right)^{-1}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta \varphi)}} + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi - \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta \varphi)}} \right). \quad (2.32)$$

Графіки зміни прискорень центрів мас першого та другого візків наведені на рис 2.5.

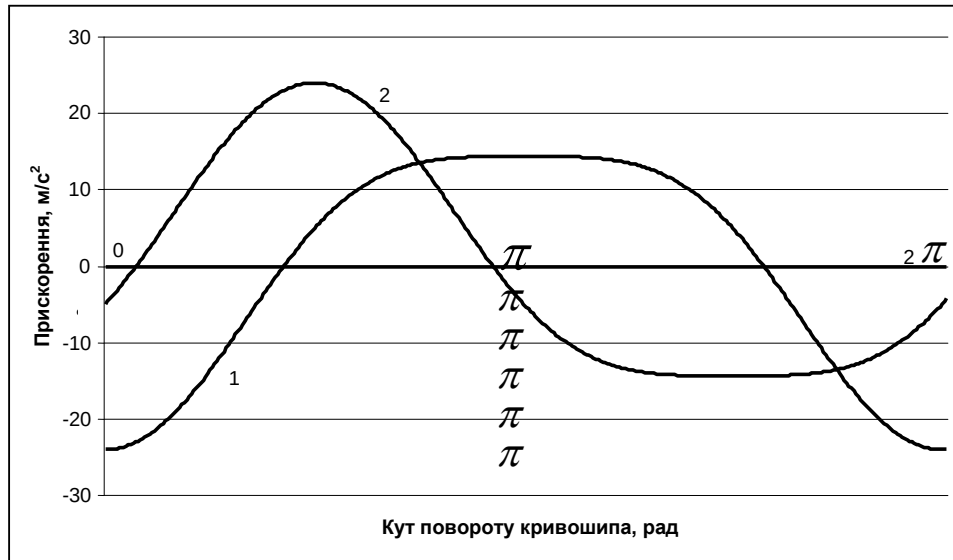


Рис. 2.5. Графіки зміни прискорень першого (1) та другого (2) візків

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас шатунів 6 та 7 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_{s6} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s6}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{y}_{s6} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s6}}{\partial \varphi^2}; \quad (2.33)$$

$$\ddot{x}_{s7} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s7}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{y}_{s7} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s7}}{\partial \varphi^2}, \quad (2.34)$$

де $\frac{\partial^2 x_{s6}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 y_{s6}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_{s7}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 y_{s7}}{\partial \varphi^2}$, – другі передаточні функції центрів мас

шатунів 6 та 7, які визначаються наступним чином:

$$\frac{\partial^2 x_{s6}}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi\right)^{-1}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \right.$$

$$\frac{\partial^2 y_{s6}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin \varphi; \quad (2.35)$$

$$\frac{\partial^2 x_{s7}}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos(\varphi - \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2(\varphi - \Delta\varphi)}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)} \right) - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right) + \right. \\ \left. + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right);$$

$$\frac{\partial^2 y_{s7}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi). \quad (2.36)$$

Кутові прискорення обертання шатунів 6 і 7 визначаються виразами:

$$\ddot{\gamma} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 \gamma}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{\beta} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 \beta}{\partial \varphi^2}, \quad (2.37)$$

де $\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \varphi^2}, \frac{\partial^2 \beta}{\partial \varphi^2}$ – їхні другі передаточні функції, які визначаються наступним

чином:

$$\frac{\partial^2 \gamma}{\partial \varphi^2} = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2 \varphi}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) - 1 \right)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}}; \\ \frac{\partial^2 \beta}{\partial \varphi^2} = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2(\varphi - \Delta\varphi)}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)} \right) - 1 \right)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}}. \quad (2.38)$$

2.3. Дослідження кінематики взаємодії ущільнювального ролика з шаром середовища обмеженої глибини

При взаємодії ролика з бетонною сумішшю виникає необхідність визначення контактних деформацій та напружень, а також розподілу переміщень, деформацій і напружень в середовищі під дією деформатора циліндричної форми. Однією з таких задач є визначення характеру деформацій та напружень, а також контактних напружень на поверхні контакту з подальшим визначенням сил опору при взаємодії жорсткого ролика з бетонною сумішшю.

Внаслідок симетричності дії ролика відносно поздовжньо-вертикальної площини задача може вирішуватись у плоскій постановці. Плоска постановка задачі виправдана відсутністю можливості деформування в поперечному напрямку, оскільки ролик діє по всій ширині бетонної суміші розміщеної в абсолютно жорстких стінках. Схема взаємодії ролика з бетонною сумішшю в загальному випадку представлена на рис. 2.6.

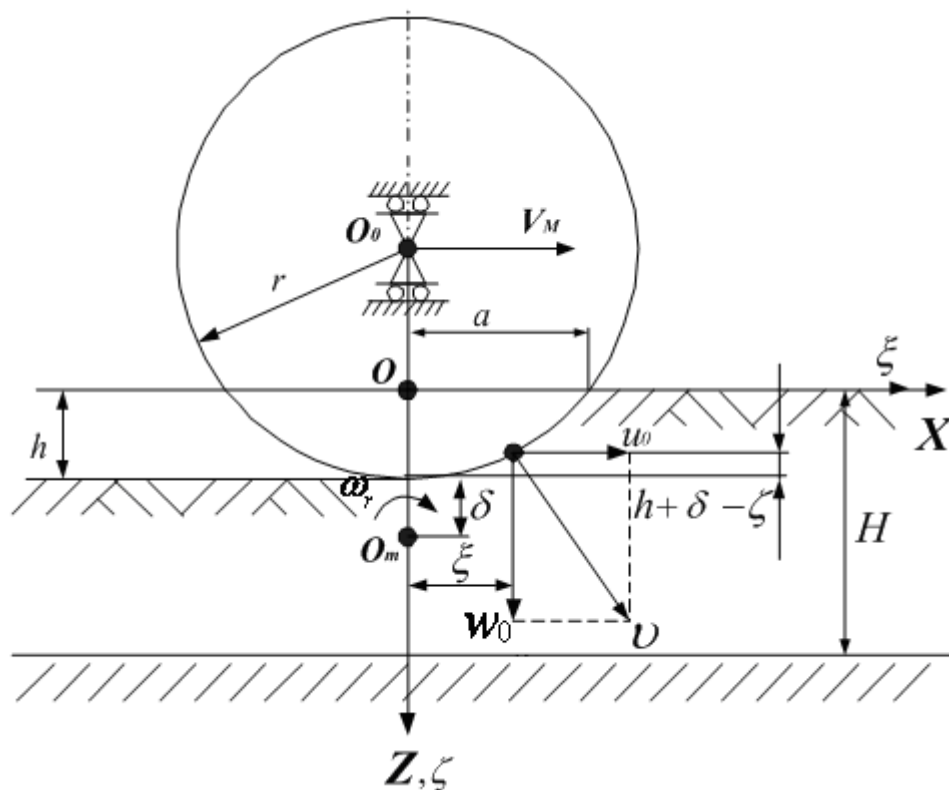


Рис. 2.6. Схема взаємодії ущільнювального ролика з бетонною сумішшю обмеженої глибини H

Бетонна суміш (приймається як абсолютно пружне середовище на завершальній стадії ущільнення [25, 27, 28]), на яку діє ролик в плоскій постановці задачі, характеризується розмірами: в напрямку осі OZ – H , в напрямку осі OX – ∞ . При цьому денна поверхня суміші співпадає з віссю OX . Нижня границя суміші на відстані H від осі OX обмежена абсолютно жорсткою нерухомою основою. Система координат в якій представлено поверхню ролика $\xi O \zeta$ співпадає з системою координат суміші за напрямками XOZ .

Поверхня циліндричного ролика в системі координат $\xi O \zeta$, при розміщенні осі ролика в точці O_0 виражається рівнянням неявного вигляду (рис.2.6):

$$r^2 = (\zeta + r - h)^2 + \xi^2; \quad (2.39)$$

та у параметричному вигляді:

$$\xi = r \cdot \sin \theta; \quad \zeta = r \cdot \cos \theta - (r - h), \quad (2.40)$$

де θ – кут повороту ролика.

Половина горизонтальної проекції та вертикальна проекція (глибина ходу) зони контакту зв'язані співвідношеннями:

$$a = \sqrt{2 \cdot h \cdot r - h^2}; \quad h = r - \sqrt{r^2 - h^2}.$$

З умов постановки задачі вісь ролика має можливість переміщення V_m лише в напрямку осі OX , при цьому переміщення у вертикальному напрямку відсутні. За таких умов точки контакту ролика з бетонною сумішшю будуть обертатися навколо миттєвого центра обертання O_m , який знаходиться на осі OZ ідемі $O\zeta$ на відстані δ від нижньої точки контакту ролик-бетонна суміш, з кутовою швидкістю

$$\omega_r = \frac{\dot{V}_m}{r + \delta},$$

де $\dot{V}_m$ – швидкість переміщення центра мас ролика; δ – величина, що враховує умови буксування – ковзання ролика. В розглянутому випадку буксування відсутнє, тому $\delta = 0$.

Проекції на горизонтальну та вертикальну вісі швидкостей можливих переміщень бетонної суміші на поверхні контакту ролик-бетонна суміш матимуть вигляд:

$$\dot{u}_0 = \omega_r \cdot \zeta_1; \quad \dot{w}_0 = \omega_r \cdot \xi, \quad (2.41)$$

де $\zeta_1 = r + \delta - \sqrt{r^2 - \xi^2}$, $\zeta_1 = r + \delta - r \cdot \cos[\theta]$.

Залежності (2.41) є початковими умовами для розв'язання задачі Діріхле [109].

Компоненти переміщень бетонної суміші на відстані від поверхні котка, для умов плоскої постановки задачі, можуть бути знайдені у вигляді потенціальних гармонічних функцій, які задовольняють початковим умовам (2.41) і прямують до нуля при $x \rightarrow \infty$ та $z \rightarrow H$.

Відомі рішення контактних задач для пружного середовища [35, 81, 109] не є адекватними для випадків, коли бетонна суміш (напівплощина для плоскої постановки задачі) обмежена абсолютно твердою опорою, оскільки не забезпечують виконання кінцевих граничних умов. Рішення для бетонної суміші, що має місце на завершальній стадії ущільнення, коли вона достатнім чином структурована з однорідною по об'єму виробу щільністю і приймається як абсолютно пружне середовище, при зміні $x = \{-\infty; \infty\}$, $z = \{0; H\}$, або $x = \{0; \infty\}$, $z = \{0; H\}$ пропонується розв'язувати з використанням гармонічних потенціальних функцій виду [45]:

$$p(x, z) = \ln \left(ch \left[\frac{\pi \cdot (x - \xi)}{H} \right] - \cos \left[\frac{\pi \cdot (z - \zeta)}{H} \right] \right);$$

$$p(x, z) = \sin \left[\frac{\pi \cdot (z - \zeta)}{H} \right] \cdot \frac{1}{ch \left[\frac{\pi \cdot (x - \xi)}{H} \right] - \cos \left[\frac{\pi \cdot (z - \zeta)}{H} \right]}. \quad (2.42)$$

Таке рішення для внутрішньої задачі першого типу з кінематичними крайовими умовами, тобто заданою функцією:

$$\begin{aligned} U(x, z)|_{x=0, z=0} &= \{u = f(\xi, \zeta), w = f(\xi, \zeta)\}; \\ U(x, z)|_{x=\infty, z=H} &= \{u = 0, w = 0\}. \end{aligned} \quad (2.43)$$

Простіше кажучи задача формулюється таким чином: на бетонну суміш (яка може бути формалізована як ізотропна і яка дозволяє застосовувати методи пружності) діє деформатор, форма якого описується рівнянням поверхні: $F = f(\xi, \zeta)$, при цьому відомими крім його форми є умови на поверхні та на границях (2.43). Задача полягає в знаходженні можливих переміщень в межах бетонної суміші, деформацій, а при застосуванні фізичних рівнянь зв'язку деформацій з напруженнями в які входять механічні властивості бетонної суміші – компонентів напружень та розподілу сил по поверхні деформатора. Розв'язок такої задачі дозволяє оптимізувати поверхню деформатора та кінематичні режими його дії з метою забезпечення бажаних змін властивостей бетонної суміші при мінімальних витратах енергії.

Розглянуто плоску постановку задачі, при якій однорідні рівняння статки можна задовольнити шляхом вираження напружень σ_x , σ_z , τ_{xz} через одну функцію напружень [81].

Два однорідні рівняння статки:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} = 0, \quad (2.44)$$

тотожно задовольняються за допомогою гармонічних потенціальних функцій:

$$\sigma_x = \frac{\partial p_1}{\partial z}; \quad \tau_{zx} = \frac{\partial p_1}{\partial x}; \quad \tau_{xz} = \frac{\partial p_2}{\partial z}; \quad \sigma_z = \frac{\partial p_2}{\partial x},$$

при цьому умова $\tau_{zx} = \tau_{xz}$ призводить до рівняння того ж вигляду, що і (2.41):

$$\frac{\partial p_1}{\partial x} + \frac{\partial p_2}{\partial z} = 0.$$

Тому, вводячи до розгляду нову гармонічну потенціальну функцію $p_0(x, z)$:

$$p_1 = \frac{\partial p_0}{\partial z}; \quad p_2 = -\frac{\partial p_0}{\partial x}.$$

Звідки основні співвідношення для напружень виразяться наступним чином:

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2}; \quad \tau_{zx} = -\frac{\partial^2 p_0}{\partial z \partial x}; \quad \sigma_z = \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2}. \quad (2.45)$$

Рівняння рівноваги (2.44) та сумісності деформацій $\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xz}}{\partial z \partial x}$ будуть тотожно задоволені, якщо:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \left(\frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2} \right) = 0.$$

Узагальнений закон Гука для плоского напруженого стану матиме вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{2 \cdot G} \cdot \left(\sigma_x - \frac{\nu}{1+\nu} \cdot \sigma \right); \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{2 \cdot G} \cdot \left(\sigma_z - \frac{\nu}{1+\nu} \cdot \sigma \right); \\ \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{xz}; \quad \sigma = \sigma_x + \sigma_z, \end{aligned} \right\} \quad (2.46)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона, G – модуль пружності зсувних деформацій.

Для випадку плоскої деформації при відсутності третьої складової переміщень в напрямку осі oy : $y = 0$ рівняння (2.46) набудуть такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{2 \cdot G} \cdot (\sigma_x - \nu \cdot \sigma); \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{2 \cdot G} \cdot (\sigma_z - \nu \cdot \sigma); \\ \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{xz}; \sigma = \sigma_x + \sigma_z. \end{aligned} \right\} \quad (2.47)$$

З урахуванням (2.45) відносні деформації ε_x , ε_z виразяться через потенціальні гармонічні функції таким чином:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{2 \cdot G} \cdot \left(-\nu \cdot (1 + \nu) \cdot \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2} - (1 - \nu^2) \cdot \frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} \right); \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{2 \cdot G} \cdot \left(-\nu \cdot (1 + \nu) \cdot \frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} - (1 - \nu^2) \cdot \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2} \right). \end{aligned} \quad (2.48)$$

Після інтегрування першого рівняння (2.48) по x , а другого по z отримано вирази:

$$\begin{aligned} u &= C_1 - \frac{1}{E} \cdot \left(\nu \cdot \frac{\partial p_0}{\partial x} + x \cdot (-1 + \nu) \cdot \frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} \right); \\ w &= C_2 - \frac{1}{E} \cdot \left(\nu \cdot \frac{\partial p_0}{\partial z} + x \cdot (-1 + \nu) \cdot \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2} \right). \end{aligned} \quad (2.49)$$

де $C_1 = u_0$, $C_2 = w_0$ – компоненти переміщень на поверхні контакту.

Потенціальна гармонічна функція, яка задовольняє граничні умови може бути прийнята у вигляді логарифмічного потенціалу [45]:

$$p_0 = \int_0^l f(\xi, \zeta) \cdot 2 \cdot G \cdot k \cdot \ln \left[\left(\frac{z - \zeta}{H} \right)^2 + \left(\frac{x - \xi}{H} \right)^2 \right] dl, \quad (2.50)$$

де k – безрозмірний коефіцієнт, який забезпечує виконання граничних умов:

$$k = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot \frac{H}{H_0}, \quad H_0 = 1M - \text{одиниця товщини.}$$

Для випадку представлення поверхні навантаження переміщенням (швидкостями переміщень) у параметричному вигляді потенціальні функції виражаться наступним чином:

$$\text{для } u - u = u_0 - (\nu \cdot au_1 + x \cdot (-1 + \nu) \cdot au_2);$$

$$\text{для } w - w = w_0 - (\nu \cdot aw_1 + x \cdot (-1 + \nu) \cdot aw_2).$$

Функції, що входять до останніх залежностей мають вигляд:

$$au_1 = \frac{\partial}{\partial x} \left(\int_0^\theta \frac{k \cdot r \cdot (r + \delta - r \cdot \cos \theta) \cdot \ln \left[\theta \cdot \frac{(-h + r + z - r \cdot \cos \theta)^2}{H^2} + \frac{(x - r \cdot \sin \theta)^2}{H^2} \right] \cdot V_m \cdot \sin \theta}{r + \delta} d\theta \right);$$

$$au_2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\int_0^\theta \frac{k \cdot r \cdot (r + \delta - r \cdot \cos \theta) \cdot \ln \left[\theta \cdot \frac{(-h + r + z - r \cdot \cos \theta)^2}{H^2} + \frac{(x - r \cdot \sin \theta)^2}{H^2} \right] \cdot V_m \cdot \sin \theta}{r + \delta} d\theta \right);$$

$$aw_1 = \frac{\partial}{\partial z} \left(\int_0^\theta \frac{k \cdot r^2 \cdot \cos \theta \cdot \ln \left[\theta \cdot \frac{(-h + r + z - r \cdot \cos \theta)^2}{H^2} + \frac{(x - r \cdot \sin \theta)^2}{H^2} \right] \cdot V_m \cdot \sin \theta}{r + \delta} d\theta \right);$$

$$aw_2 = \frac{\partial^2}{\partial z^2} \left(\int_0^\theta \frac{k \cdot r^2 \cdot \cos \theta \cdot \ln \left[\theta \cdot \frac{(-h + r + z - r \cdot \cos \theta)^2}{H^2} + \frac{(x - r \cdot \sin \theta)^2}{H^2} \right] \cdot V_m \cdot \sin \theta}{r + \delta} d\theta \right).$$

(2.51)

Межі інтегрування виразів (2.51) виражаються наступним чином. На поверхні середовища величина $\zeta = 0$, отже з виразу $\zeta = r \cdot \cos\theta - (r - h) = 0$ маємо: $\theta = \arccos \frac{-h+r}{r}$.

При $\zeta = h$, $\zeta = r \cdot \cos\theta - (r - h) = h$, маємо: $\theta = 0$.

Потенціальні гармонічні функції (2.51) дозволяють визначити компоненти переміщень (швидкостей переміщень) бетонної суміші під дією ролика.

Компоненти деформацій бетонної суміші під дією ролика для пружного середовища визначаються так:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \quad \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}. \quad (2.52)$$

На рис. 2.7 представлені ізолінії розподілу деформацій бетонної суміші, на яких білим кольором зображено зону максимального стиснення, а чорним кольором – зону максимального розтягнення.

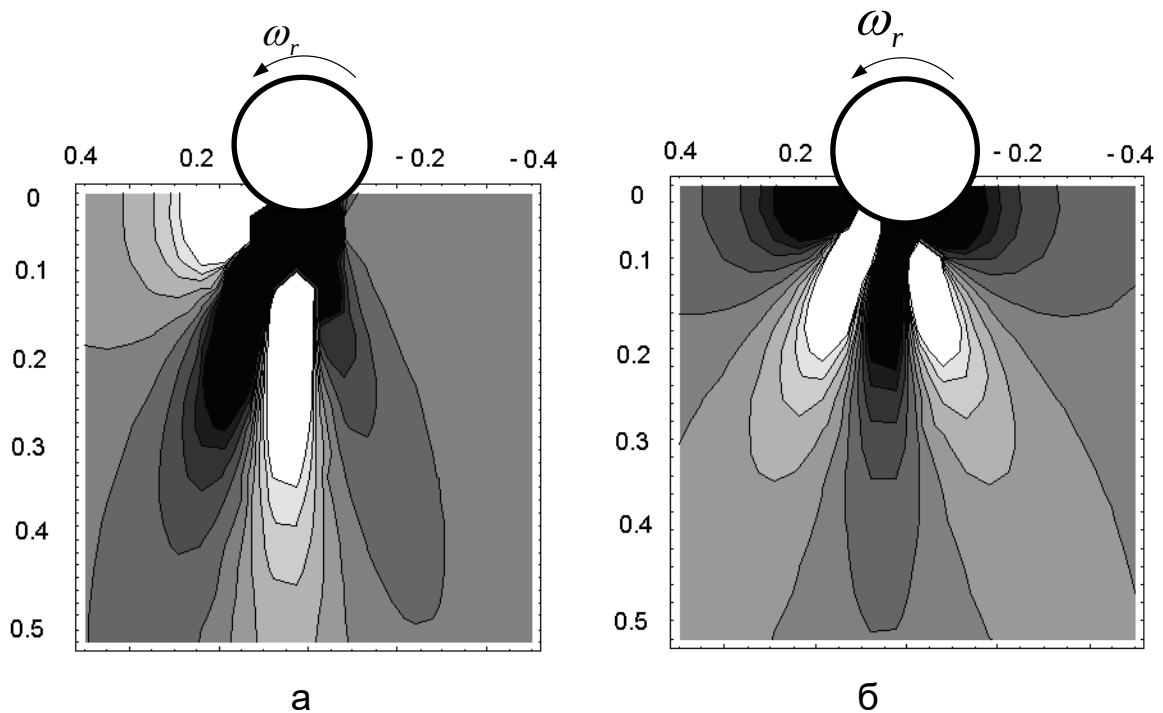


Рис. 2.7. Ізолінії розподілу деформацій бетонної суміші: а – ε_x , б – ε_z

Для визначення розподілу тиску по поверхні ролика, що взаємодіє з бетонною сумішшю необхідно визначити компоненти деформацій на поверхні контакту при умові: $x - \xi = \lambda$; $z - \zeta = \lambda$, де λ – мінімальна величина, яка дозволяє позбутися сингулярності функцій (2.52). В рамках точності запропонованого чисельного методу розв’язку задачі та виходячи з кількісної оцінки нев’язки розв’язку задачі прийнято значення коефіцієнта $\lambda = 10^{-3} \text{ м}$. Далі необхідно з урахуванням фізичних рівнянь зв’язку напружень з деформаціями визначити компоненти напружень на поверхні контакту.

Інтегральні зусилля опору перекочування ролика визначаються як криволінійні інтеграли відповідних компонент тиску.

Нажаль, інтегрування потенціальних функцій (2.51), для випадків нелінійності форми поверхні контакту $F = f(\xi, \zeta)$, пов’язане з надзвичайною громіздкістю виразів, а в багатьох випадках неможливістю інтегрування в аналітичному вигляді. Тому для визначення виразів розподілу деформацій, напружень та зусиль на поверхні контакту в аналітичному вигляді можна виконати наступну процедуру:

– шляхом диференціювання потенціальних функцій визначаються значення питомих переміщень бетонної суміші від питомого навантаження (питомими є переміщення та навантаження на одиницю довжини дуги контакту):

$$du = -u_0(\xi, \zeta) \cdot \frac{1}{E} \cdot \left(\nu \cdot \frac{\partial p_0}{\partial x} + x \cdot (-1 + \nu) \cdot \frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} \right);$$

$$dw = -w_0(\xi, \zeta) \cdot \frac{1}{E} \cdot \left(\nu \cdot \frac{\partial p_0}{\partial z} + x \cdot (-1 + \nu) \cdot \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2} \right);$$

– шляхом диференціювання визначаються компоненти деформацій:

$$d\varepsilon_x = d\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right) = \frac{\partial du}{\partial x}; \quad d\varepsilon_z = d\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right) = \frac{\partial dw}{\partial z};$$

– визначається вигляд функцій $d\varepsilon_{x0} = d\varepsilon_x|_{x-\xi=\lambda; z-\zeta=\lambda}$; $d\varepsilon_{z0} = d\varepsilon_z|_{x-\xi=\lambda; z-\zeta=\lambda}$;

– шляхом інтегрування визначаються функції вигляду: $\varepsilon_{x0} = \int_0^h \varepsilon_{x0} \cdot d\zeta$,

$\varepsilon_{z0} = \int_{-a}^a d\varepsilon_{z0} \cdot d\xi$, які є ні чим іншим, як деформаціями бетонної суміші на

поверхні контакту з роликом.

В цьому випадку розподіл компонент деформацій по поверхні контакту матиме вигляд:

$$d\varepsilon_{x0} = -\frac{2 \cdot k \cdot \left(r + \delta - \sqrt{(-h + r + \zeta)^2} \right) \cdot (1 + \nu) \cdot V_m}{(r + \delta) \cdot \lambda^2}; \quad d\varepsilon_{z0} = -\frac{2 \cdot k \cdot (1 + \nu) \cdot \xi \cdot V_m}{(r + \delta) \cdot \lambda^2}. \quad (2.53)$$

Інтегральні значення розподілу деформацій на поверхні контакту (криволінійні інтеграли) матимуть вигляд:

$$\varepsilon_x = -\frac{h \cdot k \cdot \left(2 \cdot r^2 + h \cdot \sqrt{r^2} - 2 \cdot r \cdot \sqrt{r^2} + 2 \cdot r \cdot \delta \right) \cdot (1 + \nu) \cdot V_m}{r \cdot (r + \delta) \cdot \lambda^2};$$

$$\varepsilon_z = -\frac{h \cdot k \cdot (h - 2 \cdot r) \cdot (1 + \nu) \cdot V_m}{r \cdot (r + \delta) \cdot \lambda^2}. \quad (2.54)$$

Залежності (2.53), (2.54) придатні для практичного застосування. При наявності фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями можуть бути визначені розподіл тиску та зусилля на поверхні ролика при взаємодії його з бетонною сумішшю.

На рис. 2.8. наведено залежності розподілу деформацій від радіуса ролика r , глибини шару бетонної суміші H та заглиблення ролика h при значенні коефіцієнта $\lambda = 10^{-3} \text{ м}$ (точність наближення оброблюваної поверхні до плоскої). Значення радіуса ролика приймалось в межах від нуля до $r = 0,6 \text{ м}$, глибина шару бетонної суміші – в межах від $H = 0,2 \text{ м}$ до $H = 0,8 \text{ м}$,

заглиблення ролика від нуля до $h=0,2\text{ м}$, модуль пружності стиснення $E_{cm}=3,7\text{ МПа}$, коефіцієнт Пуассона $\nu=0,27$.

Аналіз залежностей на рис 2.8 показує, що при збільшенні значення радіуса ролика, глибини шару бетонної суміші та заглиблення ролика в бетонній суміші деформація ε_z зростає; деформація ε_x зростає при зменшенні значення радіуса ролика та при збільшенні значення заглиблення ролика в бетонній суміші.

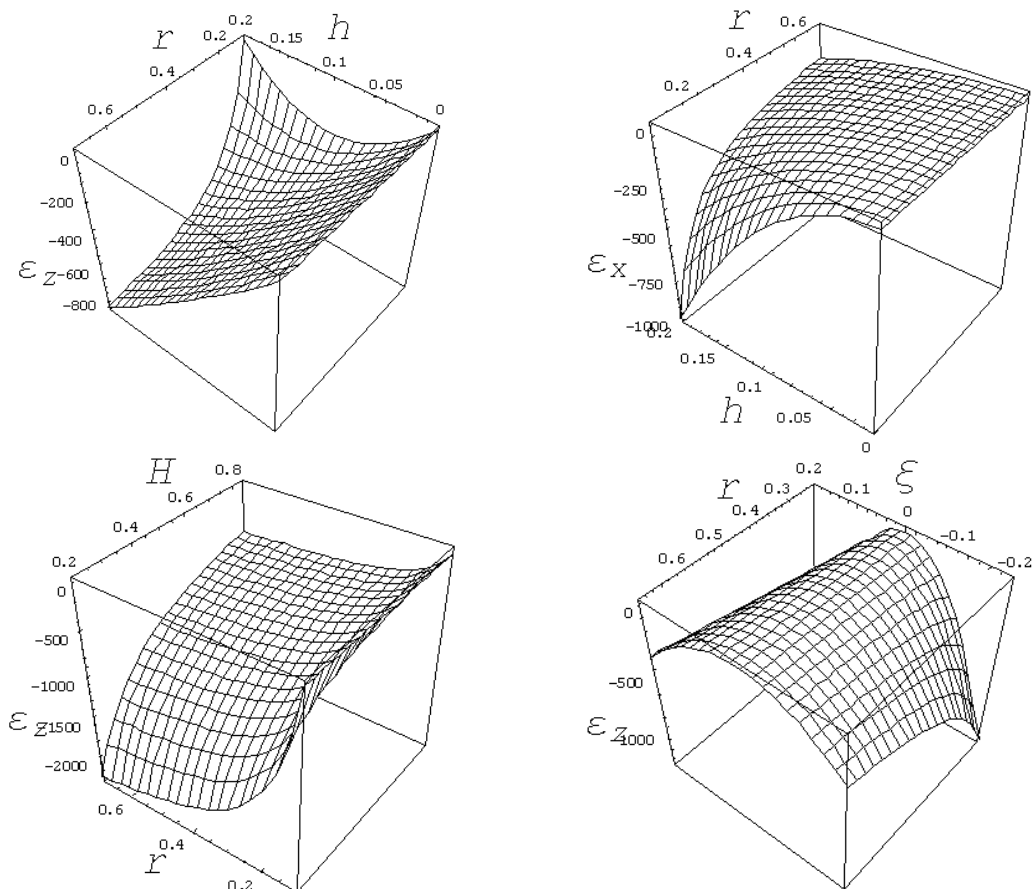


Рис. 2.8. Залежності розподілу деформацій від радіуса ролика r , глибини шару бетонної суміші h та заглиблення ролика h

Таким чином розв'язана задача взаємодії ролика з бетонною сумішшю обмеженої глибини є передумовою оптимізації параметрів та режимів взаємодії з метою забезпечення необхідних змін властивостей бетонної суміші при мінімальній енергомісткості процесу.

2.4. Динамічний аналіз роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом

Метою динамічного аналізу роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом є дослідження її динамічних властивостей та визначення такого значення кута $\Delta\varphi$ зміщення осей кривошипів приводу, при якому енергетичні витрати приводного механізму були б мінімальними.

2.4.1. Визначення кінетичної енергії установки

Для визначення сумарного значення кінетичної енергії роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом спочатку було визначено функції зміни кінетичної енергії кожного її елемента [14, 17, 18, 46, 56].

Функції зміни кінетичної енергії формувальних візків 1 та 2 визначаються залежностями (2.23).

Функції зміни кінетичної енергії шатунів 6 та 7, які визначені як для ланок, що здійснюють плоско-паралельний рух, виражаються залежностями (2.24).

Функція зміни кінетичної енергії приводного механізму визначається залежністю (2.5).

Сумарне значення кінетичної енергії установки визначається залежністю (2.1).

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипа має вигляд

$$T_{cp} = \frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} T \cdot dt, \quad (2.55)$$

де $t_1 = 2\pi/\omega$ – тривалість руху установки за один оберт кривошипа.

Тоді відхилення екстремального значення T_{ext} кінетичної енергії від її середнього значення T_{cp} визначається залежністю

$$\Delta T_{\max} = |T_{ext} - T_{cp}|, \quad (2.56)$$

а відхилення між її максимальним $T_{\max}$ та мінімальним $T_{\min}$ значеннями можна визначити за допомогою виразу

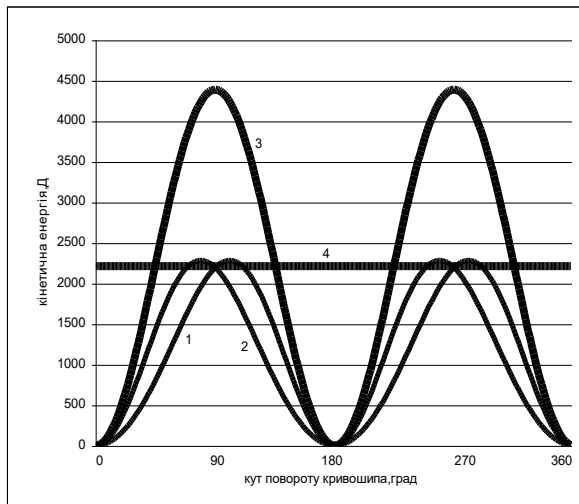
$$\Delta T = T_{\max} - T_{\min}. \quad (2.57)$$

Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії

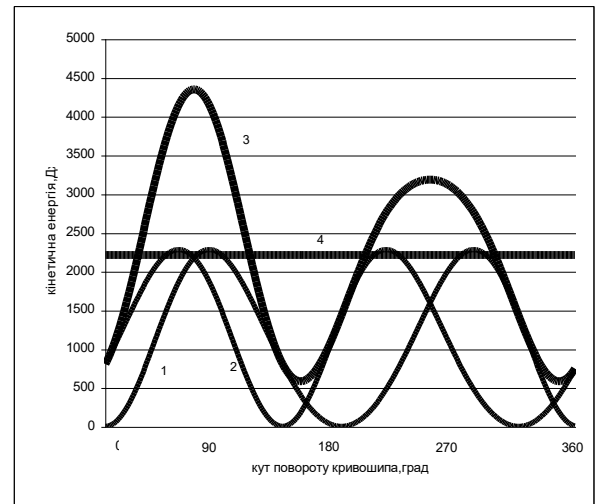
$$\varepsilon_1 = \Delta T / T_{cp}; \quad \varepsilon_2 = \Delta T_{\max} / T_{cp}. \quad (2.58)$$

Вихідними параметрами для визначення кінетичної енергії роликової формувальної установки з рекупераційним приводом були параметри: кутова швидкість обертання кривошипів $\omega = 10,47 \text{ рад/с}$ (при частоті обертання приводного вала $n = 100 \text{ об/хв}$); радіус кривошипів $r = 0,2 \text{ м}$; довжина шатунів $l = 1,0 \text{ м}$ (обидва шатуни однакової довжини); маса формувальних візків $m = 1000 \text{ кг}$; маса одиниці довжини шатуна $q = 80 \text{ кг/м}$. Для даної установки з наведеними параметрами побудовані графіки зміни кінетичної енергії першого візка з шатуном 6 – 1, другого візка з шатуном 7 – 2, їхнього сумарного – 3 та середнього – 4 значень при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ (рис.2.9).

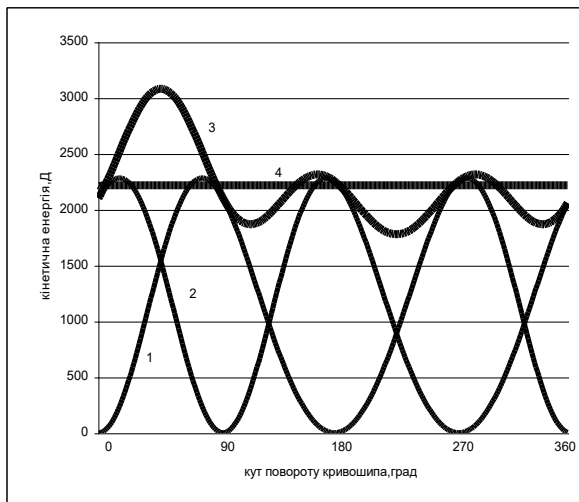
Аналіз цих графіків показує, що найменше відхилення максимального значення кінетичної енергії від її середнього значення спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. Для цього значення кута $\Delta\varphi$ середнє значення кінетичної енергії $T_{cp} = 2215 \text{ Дж}$, мінімальне значення $T_{\min} = 1612 \text{ Дж}$,



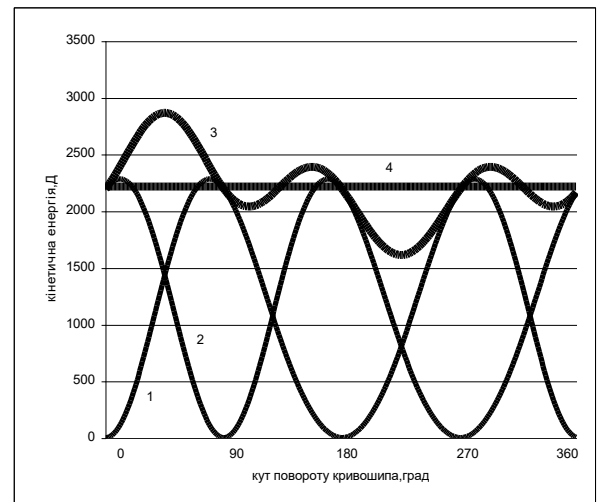
а



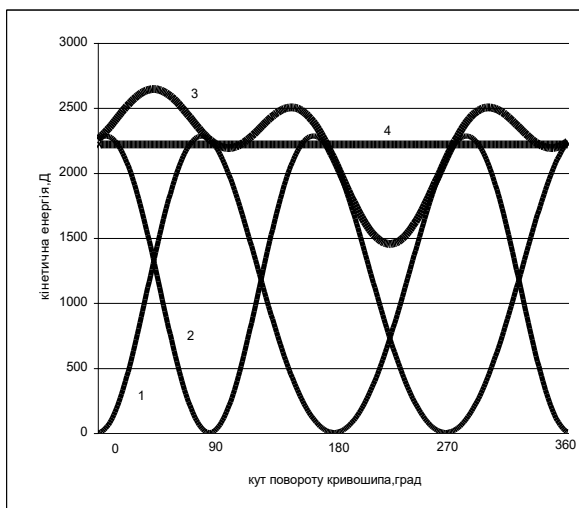
б



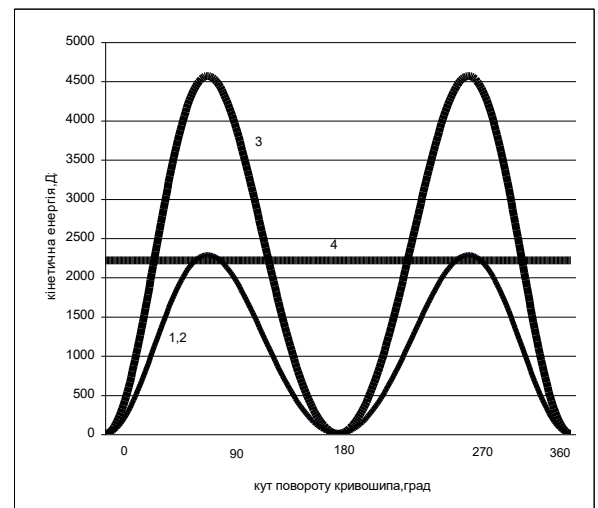
в



г



д



е

Рис. 2.9. Графіки зміни кінетичної енергії установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 45^\circ$; в – $\Delta\varphi = 85^\circ$; г – $\Delta\varphi = 90^\circ$; д – $\Delta\varphi = 95^\circ$; е – $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – кінетична енергія першого та другого візків відповідно; 3 – сумарна кінетична енергія; 4 – середнє значення сумарної кінетичної енергії

а її максимальне значення $T_{\max} = 2864 \text{ Дж}$. При цьому відхилення $\Delta T_{\max} = 649 \text{ Дж}$, а $\Delta T = 1252 \text{ Дж}$. Ці параметри визначені також для інших значень кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ з кроком 30° і зведені в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1

Результати розрахунків кінетичної енергії

$\Delta\varphi,^\circ$	$T_{\max}, \text{ Дж}$	$T_{\min}, \text{ Дж}$	$\Delta T, \text{ Дж}$	$\Delta T_{\max}, \text{ Дж}$	ε_1	ε_2
0	4385	0	4385	2215	1,9797	1
30	4536	265	4271	2321	1,9282	1,048
60	3992	1006	2986	1777	1,3481	0,8022
90	2864	1612	1252	649	0,5652	0,293
120	3339	749	2590	1466	1,1693	0,66185
150	4224	192	4032	2023	1,8203	0,9133
180	4562	0	4562	2347	2,0596	1,06

На основі даних таблиці 2.1 побудовано графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії $T_{\max}$, мінімального значення сумарної кінетичної енергії $T_{\min}$, відхилень ΔT та $\Delta T_{\max}$ (рис. 2.10), а також графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 (рис. 2.11) в залежності від кута зміщення кривошипів.

Аналіз графіків на рис. 2.10 та 2.11 показує, що мінімальне значення сумарної кінетичної енергії установки $T_{\min}$ досягає екстремуму типу максимум при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$, а максимальне значення сумарної кінетичної енергії $T_{\max}$, відхилення ΔT та $\Delta T_{\max}$ і відносні коефіцієнти ε_1 та ε_2 набувають екстремуму типу мінімум також при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. При цьому середнє значення сумарної кінетичної енергії залишається незмінним і становить $T_{cp} = 2215 \text{ Дж}$.

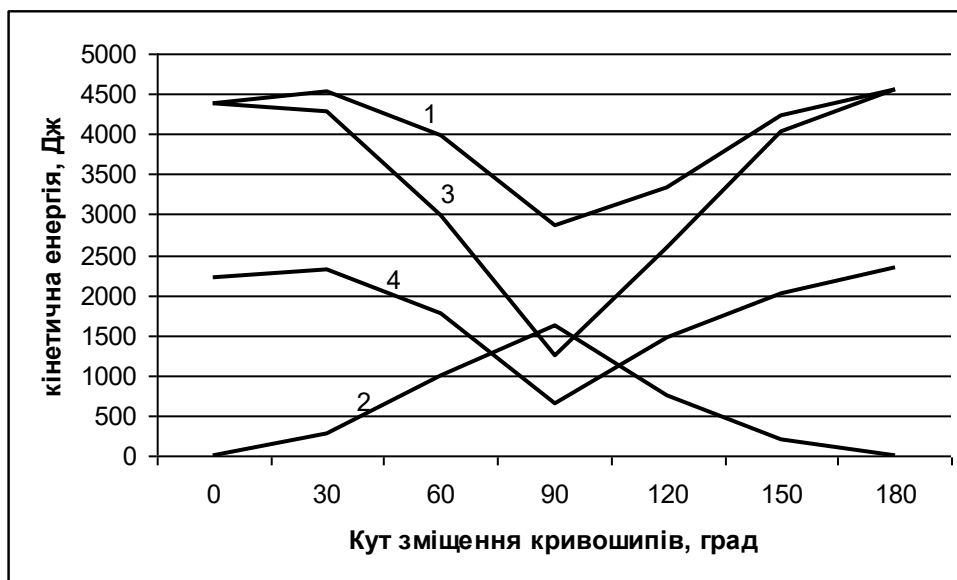


Рис. 2.10. Графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії $T_{\max}$ – 1, мінімального значення сумарної кінетичної енергії $T_{\min}$ – 2, відхилень ΔT – 3 та $\Delta T_{\max}$ – 4 в залежності від кута зміщення кривошипів



Рис. 2.11. Графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 в залежності від кута зміщення кривошипів

Для більш розширеного аналізу впливу кута зміщення кривошипів на зміну кінетичної енергії установки ці ж параметри визначені для значень кута зміщення в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° і зведені в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2

Результати розрахунків кінетичної енергії

$\Delta\varphi, ^\circ$	$T_{\max}, Дж$	$T_{\min}, Дж$	$\Delta T, Дж$	$\Delta T_{\max}, Дж$	ε_1	ε_2
81	3246	1725	1521	1031	0,6867	0,4655
82	3205	1760	1445	990	0,6524	0,447
83	3164	1797	1367	949	0,6172	0,4285
84	3122	1812	1310	907	0,5914	0,4095
85	3080	1777	1303	865	0,5883	0,3905
86	3037	1744	1293	822	0,58375	0,371
87	2995	1711	1284	780	0,5797	0,352
88	2952	1677	1275	737	0,5756	0,3327
89	2908	1645	1263	693	0,5702	0,313
90	2864	1612	1252	649	0,5652	0,293
91	2820	1579	1241	636	0,5603	0,287
92	2776	1546	1230	669	0,5553	0,302
93	2732	1514	1218	701	0,5499	0,3165
94	2687	1483	1204	732	0,5436	0,3305
95	2643	1451	1192	764	0,53815	0,345
96	2597	1419	1178	796	0,5318	0,3594
97	2555	1388	1167	827	0,5269	0,3734
98	2584	1357	1227	858	0,55395	0,3873
99	2614	1327	1287	888	0,58104	0,4009
100	2643	1296	1347	919	0,60813	0,4149

На основі даних таблиці 2.2 побудовано графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії $T_{\max}$, мінімального значення сумарної кінетичної енергії $T_{\min}$, відхилень ΔT та $\Delta T_{\max}$ (рис. 2.12), а також графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 (рис. 2.13) в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° .

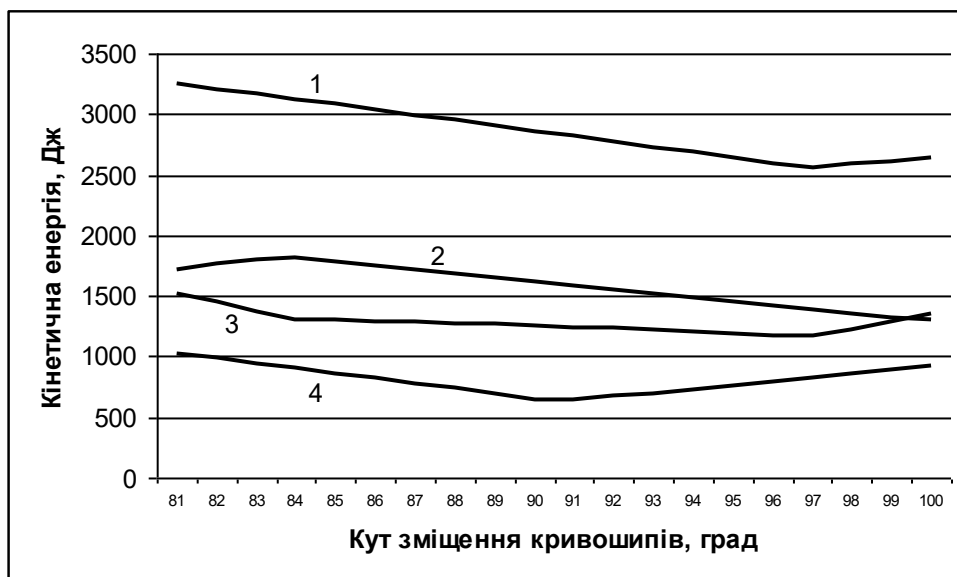


Рис. 2.12. Графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії $T_{\max}$ – 1, мінімального значення сумарної кінетичної енергії $T_{\min}$ – 2, відхилень ΔT – 3 та $\Delta T_{\max}$ – 4 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^0$ до $\Delta\varphi = 100^0$



Рис. 2.13. Графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^0$ до $\Delta\varphi = 100^0$

Проаналізувавши графіки на рис. 2.12 та 2.13, можна зробити висновки: мінімальне значення сумарної кінетичної енергії установки досягає екстремуму типу максимум $T_{\min} = 1812 \text{ Дж}$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 84^0$; максимальне значення сумарної кінетичної енергії досягає

екстремуму типу мінімуму $T_{\max} = 2555 \text{ Дж}$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 97^\circ$; відхилення між мінімальним та максимальним значеннями сумарної кінетичної енергії досягає екстремуму типу мінімуму $\Delta T = 1167 \text{ Дж}$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 97^\circ$, що в 3,9 рази менше ніж при $\Delta\varphi = 180^\circ$; відхилення між екстремальним та середнім значеннями сумарної кінетичної енергії досягає мінімуму $\Delta T_{\max} = 636 \text{ Дж}$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 91^\circ$, що в 3,7 рази менше ніж при $\Delta\varphi = 180^\circ$; відносні коефіцієнти набувають мінімуму $\varepsilon_1 = 0,5269$ та $\varepsilon_2 = 0,287$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 97^\circ$ та $\Delta\varphi = 91^\circ$ відповідно, що в 3,9 та 3,7 рази відповідно менше ніж при $\Delta\varphi = 180^\circ$. При цьому середнє значення сумарної кінетичної енергії залишається незмінним і становить $T_{cp} = 2215 \text{ Дж}$.

2.4.2. Визначення моментів сил опору

Для визначення динамічних характеристик роликової установки для формування залізобетонних виробів шляхом інженерного розрахунку, що наведений в [113], визначено зусилля, що необхідне на переміщення формувального візка, яке дорівнює $F_B = 3562 \text{ Н}$ при використанні наступних вихідних даних: розміри виробу, що формується: висота плити – $h_0 = 0,22 \text{ м}$, ширина виробу – $B = 1,164 \text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\text{ущ}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $q = 625 \text{ кПа}$.

З умови рівності миттєвої потужності на переміщення формувального візка та необхідної потужності на приводному валу кривошипа отримано залежність для визначення необхідного крутного моменту на приводному валу кривошипа:

$$M_{kp} = \frac{F_B \cdot V_B}{\omega \cdot \eta} + G_{\text{ш}} \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos\varphi, \quad (2.59)$$

де V_B – швидкість переміщення формувального візка, яка не є сталою величиною, а залежить від кута повороту кривошипу приводу; η – ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка; ω – кутова швидкість обертання кривошипа; $G_{ш} = l_{ш} \cdot q \cdot g$ – сила тяжіння шатуна; $l_{ш}$ – довжина шатуна; g – прискорення вільного падіння.

Отримана залежність (2.59) справедлива при визначенні необхідного крутного моменту для установки з одним формувальним візком. Для нашої ж установки для формування залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом необхідний крутний момент на приводному валу визначений наступним виразом

$$M_{кр} = M_{кр1} + M_{кр2}, \quad (2.60)$$

де $M_{кр1}$, $M_{кр2}$ – необхідні крутні моменти на приводному валу першого та другого кривошипів відповідно першого та другого візків, які відповідно визначаються залежностями:

$$M_{кр1} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_1 + G_6 \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \quad (2.61)$$

$$M_{кр2} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_2 + G_7 \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi - \Delta\varphi). \quad (2.62)$$

Для роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом з параметрами: $F_B = 3562H$ та $\eta = 0,9$ визначені функції зміни моментів статичного опору переміщенню першого – 1 та другого – 2 візків та їхнього зведеного значення – 3 при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ (рис. 2.14). Аналіз цих графіків показує, що найменше значення зведеного моменту статичного опору спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. Для цього

значення кута $\Delta\varphi$ максимальні значення моментів статичного опору переміщенню першого та другого візків відповідно дорівнюють $M_{kp1\max} = 807H \cdot m$ та $M_{kp2\max} = 807H \cdot m$, максимальне значення зведеного моменту становить $M_{kp\max} = 1279H \cdot m$, мінімальне значення – $M_{kp\min} = 791H \cdot m$.

Ці параметри визначені також для інших значень кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ з кроком 30° і зведені в таблицю 2.3.

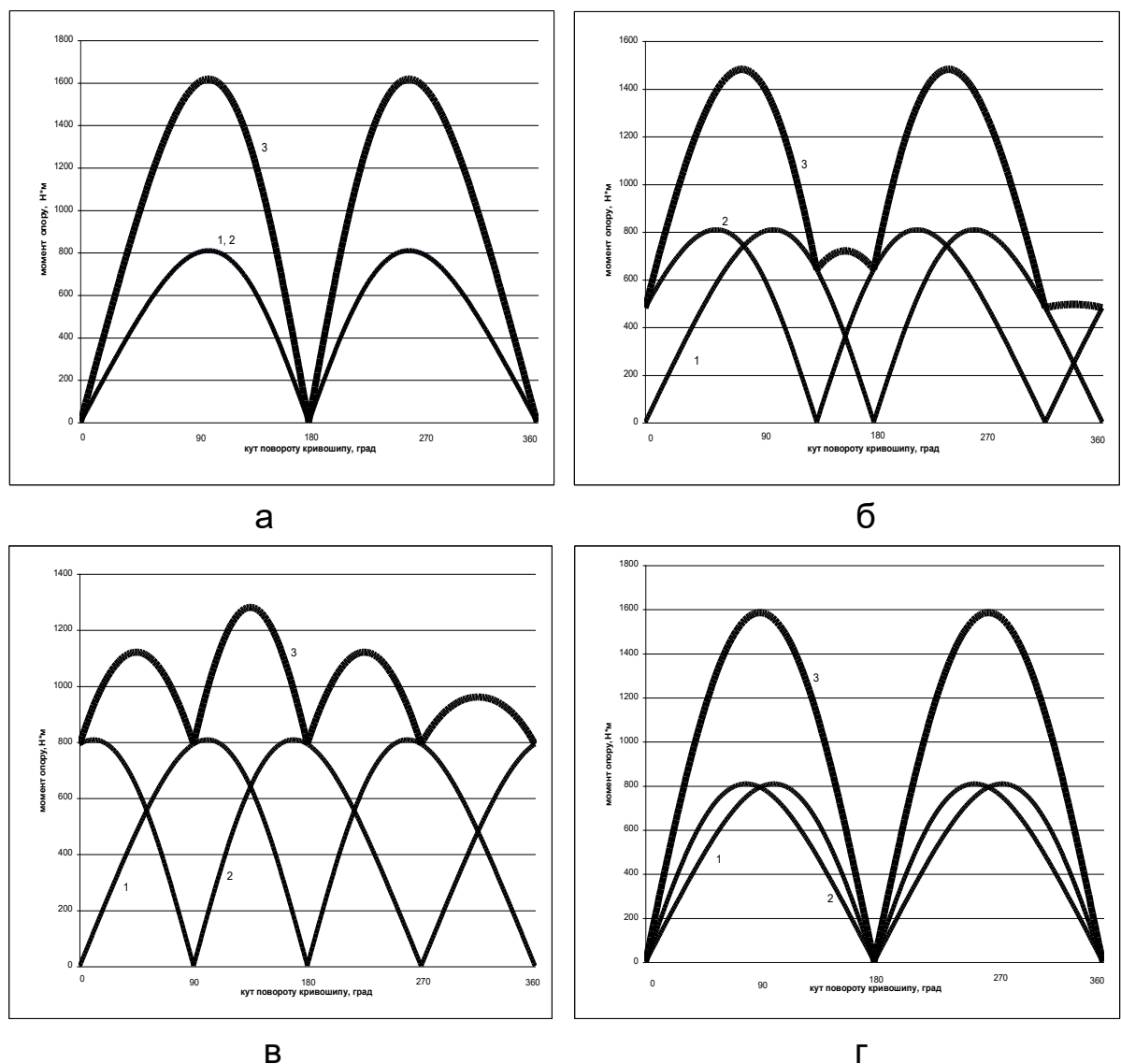


Рис. 2.14. Графіки зміни моментів статичного опору на приводному валу установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 45^\circ$; в – $\Delta\varphi = 90^\circ$; г – $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – моменти статичного опору першого та другого візків відповідно; 3 – сумарний момент статичного опору

Таблиця 2.3

Результати розрахунків моментів статичного опору

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{кр1\max}, H \cdot m$	$M_{кр2\max}, H \cdot m$	$M_{кр\min}, H \cdot m$	$M_{кр\max}, H \cdot m$
0	807	807	0	1614
30	807	807	327	1553
60	807	807	616	1380
90	807	807	791	1279
120	807	807	615	1510
150	807	807	327	1610
180	807	807	0	1583

На основі даних таблиці 2.3 побудовано графіки зміни мінімального – 1 та максимального – 2 значень зведеного моменту статичного опору в залежності від кута зміщення кривошипів (рис 2.15).

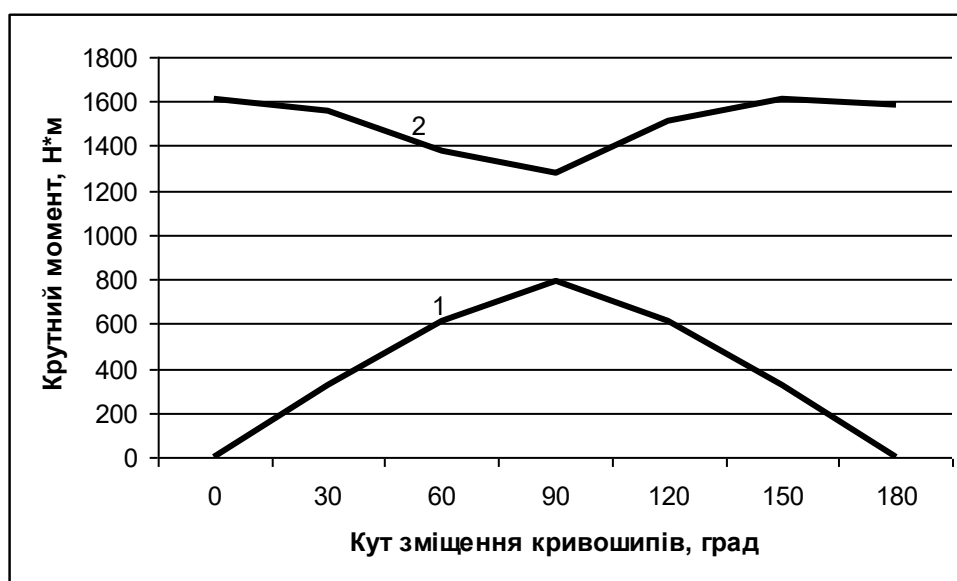


Рис. 2.15. Графіки зміни мінімального – 1 та максимального – 2 значень зведеного моменту статичного опору в залежності від кута зміщення кривошипів

Аналіз графіків на рис. 2.15 показує що мінімальне значення зведеного моменту статичного опору $M_{кр\min}$ досягає екстремуму типу максимум при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$, а максимальне значення

зведеного моменту статичного опору $M_{кр\max}$ набуває екстремуму типу мінімум також при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^0$.

Під час руху формувальних візків на них також діють сили інерції, зведені до осі повороту кривошипа моменти від яких визначаються за залежностями:

для першого візка –

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad (2.63)$$

для другого візка –

$$M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad (2.64)$$

для шатуна 6 –

$$M_{i6} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s6} \cdot \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s6} \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right); \quad (2.65)$$

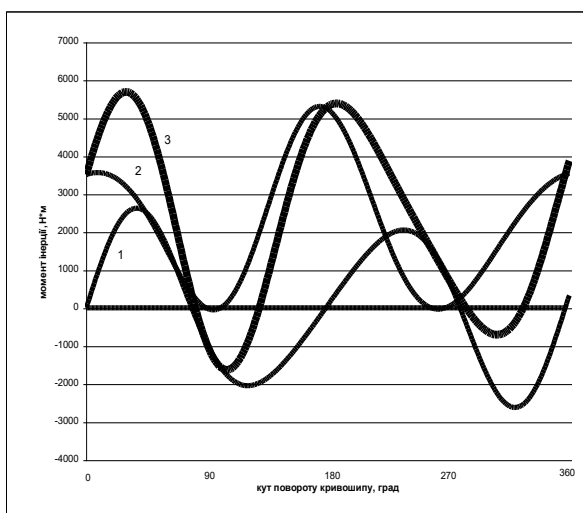
для шатуна 7 –

$$M_{i7} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s7} \cdot \frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s7} \cdot \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} \right). \quad (2.66)$$

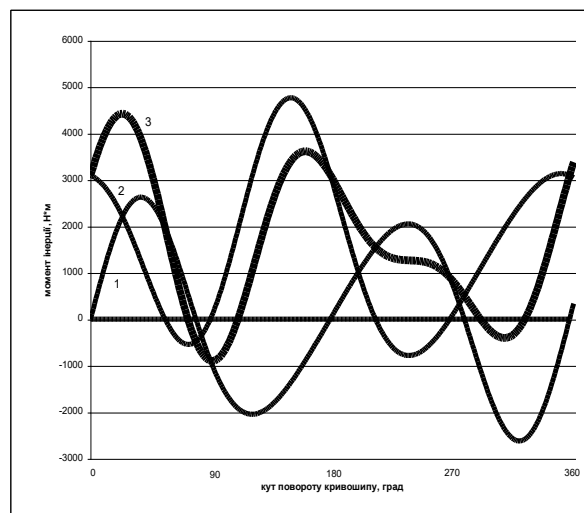
Тоді зведений момент від сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю:

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i6} + M_{i7}. \quad (2.67)$$

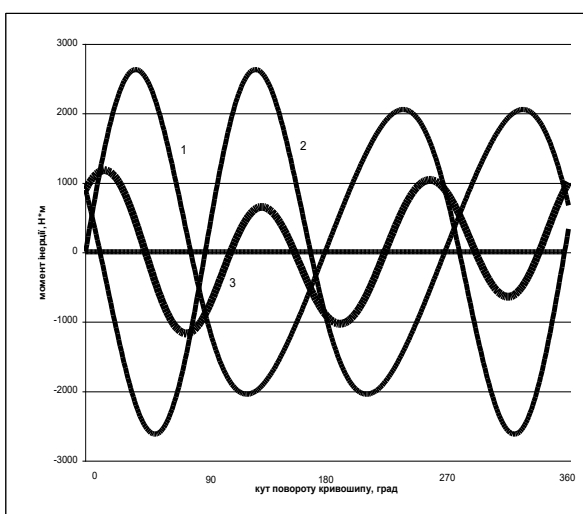
Для формувальної установки з вищенаведеними параметрами визначені функції зміни моментів від сил інерції першого візка з шатуном 6 – 1 та другого візка з шатуном 7 – 2, та їхнього зведеного значення – 3 при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ (рис. 2.16).



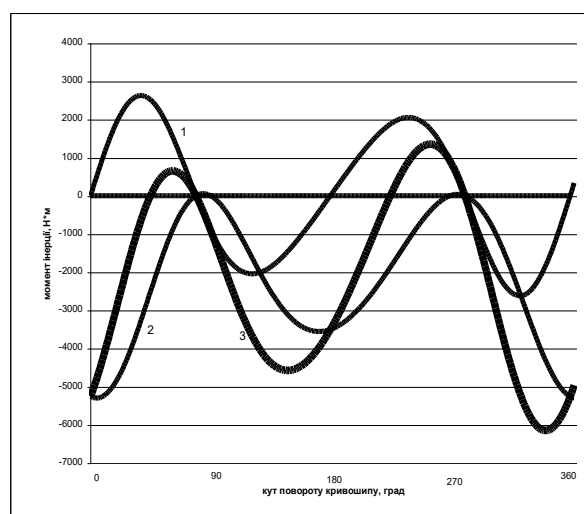
а



б



в



г

Рис. 2.16. Графіки зміни моментів сил інерції установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 45^\circ$; в – $\Delta\varphi = 90^\circ$; г – $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – моменти від сил інерції першого та другого візків відповідно; 3 – зведений момент від сил інерції

Аналіз графіків на рис. 2.16 показує, що найменше відхилення максимального значення зведеного моменту від сил інерції спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. Для цього значення кута $\Delta\varphi$ найбільше відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення дорівнює $\Delta M_{\max} = 1176 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а відхилення між мінімальним та максимальним значеннями становить $\Delta M_i = 2351 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Ці параметри визначені також для інших значень кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ з кроком 30° і зведені в таблицю 2.4.

Таблиця 2.4

Результати розрахунків моментів від сил інерції

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{i\min},$ $H \cdot m$	$M_{i\max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_{i\max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_i,$ $H \cdot m$
0	-1627	5683	5683	7310
30	-1008	5042	5042	6050
60	-921	3561	3561	4482
90	-1176	1175	1176	2351
120	-2713	1041	2713	3754
150	-4417	1113	4417	5530
180	-6157	1346	6157	7503

На основі даних таблиці 2.4 побудовано графіки зміни найбільшого відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення $\Delta M_{i\max}$ – 1 та відхилення між мінімальним та максимальним значеннями ΔM_i – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів (рис 2.17).

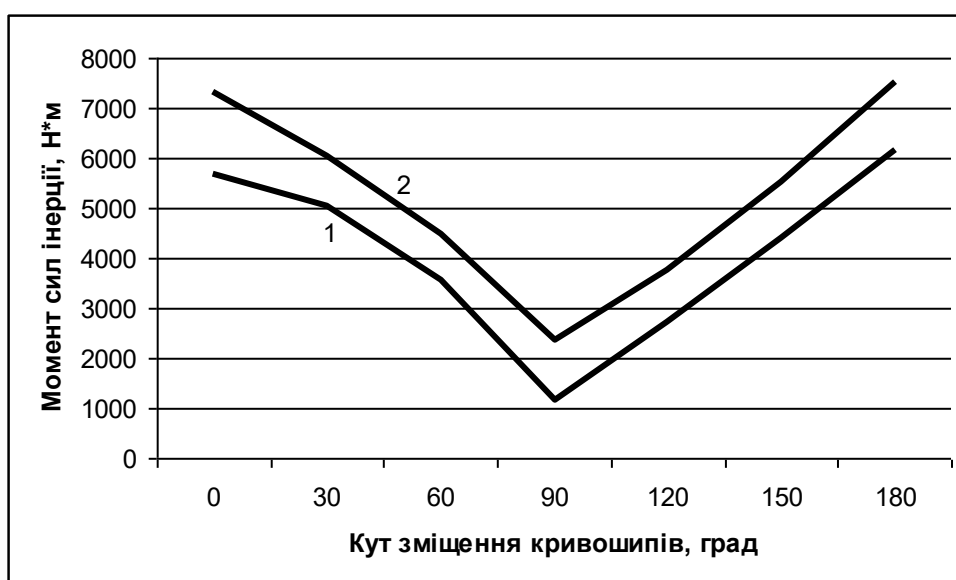


Рис. 2.17. Графіки зміни відхилень зведеного моменту від сил інерції $\Delta M_{i\max}$ – 1 та ΔM_i – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів

Аналіз графіків на рис. 2.17 показує, що екстремум типу мінімум значення відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення ΔM_{imax} та відхилення між мінімальним та максимальним значеннями ΔM_i спостерігається при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Під час процесу формування загальний момент сил опору переміщенню формувального візка визначається за залежністю:

для першого візка –

$$M_{on1} = M_{kp1} + M_{i1} + M_{i6}; \quad (2.68)$$

для другого візка –

$$M_{on2} = M_{kp2} + M_{i2} + M_{i7}. \quad (2.69)$$

Тоді загальний зведений момент сил опору переміщенню формувальних візків установки під час процесу формування буде визначатися як сума двох попередніх виразів:

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2}. \quad (2.70)$$

Для формувальної установки з вищенаведеними параметрами, а також із врахуванням виразів (2.61)...(2.66) визначені функції зміни зведених моментів сил опору переміщенню першого – 1 та другого – 2 формувальних візків та їхнього сумарного значення – 3 при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ зміщення кривошипів (рис. 2.18).

Аналіз цих графіків показує, що найменше відхилення максимального значення зведеного загального моменту сил опору переміщенню формувальних візків установки спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. При цьому значенні кута $\Delta\varphi$ значення зведеного загального моменту сил

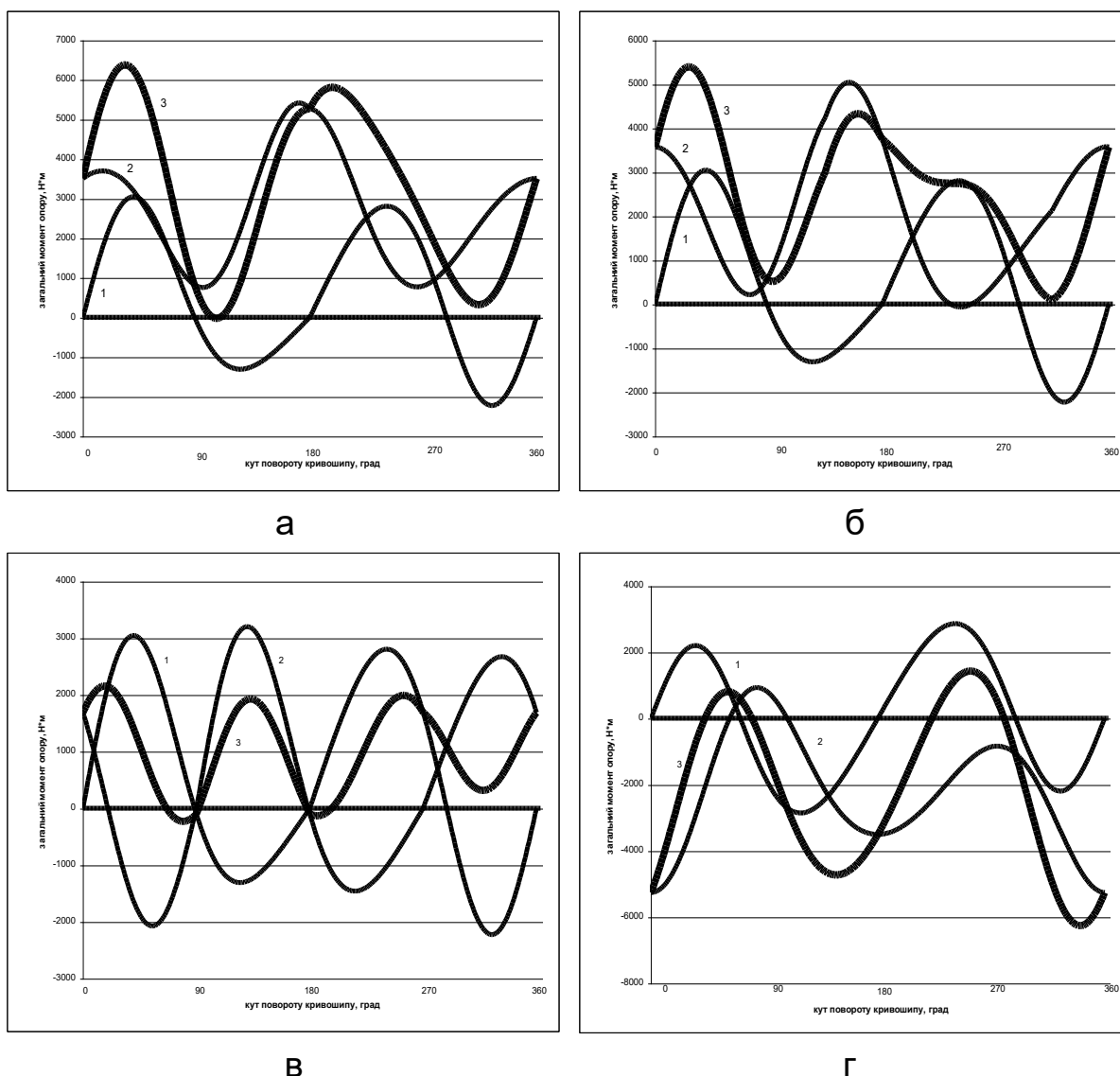


Рис. 2.18. Графіки зміни загального моменту опору установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 45^\circ$; в – $\Delta\varphi = 90^\circ$; г – $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – загальні моменти опору першого та другого візків відповідно; 3 – зведений загальний момент опору

опору переміщенню формувальних візків установки становить $M_{on} = 2153H \cdot m$, найбільше відхилення зведеного загального моменту сил опору від нульового значення дорівнює $\Delta M_{3.on,max} = 2153H \cdot m$, а відхилення між мінімальним та максимальним значеннями становить $\Delta M_{3.on} = 2386H \cdot m$. Ці параметри визначені також для інших значень кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ з кроком 30° і зведені в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5

Результати розрахунків загальних моментів сил опору

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{з.оп. \min},$ $H \cdot м$	$M_{з.оп. \max},$ $H \cdot м$	$\Delta M_{з.оп. \max},$ $H \cdot м$	$\Delta M_{з.оп.},$ $H \cdot м$
0	-23	6373	6373	6396
30	237	5946	5946	5709
60	221	4567	4567	4346
90	-233	2153	2153	2386
120	-2016	2081	2081	4097
150	-3790	2443	3790	6233
180	-5718	2883	5718	8601

На основі даних таблиці 2.4 побудовано графіки зміни найбільшого відхилення зведеного загального моменту сил опору від нульового значення $\Delta M_{з.оп. \max}$ – 1 та відхилення між мінімальним та максимальним значеннями $\Delta M_{з.оп.}$ – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів (рис 2.19).



Рис. 2.19. Графіки зміни відхилень зведеного моменту сил опору $\Delta M_{з.оп. \max}$ – 1 та $\Delta M_{з.оп.}$ – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів

Аналіз графіків на рис. 2.19 показує, що відхилення зведеного моменту сил опору від нульового значення $\Delta M_{з.оп.макс}$ набуває екстремуму типу мінімум при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$, хоча в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 90^\circ$ та від $\Delta\varphi = 120^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ його зміна іде різко, а в межах від $\Delta\varphi = 90^\circ$ до $\Delta\varphi = 120^\circ$ його значення майже не змінюється; відхилення між мінімальним та максимальним значеннями $\Delta M_{з.оп.}$ зведеного моменту сил опору набуває екстремуму типу мінімум при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Для більш розширеного аналізу впливу кута зміщення кривошипів на зміну моментів статичного опору, моментів сил інерції та загального моменту сил опору установки ці параметри визначені для значень кута зміщення в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° і зведені в таблицю 2.6.

Таблиця 2.6

Результати розрахунків моментів опору

$\Delta\varphi,^\circ$	$M_{кр\min},$ $H \cdot м$	$M_{кр\max},$ $H \cdot м$	$M_{i\min},$ $H \cdot м$	$M_{i\max},$ $H \cdot м$	$\Delta M_{i\max},$ $H \cdot м$	$\Delta M_i,$ $H \cdot м$	$M_{з.оп.\min},$ $H \cdot м$	$M_{з.оп.\max},$ $H \cdot м$	$\Delta M_{з.оп.\max},$ $H \cdot м$	$\Delta M_{з.оп.},$ $H \cdot м$
81	757	1205	-1087	1969	1969	3056	-38	2970	2970	3008
82	762	1196	-1097	1885	1885	2982	-60	2880	2880	2940
83	766	1207	-1107	1798	1798	2905	-81	2795	2795	2876
84	770	1218	-1117	1711	1711	2828	-102	2705	2705	2807
85	775	1229	-1127	1623	1623	2750	-124	2615	2615	2739
86	778	1239	-1136	1534	1534	2670	-146	2523	2523	2669
87	782	1249	-1146	1444	1444	2590	-168	2433	2433	2601
88	785	1259	-1156	1354	1354	2510	-189	2340	2340	2529
89	788	1269	-1166	1266	1266	2432	-211	2244	2244	2455
90	791	1279	-1176	1175	1176	2351	-233	2153	2153	2386

Продовження таблиці 2.6

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{кр\min},$ $H \cdot m$	$M_{кр\max},$ $H \cdot m$	$M_{i\min},$ $H \cdot m$	$M_{i\max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_{i\max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_i,$ $H \cdot m$	$M_{з.оп.\min},$ $H \cdot m$	$M_{з.оп.\max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_{з.оп.\max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_{з.оп.},$ $H \cdot m$
91	788	1289	-1185	1084	1185	2269	-253	2058	2058	2311
92	785	1298	-1195	1033	1195	2228	-279	1964	1964	2243
93	782	1308	-1213	1034	1213	2247	-351	1952	1952	2303
94	778	1317	-1271	1034	1271	2305	-422	1942	1942	2364
95	774	1326	-1330	1034	1330	2364	-494	1931	1931	2425
96	770	1335	-1388	1032	1388	2420	-566	1917	1917	2483
97	766	1344	-1448	1032	1448	2480	-636	1906	1906	2542
98	761	1353	-1506	1032	1506	2538	-708	1896	1896	2604
99	757	1362	-1564	1032	1564	2596	-780	1883	1883	2663
100	752	1370	-1622	1032	1622	2654	-847	1872	1872	2719

На основі даних таблиці 2.6 побудовано графіки зміни мінімального $M_{кр\min}$ – 1 та максимального $M_{кр\max}$ – 2 значень зведеного моменту статичного опору (рис. 2.20), найбільшого відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення $\Delta M_{i\max}$ – 1 та відхилення між мінімальним та максимальним його значеннями ΔM_i – 2 (рис. 2.21), найбільшого відхилення зведеного загального моменту сил опору від нульового значення $\Delta M_{з.оп.\max}$ – 1 та відхилення між мінімальним та максимальним значеннями $\Delta M_{з.оп.}$ – 2 (рис. 2.22) в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° .

Проаналізувавши графіки на рис. 2.20...2.22 можна зробити висновки: мінімальне значення зведеного моменту статичного опору набуває екстремуму типу максимум $M_{кр\min} = 791H \cdot m$ при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$; максимальне значення зведеного моменту статичного

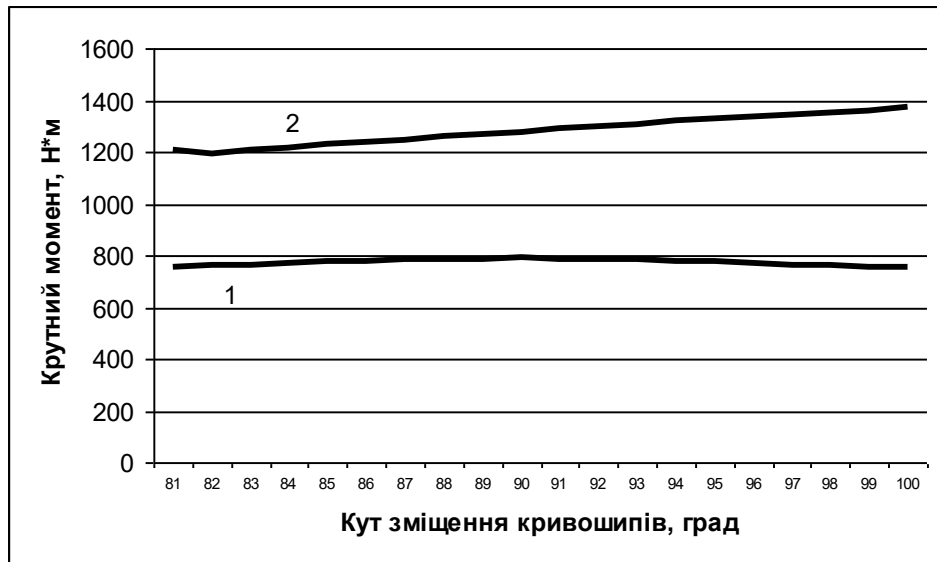


Рис. 2.20. Графіки зміни мінімального $M_{кр\min}$ – 1 та максимального $M_{кр\max}$ – 2 значень зведеного моменту статичного опору в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^0$ до $\Delta\varphi = 100^0$

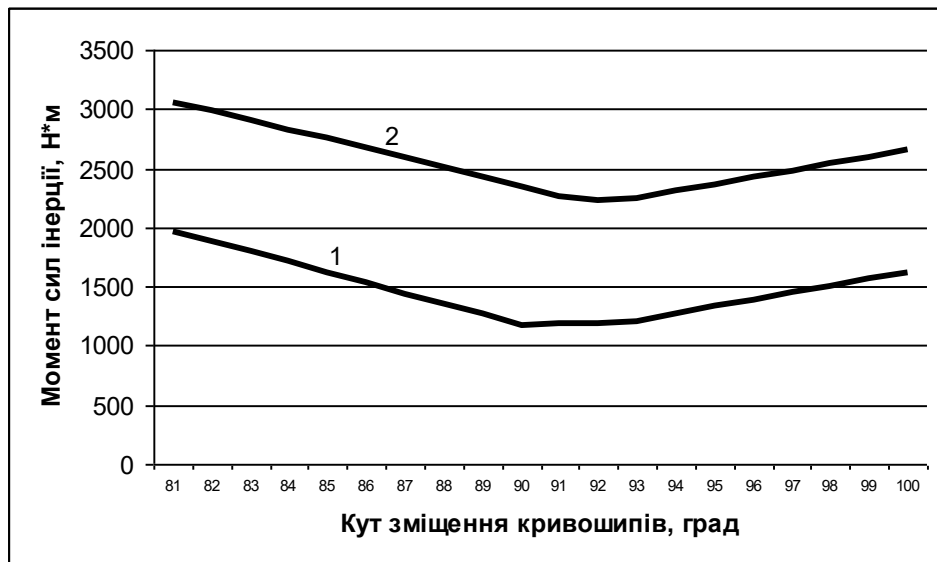


Рис. 2.21. Графіки зміни відхилень $\Delta M_{i\max}$ – 1 та ΔM_i – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^0$ до $\Delta\varphi = 100^0$

опору набуває екстремуму типу мінімум $M_{кр\max} = 1196H \cdot м$ при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 82^0$; мінімальне значення відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення $\Delta M_{i\max} = 1176H \cdot м$ спостерігається при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^0$, що в 5,2 рази менше ніж при $\Delta\varphi = 180^0$; екстремуму типу мінімум відхилення між мінімальним та максимальним значеннями зведеного моменту від сил

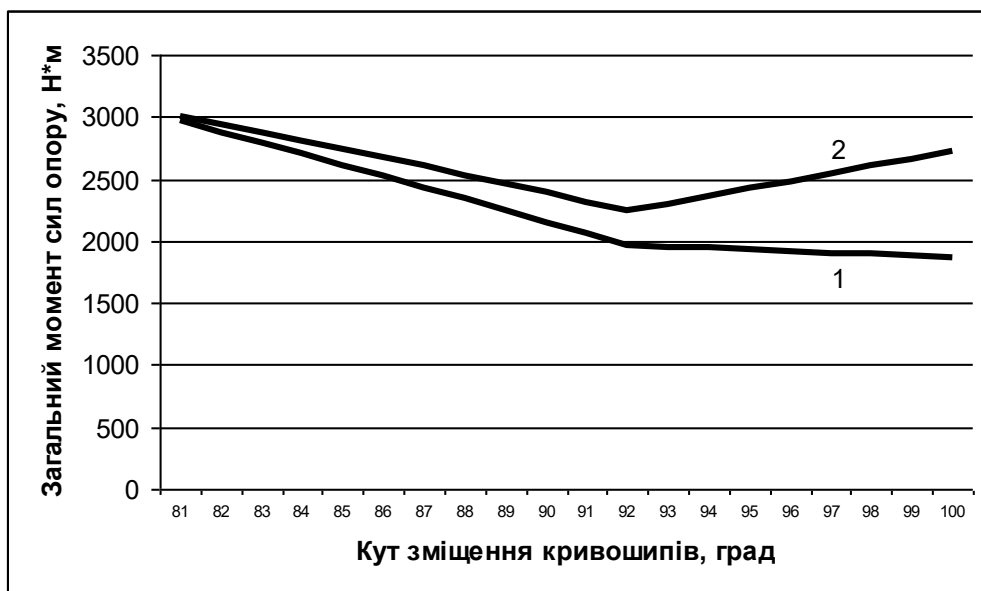


Рис. 2.22. Графіки зміни відхилень $\Delta M_{з.оп.мак}$ – 1 та $\Delta M_{з.оп.}$ – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$

інерції $\Delta M_i = 2228H \cdot м$ спостерігається при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 92^\circ$, що майже в 3,4 рази менше ніж при $\Delta\varphi = 180^\circ$; максимальне відхилення зведеного загального моменту сил опору від нульового значення набуває екстремуму типу мінімум $\Delta M_{з.оп.мак} = 1872H \cdot м$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 100^\circ$, що в 3,4 рази менше ніж при $\Delta\varphi = 0^\circ$, хоча в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 92^\circ$ його зміна іде різко, а в межах від $\Delta\varphi = 92^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ це значення майже не змінюється; відхилення між мінімальним та максимальним значеннями зведеного загального моменту сил опору набуває екстремуму типу мінімум $\Delta M_{з.оп.} = 2243H \cdot м$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 92^\circ$, що в 3,8 рази менше ніж при $\Delta\varphi = 180^\circ$.

2.5. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму

В багатьох випадках для отримання більш раціональних режимів руху, які реалізуються тим чи іншим механізмом, необхідно оптимізувати його конструктивні параметри. Так, для роликової формувальної установки з

рекупераційним приводом, кінематична схема якої показана на рис. 2.1, основними конструктивними параметрами є довжина шатуна l та відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків a [68, 76, 79, 118].

Оскільки візки 1 та 2 виконують однакові робочі процеси в будь-якому напрямку руху і швидкість їх в кожному напрямку повинна бути рівною швидкості цього ж візка в зворотному напрямку на будь-якому відрізку шляху, то прийнято значення відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків рівним нулю, тобто $a = 0$.

Для визначення оптимального значення довжини шатуна l були використані вирази (2.54) для обчислення сумарної кінетичної енергії установки та (2.55) для визначення її середнього значення.

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки буде дорівнювати [67]:

$$T_{\min 1} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{cp}^2, \quad (2.71)$$

де $V_{cp} = \frac{S}{t_1/2}$ – середнє значення швидкості візка за один оберт кривошипа,

$S = 2 \cdot r$ – відстань від одного крайнього положення візка до іншого.

Підставивши всі значення, отримано вираз для визначення мінімально-можливого значення кінетичної енергії всієї установки:

$$T_{\min} = 2 \cdot T_{\min 1} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 = 4 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (2.72)$$

Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії

$$k_1 = T_{ext} / T_{cp}; \quad k_2 = T_{cp} / T_{\min}; \quad k_3 = T_{ext} / T_{\min}, \quad (2.73)$$

де T_{ext} — екстремальне значення сумарної кінетичної енергії.

Також для визначення оптимального значення довжини шатуна l були використані вирази (2.60), (2.67) та (2.70) для обчислення моментів статичного опору, моментів сил інерції та моментів загального опору переміщенню формувальних візків.

Для роlikової формувальної установки з уже наведеними параметрами, а також із значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = \pi/2$ визначені функції зміни сумарної кінетичної енергії установки T , її середнє значення T_{cp} , а також мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії установки, яке дорівнює $T_{min} = 1777,8 \text{ Дж}$; визначені відносні значення відхилень кінетичної енергії k_1 , k_2 та k_3 , а також функції зміни моментів загального опору переміщенню формувальних візків при різних значеннях довжини шатуна l в межах від $l = 0,5 \text{ м}$ до $l = 1,5 \text{ м}$. Ці характеристики зведені в таблицю 2.7.

Таблиця 2.7

Результати розрахунків

$l, \text{м}$	$T_{\max}, \text{Дж}$	$T_{cp}, \text{Дж}$	k_1	k_2	k_3	$M_{\text{заг. max}}, \text{Н} \cdot \text{м}$
0,5	3568,9	2178,8	1,5857	1,3532	2,14585	4054,3
0,6	3298,82	2169,64	1,4791	1,3481	1,9939	3356,5
0,7	3125,6	2173,63	1,4044	1,3503	1,8965	2897
0,8	3006,94	2184,24	1,349	1,3563	1,8297	2573,53
0,9	2924,23	2198,55	1,307	1,3643	1,7832	2334,6
1,0	2864	2215,1	1,2734	1,3737	1,7493	2152,9
1,1	2819,86	2233,1	1,2462	1,3838	1,7245	2011,23
1,2	2787,6	2252,1	1,2237	1,3945	1,7064	1896
1,3	2764,3	2271,73	1,2047	1,4055	1,6933	1803,5
1,4	2747,86	2291,87	1,1886	1,4168	1,684	1725,62
1,5	2736,83	2312,37	1,1746	1,4284	1,6778	1661

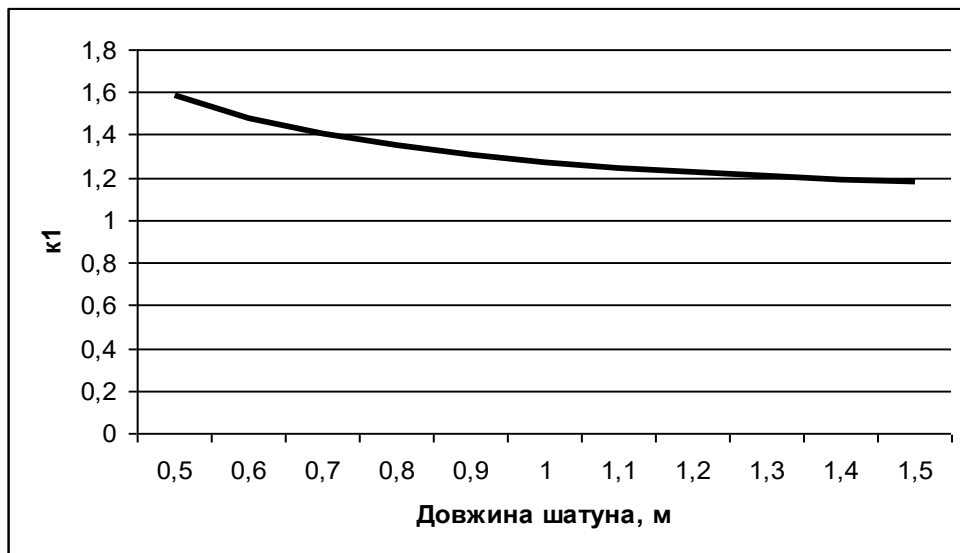
На основі даних таблиці 2.7 побудовано графіки зміни максимального значення кінетичної енергії установки $T_{\max}$ (рис. 2.23) та її середнього значення T_{cp} (рис. 2.24), графіки зміни відносних показників k_1 (рис. 2.25 а), k_2 (рис. 2.25 б) та k_3 (рис. 2.25 в), а також графік зміни максимального значення моменту загального опору $M_{\text{заг. max}}$ (рис. 2.26) в залежності від довжини шатуна.



Рис. 2.23. Графік зміни максимального значення кінетичної енергії $T_{\max}$ в залежності від довжини шатуна



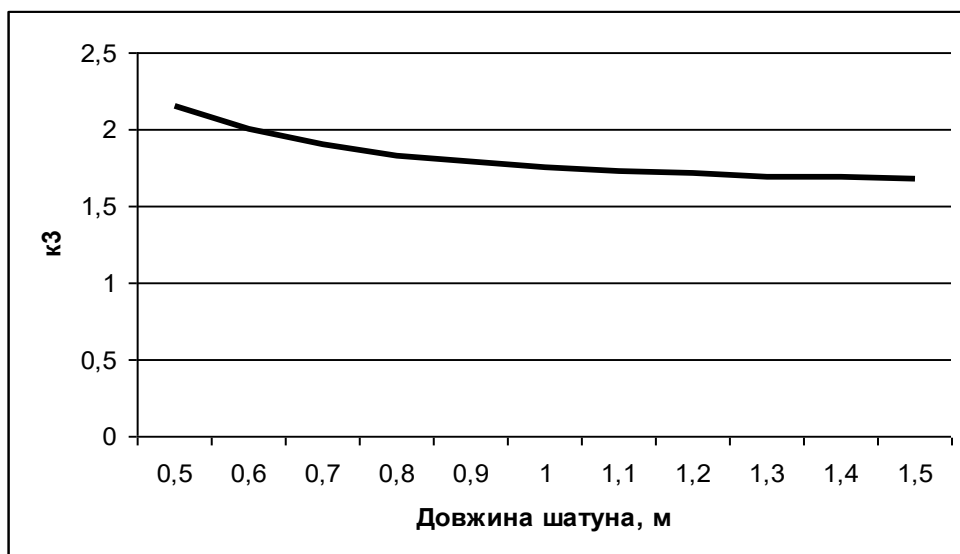
Рис. 2.24. Графік зміни середнього значення кінетичної енергії T_{cp} в залежності від довжини шатуна



а



б



в

Рис. 2.25. Графіки зміни відносних показників **а** – k_1 , **б** – k_2 та **в** – k_3 в залежності від довжини шатуна



Рис. 2.26. Графік зміни максимального значення загального моменту сил опору $M_{заг. max}$ в залежності від довжини шатуна

Аналізуючи графіки на рис. 2.23...2.26, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки на проміжку від $l = 0,5 м$ до $l = 0,8 м$ різко спадає, а потім настає її плавна стабілізація; середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні $l = 0,6 м$ приймає мінімальне значення, після якого починається процес зростання. Показники відносного відхилення кінетичної енергії k_1 та k_3 спадають при всіх значеннях довжини шатуна. Показник відносного відхилення кінетичної енергії k_2 своє мінімальне значення приймає при $l = 0,6 м$, а потім починає зростати. Аналізуючи графік зміни максимального значення моменту загального опору можна прослідкувати його різкий спад на відрізок від $l = 0,5 м$ до $l = 0,9 м$ з подальшою стабілізацією.

Отже, проаналізувавши всі графіки, можна зробити загальний висновок: для розглянутої роликової формувальної установки з рекупераційним приводом рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l = 0,6 м$ до $l = 0,8 м$. Така оптимізація дозволить зменшити енергетичні витрати на зворотно-поступальні рухи візків і покращити динамічні властивості установки в цілому.

2.6. Визначення навантажень в елементах установки

В роликовій формувальній установці під час її роботи виникають навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка. Для даної установки складено розрахункову схему (рис. 2.27), визначені геометричні параметри та місця прикладання відповідних навантажень. На розрахунковій схемі 1, 2 – формувальні візки, 3, 4 – кривошипи, 5, 6 – шатуни, 7 – укочувальні ролики, 8 – напрямні руху формувальних візків та 9 – напрямні ролики.

Для даної установки складено рівняння кінетостатичної рівноваги формувальних візків 1 та 2. Спроектувавши всі сили на осі x і y та взявши суму моментів усіх сил відносно центрів мас формувальних візків, отримано:

для формувального візка 1

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \gamma + F_{011} + F_{012} + F_{f11} + F_{f12} - F_{in2} = 0; \\ \sum Y = -F_1 \cdot \sin \gamma + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{11} - N_{12} = 0; \\ \sum M_{S1} = R_{11} \cdot a + F_{011} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) - R_{12} \cdot b + F_{012} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) - \\ - N_{11} \cdot c - F_{f11} \cdot \frac{D_1}{2} + N_{12} \cdot d - F_{f12} \cdot \frac{D_1}{2} + F_1 \cdot z \cdot \sin \gamma = 0, \end{cases}$$

для формувального візка 2

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta + F_{021} + F_{022} + F_{f21} + F_{f22} + F_{in2} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{21} - N_{22} = 0; \\ \sum M_{S2} = -R_{21} \cdot a + F_{021} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{22} \cdot b + F_{022} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + \\ + N_{21} \cdot c - F_{f21} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{22} \cdot d - F_{f22} \cdot \frac{D_1}{2} - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta = 0, \end{cases}$$

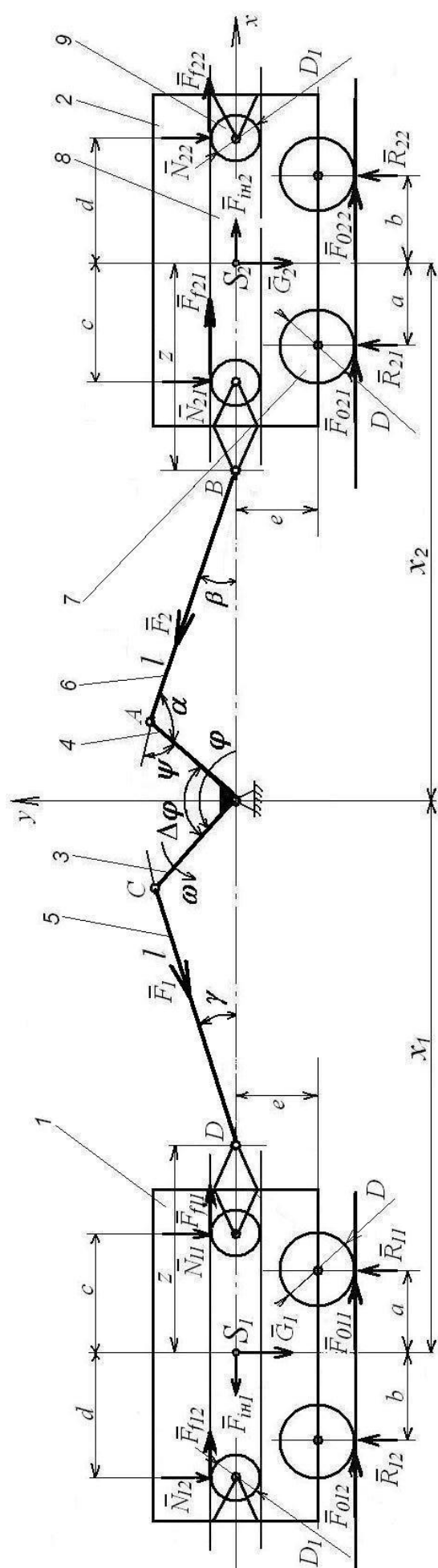


Рис. 2.27. Розрахункова схема роликів формувальної установи з рекупераційним приводом

де F_1, F_2 – зусилля в шатунах, яке необхідне для приведення в зворотно-поступальний рух формувальних візків; β, γ – кутові координати, які визначають положення шатунів відносно горизонталі; $F_{011}, F_{012}, F_{021}, F_{022}$ – зусилля взаємодії ролика з бетонною сумішшю; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}, F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}, F_{f21} = N_{21} \cdot f_{np}, F_{f22} = N_{22} \cdot f_{np}$ – сила тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; $N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}$ – нормальні реакції напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики; f_{np} – коефіцієнт тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; F_{in1}, F_{in2} – сили інерції формувальних візків; $R_{11}, R_{12}, R_{21}, R_{22}$ – вертикальні сили взаємодії робочого органа з бетонною сумішшю; G_1, G_2 – сили тяжіння формувальних візків; a, b, c, d, e, z – геометричні розміри формувального візка; D – діаметр укочуючого ролика; D_1 – діаметр напрямного ролика; l – довжина шатуна.

Розв'язавши складені системи рівнянь відносно $F_1, F_2, N_{11}, N_{12}, N_{21}$ та N_{22} , отримано залежності для визначення зусилля в шатунах та нормальних реакцій напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа

$$\begin{aligned}
 N_{11} &= -F_1 \cdot \sin \gamma + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{12}; \\
 N_{12} &= \frac{-R_{11} \cdot a - F_{011} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{12} \cdot b - F_{022} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right)}{d + c} + \\
 &+ \frac{(-F_1 \cdot \sin \gamma + R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2}\right) - F_1 \cdot z \cdot \sin \gamma}{d + c};
 \end{aligned} \tag{2.74}$$

$$\begin{aligned}
 N_{21} &= F_2 \cdot \sin \beta + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{22}; \\
 N_{22} &= \frac{-R_{21} \cdot a + F_{021} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{22} \cdot b + F_{022} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right)}{d + c} + \\
 &+ \frac{(F_2 \cdot \sin \beta + R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2}\right) - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta}{d + c};
 \end{aligned} \tag{2.75}$$

$$F_1 = \frac{F_{011} + F_{012} + (R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot f_{np} + F_{in1}}{\cos \gamma - \sin \gamma \cdot f_{np}};$$

$$F_2 = \frac{F_{021} + F_{022} + (R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot f_{np} + F_{in2}}{\cos \beta - \sin \beta \cdot f_{np}}. \quad (2.76)$$

Сили інерції формувальних візків визначена за наступним виразом [7]:

$$F_{in1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_1; \quad F_{in2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_2, \quad (2.77)$$

де m_1, m_2 – маси формувальних візків, $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2$ – їх лінійне прискорення, яке визначається за допомогою залежностей (2.26).

Для роlikової формувальної установки з уже раніше наведеними параметрами побудовано графіки зміни сил інерції першого – 1 та другого – 2 формувальних візків в залежності від кута повороту кривошипа (рис. 2.28).

Інші геометричні параметри установки визначено з роботи [113]:

$$F_{011} = F_{012} = F_{021} = F_{022} = 7962H; \quad R_{11} = R_{12} = R_{21} = R_{22} = 9740H; \quad G_1 = G_2 = 10000H;$$

$$f_{np} = 0,008; \quad D = 0,22м; \quad D_1 = 0,046м; \quad a = 0,27м; \quad b = 0,27м; \quad c = 0,37м; \quad d = 0,37м;$$

$$e = 0,1м.$$

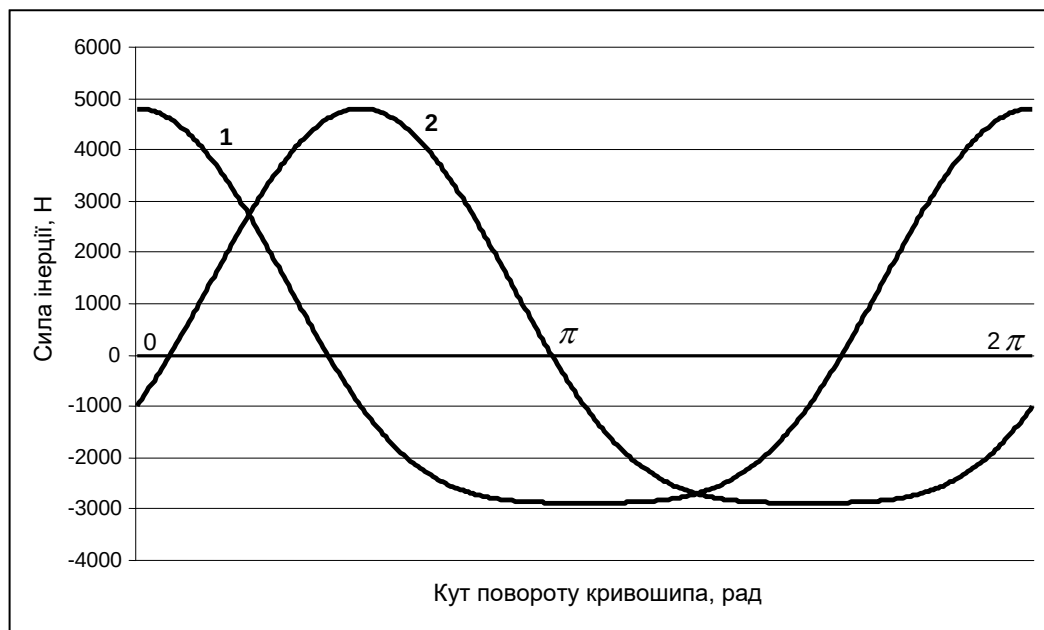


Рис. 2.28. Графіки зміни сил інерції першого – 1 та другого – 2 формувальних візків в залежності від кута повороту кривошипа

Підставивши всі отримані дані в рівняння (2.74)...(2.76), побудовано графіки зміни зусиль в шатунах F_1 та F_2 (рис. 2.29) та нормальних реакцій N_{11} , N_{12} , N_{21} та N_{22} (рис. 2.30) напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа.

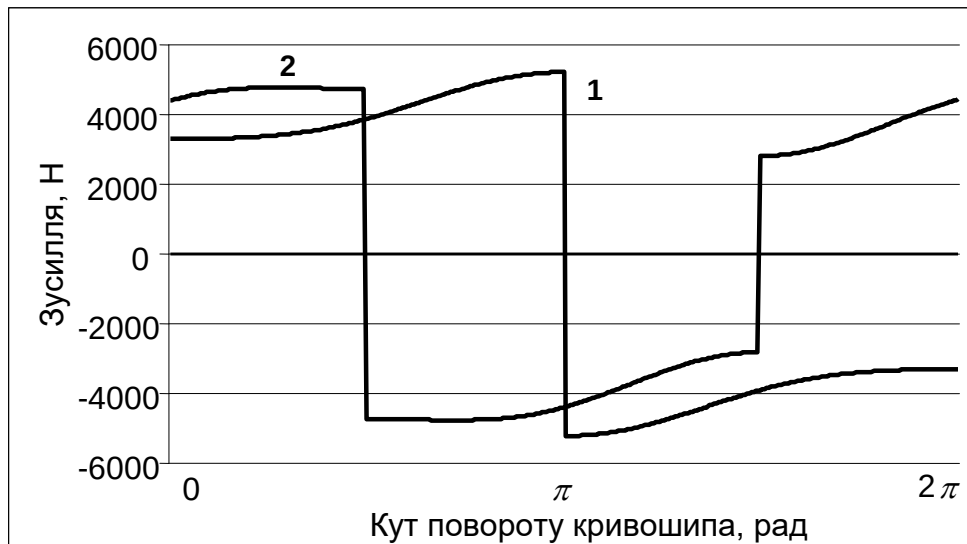


Рис. 2.29. Графіки зміни зусиль F_1 – 1 та F_2 – 2 в залежності від кута повороту кривошипа

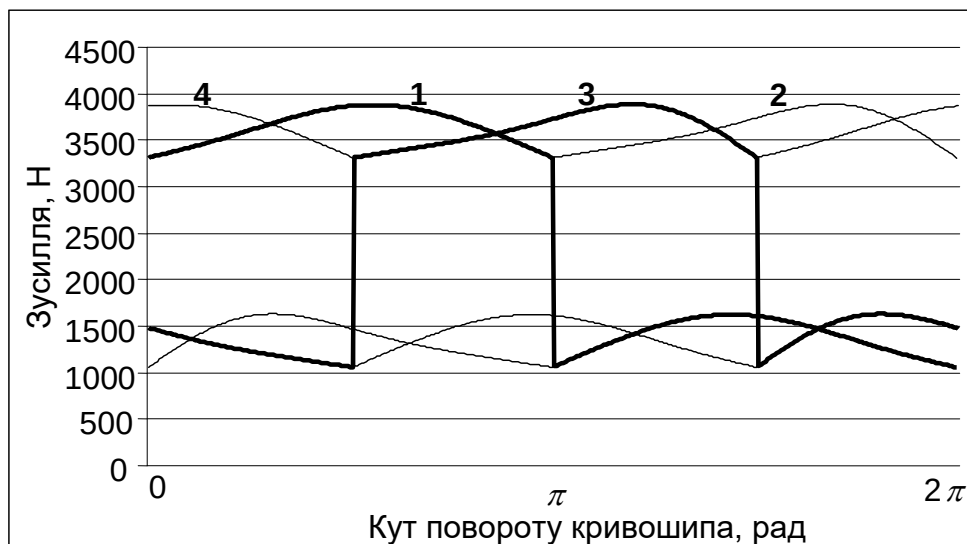


Рис. 2.30. Графік зміни зусиль N_{11} – 1, N_{12} – 2, N_{21} – 3 та N_{22} – 4 в залежності від кута повороту кривошипа

Аналізуючи графіки на рис. 2.29 та 2.30 можна побачити, що шатуни під час першої частини циклу працюють на розтягування, а під час другої частини – на стиснення; напрямні ролики сприймають навантаження від

напрямних руху формувальних візків, але під час першої частини циклу навантаження на перший напрямний ролик значно менше ніж на другий, а під час другої частини циклу – навпаки. Ця нерівномірність спричинена значною величиною зусилля взаємодії робочого органу з бетонною сумішшю.

Використавши функції зміни зусиль в шатунах, отримано залежності для визначення необхідного крутного моменту на приводному валу:

для першого візка

$$M_{kp1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2} - \gamma\right); \quad (2.78)$$

для другого візка

$$M_{kp2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \Delta\varphi - \varphi - \beta\right). \quad (2.79)$$

Значення крутного моменту на приводному валу дало змогу визначити функцію зміни потужності, необхідної для здійснення процесу формування:

для першого візка

$$P_1 = M_{kp1} \cdot \omega; \quad (2.80)$$

для другого візка

$$P_2 = M_{kp2} \cdot \omega; \quad (2.81)$$

та її сумарного значення

$$P = P_1 + P_2. \quad (2.82)$$

Для даної установки з раніше наведеними параметрами побудовано графіки зміни потужності, необхідної для забезпечення процесу формування для першого візка – 1, другого візка – 2, її сумарного значення – 3 при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ (рис.2.31).

Аналіз цих графіків показує, що найменше значення потужності $P = 11561 \text{ Вт}$ спостерігається при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$.

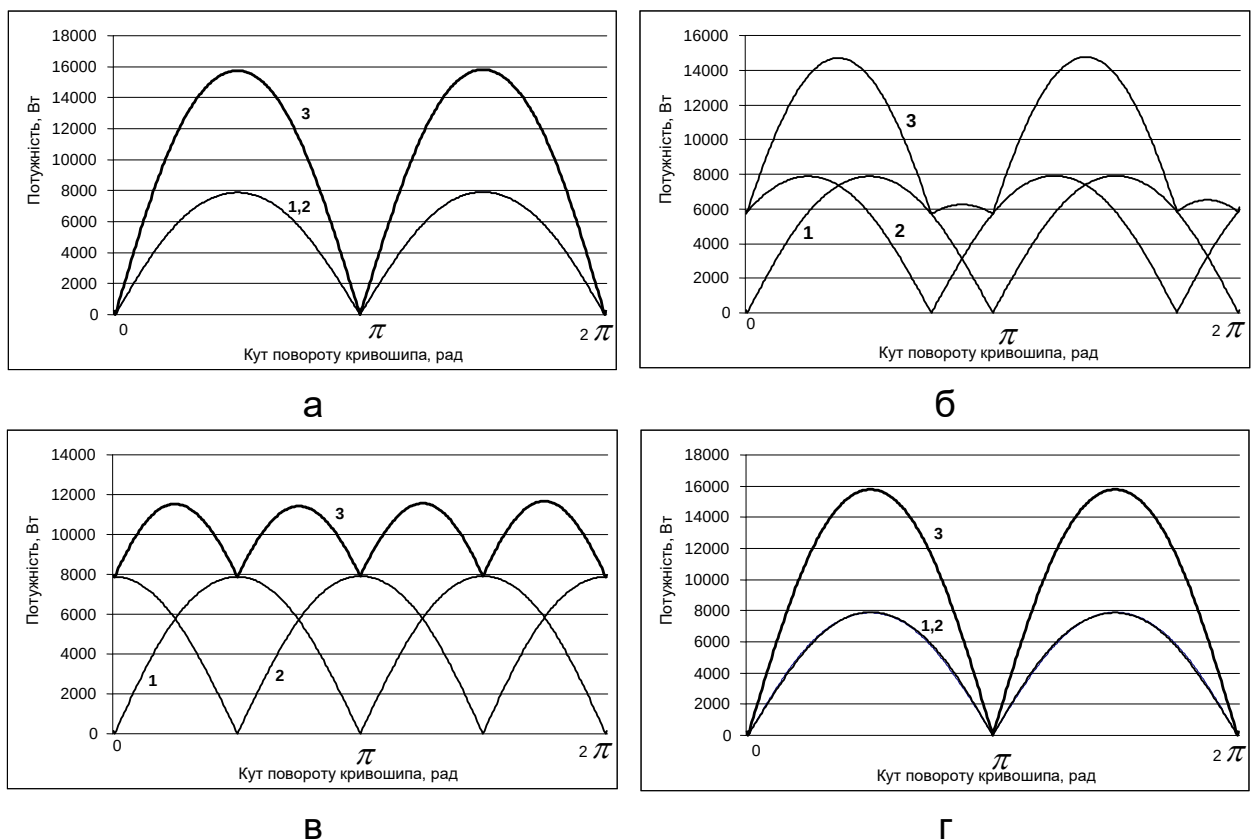


Рис. 2.31. Графіки зміни потужності установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 45^\circ$; в – $\Delta\varphi = 90^\circ$; г – $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – потужність першого та другого візків відповідно; 3 – сумарне значення потужності

Значення сумарної потужності визначено також для інших значень кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 180^\circ$ з кроком 30° і зведено в таблицю 2.8.

Таблиця 2.8

Результати розрахунків потужності

$\Delta\varphi, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180
$P, Вт$	15806	15346	13391	11561	13971	15333	15777

На основі даних таблиці 2.8 побудовано графік зміни потужності, необхідної для здійснення процесу формування, в залежності від кута зміщення кривошипів (рис. 2.32), аналіз якого показує, що мінімальне значення потужності досягає свого мінімуму при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$.



Рис. 2.32. Графік зміни потужності установки в залежності від кута зміщення кривошипів

Для більш розширеного аналізу впливу кута зміщення кривошипів на зміну сумарної потужності установки її визначено для значень кута зміщення в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° і зведено в таблицю 2.9.

Таблиця 2.9

Результати розрахунків потужності

$\Delta\varphi, ^\circ$	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90
$P, Вт$	12371	12283	12194	12108	12016	11929	11835	11745	11654	11561
$\Delta\varphi, ^\circ$	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
$P, Вт$	11658	11723	11829	11932	12034	12134	12252	12374	12460	12540

На основі даних таблиці 2.9 побудовано графік зміни потужності, необхідної для здійснення процесу формування (рис. 2.32), в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° .

Аналіз графіка на рис. 2.33 показує, що мінімальне значення потужності досягає свого мінімуму при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$ і має в 1,37 разів менше значення ніж при зміщенні кривошипів на $\Delta\varphi = 180^\circ$.



Рис. 2.33. Графік зміни потужності установки в залежності від кута зміщення кривошипів

2.7. Аналіз нерівномірності руху формувальної установки

В роликівих формувальних установках з кривошипно-повзунним приводом спостерігається значна нерівномірність руху формувального візка під час виконання процесу ущільнення бетонної суміші [51, 60], що приводить до зниження якості виробу та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки [56]. Тому було прослідковано зміну кутової швидкості кривошипу установки з моменту пуску і при усталеному режимі руху, визначено коефіцієнти нерівномірності руху та динамічності.

2.7.1. Аналіз нерівномірності руху установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок

Нерівномірність руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок в першому наближенні може бути визначена представленою динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипу.

Для такої моделі записано диференціальне рівняння руху [59]

$$I_{\zeta\hat{a}}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{\zeta\hat{a}}(\varphi)}{d\varphi} = M_{\delta}(\omega) - \dot{I}_{\hat{i}}(\varphi), \quad (2.83)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипу; $I_{\zeta\hat{a}}(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипу момент інерції установки; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу зведений до осі повороту кривошипу; $M_o(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипа момент всіх діючих зовнішніх сил, включаючи силу опору переміщенню формувального візка та силу тяжіння шатуна.

Рівняння (2.83) являє собою нелінійне диференціальне рівняння першого порядку [47]. Тому для його розв'язку використано чисельний метод, запропонований професором Г.Г. Барановим [7]. Згідно з цим методом рівняння (2.83) представлено у вигляді

$$2 \cdot I_{\zeta\hat{a}}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dI_{\zeta\hat{a}}(\varphi) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega) - M_o(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (2.84)$$

Виходячи з умови відсутності сингулярності особливих точок та розривів, замінивши в рівнянні (2.84): $d\varphi \approx \Delta\varphi$ – крок інтегрування; $dI_{\zeta\hat{a}} \approx I_{\zeta\hat{a}(i+1)} - I_{\zeta\hat{a}(i)}$; $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$; $\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$; отримано

$$2 \cdot I_{\zeta\hat{a}(i)} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (I_{\zeta\hat{a}(i+1)} - I_{\zeta\hat{a}(i)}) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)}{\omega_i}, \quad (2.85)$$

де φ_i , ω_i , $I_{\zeta\hat{a}(i)}$, $M_p(\omega_i)$, $M_o(\varphi_i)$ – відповідно кутова координата кривошипа, кутова швидкість кривошипа, момент інерції, рушійний момент та момент сил опору зведені до осі обертання кривошипа в положенні i ($i = 0, 1, 2, \dots, n$); n – кількість точок розрахунку; φ_{i+1} , ω_{i+1} , $I_{\zeta\hat{a}(i+1)}$ – відповідно кутова

координата, швидкість та зведений момент інерції механізму до осі повороту кривошипу в положенні $i+1$.

Розв'язавши рівняння (2.85) відносно ω_{i+1} , отримано функцію зміни кутової швидкості в кожний наступний момент часу

$$\omega_{i+1} = \frac{[\dot{I}_{\delta}(\omega_i) - \dot{I}_{\hat{i}}(\varphi_i)]}{I_{\hat{\alpha}^{(i)}} \cdot \omega_i} \cdot \Delta\varphi + \frac{(3 \cdot I_{\hat{\alpha}^{(i)}} - I_{\hat{\alpha}^{(i+1)}})}{2 \cdot I_{\hat{\alpha}^{(i)}}} \cdot \omega_i. \quad (2.86)$$

Для розв'язку рівняння (2.86) знайдено всі необхідні характеристики установки при вище наведених її параметрах.

За виразом (2.59) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$, який зображено на рис. 2.34 в залежності від кута повороту кривошипу.

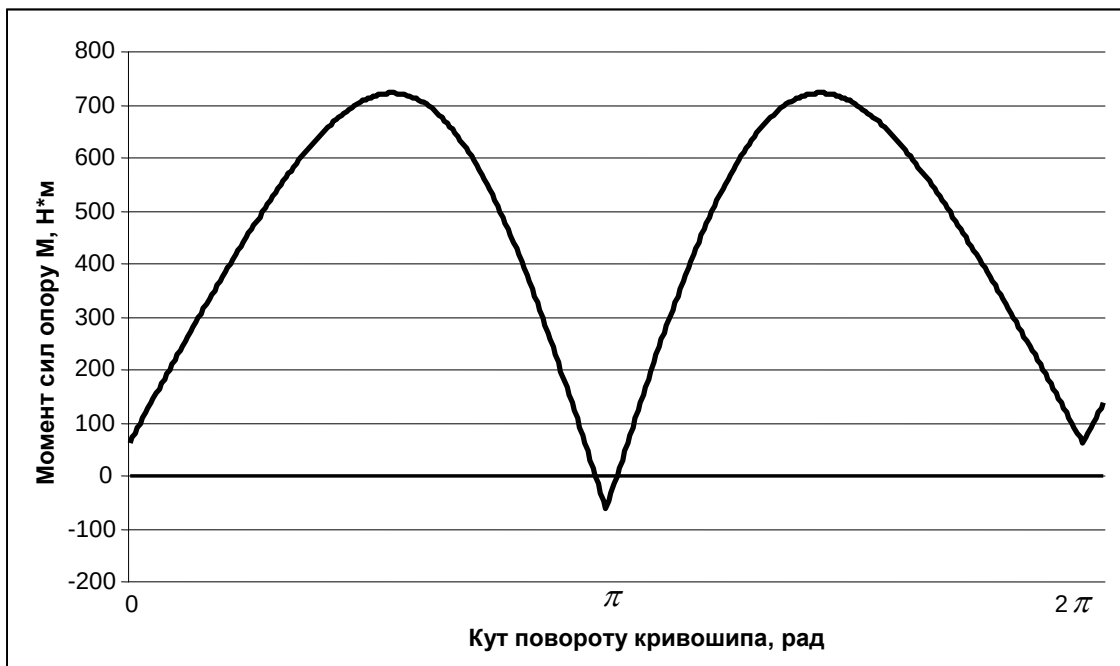


Рис. 2.34. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувального візка від кута повороту кривошипа

З графіка на рис. 2.34 визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа

$$M_{ocp} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_o(\varphi) \cdot d\varphi = 453,5 H \cdot m, \quad (2.87)$$

і знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна

$$P_n = \frac{M_{ocp} \cdot \omega_1}{10^3 \cdot \eta} = \frac{453,5 \cdot 10,467}{10^3 \cdot 0,9} = 5,29 \text{ кВт}, \quad (2.88)$$

де $\omega_1 = 10,47 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість кривошипу; $\eta = 0,9$ – ККД приводу.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А132S6У3** [125] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 101,05 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 87,16 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $I_{ов} = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна відносно осі його обертання; $M_n = 97,97 H \cdot m$ – пусковий момент; $M_n = 54,43 H \cdot m$ – номінальний момент; $M_{кр} = 136,075 H \cdot m$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,5$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [124] з номінальним передавальним моментом $M_{ном} = 500 H \cdot m$ і моментом інерції $I_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передаточним числом $i_{np} = 9,8$ і зведеним до вхідного валу моментом інерції $I_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за нижченаведеною формулою Клосса [125] побудована механічна характеристика (рис. 2.35).

$$M(\omega) = 2 \cdot M_{кр} \cdot \frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр})}{1 + \left[(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр}) \right]^2}. \quad (2.89)$$

Виходячи із залежності (2.89), визначено рушійний момент на валу кривошипа

$$M_p = M(\omega) \cdot i_{np} \cdot \eta. \quad (2.90)$$

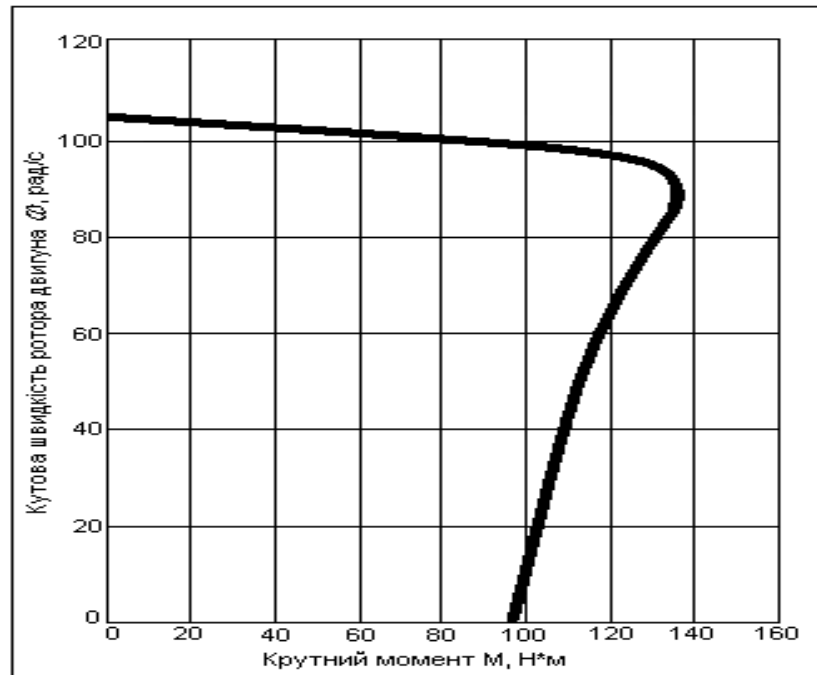


Рис. 2.35. Механічна характеристика двигуна

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції рухомих ланок усієї установки

$$I_{зв} = I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + I_{su} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 \varphi \right], \quad (2.91)$$

де $I_o = (I_{ов} + I_{м} + I_{ред}) \cdot i_{np}^2$ – момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту електродвигуна; m_1 – маса формувального візка; $I_{su} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатуна відносно його центра мас.

На основі вищенаведених залежностей побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипу моменту інерції установки від кута його повороту за цикл руху (рис. 2.36).



Рис. 2.36. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

Підставивши отримані залежності в рівняння (2.86) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 2.37).

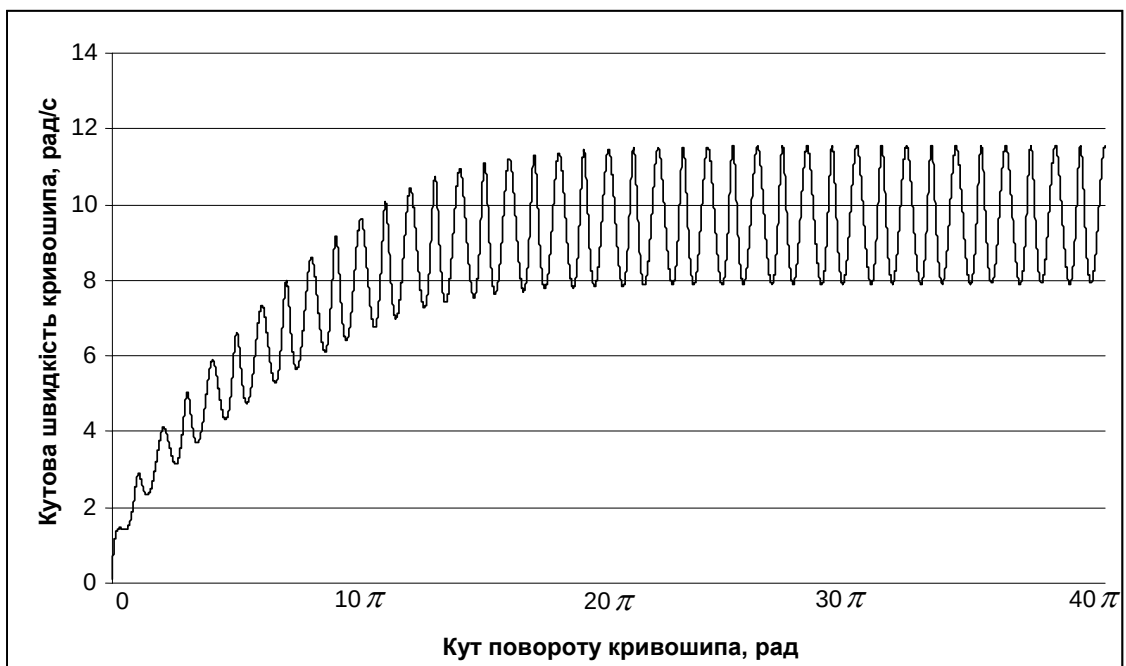


Рис. 2.37. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

Час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} може бути визначений залежністю

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (2.92)$$

за допомогою якої отримано кутове прискорення кривошипу

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (2.93)$$

де t_i, t_{i+1} – відповідно значення часу руху в положеннях кривошипу i та $i+1$.

За допомогою залежності (2.93) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипу (рис. 2.38).

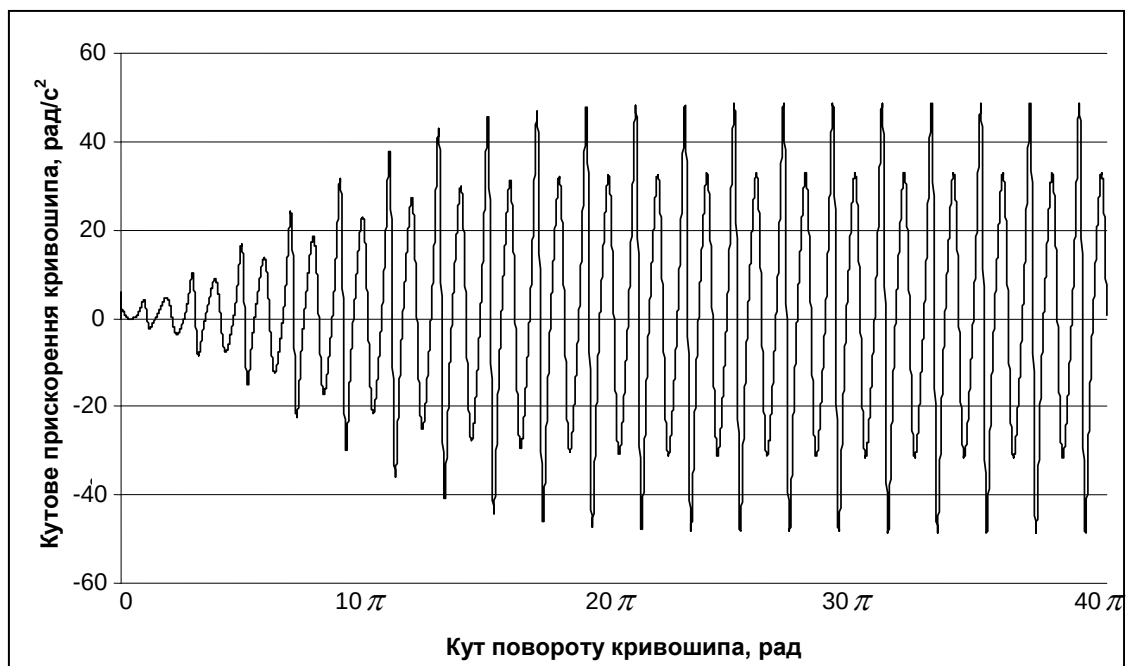


Рис. 2.38. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 2.37 та 2.38, можна побачити, що протягом 10 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 10 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 10 обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 7,898 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,5612 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 9,7296 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [6, 7]

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,5612 - 7,898}{9,7296} = 0,3765. \quad (2.94)$$

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -48,67 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 48,67 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [6, 7]

$$H = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{48,67}{9,7296^2} = 0,51412. \quad (2.95)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формувальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [68]

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(11,5612 - 7,898)^2}{9,7296^2} + \frac{48,67}{9,7296^2} = 0,656. \quad (2.96)$$

Для зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на вал двигуна установки встановлено маховик з приведеним до осі повороту кривошипа моментом інерції $I_i = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Розраховано кутову швидкість та кутове прискорення кривошипа з застосуванням відповідного маховика (рис. 2.39, 2.40).

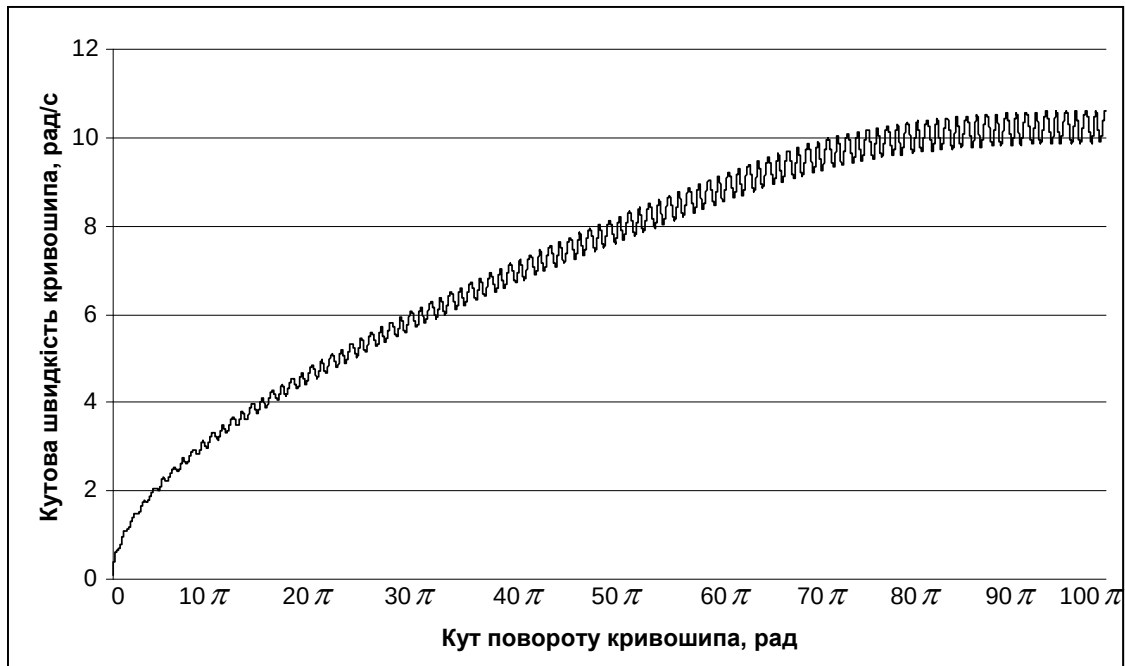


Рис. 2.39. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки з застосуванням маховика від кута його повороту

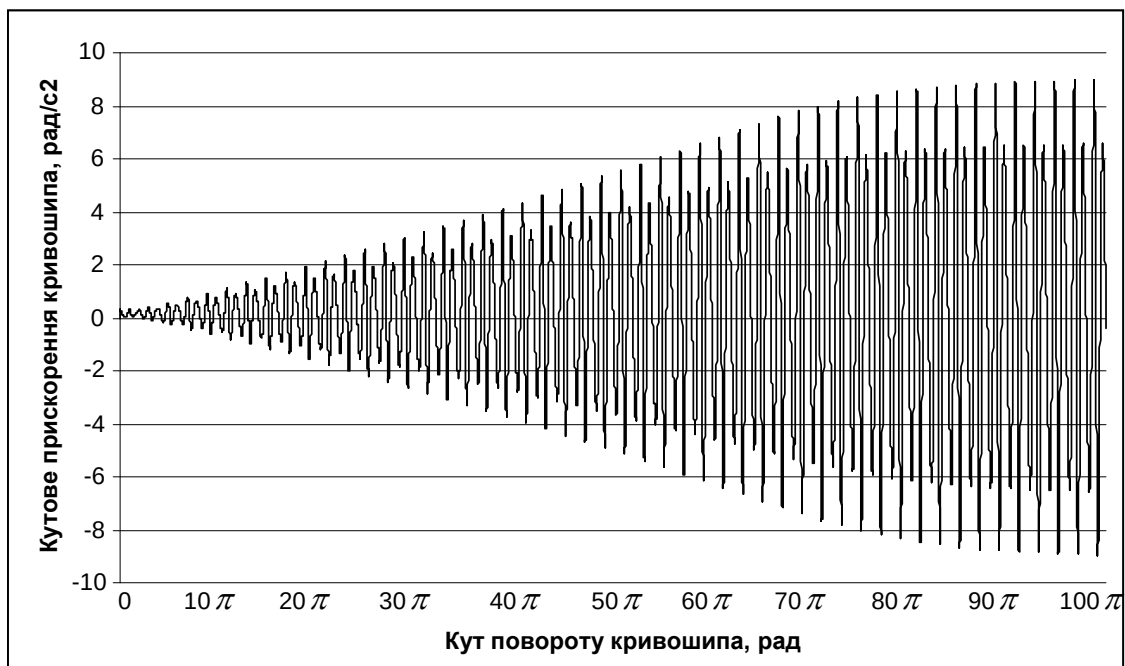


Рис. 2.40. Графік зміни кутового прискорення кривошипа з застосуванням маховика від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 2.39 та 2.40, можна побачити, що кутова швидкість має менший діапазон зміни, а отже й менший коефіцієнт нерівномірності руху в порівнянні з установкою без маховика ($\delta = 0,071$), але тривалість пуску значно зростає з 10 обертів (без маховика) до 62 обертів (з маховиком з моментом інерції $I_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) до виходу кутової швидкості на усталений режим руху. Кутове прискорення також має значно менший діапазон зміни, що покращує динаміку руху установки ($H = 0,0851$, $k_p = 0,0902$).

Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримано зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності, узагальненого коефіцієнта оцінки руху та тривалості пуску установки до виходу на усталений режим руху (таблиця 1).

Таблиця 2.10

Результати розрахунків

I_m , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	$\omega_{\min}$, рад/с	$\omega_{\max}$, рад/с	$\omega_{\text{ср}}$, рад/с	δ	$\varepsilon_{\max}$, рад/с^2	H	k_p	Тривалість пуску, к-сть обертів
0	7,898	11,561	9,729	0,376	48,67	0,51412	0,656	10
50	9,093	11,138	10,115	0,202	26,38	0,25783	0,2987	26
100	9,504	10,918	10,211	0,139	17,517	0,168	0,1872	35
150	9,71	10,792	10,251	0,106	13,436	0,12786	0,139	43
200	9,872	10,751	10,312	0,085	10,81	0,10172	0,109	50
250	9,947	10,685	10,316	0,071	9,06	0,0851	0,0902	62
300	10,002	10,637	10,319	0,061	7,794	0,0732	0,077	75
350	10,043	10,601	10,322	0,054	6,841	0,0642	0,0671	86
400	10,076	10,572	10,324	0,048	6,096	0,0572	0,0595	95
450	10,102	10,551	10,326	0,043	5,497	0,05155	0,0534	102
500	10,122	10,531	10,327	0,0396	5,005	0,04694	0,0485	109

Продовження таблиці 2.10

$I_M,$ $кг \cdot м^2$	$\omega_{min},$ $рад/с$	$\omega_{max},$ $рад/с$	$\omega_{сер},$ $рад/с$	δ	$\varepsilon_{max},$ $рад/с^2$	H	k_p	Тривалість пуску, к-сть обертів
550	10,143	10,516	10,329	0,036	4,595	0,04306	0,0444	122
600	10,157	10,503	10,33	0,033	4,246	0,0398	0,0409	134
650	10,169	10,492	10,331	0,0312	3,948	0,037	0,038	146
700	10,181	10,483	10,332	0,029	3,688	0,03455	0,0354	158
750	10,191	10,476	10,332	0,027	3,461	0,03242	0,0332	169
800	10,2	10,466	10,333	0,026	3,26	0,03053	0,0312	183
850	10,208	10,459	10,334	0,0243	3,081	0,02885	0,0294	197
900	10,214	10,453	10,336	0,0231	2,92	0,02735	0,0279	214
950	10,221	10,448	10,335	0,0219	2,775	0,026	0,0265	228
1000	10,228	10,443	10,335	0,021	2,645	0,02476	0,0252	242

На основі даних таблиці 2.10 побудовані графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 2.41, 2.42, 2.43).

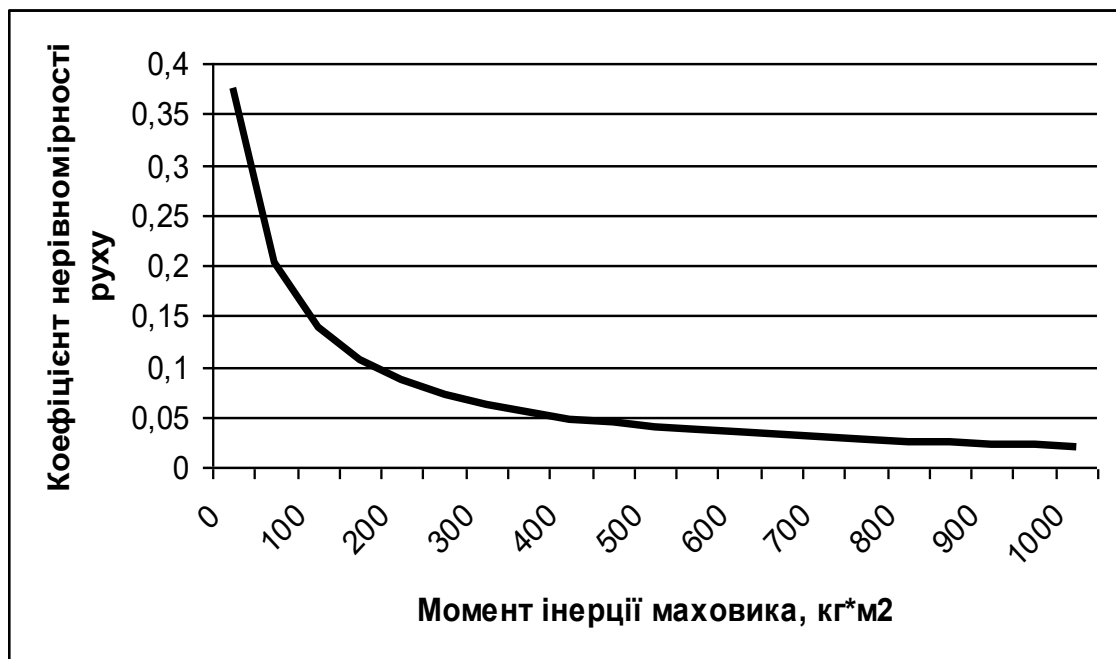


Рис. 2.41. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

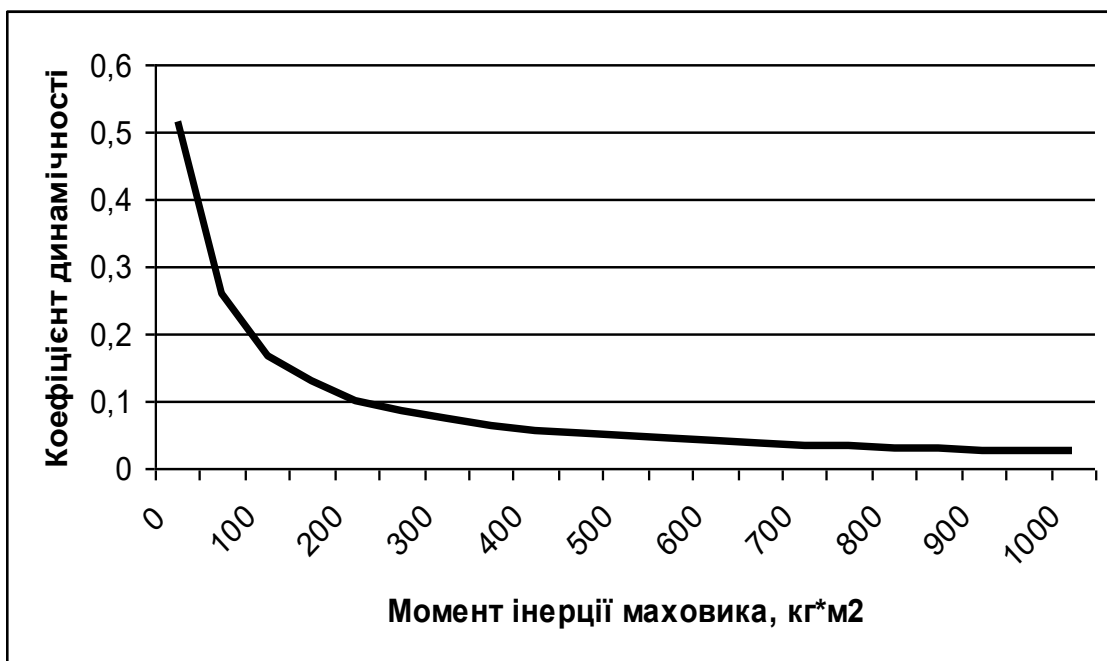


Рис. 2.42. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

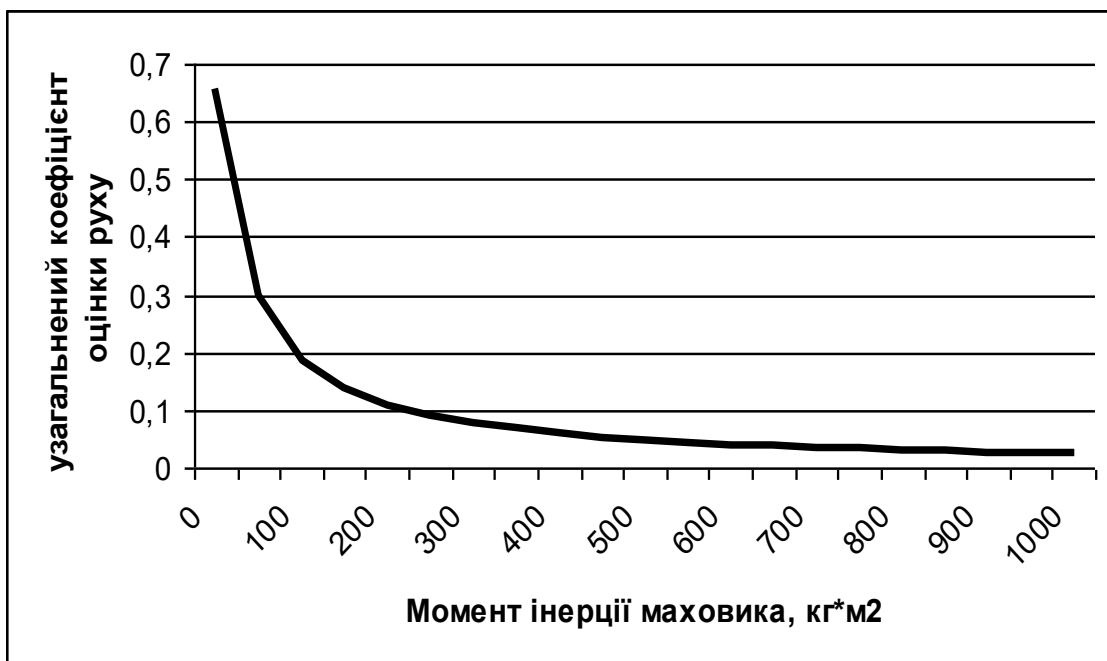


Рис. 2.43. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до значення моменту інерції маховика $I_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. Однак тривалість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції

маховика, тому подальше збільшення моменту інерції маховика установки є недоцільним.

2.7.2. Аналіз нерівномірності руху установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки

За виразом (2.60) із врахуванням залежностей (2.61) та (2.62) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ роликової формувальної установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, який зображено на рис. 2.44 в залежності від кута повороту кривошипу.



Рис. 2.44. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків від кута повороту кривошипа

З графіка на рис. 2.44 за допомогою залежності (2.87) визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, що становить $M_{оср} = 907,03 \text{ Н} \cdot \text{м}$, і за допомогою виразу (2.88) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_n = 10,58 \text{ кВт}$.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А132S6У3** [125] з

параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{kp} = 94,95 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $I_{ог} = 0,138 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 129,24 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 107,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{kp} = 215,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{kp}}{M_n} = 2$ – відношення критичного моменту до номінального.

Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [124] з номінальним передавальним моментом $M_{ном} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $I_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $i_{np} = 9,8$ і зведеним до вхідного валу моментом інерції $I_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (2.89) та (2.90) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції роликової формувальної установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки

$$\begin{aligned}
 I_{зв} = & I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + I_{s6} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 \varphi \right] + \\
 & m_2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 (\varphi - \Delta \varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi - \Delta \varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 (\varphi - \Delta \varphi)}} \right)^2 + I_{s7} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi - \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 (\varphi - \Delta \varphi)}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 (\varphi - \Delta \varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi - \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 (\varphi - \Delta \varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 (\varphi - \Delta \varphi) \right], \quad (2.97)
 \end{aligned}$$

де $I_o = (I_{ov} + I_m + I_{ред}) \cdot i_{np}^2$ – момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипу; $m_1 = m_2$ – маса формувальних візків 1 та 2; $I_{s6} = I_{s7} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатунів 6 та 7 відносно їх центрів мас.

На основі залежності (2.97) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 2.45).



Рис. 2.45. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

Підставивши отримані залежності в рівняння (2.86) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 2.46).

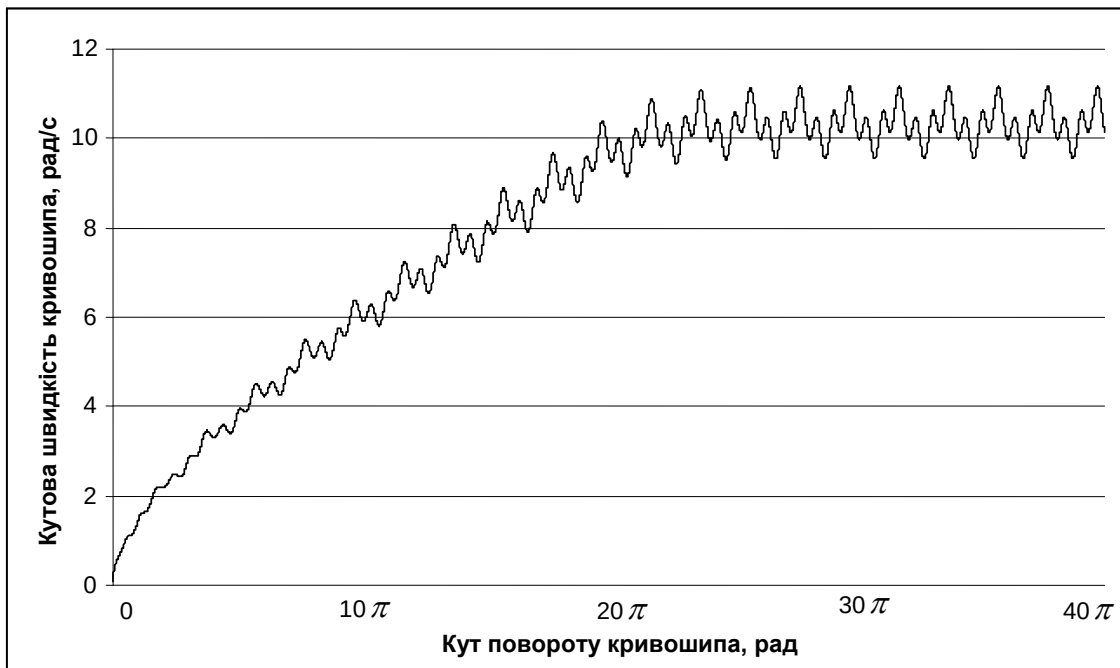


Рис. 2.46. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

За допомогою залежностей (2.92) та (2.93) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипу, графік зміни якого зображено на рис. 2.47.

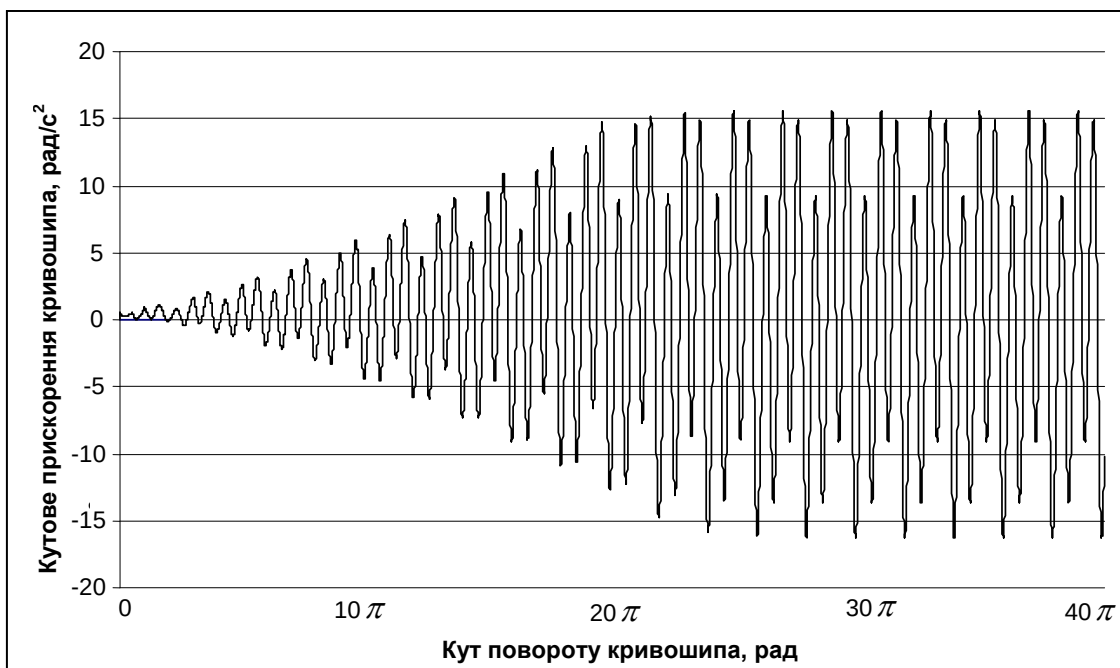


Рис. 2.47. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 2.46 та 2.47, можна побачити, що протягом 16 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 16 обертів кривошипу кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 16 повних обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,546 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,166 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{ср}} = 10,356 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (2.94), становить $\delta = 0,156$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -15,583 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 15,583 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначаються за залежностями (2.95) та (2.96) відповідно, дорівнюють $H = 0,1453$ та $k_p = 0,1696$.

Для зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на вал двигуна установки встановлено маховик з приведеним до осі повороту кривошипа моментом інерції $I_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Розраховано кутову швидкість та кутове прискорення кривошипа з застосуванням відповідного маховика (рис. 2.48, 2.49).

Проаналізувавши графіки на рис. 2.48 та 2.49, можна побачити, що кутова швидкість має менший діапазон зміни, а отже й менший коефіцієнт нерівномірності руху в порівнянні з установкою без маховика ($\delta = 0,0432$), але тривалість пуску значно зростає з 16 обертів (без маховика) до 49 обертів (з маховиком з моментом інерції $I_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) до виходу кутової швидкості на усталений режим руху. Кутове прискорення також має значно менший діапазон зміни, що покращує динаміку руху установки ($H = 0,0408$, $k_p = 0,0427$).

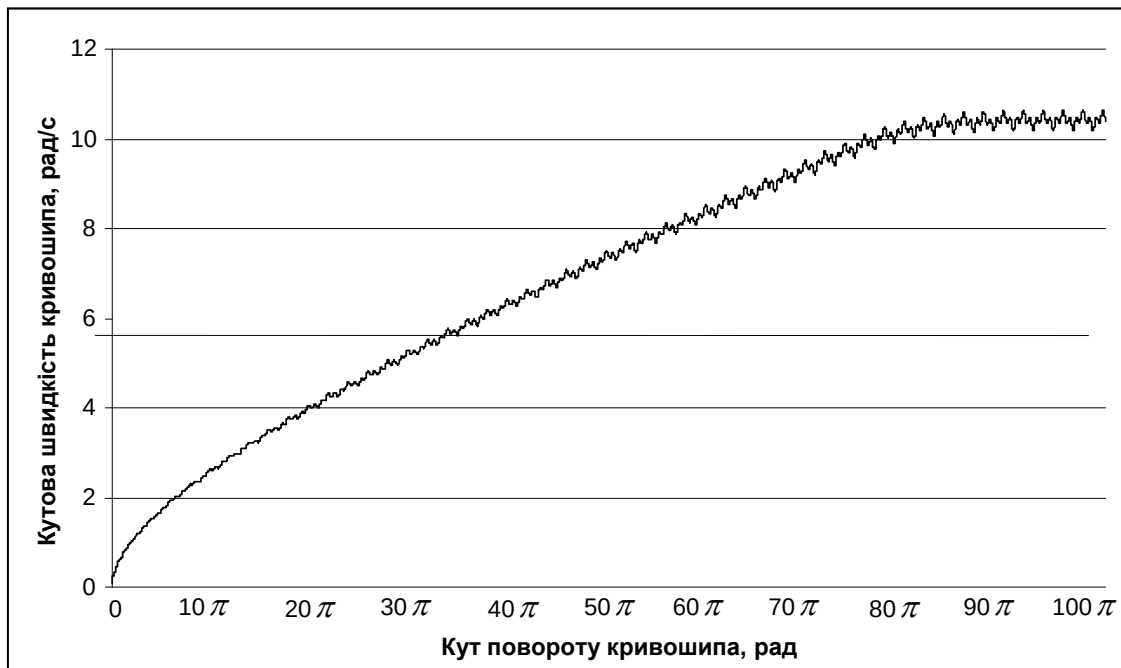


Рис. 2.48. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки з застосуванням маховика від кута його повороту

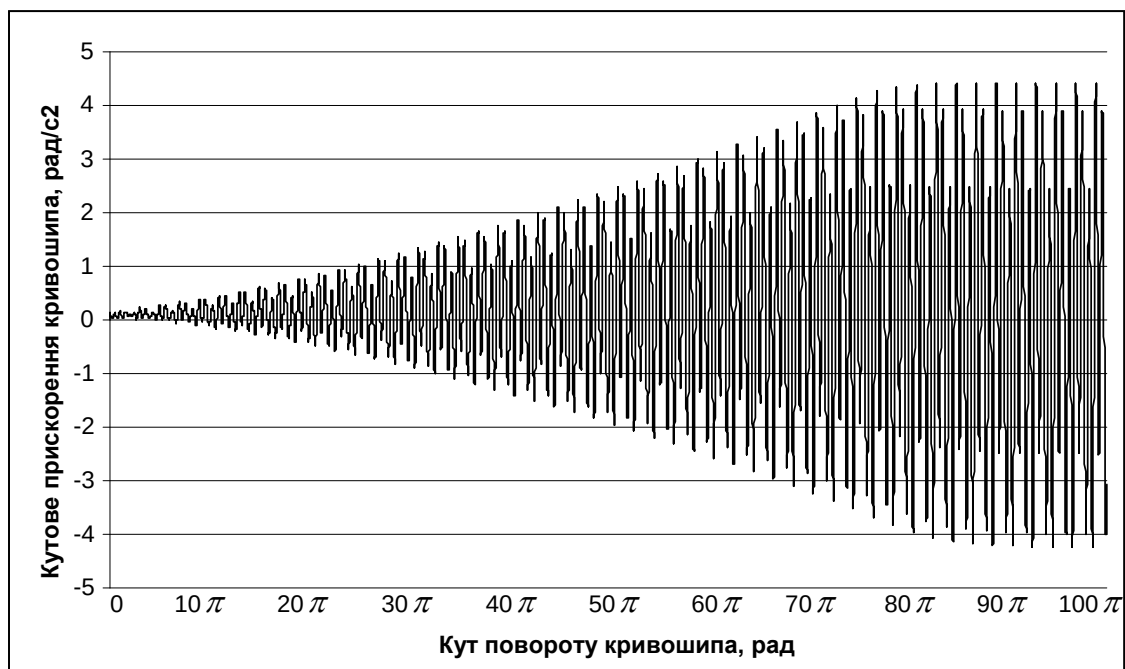


Рис. 2.49. Графік зміни кутового прискорення кривошипа з застосуванням маховика від кута його повороту

Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримуємо зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності, узагальненого коефіцієнта оцінки руху та тривалості пуску установки до виходу на усталений режим руху (таблиця 2.11).

Таблиця 2.11

Результати розрахунку

$I_M,$ $кг \cdot м^2$	$\omega_{min},$ $рад/с$	$\omega_{max},$ $рад/с$	$\omega_{сер},$ $рад/с$	δ	$\varepsilon_{max},$ $рад/с^2$	H	k_p	Тривалість пуску, к-сть обертів
0	9,546	11,166	10,356	0,156	15,583	0,1453	0,1696	16
50	9,853	10,916	10,385	0,1024	10,378	0,096	0,1067	22
100	10,0	10,794	10,397	0,0764	7,77	0,0718	0,0777	28
150	10,092	10,722	10,407	0,0605	6,207	0,573	0,06097	35
200	10,15	10,675	10,413	0,0504	5,17	0,0477	0,0502	42
250	10,19	10,64	10,415	0,0432	4,428	0,0408	0,0427	49
300	10,243	10,636	10,439	0,0376	3,897	0,0357	0,03717	56
350	10,266	10,614	10,44	0,0333	3,46	0,0317	0,03285	63
400	10,284	10,597	10,441	0,0299	3,112	0,0285	0,02945	69
450	10,298	10,583	10,441	0,0273	2,827	0,026	0,0267	76
500	10,311	10,571	10,441	0,0249	2,59	0,0238	0,02438	82
550	10,321	10,561	10,441	0,0229	2,39	0,0219	0,02245	88
600	10,33	10,552	10,441	0,0212	2,218	0,0203	0,0208	94
650	10,338	10,546	10,442	0,0199	2,07	0,01898	0,0194	101
700	10,344	10,54	10,442	0,0188	1,94	0,0178	0,01815	108
750	10,35	10,534	10,442	0,0176	1,825	0,0167	0,01705	115
800	10,356	10,528	10,442	0,0165	1,723	0,0158	0,01607	121
850	10,36	10,524	10,442	0,0157	1,632	0,0149	0,0152	127
900	10,365	10,52	10,442	0,0148	1,55	0,0142	0,0144	133
950	10,368	10,517	10,443	0,0143	1,476	0,0135	0,01374	139
1000	10,372	10,514	10,443	0,0136	1,409	0,0129	0,0131	147

На основі даних таблиці 2.11 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 2.50, 2.51, 2.52).

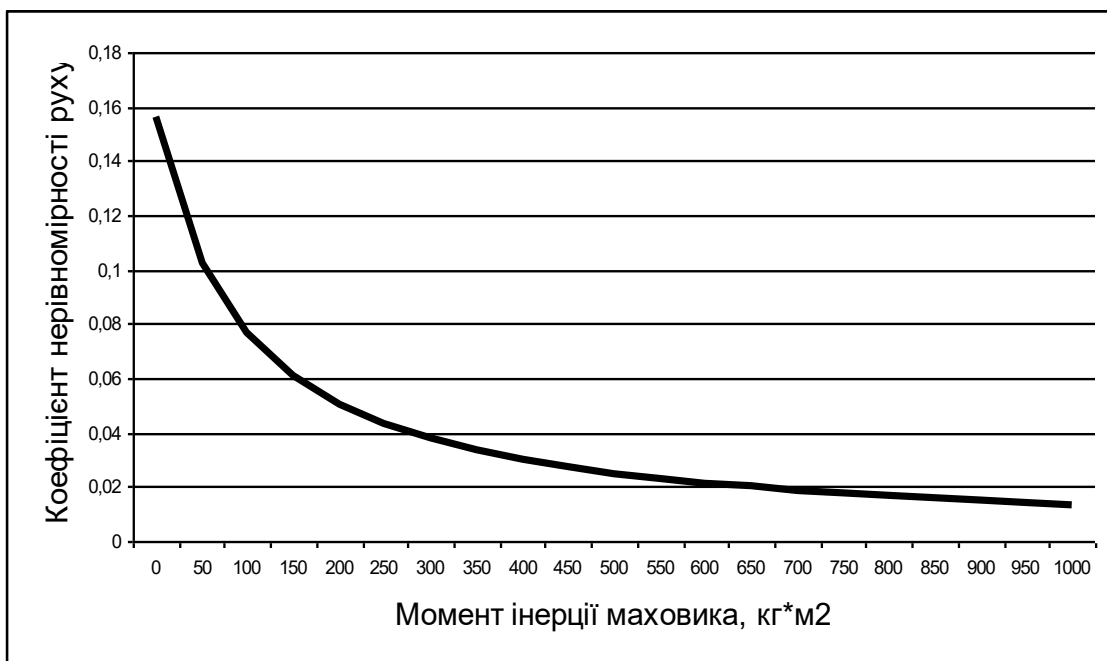


Рис. 2.50. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

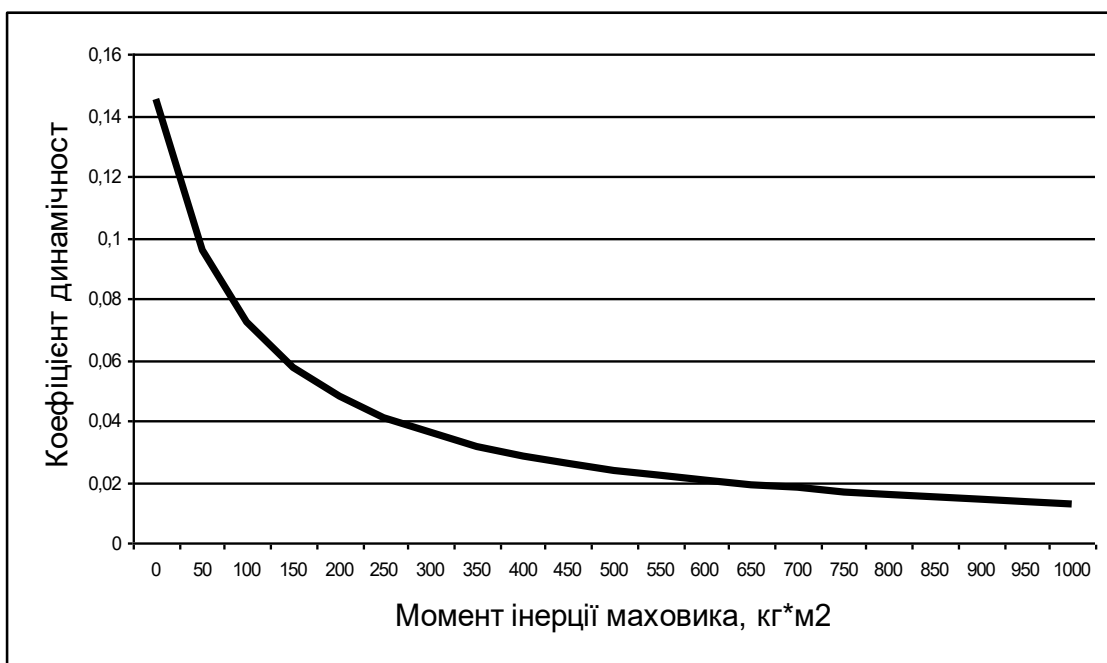


Рис. 2.51. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до значення моменту інерції маховика $I_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. Однак

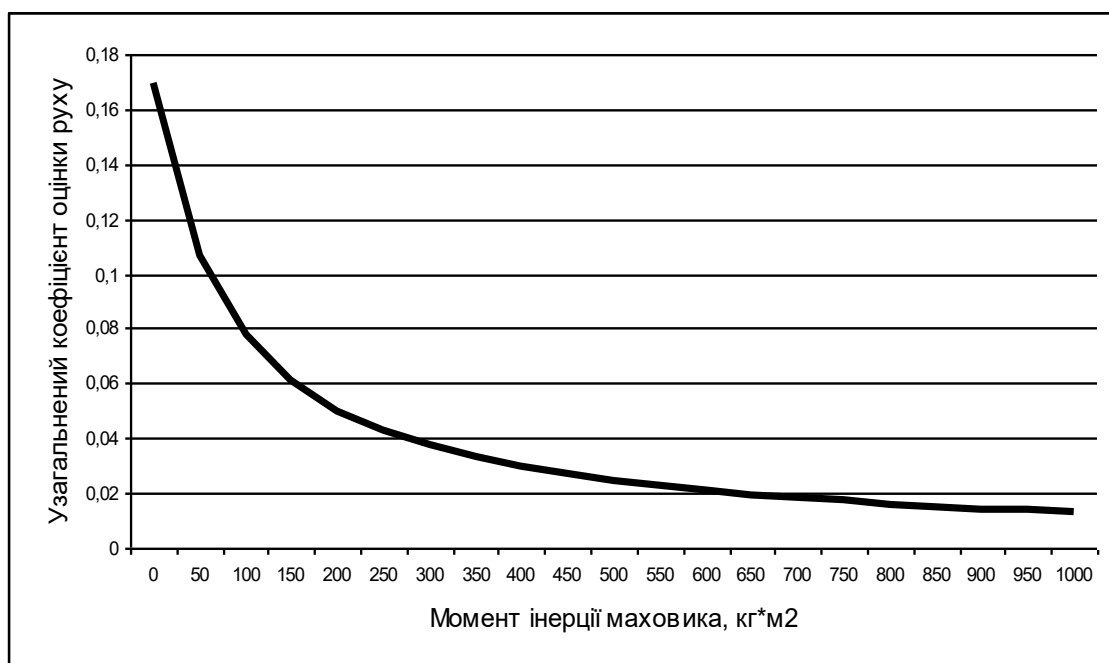


Рис. 2.52. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

тривалість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції маховика, тому подальше збільшення моменту інерції маховика установки є недоцільним.

Для порівняння коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху для установок з кривошипно-шатунним приводом на один формувальний візок та з рекупераційним приводом на два формувальні візки ці показники зведені в таблицю 2.12, на основі якої побудовані графіки зміни цих коефіцієнтів в залежності від виду привода (рис. 2.53).

Таблиця 2.12

Результати розрахунку режимів руху

Вид приводу	$\omega_{min}, \text{ рад/с}$	$\omega_{max}, \text{ рад/с}$	$\omega_{сер}, \text{ рад/с}$	$\varepsilon_{min}, \text{ рад/с}^2$	$\varepsilon_{max}, \text{ рад/с}^2$	δ	H	k_p
1	7,898	11,5612	9,7296	-48,67	48,67	0,3765	0,51412	0,656
2	9,546	11,166	10,356	-15,583	15,583	0,156	0,1453	0,1696

Примітка: 1, 2 – установки з одним та з двома формувальними візками відповідно.

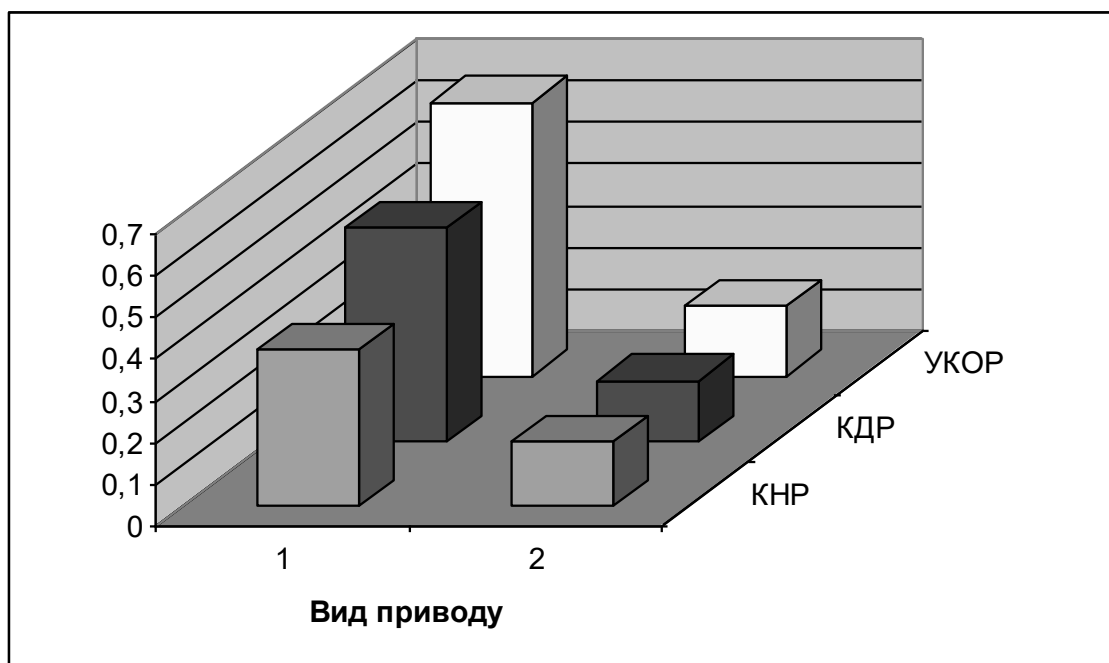


Рис. 2.53. Графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (КНР), коефіцієнта динамічності руху (КДР) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (УКОР) в залежності від виду приводу: 1– кривошипно-повзунний привод на один формувальний візок; 2 – рекупераційний привод на два формувальні візки

Аналізуючи графіки на рис. 2.53, можна зробити висновки: коефіцієнт нерівномірності руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки в порівнянні з установкою з кривошипно-шатунним приводом на один формувальний візок зменшується в 2,4 разів, коефіцієнт динамічності – в 3,54 рази, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху – в 3,87 рази.

2.7.3. Вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху

Визначені коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом, відповідають значенню зміщення кривошипів $\Delta\varphi = \pi/2$. Для того, щоб встановити як впливає кут зміщення кривошипів на рівномірність руху установки в залежності для визначення моменту сил опору та зведеного моменту інерції установки приведених до осі повороту

кривошипа підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$. При цих значеннях моменту сил опору та моменту інерції побудовані графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту [54, 55, 71]. Після цього визначено значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^0$ до $\Delta\varphi = 180^0$ з кроком 10^0 . Результати розрахунків наведено в таблиці 2.13.

Таблиця 2.13

Результати розрахунків режимів руху

$\Delta\varphi, ^0$	$\omega_{\min}, \text{ рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{ рад/с}$	$\omega_{\text{ср}}, \text{ рад/с}$	δ	$\varepsilon_{\max}, \text{ рад/с}^2$	H	k_p
0	7,91	13,19	10,55	0,5	86,9	0,78	1,03
10	7,95	13,09	10,52	0,4888	83,3	0,7527	0,9916
20	8,07	13,05	10,56	0,4716	73,6	0,66	0,8824
30	8,26	12,97	10,615	0,4437	60,1	0,5334	0,7302
40	8,51	12,84	10,675	0,4056	46,7	0,4098	0,5743
50	8,8	12,64	10,72	0,3582	42	0,3655	0,4938
60	9,13	12,38	10,755	0,3022	36,4	0,3147	0,406
70	9,47	12,05	10,76	0,2398	30,2	0,2608	0,3183
80	9,8	11,67	10,735	0,1742	23,5	0,2039	0,2342
90	9,67	11,25	10,46	0,151	16,76	0,1532	0,176
100	9,29	11,17	10,23	0,1838	25,4	0,2427	0,2765
110	8,95	11,56	10,255	0,2545	34,34	0,3265	0,3913
120	8,66	11,94	10,3	0,3184	42,58	0,4014	0,5027
130	8,43	12,3	10,365	0,3734	50,75	0,4724	0,6118
140	8,25	12,62	10,435	0,4188	59,1	0,5427	0,7181
150	8,14	12,9	10,52	0,4525	66,1	0,5973	0,802
160	8,09	13,11	10,6	0,4736	71,1	0,6328	0,8571
170	8,1	13,25	10,675	0,4824	73,5	0,645	0,8777
180	8,12	13,34	10,73	0,4865	75,25	0,6536	0,8903

На основі даних таблиці 2.13 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 2.54), коефіцієнта динамічності руху (рис. 2.55) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 2.56) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.



Рис. 2.54. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від кута зміщення кривошипів



Рис. 2.55. Графік зміни коефіцієнта динамічності руху в залежності від кута зміщення кривошипів



Рис. 2.56. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху від кута зміщення кривошипів

Проаналізувавши графіки на рис. 2.54...2.56, можна побачити, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мінімальне значення мають при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Для більш точного аналізу визначено значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 80^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° . Результати розрахунків зведено в таблицю 2.14.

Таблиця 2.14.

Результати розрахунків режимів руху

$\Delta\varphi, ^\circ$	$\omega_{\min},$ <i>рад/с</i>	$\omega_{\max},$ <i>рад/с</i>	$\omega_{\text{сеп}},$ <i>рад/с</i>	δ	$\varepsilon_{\max},$ <i>рад/с²</i>	H	k_p
80	9,8	11,67	10,735	0,1742	23,5	0,2039	0,2342
81	9,82	11,63	10,725	0,1688	22,83	0,1985	0,227
82	9,85	11,59	10,72	0,1623	22,14	0,1926	0,219
83	9,88	11,55	10,715	0,1558	21,48	0,1871	0,2114
84	9,9	11,5	10,7	0,1495	20,8	0,1816	0,204
85	9,88	11,47	10,675	0,1489	20,12	0,1765	0,1987
86	9,84	11,42	10,63	0,1486	19,45	0,1721	0,1942
87	9,79	11,38	10,585	0,1502	18,77	0,1675	0,1901
88	9,75	11,34	10,545	0,1508	18,1	0,1628	0,1855
89	9,71	11,3	10,505	0,151	17,43	0,1579	0,1807
90	9,67	11,25	10,46	0,1512	16,76	0,1532	0,176
91	9,63	11,21	10,42	0,1516	16,9	0,1556	0,1786
92	9,59	11,17	10,38	0,1522	17,88	0,1659	0,1891
93	9,55	11,12	10,335	0,1523	18,84	0,1764	0,1996
94	9,51	11,08	10,295	0,1525	19,8	0,1868	0,2101
95	9,47	11,04	10,255	0,1531	20,75	0,1973	0,2207
96	9,43	11,02	10,225	0,1555	21,7	0,2075	0,2317
97	9,4	11,06	10,23	0,1623	22,64	0,2163	0,2427
98	9,36	11,1	10,23	0,1701	23,57	0,2252	0,2541
99	9,33	11,13	10,23	0,1759	24,5	0,2341	0,265
100	9,29	11,17	10,23	0,1818	25,4	0,2427	0,2765

На основі даних таблиці 2.14 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 2.57), коефіцієнта динамічності руху (рис. 2.58) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 2.59) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.

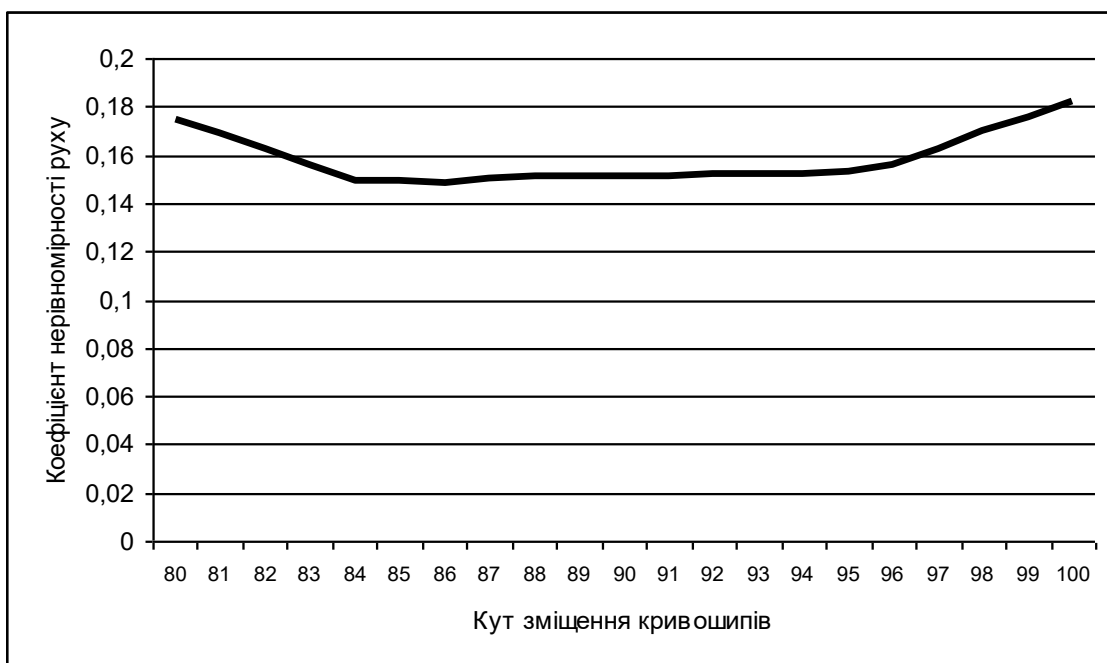


Рис. 2.57. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від кута зміщення кривошипів



Рис. 2.58. Графік зміни коефіцієнта динамічності руху в залежності від кута зміщення кривошипів



Рис. 2.59. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від кута зміщення кривошипів

Аналіз графіків на рис. 2.57...2.59 показує, що коефіцієнт нерівномірності руху на проміжку від $\Delta\varphi = 84^{\circ}$ до $\Delta\varphi = 95^{\circ}$ майже не змінюється, але своє мінімальне значення $\delta = 0,1486$ приймає при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 86^{\circ}$; коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху спадають до значення $\Delta\varphi = 90^{\circ}$, а потім іде їхнє зростання.

2.7.4. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з передавальним механізмом, що має змінне передаточне відношення

Для зменшення нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом у її конструкції можна застосувати передавальний механізм від двигуна до приводного вала із змінним передаточним відношенням.

На рис. 2.60. зображено роликову формувальну установку з використанням еліптичної зубчастої передачі між вихідним валом редуктора та приводним валом кривошипа [106].

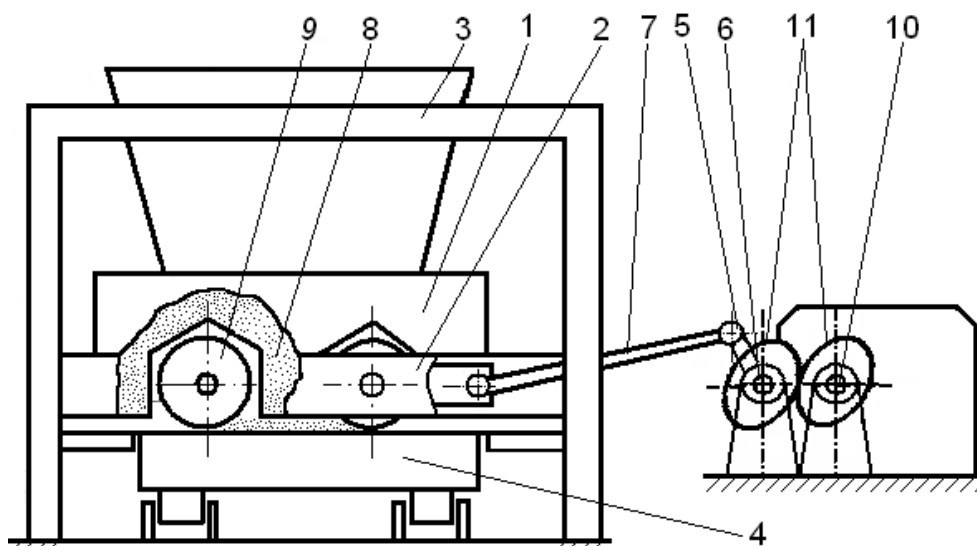


Рис. 2.60. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням передавального механізму, що має змінне передаточне відношення

Установка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2 на нерухомому порталі 3 і приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу, та форми 4, яка в свою чергу рухається в напрямку, що є перпендикулярним до напрямку руху формувального візка. Кривошипно-шатунний привод вміщує в собі кривошип 5, який жорстко закріплений на приводному валу 6, та шатун 7, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з кривошипом, а іншим з формувальним візком. Між вихідним валом редуктора 10 та приводним валом кривошипа 6 встановлено еліптичну зубчасту передачу 11. Причому цю передачу встановлено таким чином, щоб передаточне відношення від вихідного валу редуктора до приводного валу кривошипа приймало своє мінімальне значення при досягненні формувальним візком крайніх положень.

Для такої установки визначено функцію зміни передаточного відношення еліптичної передачі передавального механізму на протязі циклу, графік якого зображено на рис. 2.61.

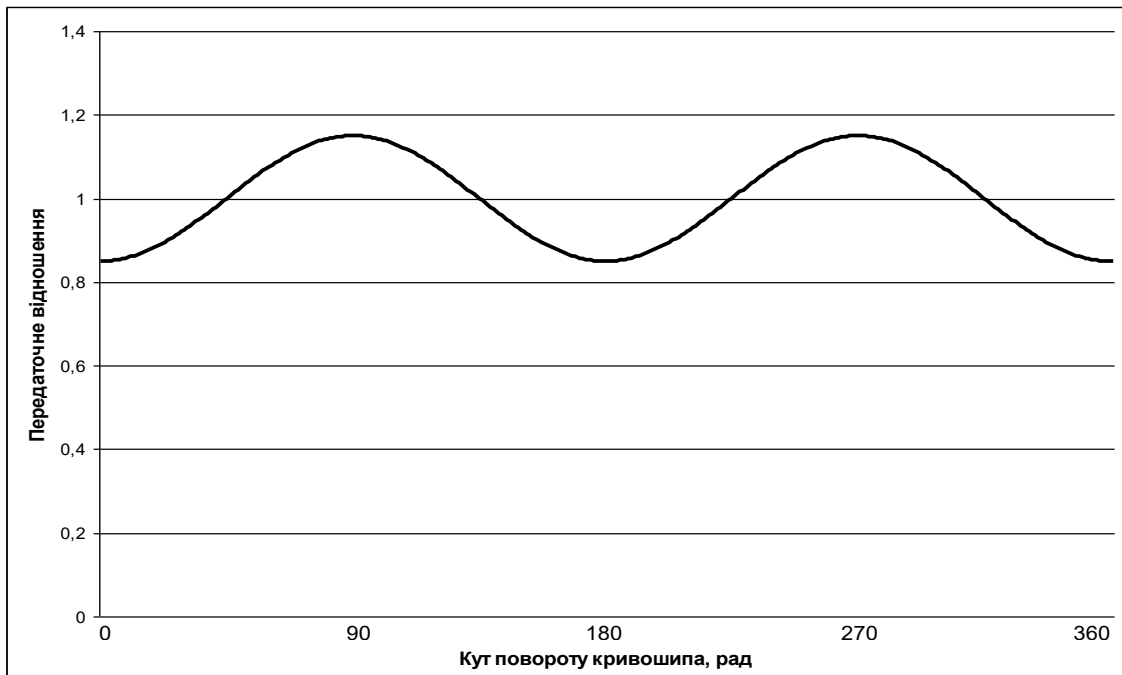


Рис. 2.61. Графік зміни передаточного відношення передавального механізму

Наклавши функцію зміни передаточного відношення передавального механізму на функцію зміни кутової швидкості та кутового прискорення приводного валу установки (рис. 2.37 та 2.38), отримано функції зміни цих параметрів з використанням вказаного передавального механізму, графіки яких зображено на рис. 2.62 та 2.63.

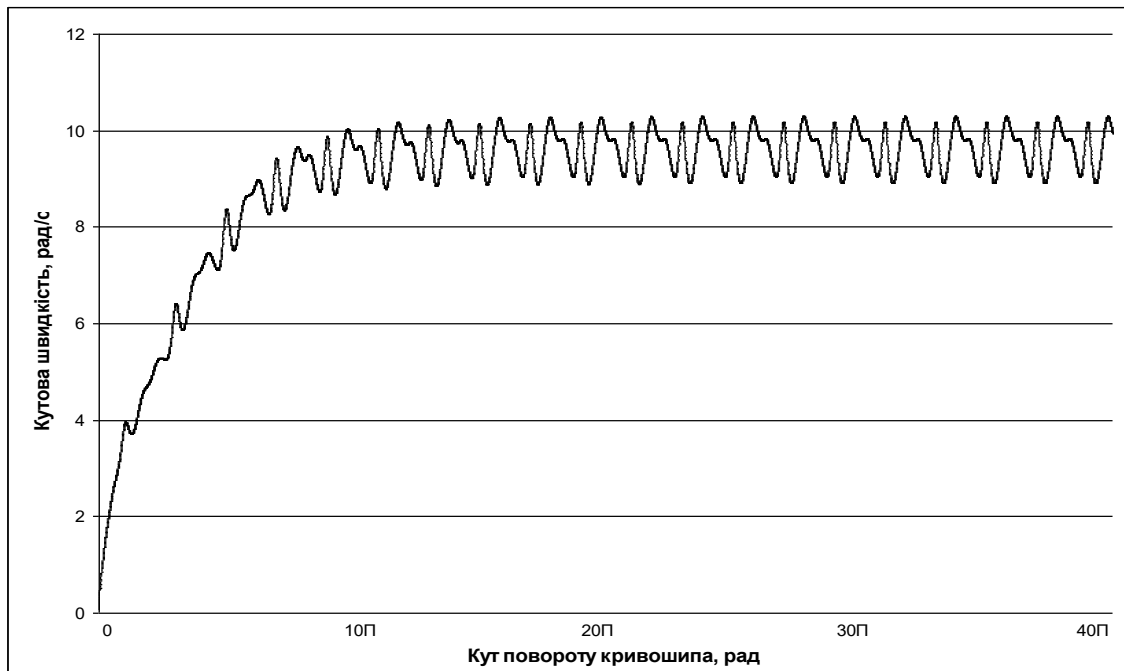


Рис. 2.62. Графік зміни кутової швидкості приводного валу установки

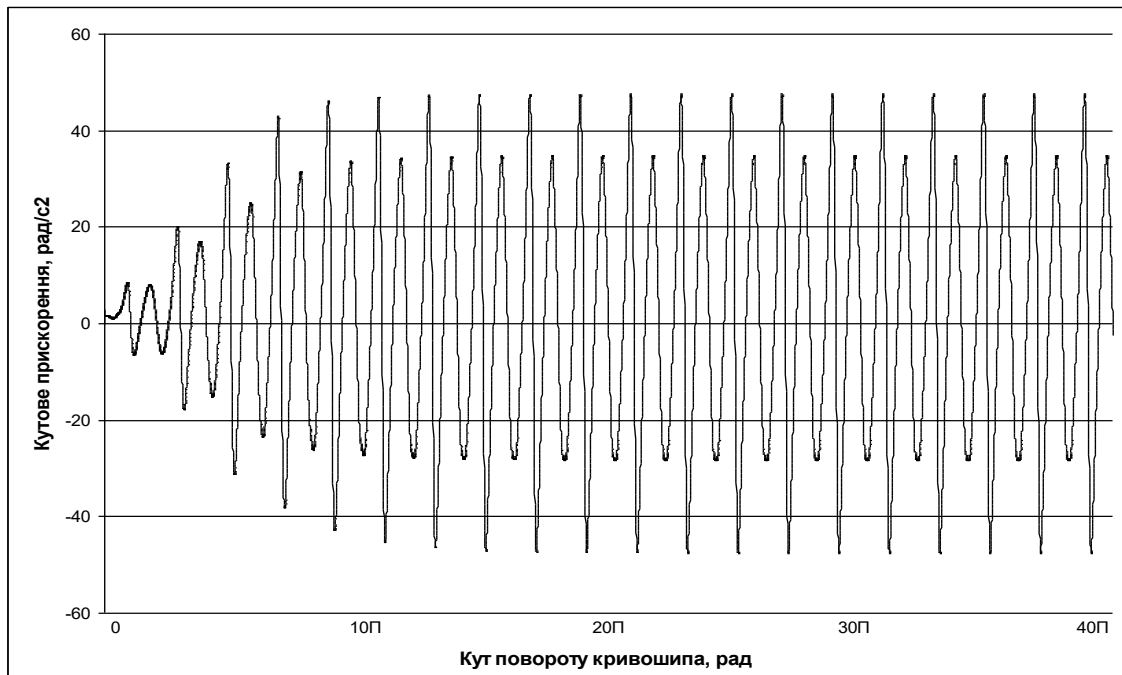


Рис. 2.63. Графік зміни кутового прискорення приводного вала установки

При застосуванні такого передавального механізму кутова швидкість приводного вала на усталеному режимі руху змінюється в межах від $\omega_{\min} = 8,91\delta\ddot{a}/\tilde{n}$ до $\omega_{\max} = 10,29\delta\ddot{a}/\tilde{n}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{ср}} = 9,6\delta\ddot{a}/\tilde{n}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,144$, що у 2,62 рази менше в порівнянні з установкою без використання такого передавального механізму.

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -44,54\delta\ddot{a}/\tilde{n}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 44,54\delta\ddot{a}/\tilde{n}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності становить $H = 0,423$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху – $k_p = 0,443$, що, відповідно, у 1,22 та 1,47 разів менше в порівнянні з установкою без використання такого передавального механізму.

2.7.5. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з гідромеханічним приводом

З метою удосконалення приводного механізму роликової формувальної установки та його розвантаження запропонована ідея поєднання гідравлічного та механічного приводу зворотно-поступального

руху формувального візка з укочувальними роликами [101]. На рис. 2.63 зображена установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 3 на нерухомому порталі 2 та форми 10, яка в свою чергу рухається в напрямку V_0 , що є перпендикулярним до напрямку руху формувального візка (V_A). Привод вміщує в собі гідроциліндри 4, 5 та 6, гідропроводи 7 та 8, приводний вал 9 з двома кривошипними, що жорстко закріплені на цьому валу і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\varphi = \pi$, електродвигун 11, пружні муфти 12 та 14 та багатоступінчастий редуктор 13. Формувальний візок 1 приводиться в зворотно-поступальний рух від штока головного гідроциліндра 4 гідравлічної частини приводу, рух якого забезпечується за допомогою двох допоміжних гідроциліндрів 5, 6 та ведучого вала 9. Гідроциліндри 5 та 6 мають різні діаметри, оскільки вони з'єднані гідропроводами з різними порожнинами гідроциліндра 4. Різниця між площами поперечних перерізів гідроциліндрів 6 та 5 дорівнює величині площі поперечного перерізу штока гідроциліндра 4.

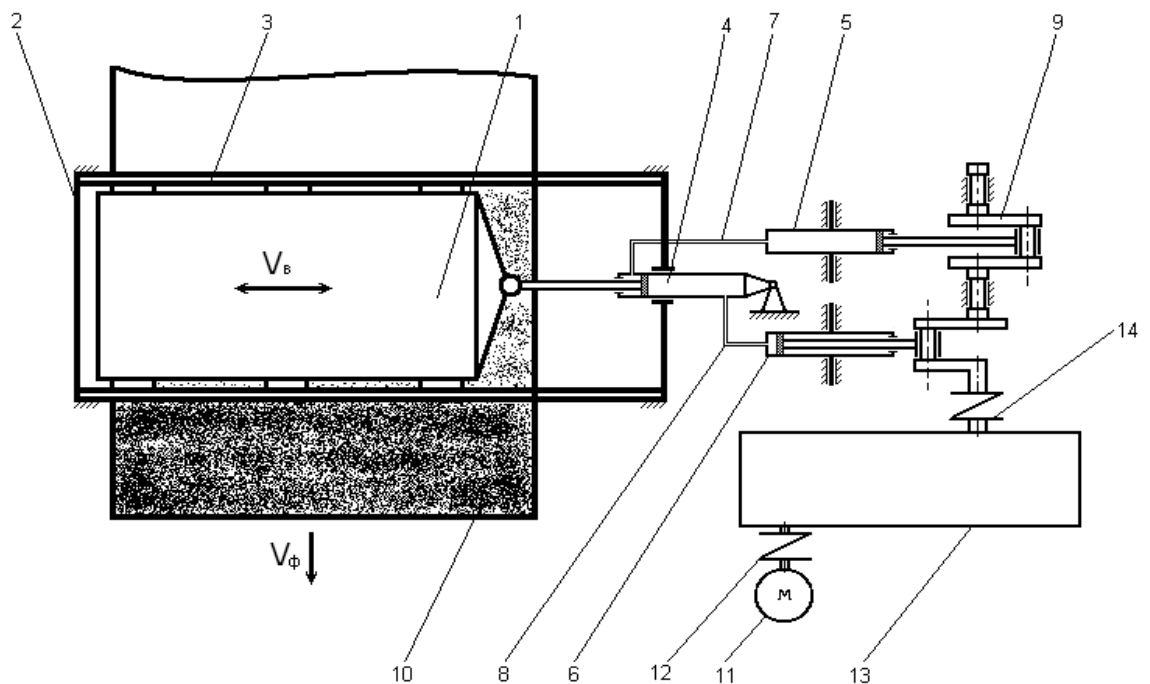


Рис. 2.64. Роликова формувальна установка з гідромеханічним приводом

На рис. 2.65 зображена кінематична схема приводного механізму для визначення переміщення, швидкості та прискорення формувального візка в залежності від кута повороту кривошипа φ [59].

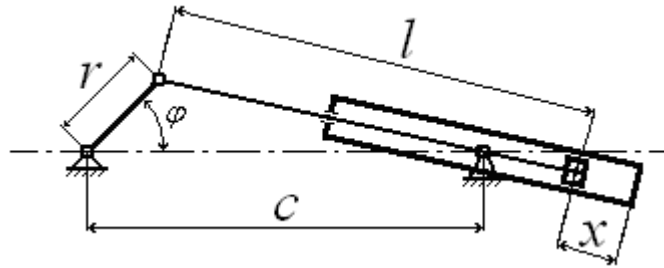


Рис. 2.65. Кінематична схема приводного механізму

Для проведення аналізу запропонованої формувальної установки визначено за якими законами змінюються переміщення, перша та друга передаточні функції формувального візка при постійній кутовій швидкості кривошипа ($\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$):

$$x = r \cdot \left(1 - \frac{c}{r} + \sqrt{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \varphi} \right); \quad (2.98)$$

$$\frac{\partial x}{\partial \varphi} = r \cdot \frac{\sin \varphi}{\sqrt{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \varphi}}; \quad (2.99)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial \varphi^2} = \frac{c}{\sqrt{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \varphi}} \cdot \left(\cos \varphi - \frac{\frac{c}{r} \cdot \sin^2 \varphi}{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \varphi} \right), \quad (2.100)$$

де r – довжина кривошипа; l – довжина штоку гідроциліндрів 5 та 6; c – відстань між віссю кривошипа та віссю обертання гідроциліндрів 5 та 6.

За виразом (2.61) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ роликової формувальної установки з

гідромеханічним приводом, який зображено на рис. 2.66 в залежності від кута повороту кривошипу.

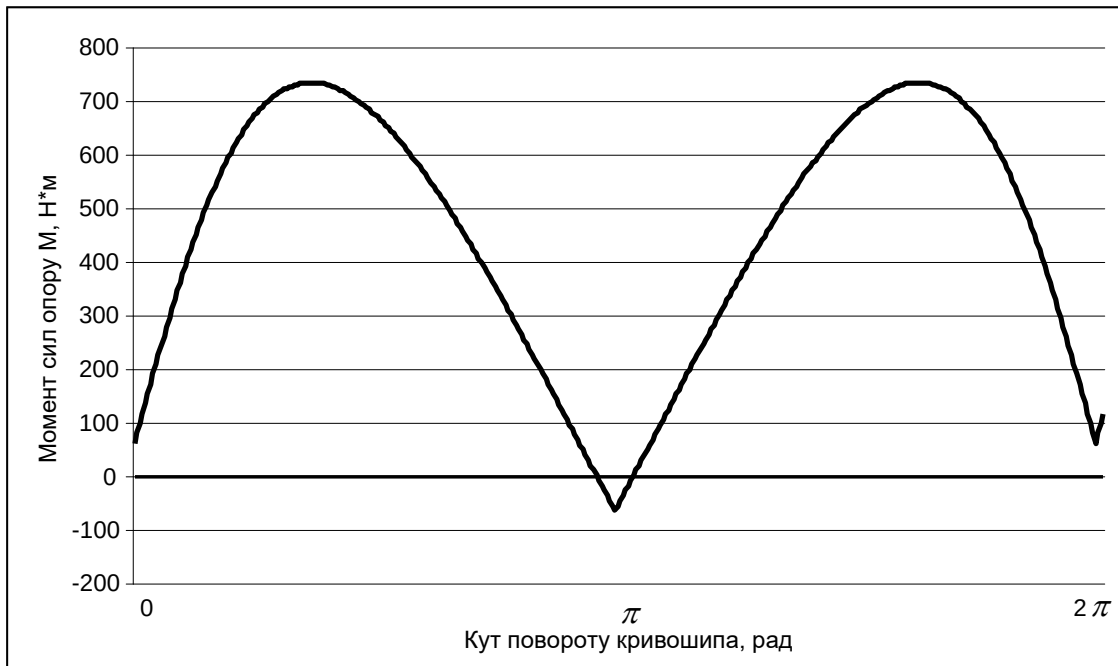


Рис. 2.66. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувального візка від кута повороту кривошипа

З графіка на рис. 2.66 за допомогою залежності (2.87) визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, що становить $M_{\text{ср}} = 453,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$, і за допомогою виразу (2.88) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_i = 4,94 \text{ кВт}$.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А132S6У3** [125] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 101,05 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 87,16 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $I_{\text{дв}} = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 97,97 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 54,43 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 136,075 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,5$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [124] з номінальним передаваним

моментом $M_{\text{ном}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $I_{\text{м}} = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передаточним числом $i_{\text{пр}} = 9,8$ і моментом інерції $I_{\text{ред}} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (2.89) та (2.90) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

За допомогою залежності (2.91) визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції роликів формувальної установки з гідромеханічним приводом і побудовано його графік в залежності від кута повороту кривошипа за цикл (рис. 2.67).

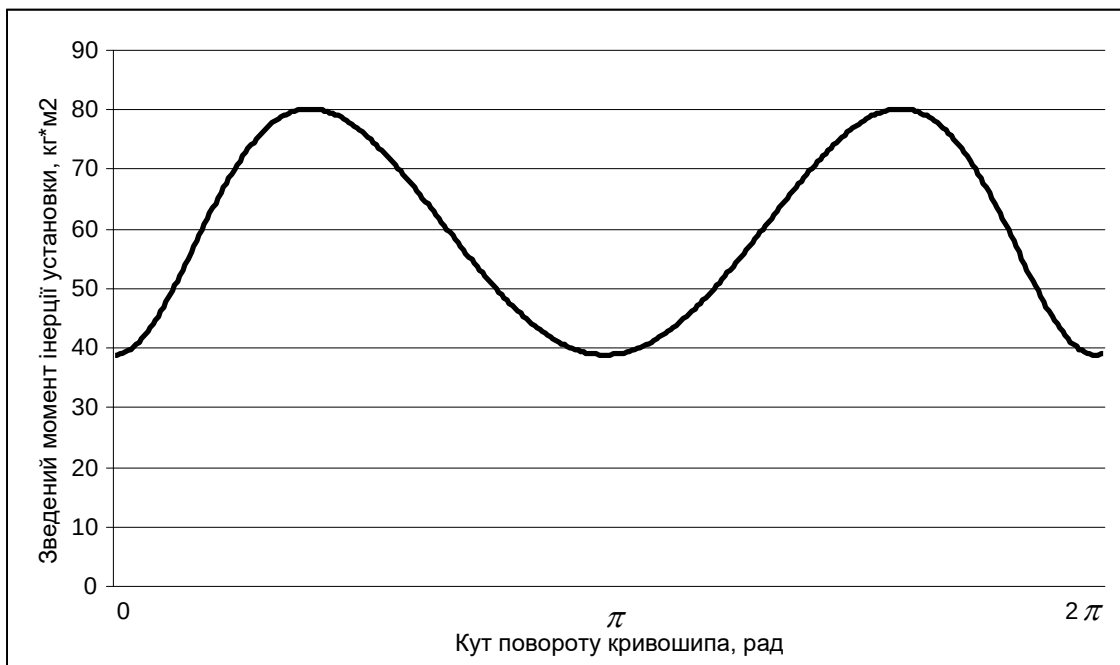


Рис. 2.67. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

Підставивши отримані залежності в рівняння (2.86) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 2.68).

За допомогою залежностей (2.92) та (2.93) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипу, графік зміни якого зображено на рис. 2.69.

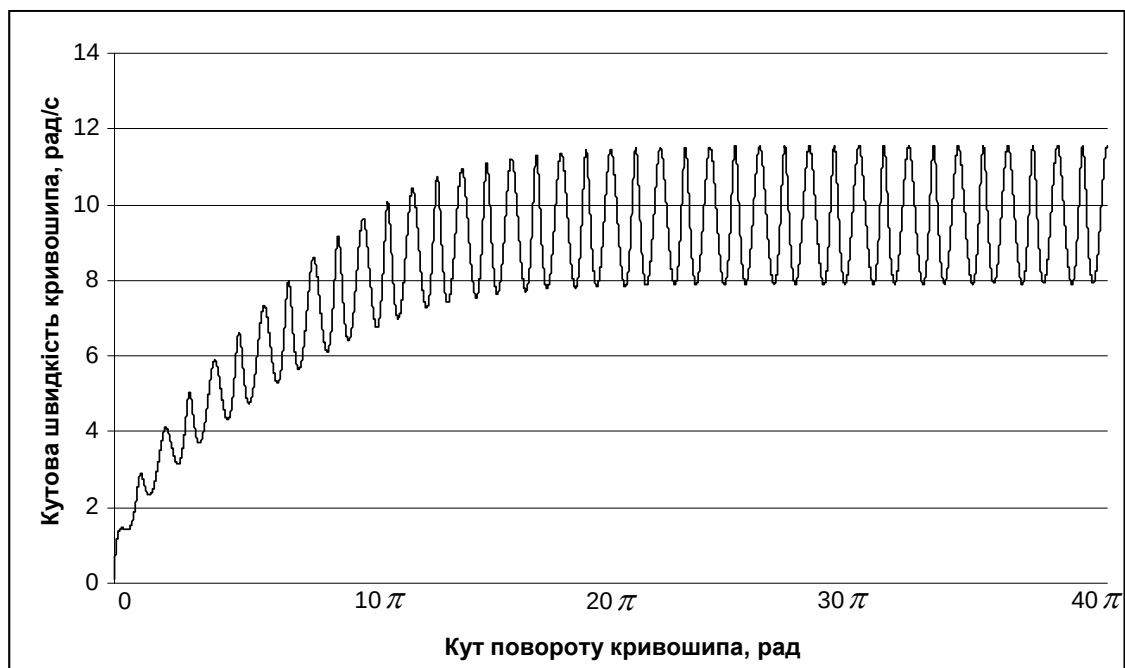


Рис. 2.68. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

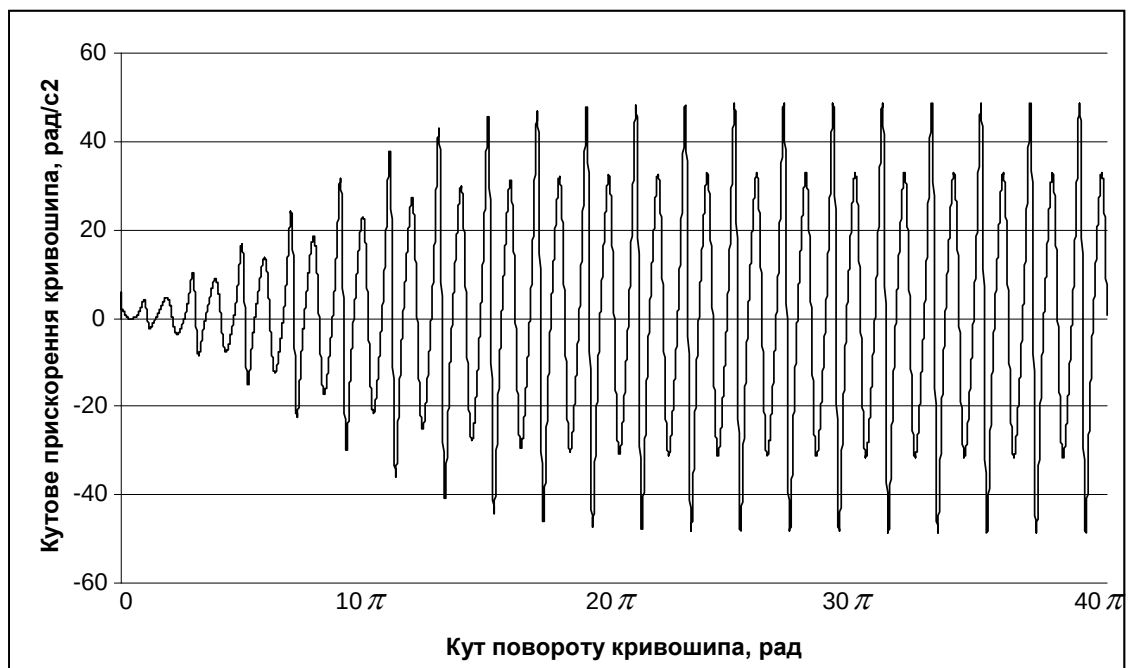


Рис. 2.69. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 2.68 та 2.69, можна побачити, що протягом 14 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 14 обертів кривошипу кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху. Це

значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 14 повних обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 8,109 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,663 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{ср}} = 9,886 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (2.94), становить $\delta = 0,3595$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -55,037 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 55,037 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначаються за залежностями (2.95) та (2.96) відповідно, дорівнюють $H = 0,563$ та $k_p = 0,6856$.

Для зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на вал двигуна установки встановлено маховик з приведеним до осі повороту кривошипа моментом інерції $I_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Розраховано кутову швидкість та кутове прискорення кривошипа з застосуванням відповідного маховика (рис. 2.70, 2.71).

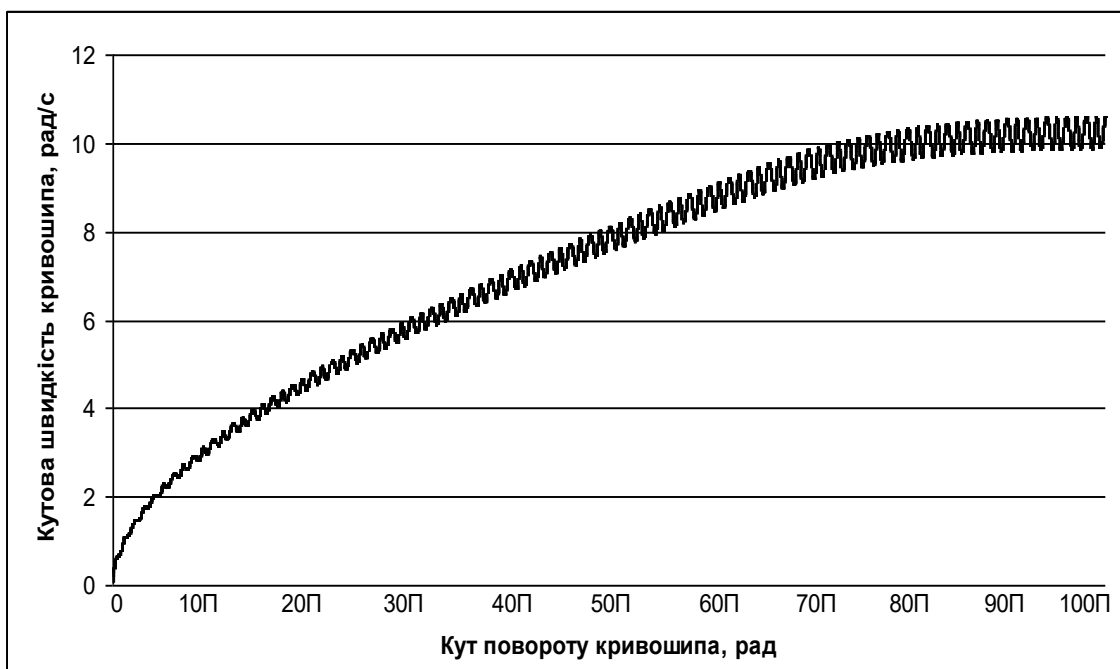


Рис. 2.70. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки з застосуванням маховика від кута його повороту

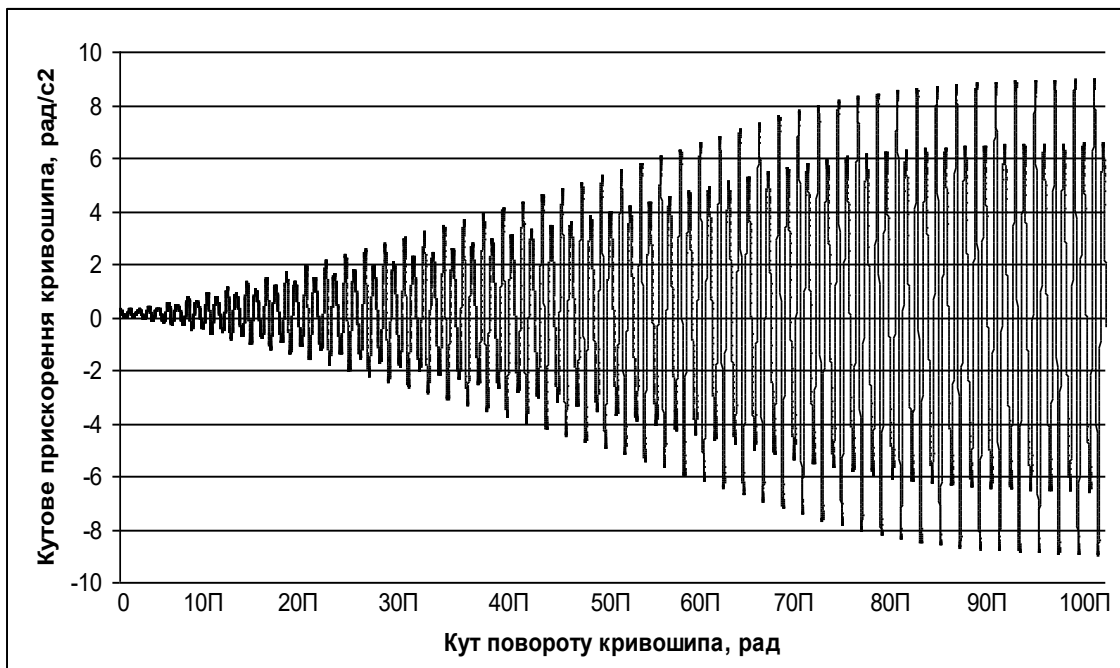


Рис. 2.71. Графік зміни кутового прискорення кривошипа з застосуванням маховика від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 2.70 та 2.71, можна побачити, що кутова швидкість має менший діапазон зміни, а отже й менший коефіцієнт нерівномірності руху в порівнянні з установкою без маховика ($\delta = 0,067$), але тривалість пуску значно зростає з 14 обертів (без маховика) до 65 обертів (з маховиком з моментом інерції $I_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) до виходу кутової швидкості на усталений режим руху. Кутове прискорення також має значно менший діапазон зміни, що покращує динаміку руху установки ($H = 0,0895$, $k_p = 0,0939$).

Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримуємо зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності, узагальненого коефіцієнта оцінки руху та тривалості пуску установки до виходу на усталений режим руху (таблиця 2.15).

На основі даних таблиці 2.15 побудовано графіки зміни коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 2.72...2.74).

Таблиця 2.15

Результати розрахунків

$I_m,$ $кг \cdot м^2$	$\omega_{min},$ $рад/с$	$\omega_{max},$ $рад/с$	$\omega_{сер},$ $рад/с$	δ	$\varepsilon_{max},$ $рад/с^2$	H	k_p	Тривалість пуску, к-сть обертів
0	8,109	11,663	9,886	0,3595	55,037	0,563	0,6856	14
50	9,222	11,166	10,194	0,1907	27,995	0,2694	0,3057	23
100	9,592	10,929	10,261	0,1304	18,8	0,1786	0,1955	36
150	9,776	10,796	10,286	0,099	14,184	0,134	0,1438	45
200	9,922	10,749	10,336	0,08	11,45	0,1072	0,1136	56
250	9,989	10,682	10,336	0,067	9,557	0,0895	0,0939	65
300	10,038	10,635	10,336	0,058	8,202	0,0767	0,0801	76
350	10,075	10,599	10,337	0,0507	7,1836	0,0672	0,0698	86
400	10,104	10,571	10,338	0,0452	6,39	0,0598	0,062	94
450	10,128	10,549	10,338	0,0407	5,754	0,0538	0,0555	102
500	10,147	10,53	10,338	0,037	5,236	0,0489	0,0503	112
550	10,163	10,515	10,339	0,034	4,8	0,0449	0,0461	123
600	10,177	10,502	10,339	0,0314	4,435	0,0415	0,0425	133
650	10,188	10,49	10,339	0,0292	4,1205	0,0385	0,0394	143
700	10,199	10,481	10,334	0,0273	3,847	0,0359	0,0367	152
750	10,207	10,472	10,334	0,0256	3,608	0,0338	0,0344	161
800	10,215	10,465	10,34	0,0241	3,397	0,0318	0,0324	170
850	10,222	10,458	10,34	0,0228	3,209	0,03	0,0305	179
900	10,228	10,452	10,34	0,0216	3,04	0,0284	0,0289	187
950	10,234	10,446	10,34	0,0205	2,89	0,027	0,0275	196
1000	10,239	10,442	10,34	0,0196	2,752	0,0258	0,0261	205

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до значення моменту інерції маховика $I_m = 250 кг \cdot м^2$, а потім іде їхня плавна

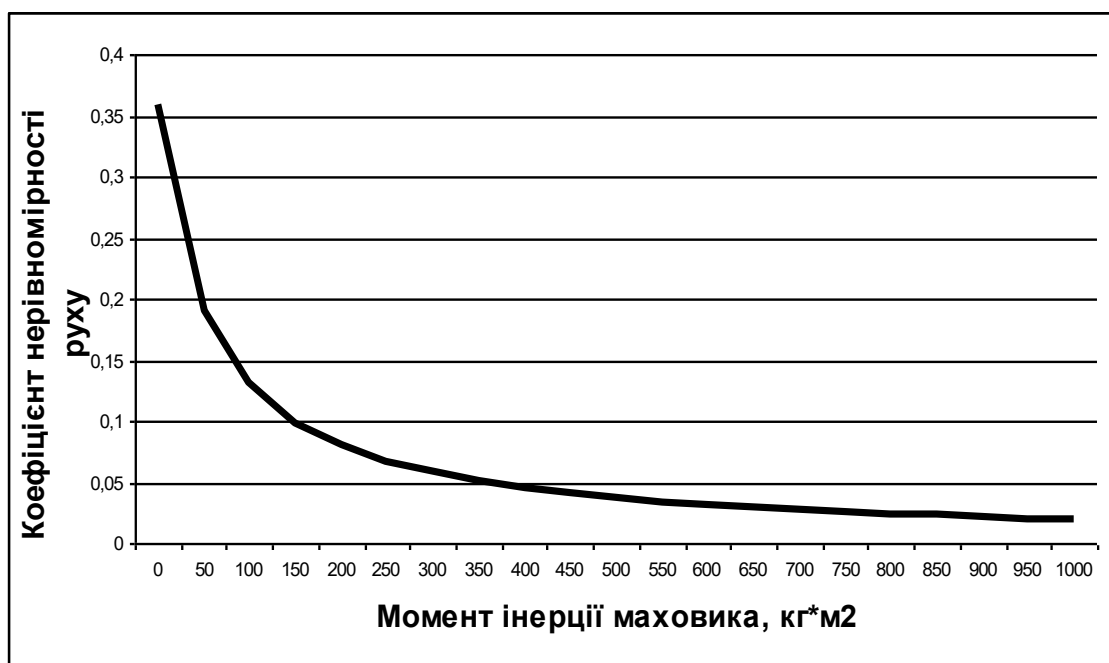


Рис. 2.72. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

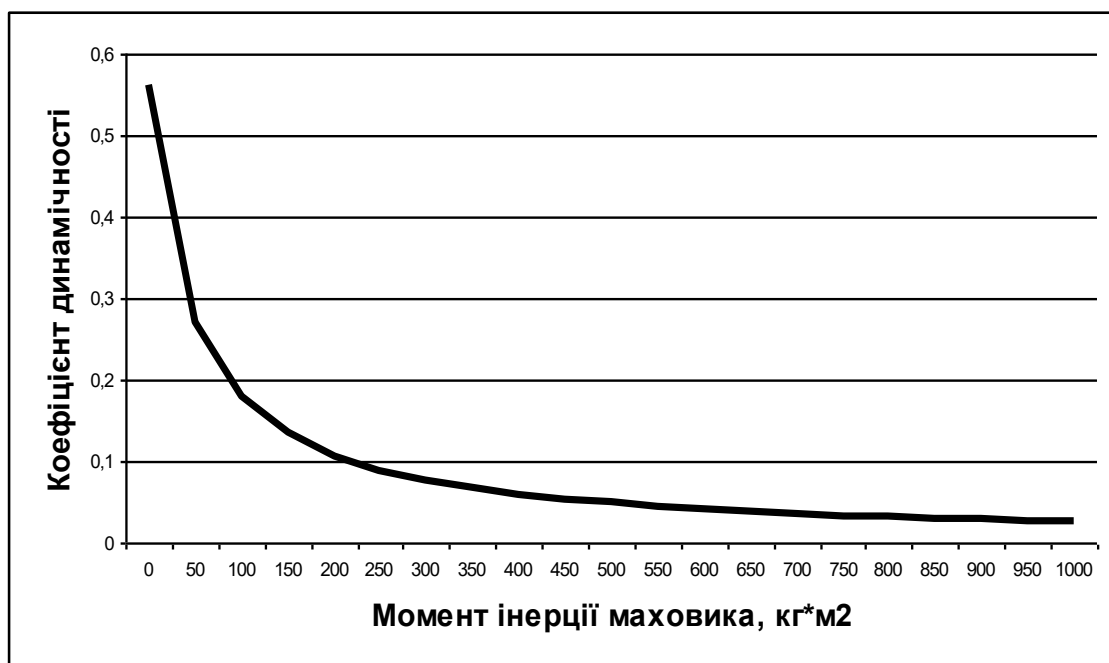


Рис. 2.73. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. Однак тривалість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції маховика, тому подальше збільшення моменту інерції маховика установки є недоцільним.

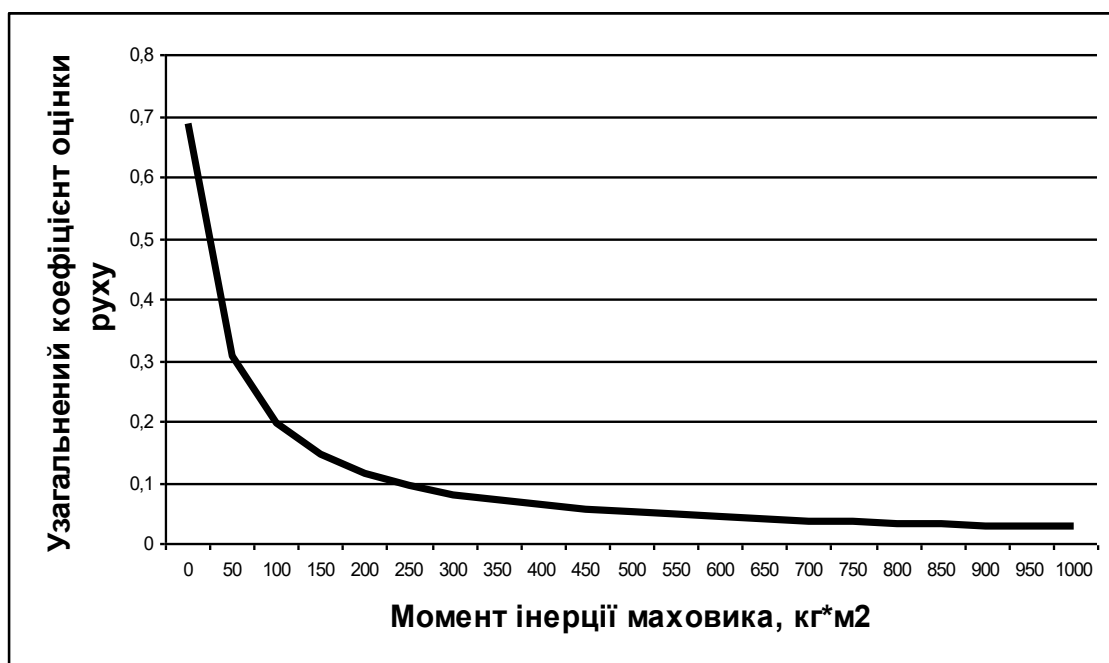


Рис. 2.74. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Таким чином, встановлено, що роликові формувальні установки з гідромеханічним приводом мають значну нерівномірність руху в процесі формування залізобетонних виробів. Для зменшення цієї нерівномірності руху до раціональних меж запропонована методика вибору параметрів маховика.

2.8. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з врівноваженим приводом

Для зменшення витрат енергії при постійному зворотно-поступальному русі формувального візка запропонована конструкція роликової формувальної установки з рекупераційним приводом [94], яка складається з двох спарених візків, що приводяться в рух від одного приводу, до складу якого входять два кривошипно-повзунних механізми, кривошипи яких зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = \pi/2$. Недоліком даної установки є значне навантаження приводу через велику інерційність формувальних візків, що призводить до

підвищення моментів від сил інерції на приводному валу. Це в свою чергу призводить до значної втрати потужності при здійсненні процесу формування. Тому постає задача по удосконаленню механізму приводу установки для формування виробів з бетонних сумішей з метою підвищення продуктивності роботи установки з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу та розвантаження приводу установки. Поставлена задача вирішується шляхом створення установки для формування виробів з бетонних сумішей (рис. 2.75), яка вміщує в собі чотири формувальні візки, причому ці чотири візки приводяться в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і всі зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$, що дозволяє знизити енергетичні затрати за рахунок безпосередньої передачі кінетичної енергії від одного пристрою до другого при постійних пускогальмівних режимах руху та дає можливість розвантажити приводний вал кривошипів від інерційних навантажень [96].

На рис. 2.75 зображено установку для формування виробів з бетонних сумішей на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом, яка вміщує в собі чотири пристрої, що розташовані по два з кожного боку приводного валу. Кожний з пристроїв вміщує в собі змонтований на порталах 14 і 15

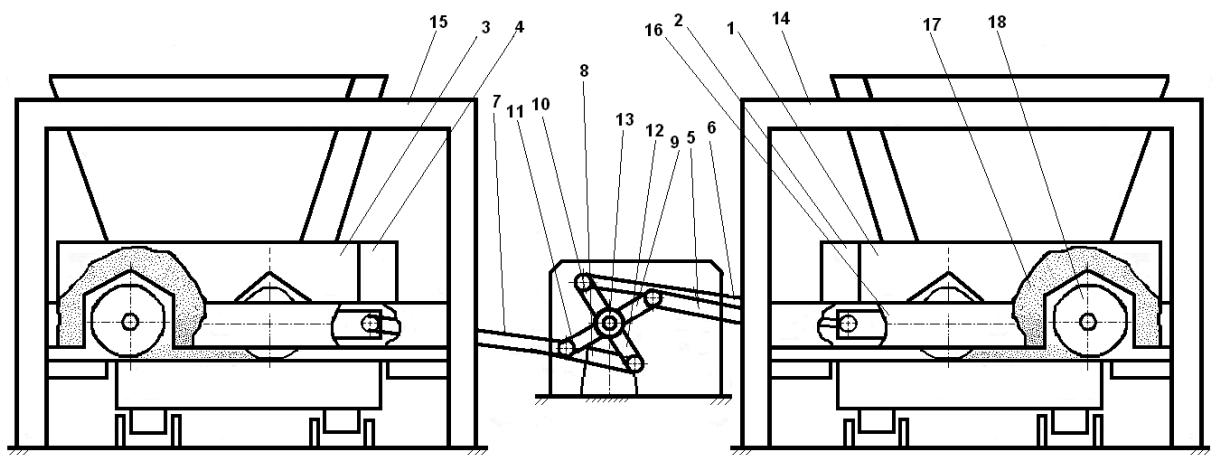


Рис. 2.75. Роликова формувальна установка з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків

формувальні візки 1, 2, 3 і 4, що здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних. Кривошипи 9, 10, 11 та 12 з'єднані з шатунами 5, 6, 7 та 8, а шатуни в свою чергу з'єднані з візками 1, 2, 3 та 4 відповідно. На рис. 2.76 зображено кінематичну схему даної установки.

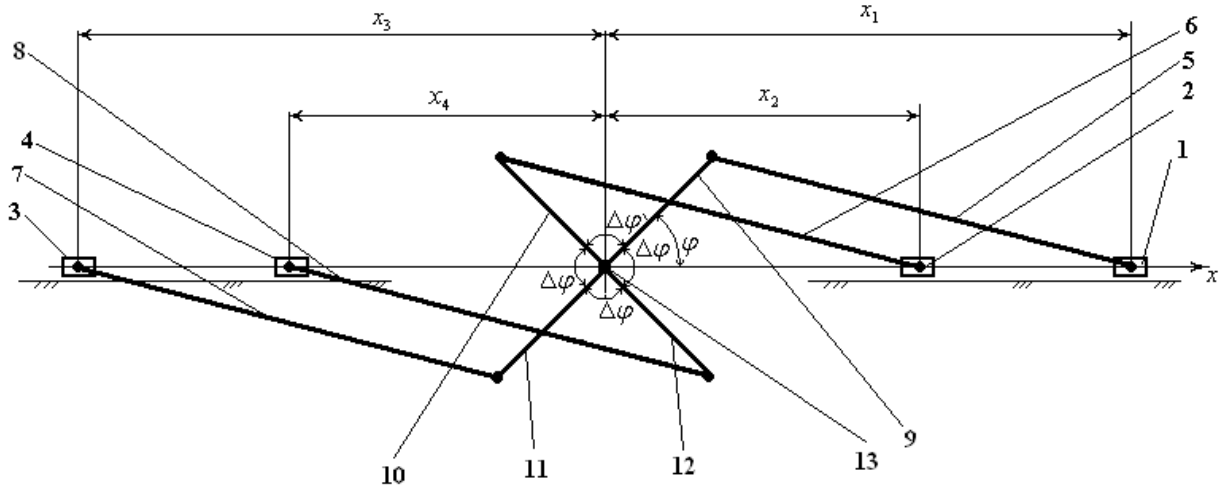


Рис. 2.76. Кінематична схема роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків

Для проведення динамічного аналізу запропонованої формувальної установки проведено її кінематичний аналіз. Функції зміни швидкостей і прискорень формувальних візків 1 і 2 представлені виразами (2.14), (2.15), (2.29) та (2.30). За аналогією визначено функції зміни швидкостей та прискорень формувальних візків 3 і 4:

$$\dot{x}_3 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad (2.101)$$

$$\dot{x}_4 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}; \quad (2.102)$$

$$\ddot{x}_3 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}; \quad (2.103)$$

$$\ddot{x}_4 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}, \quad (2.104)$$

де $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_4}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}$ – відповідно перші та другі передаточні функції візків, які визначаються наступним чином

$$\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi_2) \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi_2)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi_2)}} \right); \quad (2.105)$$

$$\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi_3) \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi_3)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi_3)}} \right); \quad (2.106)$$

$$\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(\begin{aligned} & -\cos(\varphi + \Delta\varphi_2) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi_2) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi_2)}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi_2)} \right) - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi_2)}} \right) + \\ & + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi_2)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi_2)}} \end{aligned} \right); \quad (2.107)$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(\begin{aligned} & -\cos(\varphi + \Delta\varphi_3) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi_3) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi_3)}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi_3)} \right) - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi_3)}} \right) + \\ & + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi_3)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi_3)}} \end{aligned} \right), \quad (2.108)$$

де r – радіус кривошипів; l – довжина шатунів; φ – кутова координата положення кривошипа; $\dot{\varphi} = \omega$ – кутова швидкість кривошипів; $\Delta\varphi_2 = \pi$ – кут зміщення кривошипа 11 відносно кривошипа 9 (рис. 2.76); $\Delta\varphi_3 = \frac{3}{2}\pi$ – кут зміщення кривошипа 12 відносно кривошипа 9.

Для оцінки руху визначено функції зміни кінетичної енергії візків установки в процесі формування. Функції зміни кінетичної енергії формувальних візків 1 і 2 представлені виразами (2.24). За аналогією визначено функції зміни кінетичної енергії формувальних візків 3 і 4 [52]:

$$T_3 = \omega^2 \cdot \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2; \quad T_4 = \omega^2 \cdot \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right)^2; \quad (2.109)$$

Сумарне значення кінетичної енергії всієї установки в процесі формування визначається залежністю

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4. \quad (2.110)$$

Для формувальної установки з наведеними вище параметрами визначені функції зміни кінетичної енергії кожного візка, їх сумарного значення та середнього значення сумарної кінетичної енергії (рис. 2.77).

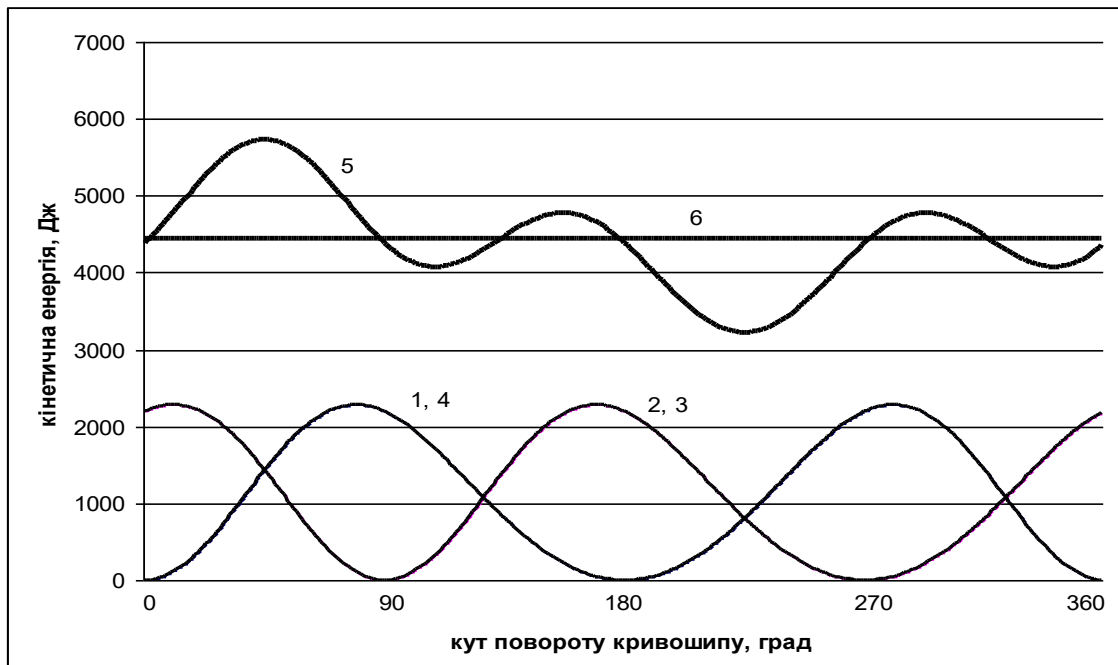


Рис. 2.77. Графіки зміни кінетичної енергії роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків: 1, 2, 3, 4 – кінетична енергія першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарна кінетична енергія; 6 – середнє значення сумарної кінетичної енергії

Аналіз графіків на рис. 2.77 показує, що кінетична енергія кожного з формувальних візків змінюється в межах від 0 до 2281 Дж, а сумарна кінетична енергія змінюється в межах від $T_{\min} = 3224 \text{ Дж}$ до $T_{\max} = 5729 \text{ Дж}$, причому її середнє значення становить $T_{\text{сер}} = 4443 \text{ Дж}$. Отримані дані показують що кінетична енергія всієї установки в цілому не втрачається, а передається між усіма формувальними візками без значних втрат.

Для дослідження динаміки руху установки визначено функції зміни необхідного крутного моменту на приводному валу кривошипів. Функції зміни крутного моменту, необхідного для приведення в рух формувальних візків 1 і 2 представлені виразами (2.61) та (2.62). За аналогією визначено функції зміни крутного моменту, необхідного для приведення в рух формувальних візків 3 і 4 [74]:

$$M_{\partial\partial 3} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_3; \quad (2.111)$$

$$M_{\partial\partial 4} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_4. \quad (2.112)$$

Для роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків необхідний крутний момент на приводному валу буде визначатися за наступним виразом

$$M_{\partial\partial} = \dot{I}_{\partial\partial 1} + \dot{I}_{\partial\partial 2} + \dot{I}_{\partial\partial 3} + \dot{I}_{\partial\partial 4}. \quad (2.113)$$

Для формувальної установки з наведеними вище параметрами визначені функції зміни моментів статичного опору переміщенню кожного візка та їх сумарного значення (рис. 2.78). Аналіз цього графіка показує, що значення моменту статичного опору переміщенню кожного з чотирьох візків змінюється в межах від 0 до $807 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а значення сумарного моменту статичного опору – в межах від $M_{\text{кр min}} = 1583 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $M_{\text{кр max}} = 2558 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

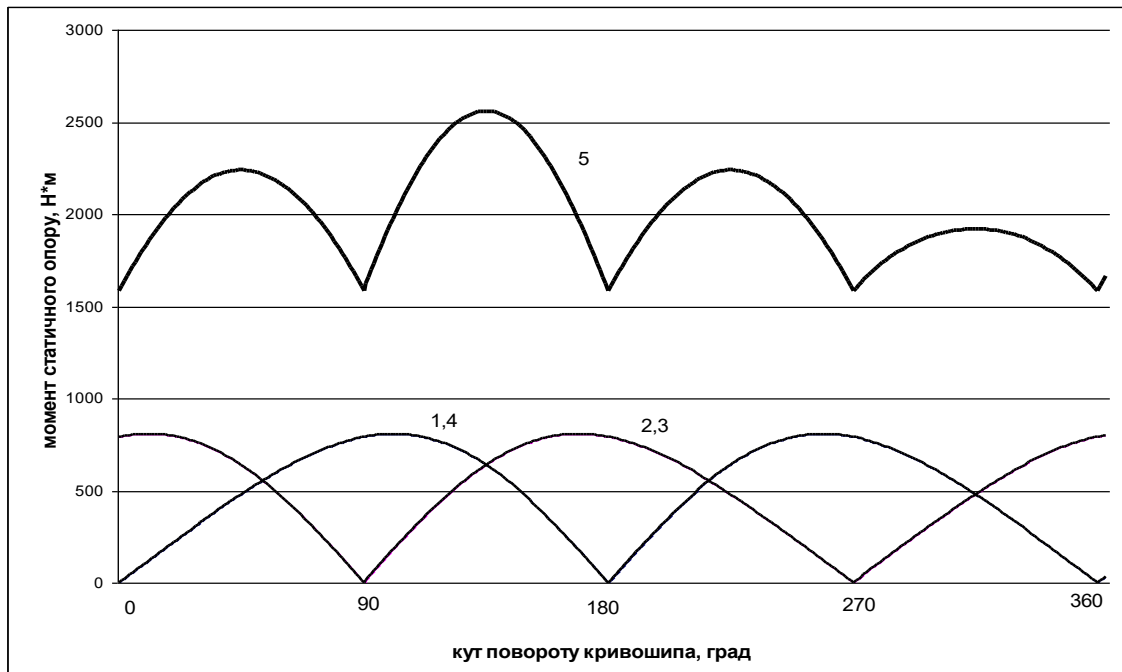


Рис. 2.78. Графіки зміни моментів статичного опору на приводному валу роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків: 1, 2, 3, 4 – моменти статичного опору першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарний момент статичного опору

Функції зміни моментів від сил інерції формувальних візків 1 і 2 представлені виразами (2.63) та (2.64). За аналогією визначено функції зміни моментів від сил інерції формувальних візків 3 і 4 [74]:

$$M_{i3} = m \cdot \ddot{x}_3 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad (2.114)$$

$$M_{i4} = m \cdot \ddot{x}_4 \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}. \quad (2.115)$$

Момент від сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} + M_{i4}. \quad (2.116)$$

Для роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків з наведеними вище параметрами визначені функції зміни моментів від сил інерції кожного візка та їх сумарного значення (рис. 2.79).

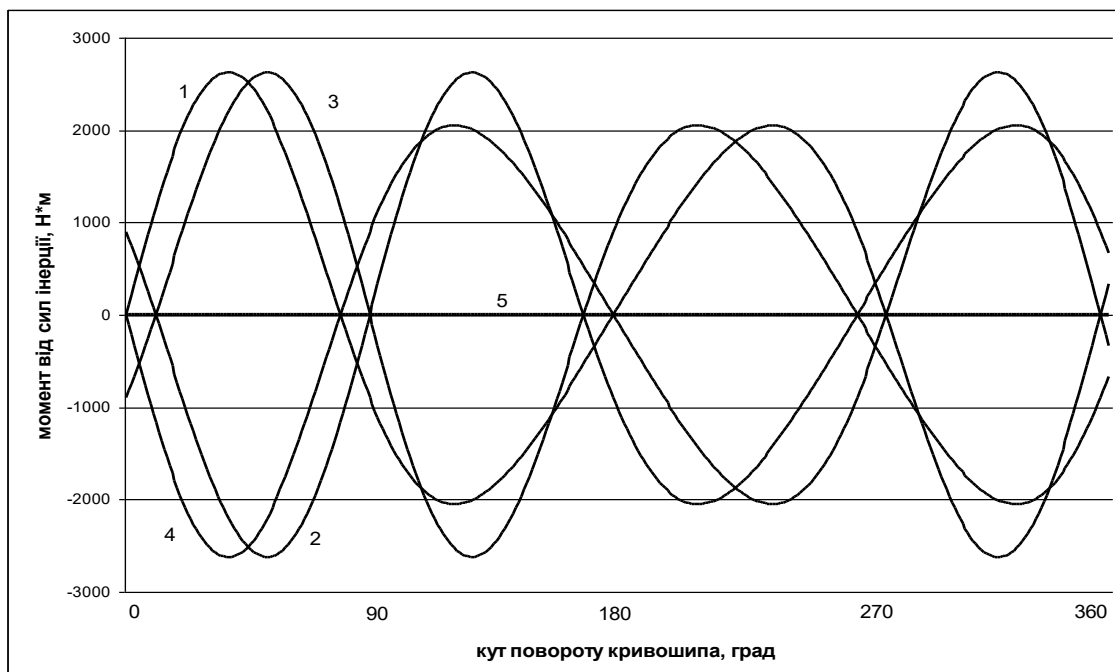


Рис. 2.79. Графіки зміни моментів від сил інерції роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків: 1, 2, 3, 4 – моменти сил інерції першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарний момент сил інерції

Аналіз цього графіка показує, що значення моменту від сил інерції кожного з чотирьох візків змінюється в межах від $-2624\text{Н}\cdot\text{м}$ до $2624\text{Н}\cdot\text{м}$, причому в кожний момент часу значення моменту сил інерції першого візка та четвертого візка рівні за абсолютною величиною, але протилежні за знаком, а отже їх сума рівна нулю в кожний момент часу. Така ж ситуація відбувається і з другим та третім візками. Це явище дає змогу значно розвантажити приводний вал кривошипів установки і покращити роботу установки в цілому.

Під час процесу формування загальний момент сил опору переміщенню формувальних візків 1 та 2 визначається залежностями (2.68) та (2.69). За

аналогією визначено функції зміни загального моменту сил опору переміщенню формувальних візків 3 і 4 [74]:

$$M_{on3} = M_{кр3} + M_{i3}; \quad (2.117)$$

$$M_{on4} = M_{кр4} + M_{i4}. \quad (2.118)$$

Загальний момент сил опору переміщенню формувальних візків установки під час процесу формування буде визначатися наступним виразом:

$$M_{\Sigma} = \dot{I}_{\Sigma 1} + \dot{I}_{\Sigma 2} + \dot{I}_{\Sigma 3} + \dot{I}_{\Sigma 4}. \quad (2.119)$$

Для роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків з наведеними вище параметрами визначені функції зміни загальних моментів сил опору переміщенню кожного візка та їх сумарного значення (рис. 2.80).

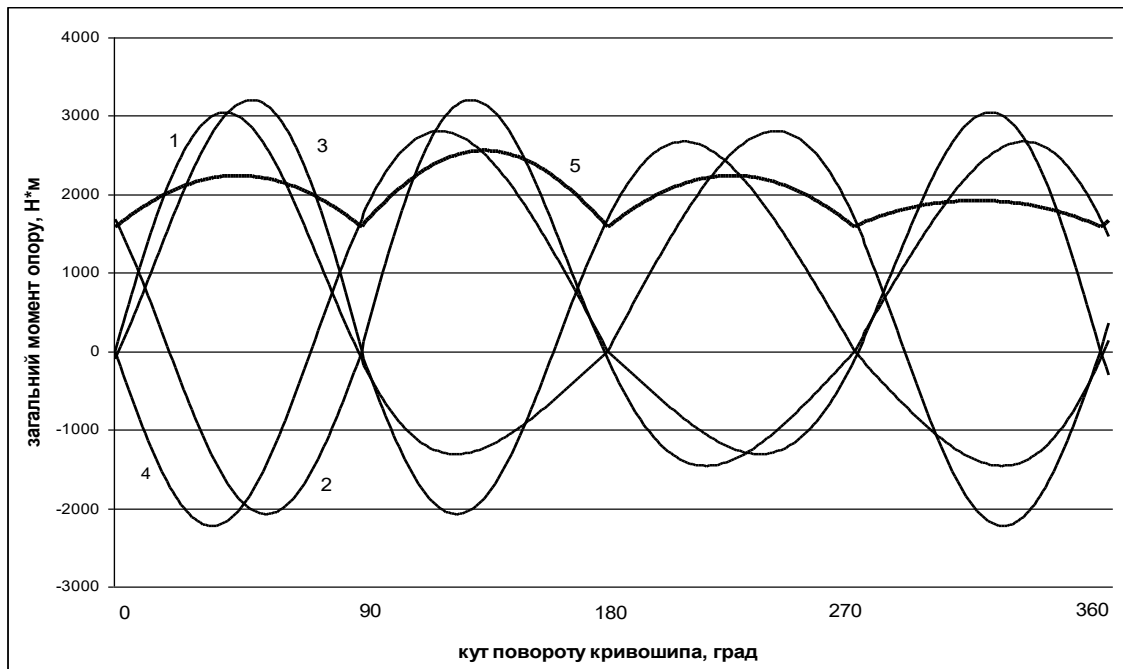


Рис. 2.80. Графіки зміни загального моменту сил опору роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків: 1, 2, 3, 4 – загальні моменти сил опору першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарний момент загального опору

Аналіз цього графіка показує, що значення моментів від сил інерції кожного з чотирьох візків впливають лише на рух відповідного візка, а на роботу установки в цілому впливають лише моменти статичного опору переміщенню формувальних візків.

Для визначення нерівномірності руху роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків за виразом (2.113) із врахуванням залежностей (2.61), (2.62), (2.111) та (2.112) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$, який зображено на рис. 2.78 в залежності від кута повороту кривошипа.

З графіка на рис. 2.78 за допомогою залежності (2.87) визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, що становить $M_{оср} = 1814,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$, і за допомогою виразу (2.88) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_i = 20,92 \text{ кВт}$.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А200М6У3** [125] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $I_{\text{дд}} = 0,4 \cdot \dot{\omega} \cdot \dot{\omega}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $\dot{I}_i = 280,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $\dot{I}_i = 215,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $\dot{I}_{\text{кр}} = 517,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{\dot{I}_{\text{кр}}}{\dot{I}_i} = 2,4$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [124] з номінальним передавальним моментом $M_{ном} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $I_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передаточним числом $i_{np} = 9,8$ і зведеним до вхідного валу моментом інерції $I_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (2.89) та (2.90) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків

$$\begin{aligned}
 I_{\text{сд}} = & I_i \cdot i_{i0}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \\
 & + m_2 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta \varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi - \Delta \varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi - \Delta \varphi)}} \right)^2 + \\
 & + m_3 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta \varphi_2) \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta \varphi_2)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta \varphi_2)}} \right)^2 + \\
 & + m_4 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta \varphi_3) \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta \varphi_3)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta \varphi_3)}} \right)^2, \quad (2.120)
 \end{aligned}$$

де $I_o = (I_{\text{дв}} + I_{\text{м}} + I_{\text{ред}}) \cdot i_{np}^2$ – момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипу; $m_1 = m_2 = m_3 = m_4$ – маса формувальних візків 1, 2, 3 та 4.

На основі залежності (2.120) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 2.81).

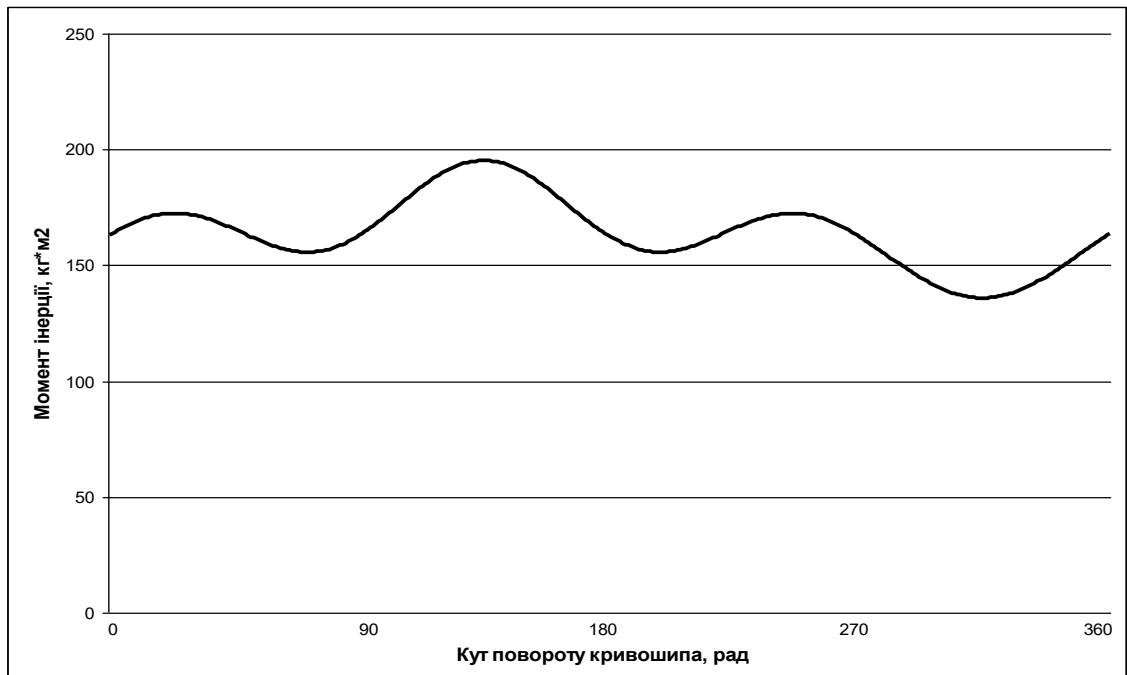


Рис. 2.81. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

Підставивши отримані залежності в рівняння (2.86) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 2.82).

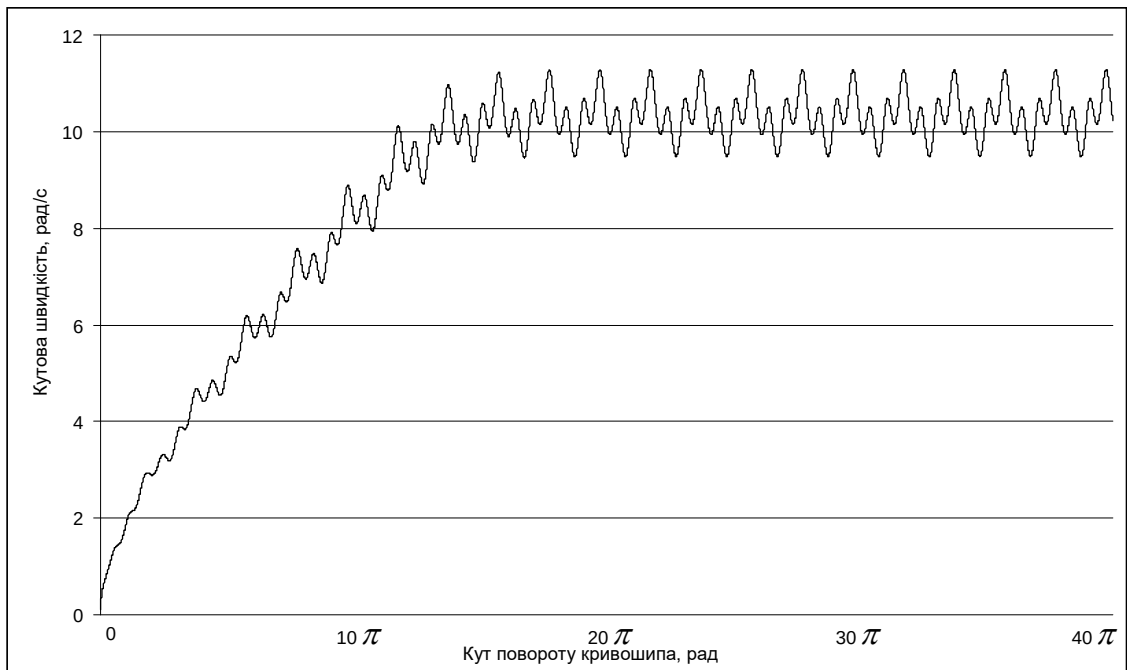


Рис. 2.82. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

За допомогою залежностей (2.92) та (2.93) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипу, графік зміни якого зображено на рис. 2.83.

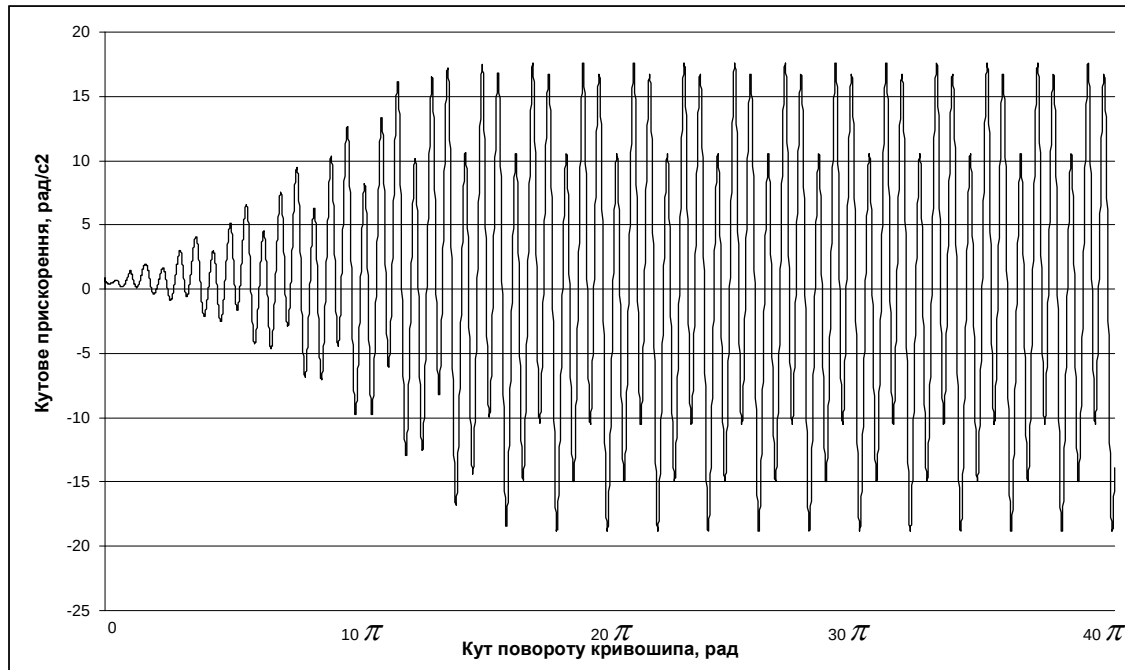


Рис. 2.83. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 2.82 та 2.83, можна побачити, що протягом 9 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 9 обертів кривошипу кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 9 повних обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,48 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,28 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{ср}} = 10,38 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (2.94), становить $\delta = 0,173$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху

кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -18,85\delta\ddot{a}/\dot{n}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 18,85\delta\ddot{a}/\dot{n}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначаються за залежностями (2.95) та (2.96) відповідно, дорівнюють $H = 0,175$ та $k_p = 0,205$.

Таким чином запропонована конструкція роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків дозволяє значно зменшити енергетичні витрати і покращити динамічний режим руху всієї установки та розвантажити приводний вал кривошипів з одночасним підвищенням продуктивності роботи установки.

2.9. Аналіз динамічного режиму руху роlikової формувальної установки з керованим гідроприводом

Як було встановлено раніше, роlikові формувальні установки з кривошипно-повзунним приводом мають значну нерівномірність руху формувального візка, що приводить до нерівномірності ущільнення бетонної суміші в формі та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу і конструкції установки [56, 60].

Тому постає задача розробки приводу, який би забезпечував бажану рівномірність руху формувального візка при незначних динамічних навантаженнях на елементи конструкції формувальної установки.

Для вирішення поставленої задачі, була розроблена конструкція гідравлічного приводу роlikової формувальної установки [100], яка дає можливість реалізувати будь-який режим руху формувального візка (рис.2.84). Різні режими руху формувального візка забезпечуються гідроприводом з дросельним шляховим керуванням подачі робочої рідини у виконавчий гідроциліндр.

Гідропривод переміщення формувального візка 2 складається з приводного гідроциліндра 7, шток 8 якого шарнірно з'єднаний з рамою формувального візка 6. Формувальний візок в нижній своїй частині має

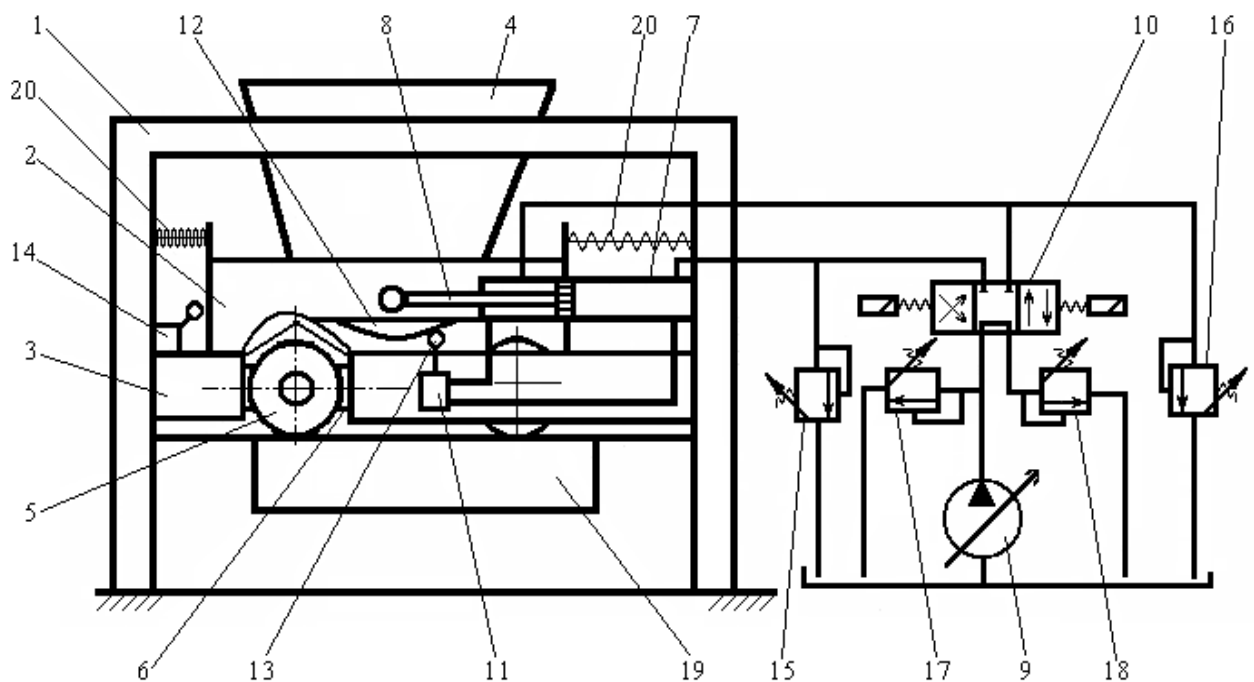


Рис. 2.84. Роликова формувальна установка з керованим гідроприводом

укочувальні ролики 5, що переміщуються в напрямній 3 змонтованій на рамі 1. Під роликами знаходиться форма 19, яка переміщується перпендикулярно до напрямку руху формувального візка і поступово заповнюється бетонною сумішшю, що потрапляє з бункеру 4.

При роботі установки робоча рідина від насоса 9 через реверсивний золотник 10 з електромагнітним керуванням надходить в безштокову порожнину гідроциліндра 7, після чого починається рух поршня зі штоком 8. Паралельно циліндру на напрямній ролика 13 встановлений дросельний керуючий пристрій 11, що слідкує за подачею робочої рідини з попередньо підібраним живим перерізом. Шток 8 приводить в рух формувальний візок 6, на якому встановлено кулачок 12 спеціального профілю, який контактує з дросельним керуючим пристроєм 11 через ролик 13. При здійсненні руху формувального візка, шток 8 переміщується і змінює живий переріз дросельного керуючого пристрою (дроселя) аж до його повного перекриття. Керуючий пристрій виконує подачу рідини до гідроциліндра за певним законом, що дає змогу забезпечити відповідну зміну швидкості та прискорення у часі.

Зміна напрямку руху візка досягається кінцевим вимикачем 14. Клапани 15, 16 і запобіжний з напірним клапани 17,18 виконують функцію забезпечення рівномірності роботи гідроприводу і запобігання перевантажень системи. Роль накопичувача енергії виконують пружні елементи 20, які при стиску чи розтягу поглинають або віддають накопичену енергію, що перетворюється в енергію руху формувального візка.

Застосування запропонованого гідроприводу порівняно з кривошипно-повзунним приводом дає змогу забезпечити необхідний закон руху візка та знизити витрати енергії на формування.

Розглянуто реалізацію оптимального динамічного режиму руху формувального візка за допомогою розробленого приводу. Цей режим руху забезпечує мінімальні витрати складової динамічної потужності приводу.

Швидкість і прискорення оптимального динамічного режиму руху формувального візка визначаються залежностями [76]:

$$\dot{x} = 6 \cdot \frac{x_1 - x_0}{t_1} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_1}\right) \cdot \frac{t}{t_1}; \quad \ddot{x} = 6 \cdot \frac{x_1 - x_0}{t_1^2} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{t}{t_1}\right), \quad (2.121)$$

де x_0, x_1 – координати крайніх положень центра мас формувального візка;
 t – час; t_1 – тривалість руху візка з одного крайнього положення в інше.

Для реалізації такого режиму руху визначено закон зміни площі поперечного перерізу дроселя [76]:

$$f = \frac{Q - f_p \cdot \dot{x}}{\mu} \cdot \sqrt{\left| \frac{\rho \cdot f_p}{2 \cdot (m \cdot \ddot{x} + F_o)} \right|}, \quad (2.122)$$

де $Q = f_p \cdot \dot{x}_{\max}$ – подача насоса, яка відповідає максимальній швидкості візка;

f_p – площа поперечного перерізу поршня відповідно штокової

$f_{p_o} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$ і без штокової $f_{p_A} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ порожнин гідроциліндра приводу;

μ – коефіцієнт витрат, який залежить від форми прохідного перерізу

дроселя; ρ – густина робочої рідини; m – маса формувального візка; D, d – відповідно діаметри поршня і штока гідроциліндра; F_o – зусилля, необхідне на переміщення формувального візка[113], яке визначається виразом (1.9).

З рівняння (2.121) визначено максимальне значення швидкості візка під час його руху

$$\dot{x}_{\max} = \frac{1,5 \cdot (x_1 - x_0)}{t_1}.$$

Виходячи з різного значення площ гідроциліндра визначено, подачі в його порожнинах:

– безштоковій

$$Q_B = f_{p_B} \cdot \dot{x}_{\max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \dot{x}_{\max}; \quad (2.123)$$

– штоковій

$$Q_{\emptyset} = f_{p_{\emptyset}} \cdot \dot{x}_{\max} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot \dot{x}_{\max}. \quad (2.124)$$

Підставивши вирази (2.121) і (1.9) в (2.122), отримано:

$$f = \frac{1,5 \cdot (x_1 - x_0)}{t_1} \cdot \frac{f_p}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot f_p}{2 \cdot \left[m \cdot \left(6 \cdot \frac{x_1 - x_0}{t_1^2} \cdot (1 - 2 \cdot \bar{t}) \right) + \left(\left[G_B - n_p \cdot F \right] \cdot \left(\frac{r \cdot \mu_3}{R_e} + \frac{\mu_4}{r} \right) \right) \cdot \mu_5 + n_p \cdot F_p \right]}}}. \quad (2.125)$$

В початковий момент руху, тобто коли $\bar{t} = 0$, де $\bar{t} = \frac{t}{t_1}$ – відносний час руху візка, площа прохідного отвору максимальна і приймає значення:

$$f_0 = \frac{1,5 \cdot (x_1 - x_0)}{t_1} \cdot \frac{f_p}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot f_p}{2 \cdot \left[m \cdot 6 \cdot \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^2} + \left(\left[G_B - n_p \cdot F \right] \cdot \left(\frac{r \cdot \mu_3}{R_e} + \frac{\mu_4}{r} \right) \right) \cdot \mu_5 + n_p \cdot F_p \right]}}}. \quad (2.126)$$

Таке ж значення площі прохідного отвору дроселя і в кінці циклу руху, тобто в момент коли $\bar{t} = 1$. Цей момент є початком наступного циклу, тому величини площ прохідних перерізів дроселя на початку і в кінці циклу візка рівні між собою. В момент коли $\bar{t} = 0,5$ дросель повністю закривається, тому $f = 0$ і швидкість руху формувального візка максимальна.

Для дроселя, площа прохідного перерізу якого змінюється за лінійним законом в функції від шляху поршня, отримано:

$$f = f_0 \cdot \left(1 - \frac{y}{y_{\max}}\right) = f_0 \cdot (1 - \bar{y}), \quad (2.127)$$

де y , $y_{\max}$ – координата поршня дроселя та її максимальне значення.

Із співвідношення (2.127) визначено відносне значення координати поршня дроселя:

$$\bar{y} = 1 - [1 - 4 \cdot \bar{t} \cdot (1 - \bar{t})] \cdot \sqrt{\frac{6 \cdot m \cdot (x_1 - x_0) + F_O \cdot t_1^2}{6 \cdot m \cdot (x_1 - x_0) \cdot (1 - 2 \cdot \bar{t}) + F_O \cdot t_1^2}}. \quad (2.128)$$

У виразі (2.128) відносне переміщення поршня дроселя $\bar{y}$ є функцією відносного часу $\bar{t}$ руху формувального візка установки:

$$x = x_0 + (x_1 - x_0) \cdot (3 - 2 \cdot \bar{t}) \cdot \bar{t}^2. \quad (2.129)$$

Із залежності (2.129) визначено відносну координату формувального візка установки:

$$\bar{x} = \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} = (3 - 2 \cdot \bar{t}) \cdot \bar{t}^2. \quad (2.130)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами: $t_1 = 0,3\pi$; $x_0 = 0$; $x_1 = 0,4l$; $y_{\max} = 0,04l$; $r_{\text{діє}} = 0,015l$ – радіус ролика дросельного керуючого пристрою; $D = 0,1l$; $d = 0,045l$; $\mu = 0,7$; $\rho = 850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $m = 1000 \text{ кг}$; $F_O = 3562 \text{ Н}$

визначено значення швидкості і прискорення формувального візка при різних значеннях часу при динамічному режимі руху візка. Результати розрахунків зведено до таблиці 2.16.

Таблиця 2.16

Результати розрахунків

t, c	$\bar{t}, c$	x, i	$\dot{x}, i/\tilde{n}$	$\ddot{x}, i/\tilde{n}^2$	f, i^2	$\bar{x}$	$\bar{y}$
0	0	0	0	26,66667	0,000235804	0	0
0,03	0,1	0,04	0,72	21,33333	0,000166296	0,028	0,29477
0,06	0,2	0,08	1,28	16	0,000105525	0,104	0,552487
0,09	0,3	0,12	1,68	10,66667	$5,4992 \cdot 10^{-05}$	0,216	0,76679
0,12	0,4	0,16	1,92	5,333333	$1,7387 \cdot 10^{-05}$	0,352	0,926263
0,15	0,5	0,2	2	0	0	0,5	1
0,18	0,6	0,24	1,92	-5,33333	$3,8964 \cdot 10^{-05}$	0,648	0,834758
0,21	0,7	0,28	1,68	-10,6667	$7,7823 \cdot 10^{-05}$	0,784	0,669967
0,24	0,8	0,32	1,28	-16	0,000132339	0,896	0,438775
0,27	0,9	0,36	0,72	-21,3333	0,000196825	0,972	0,165302
0,3	1	0,4	0	-26,6667	0,000269719	1	0
0,27	0,9	0,36	-0,72	-21,3333	0,000118435	0,972	0,165302
0,24	0,8	0,32	-1,28	-16	$7,5154 \cdot 10^{-05}$	0,896	0,438775
0,21	0,7	0,28	-1,68	-10,6667	$3,9164 \cdot 10^{-05}$	0,784	0,669967
0,18	0,6	0,24	-1,92	-5,33333	$1,2383 \cdot 10^{-05}$	0,648	0,834758
0,15	0,5	0,2	-2	0	0	0,5	1
0,12	0,4	0,16	-1,92	5,333333	$2,7750 \cdot 10^{-05}$	0,352	0,926263
0,09	0,3	0,12	-1,68	10,66667	$5,5425 \cdot 10^{-05}$	0,216	0,76679
0,06	0,2	0,08	-1,28	16	$9,4250 \cdot 10^{-05}$	0,104	0,552487
0,03	0,1	0,04	-0,72	21,33333	0,000140177	0,028	0,29477
0	0	0	0	26,66667	0,000192091	0	0

На основі даних таблиці 2.16 побудовано графіки зміни швидкості і прискорення формувального візка в залежності від часу (рис. 2.85, 2.86), а також відповідні їм зміни площі поперечного перерізу дроселя від часу (рис. 2.87). Профіль кулачка, що відповідає заданому закону руху формувального візка зображено на рис. 2.88. Схема дросельного керуючого пристрою показана на рис. 2.89.

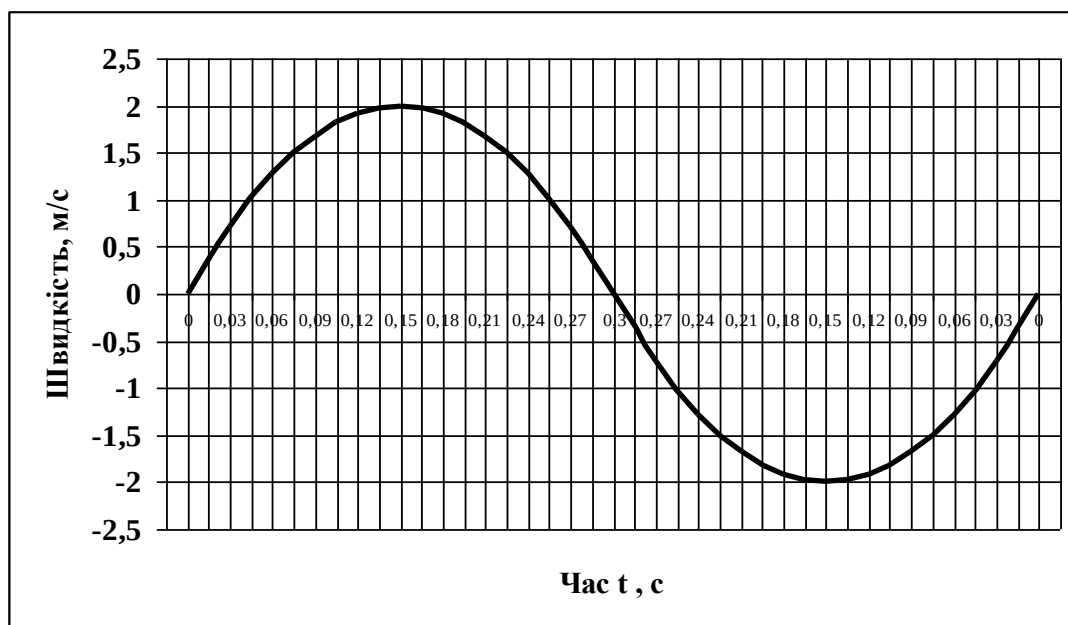


Рис. 2.85. Графік зміни швидкості формувального візка в залежності від часу

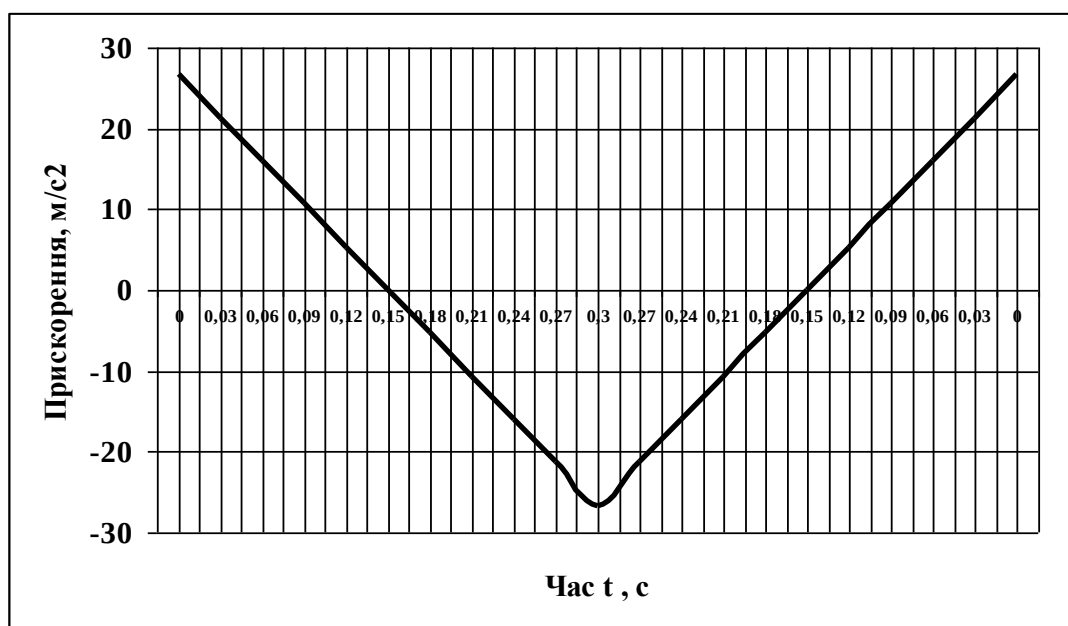


Рис. 2.86. Графік зміни прискорення формувального візка в залежності від часу

Аналіз графіків на рис. 2.85 та 2.86 показує, що швидкість змінюється за параболічним законом, тобто спостерігається на початку руху її зростання і пік припадає на час $t = 0,15\tilde{n}$ і становить $\dot{x} = 2\dot{i}/\tilde{n}$, а потім поступове зниження до $\dot{x} = 0\dot{i}/\tilde{n}$ при $t = 0,3\tilde{n}$. Після початку руху в зворотному напрямку, пройшовши цю ділянку руху швидкість набуває аналогічного від'ємного значення. Прискорення зазнає інших змін в свою чергу воно з початку руху має певне максимальне значення $\ddot{x} = 26,66667\dot{i}/\tilde{n}^2$ і зазнає поступового спаду але при $t = 0,15\tilde{n}$ воно дорівнює $\ddot{x} = 0\dot{i}/\tilde{n}^2$, а потім приймає від'ємне значення поступово прямуючи до максимуму, тобто відбувається різка його зміна в процесі руху. Це не досить корисно впливає на конструкцію і привод установки, що приводить до виникнення коливань ланок установки. Зміна площі поперечного перерізу дроселя коливається в межах від $f = 0,000235804\dot{i}^2$ до $f = 0,000192091\dot{i}^2$. На початку переміщення візка вона має певне значення, потім плавно зменшується і при часі рівному $t = 0,15\tilde{n}$ повністю дорівнює $f = 0\dot{i}^2$. Це свідчить про те, що дросель перекривається. При подальшому процесі ходу візка площа дроселя збільшується, тому спостерігається збільшення подачі робочої рідини і площа набуває зростання

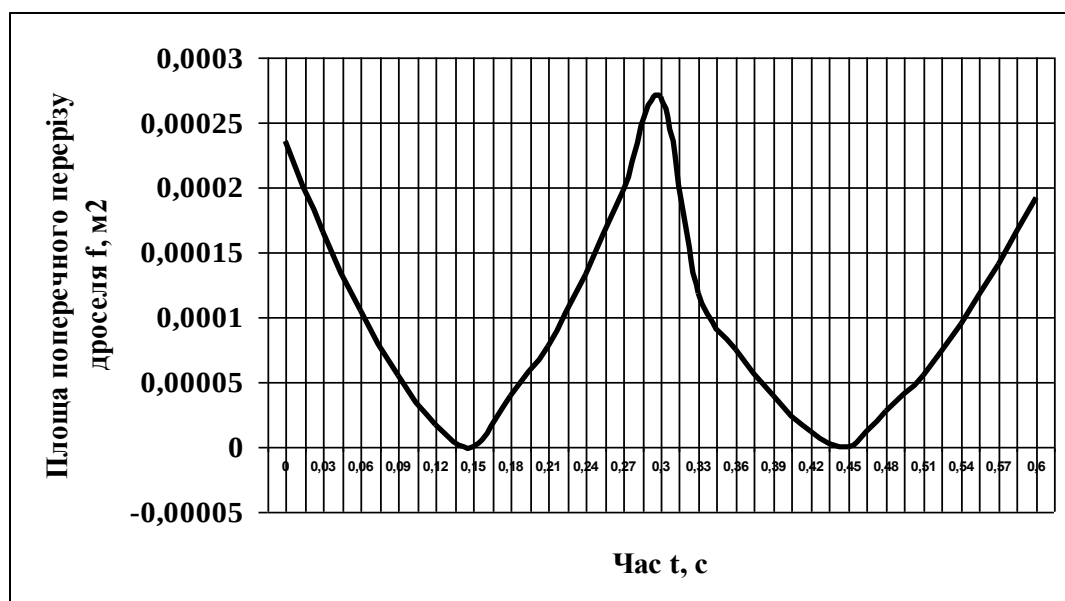


Рис. 2.87. Графік зміни площі поперечного перерізу дроселя в залежності від часу

до $f = 1,23833 \cdot 10^{-5} \text{ і}^2$ при $t = 0,3\tilde{n}$ і візок приходить у крайнє положення. Після початку руху візка у зворотному напрямку можна сказати, що площа має аналогічні зміни і при $t = 0,45\tilde{n}$ – дорівнює $f = 0 \text{ і}^2$. Після цієї ділянки проходить її зростання.

За рахунок різниці площі поперечного перерізу штокової і безштокової порожнини приводного гідроциліндра, змінюється і значення подачі робочої рідини в порожнини гідроциліндра, а отже і площа поперечного перерізу дроселя.

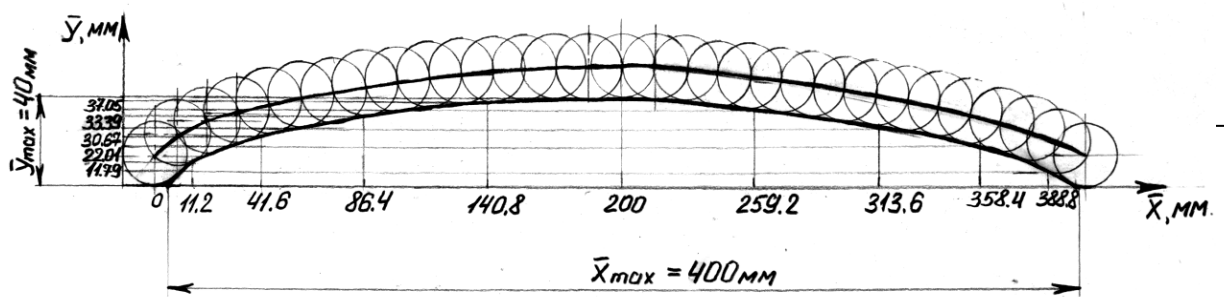


Рис. 2.88. Профіль кулачка, який забезпечує динамічний режим руху формувального візка.

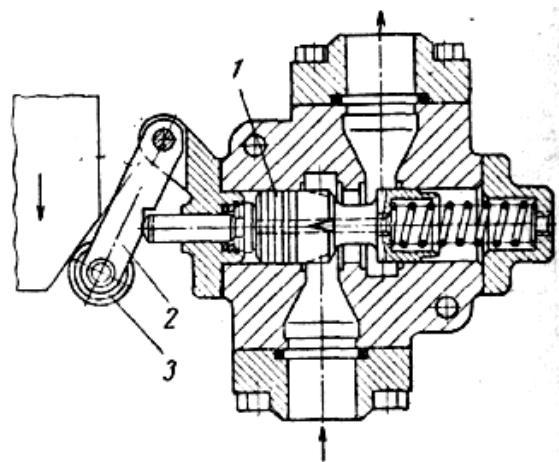


Рис. 2.89. Дросельний керуючий пристрій: 1 – золотник; 2 – поворотний важіль; 3 – ролик

Таким чином, прослідкувавши зміну площі дроселя можна задавати відповідну подачу гідронасоса за рахунок побудованого профілю кулачка, що керує подачею робочої рідини дросельним керуючим пристроєм до відповідних порожнин гідроциліндра, який відповідає динамічному режиму руху роликової формувальної установки.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

3.1. Програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є перевірка адекватності теоретичних досліджень роликової формувальної установки з рекупераційним приводом з наступним порівняльним аналізом результатів отриманих в процесі теоретичних і експериментальних досліджень.

Згідно з цим, програмою передбачено розгляд таких задач:

- експериментальне визначення характеру зміни кутової швидкості обертання приводного вала установки;
- експериментальна перевірка теоретично встановлених закономірностей зміни зусиль в шатунах;
- експериментальне визначення характеру зміни вертикальної сили взаємодії уковувального ролика з бетонною сумішшю;
- експериментальне визначення потужності, необхідної для здійснення процесу формування;
- експериментальне визначення характеру зміни крутного моменту на приводному валу установки.

Експериментальні дослідження проведені на розробленій фізичній дослідній моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом.

3.2. Побудова фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

Для проведення експериментальних досліджень як правило використовуються натурні об'єкти дослідження та їх моделі [50]. В

натурному експерименті засоби експериментального дослідження взаємодіють безпосередньо з об'єктом дослідження, а при модельному експерименті – з його змодельованим прототипом. При проведенні модельних експериментальних досліджень, модель виступає як засіб експериментальних досліджень та безпосереднім об'єктом досліджень.

В наш час створення натурної роlikової формуwальної установки з рекупераційним приводом для проведення експериментальних досліджень привело б до значної затрати часу та енергії. Враховуючи це, постає задача створення фізичної моделі даної установки і проведення на ній повноцінних експериментальних досліджень.

3.2.1. Визначення параметрів фізичної моделі

В якості критеріїв подібності для побудови фізичної моделі використовуються безрозмірні комплекси, які яwляють собою відношення відповідних складових диференціальних рівнянь реального об'єкта і моделі.

Використовуючи теорему подібності та фізичне моделювання [50], визначено умови подібності для роlikової формуwальної установки з рекупераційним приводом, динаміка руху якої описується диференціальним рівнянням

$$I_o \cdot i_{np}^2 \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d(I_o \cdot i_{np}^2)}{d\varphi} + \\ + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi} = M_p(\omega) - F_0 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_0 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \quad (3.1)$$

де I_o – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора); i_{np} – передаточне відношення передаточного механізму; φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипу; m_1 , m_2 – маса формувальних візків 1 та 2 відповідно; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції першого та другого формувальних візків відповідно; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу, зведений до осі повороту кривошипу; F_0 – сила опору переміщенню формувального візка.

Параметри натурної машини виразимо через відповідні параметри її фізичної моделі і коефіцієнти подібності [70]:

$$\begin{aligned} I_{oH} &= \lambda_I \cdot I_{oM}; \quad i_{npH} = \lambda_i \cdot i_{npM}; \quad m_{1H} = \lambda_{m1} \cdot m_{1M}; \\ m_{2H} &= \lambda_{m2} \cdot m_{2M}; \quad x_{1H} = \lambda_{x1} \cdot x_{1M}; \quad x_{2H} = \lambda_{x2} \cdot x_{2M}; \\ \omega_H &= \lambda_\omega \cdot \omega_M; \quad M_{pH} = \lambda_M \cdot M_{pM}; \quad F_{oH} = \lambda_F \cdot F_{oM}, \end{aligned} \quad (3.2)$$

де I_{oH} , i_{npH} , m_{1H} , m_{2H} , x_{1H} , x_{2H} , ω_H , M_{pH} , F_{oH} – параметри натурної установки; I_{oM} , i_{npM} , m_{1M} , m_{2M} , x_{1M} , x_{2M} , ω_M , M_{pM} , F_{oM} – параметри моделі; λ_I , λ_i , λ_{m1} , λ_{m2} , λ_{x1} , λ_{x2} , λ_ω , λ_M , λ_F – відповідні коефіцієнти подібності.

Оскільки геометричні розміри виробів, що формуються на паралельних постах та формувальні візки однакові, приймаємо коефіцієнти подібності ходу та маси формувального візка також однаковими: $\lambda_{x1} = \lambda_{x2} = \lambda_x$ та $\lambda_{m1} = \lambda_{m2} = \lambda_m$.

На основі рівняння (3.1) складено диференціальні рівняння руху натурної установки і моделі, які відповідно представлено нижче:

$$\begin{aligned}
& I_{oH} \cdot i_{npH}^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi} + m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi} + m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi} + \frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d(I_{oH} \cdot i_{npH}^2)}{d\varphi} + \\
& + \frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} \right)^2\right)}{d\varphi} + \frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi} \right)^2\right)}{d\varphi} = M_{pH}(\omega) - F_{0H} \cdot \frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} - F_{0H} \cdot \frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi};
\end{aligned} \tag{3.3}$$

$$\begin{aligned}
& I_{oM} \cdot i_{npM}^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi} + m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi} + m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi} + \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d(I_{oM} \cdot i_{npM}^2)}{d\varphi} + \\
& + \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} \right)^2\right)}{d\varphi} + \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi} \right)^2\right)}{d\varphi} = M_{pM}(\omega) - F_{0M} \cdot \frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} - F_{0M} \cdot \frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}.
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Виходячи з подібності моделі й натуральної машини, було поділено відповідні доданки рівнянь (3.3) і (3.4) між собою і записано співвідношення

$$\begin{aligned}
& \frac{I_{oH} \cdot i_{npH}^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi}}{I_{oM} \cdot i_{npM}^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi}}{m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi}}{m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \\
& = \frac{\frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d(I_{oH} \cdot i_{npH}^2)}{d\varphi}}{\frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d(I_{oM} \cdot i_{npM}^2)}{d\varphi}} = \frac{\frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} \right)^2\right)}{d\varphi}}{\frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} \right)^2\right)}{d\varphi}} = \frac{\frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi} \right)^2\right)}{d\varphi}}{\frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi} \right)^2\right)}{d\varphi}} = \\
& = \frac{M_{pH}(\omega_H)}{M_{pM}(\omega_M)} = \frac{F_{0H} \cdot \frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi}}{F_{0M} \cdot \frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi}} = \frac{F_{0H} \cdot \frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi}}{F_{0M} \cdot \frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}}.
\end{aligned}$$

Використавши для цих співвідношень залежності (3.2), отримано:

$$\begin{aligned}
& \frac{\lambda_I \cdot I_{oM} \cdot (\lambda_i \cdot i_{npM})^2 \cdot \lambda_\omega \cdot \omega_M \cdot \frac{d(\lambda_\omega \cdot \omega_M)}{d\varphi}}{I_{oM} \cdot i_{npM}^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{\lambda_m \cdot m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{1M})}{\partial\varphi} \right)^2 \cdot \lambda_\omega \cdot \omega_M \cdot \frac{d(\lambda_\omega \cdot \omega_M)}{d\varphi}}{m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial\varphi} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \\
& = \frac{\lambda_m \cdot m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{2M})}{\partial\varphi} \right)^2 \cdot \lambda_\omega \cdot \omega_M \cdot \frac{d(\lambda_\omega \cdot \omega_M)}{d\varphi}}{m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial\varphi} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{(\lambda_\omega \cdot \omega_M)^2 \cdot \frac{d(\lambda_I \cdot I_{oM} \cdot (\lambda_i \cdot i_{npM})^2)}{d\varphi}}{2 \cdot \frac{\omega_M^2 \cdot d(I_{oM} \cdot i_{npM}^2)}{d\varphi}} = \\
& = \frac{(\lambda_\omega \cdot \omega_M)^2 \cdot \frac{d\left(\lambda_m \cdot m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{1M})}{\partial\varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi}}{2 \cdot \frac{\omega_M^2 \cdot d\left(m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial\varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi}} = \frac{(\lambda_\omega \cdot \omega_M)^2 \cdot \frac{d\left(\lambda_m \cdot m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{2M})}{\partial\varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi}}{2 \cdot \frac{\omega_M^2 \cdot d\left(m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial\varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi}} = \\
& = \frac{\lambda_m \cdot M_{pM}(\omega)}{M_{pM}(\omega)} = \frac{\lambda_F \cdot F_{0M} \cdot \frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{1M})}{\partial\varphi}}{F_{0M} \cdot \frac{\partial x_{1M}}{\partial\varphi}} = \frac{\lambda_F \cdot F_{0M} \cdot \frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{2M})}{\partial\varphi}}{F_{0M} \cdot \frac{\partial x_{2M}}{\partial\varphi}}.
\end{aligned}$$

Згідно з теоремою подібності для отриманих співвідношень відкинуто знаки диференціювання, бо вони не мають розмірностей [50]. Скоротивши вирази в останніх співвідношеннях, отримано систему рівнянь між коефіцієнтами подібності

$$\begin{aligned}
\lambda_I \cdot \lambda_i^2 \cdot \lambda_\omega^2 &= \lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_\omega^2 = \lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_\omega^2 = \lambda_\omega^2 \cdot \lambda_I \cdot \lambda_i^2 = \\
&= \lambda_\omega^2 \cdot \lambda_m \cdot \lambda_x^2 = \lambda_\omega^2 \cdot \lambda_m \cdot \lambda_x^2 = \lambda_M = \lambda_F \cdot \lambda_x = \lambda_F \cdot \lambda_x.
\end{aligned}$$

Після видалення з отриманих рівнянь однакових елементів, отримано

$$\lambda_I \cdot \lambda_i^2 \cdot \lambda_\omega^2 = \lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_\omega^2 = \lambda_M = \lambda_F \cdot \lambda_x. \quad (3.5)$$

Розділивши всі частини співвідношень (3.5) на $\lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_\omega^2$, отримано систему рівнянь

$$\frac{\lambda_I \cdot \lambda_i^2}{\lambda_m \cdot \lambda_x^2} = 1; \quad \frac{\lambda_M}{\lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_\omega^2} = 1; \quad \frac{\lambda_F}{\lambda_m \cdot \lambda_x \cdot \lambda_\omega^2} = 1. \quad (3.6)$$

Система з трьох рівнянь (3.6) зв'язує між собою сім невідомих величин. Чотири з цих величин можна задати довільно, а три величини, що залишилися, можна визначити з системи рівнянь (3.6). З конструктивних міркувань було задано коефіцієнти $\lambda_\omega = 3$, $\lambda_i = 8$, $\lambda_m = 10$ та $\lambda_x = 2,5$. Підставивши ці коефіцієнти в систему рівнянь (3.6), було визначено значення коефіцієнтів, що залишилися $\lambda_I = 3,9$, $\lambda_M = 19,7$ та $\lambda_F = 35$.

Отримані співвідношення дають можливість побудувати фізичну модель дослідної роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом, що буде подібна натурній роlikовій формувальній установці.

3.2.2. Розробка конструкції фізичної моделі

Враховуючи коефіцієнти подібності та передбачені задачі досліджень було розроблено схему [70] фізичної моделі роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом (рис. 3.1), що дозволяє провести повноцінні експериментальні дослідження з врахуванням всіх чинних факторів впливу на динаміку руху формувальних візків.

Розроблена фізична модель складається із приводного механізму, що забезпечує необхідний режим руху роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом та двох формувальних візків.

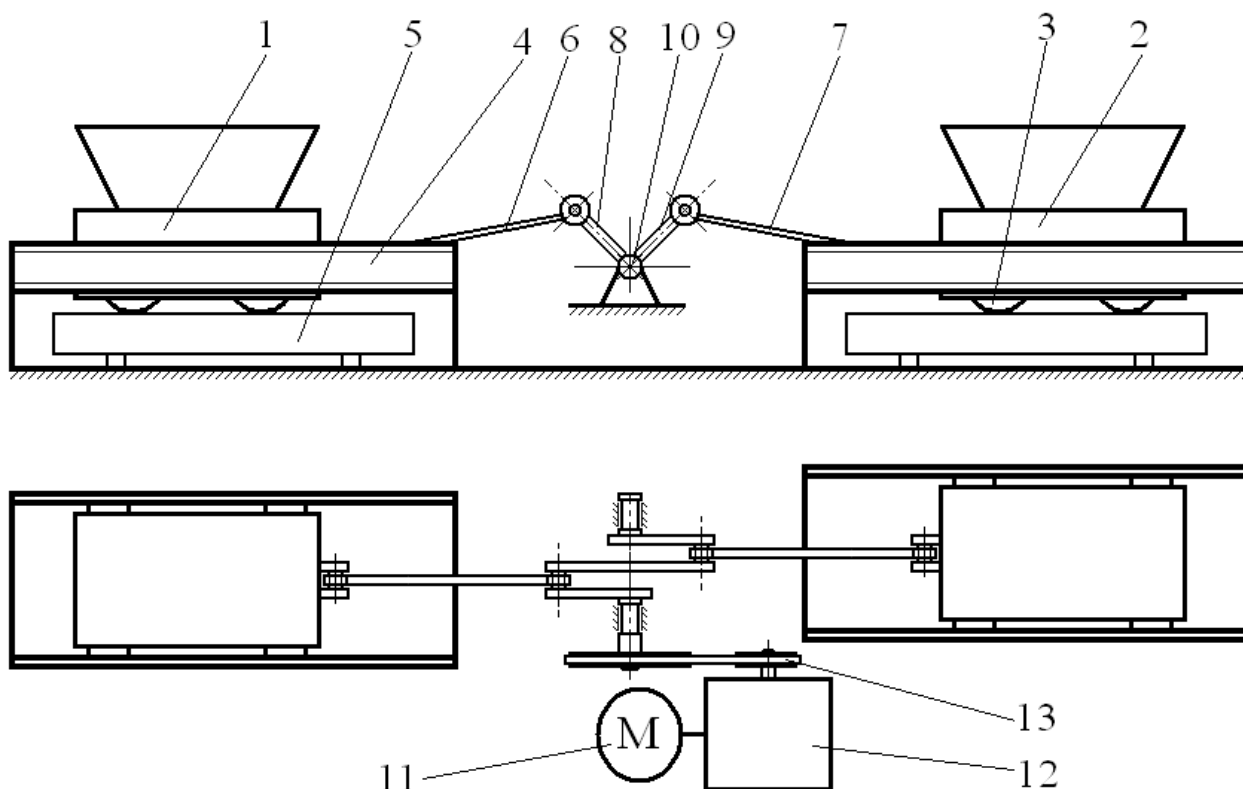


Рис. 3.1 Схема розробленої фізичної моделі

Як видно і рис. 3.1 фізична модель роликової формувальної установки з рекуперативним приводом складається з двох формувальних візків 1 та 2 з уключувальними роликами 3, що здійснюють зворотно-поступальні рухи у напрямних руху 4 над порожниною форм 5. У зворотно-поступальний рух формувальні візки приводяться шатунами 6 та 7 від кривошипів 8 та 9, що закріплені на приводному валу 10, і жорстко з'єднані між собою під кутом $\pi/2$. Крутний момент на приводний вал передається від електродвигуна 11 через черв'ячний редуктор 12 та клинопасову передачу 13.

На основі розробленої схеми було спроектовано і виготовлено дослідну фізичну модель роликової формувальної установки з рекуперативним приводом, що показана на рис. 3.2.



Рис. 3.2. Фізична модель роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом

Привод моделі здійснювався від трифазного електродвигуна змінного струму АІР56В2У3 потужністю $P = 0,25 \text{ кВт}$ і частотою обертання ротора $n = 2750 \text{ об/хв}$, через черв'ячний редуктор та клинопасову передачу із загальним передаточним відношенням $i_{\text{заг}} = 80$.

Представлена фізична модель дозволяє проводити повноцінні експериментальні дослідження по визначенню динамічних навантажень під час різних режимів роботи установки без будь-яких обмежень.

3.3. Вимірювально-реєструюче обладнання для визначення параметрів фізичної моделі

Під час робочого процесу в елементах установки і приводу виникають значні динамічні навантаження [56, 73], які можуть в декілька разів перевищувати середні статичні. Визначення цих навантажень дає можливість реально оцінити стан формувальної установки і раціонально здійснювати її проектування та експлуатацію розроблених конструкцій.

Найбільш навантаженими елементами є: приводний вал з двома кривошипами; шатуни, що шарнірно з'єднані одним кінцем з кривошипами, а іншими – з формувальними візками, та робочі органи формувальних візків – укочувальні ролики. Для визначення навантажень в цих елементах розроблена методика [57] та схема вимірювань вертикальної сили взаємодії робочого органа з бетонною сумішшю; зусилля в шатунах; кутової швидкості приводного вала та потужності, необхідної для здійснення процесу формування. Схема проведення експериментальних досліджень фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом схематично показана на рис 3.3.

Привод ведучого вала 6 установки (рис. 3.3) здійснюється від електродвигуна через черв'ячний редуктор та клинопасову передачу. Формувальні візки 1 та 2 приводяться в зворотно-поступальний рух від приводного вала 6 через шатуни 8.

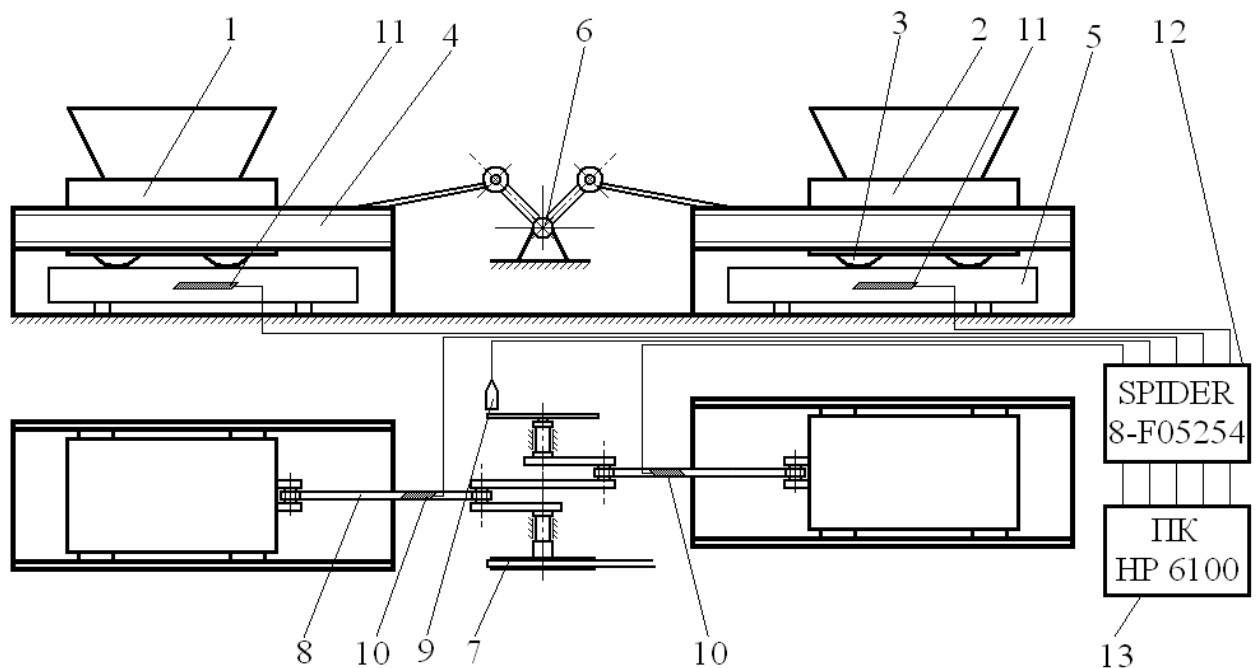


Рис. 3.3. Схема вимірювання динамічних навантажень, що діють на елементи установки: 1, 2 – формувальні візки; 3 – укочувальний ролик; 4 – напрямні руху формувального візка; 5 – форма; 6 – приводний вал; 7 – шків клинопасової передачі; 8 – шатун; 9 – датчик вимірювання частоти обертання ДЧВ-1; 10 – тензодатчики на шатунах; 11 – тензодатчики на пластинах під роликами у формі; 12 – підсилювач-перетворювач SPIDER 8-FO5254; 13 – портативний комп'ютер HP 6100

Вимірювання зусилля в шатунах здійснюється за допомогою тензодатчиків 10, які за мостовою схемою [4, 10] наклеєні на них (рис. 3.4). Для вимірювання вертикальної сили взаємодії укочувального ролика 3 з бетонною сумішшю також застосовуються тензодатчики 11, що наклеюються на металеві пластини за мостовою схемою по відомій методиці [4, 9...12] (рис. 3.5). Ці пластини розміщуються в формі під роликами. Вимірювання кутової швидкості обертання приводного вала 6 здійснено із застосуванням датчика 9 ДЧВ-1, який зображено на рис. 3.6.

Відповідно, із застосуванням фіксуючого обладнання, було проведено тарування силових датчиків 10 і 11. Для цього шатун одним кінцем підвішувався на кронштейні (рис. 3.7), а до другого кінця прикріплювався вантаж. За різних значень сили тяжіння вантажу різне значення відповідно має і сигнал, що поступає з тензодатчика на реєструюче обладнання. На рис. 3.8 зображений графік тарування шатуна, де показано залежності величини сигналу від сили тяжіння вантажу при навантаженні, розвантаженні та їх середнє значення.

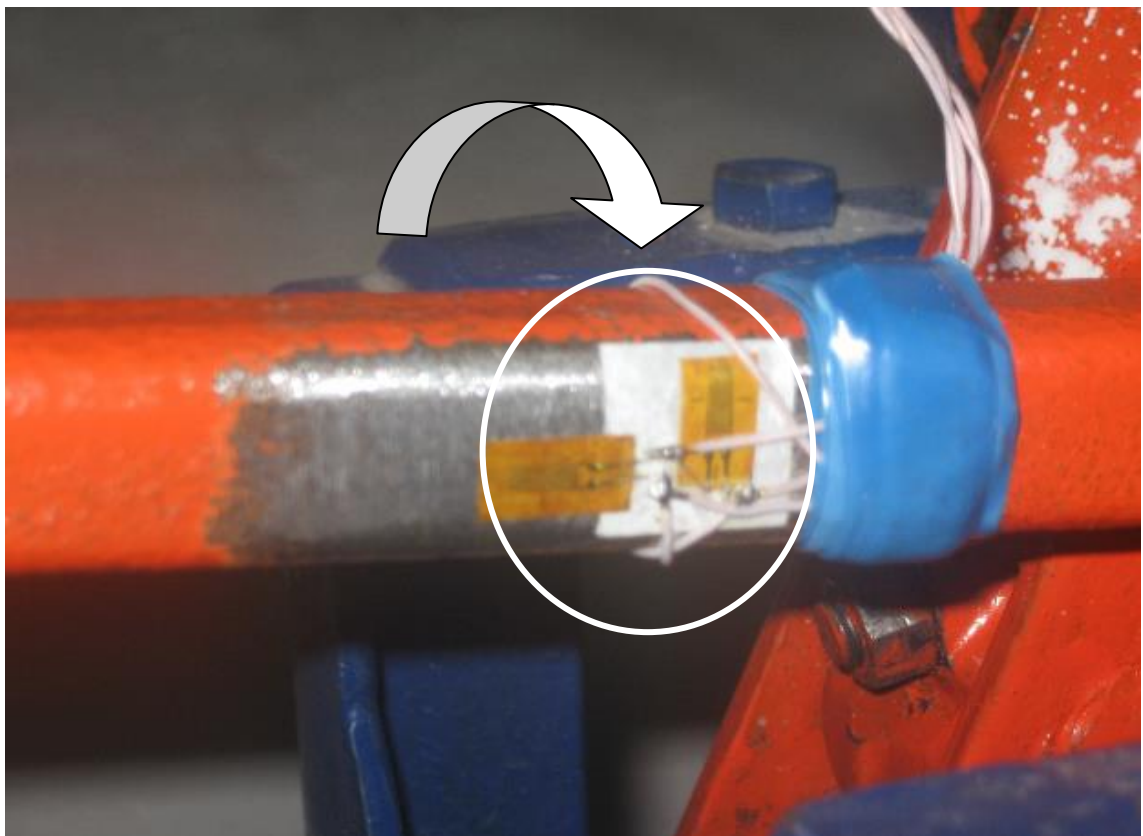


Рис. 3.4. Розташування тензодатчиків на шатуні

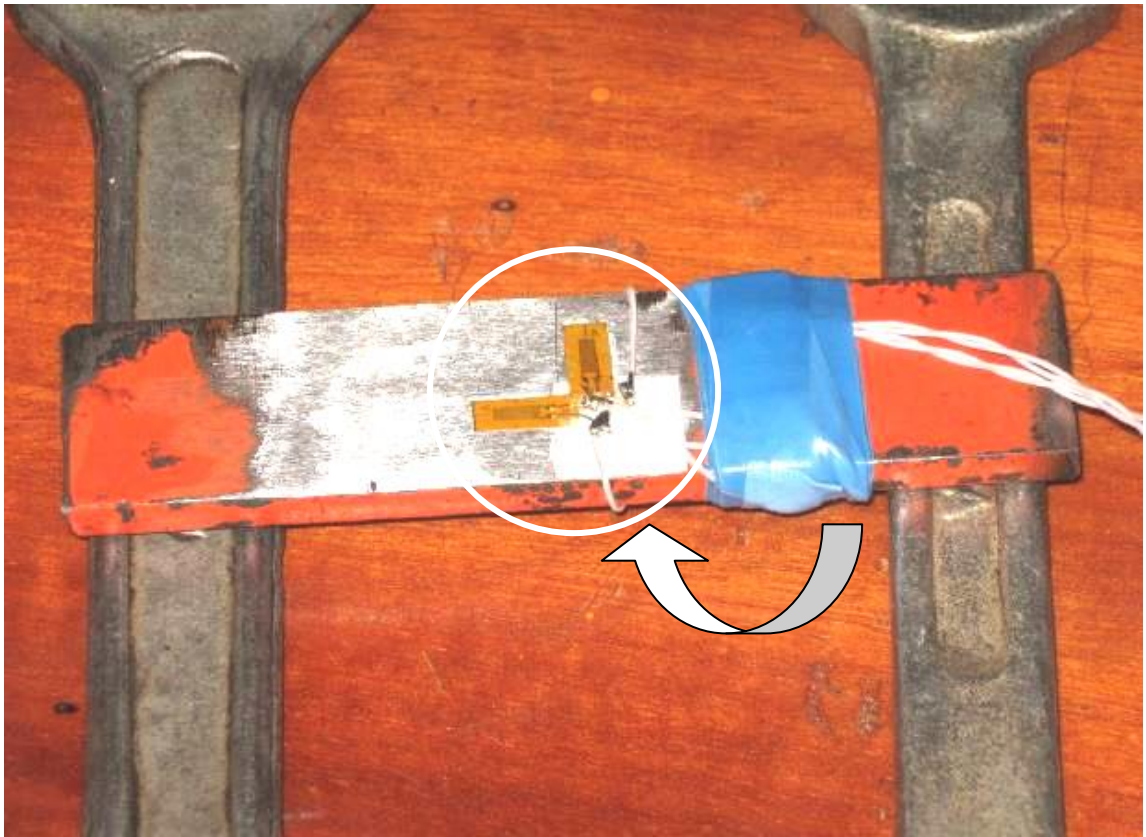


Рис. 3.5. Розташування тензодатчиків на пластині



Рис. 3.6. Розташування датчика вимірювання кутової швидкості обертання приводного вала ДЧВ-1



Рис. 3.7. Тарування шатуна

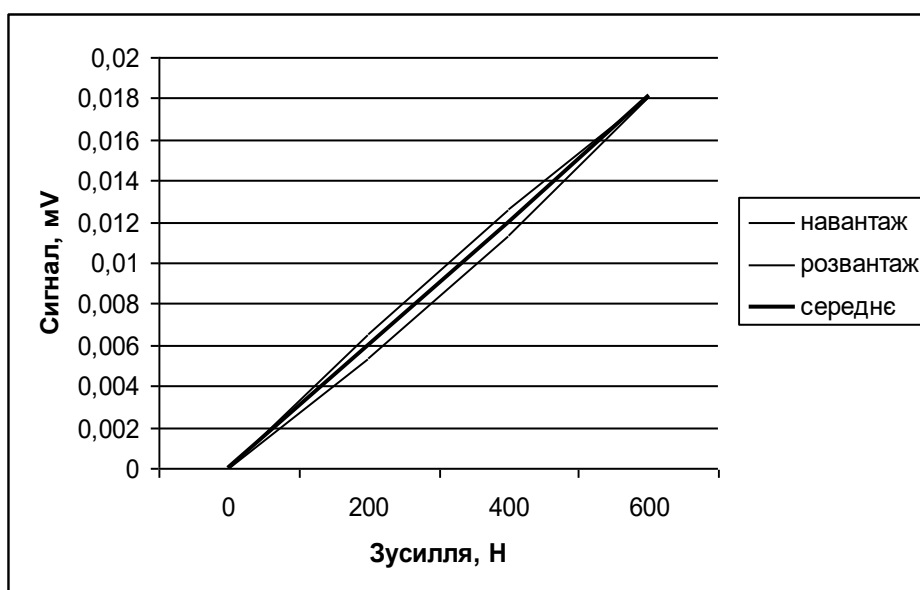


Рис. 3.8. Графік тарування шатуна

Для тарування пластини, її було розміщено на стенді (рис. 3.9), що дозволяє створювати навантаження у вертикальному напрямку. За різних значень навантаження різне значення має і сигнал, що поступає з тензодатчика на реєструюче обладнання. На рис. 3.10 зображений графік тарування пластини, де показано залежності величини сигналу від величини навантаження при навантаженні, розвантаженні та їх середнє значення.



Рис. 3.9. Тарування пластини

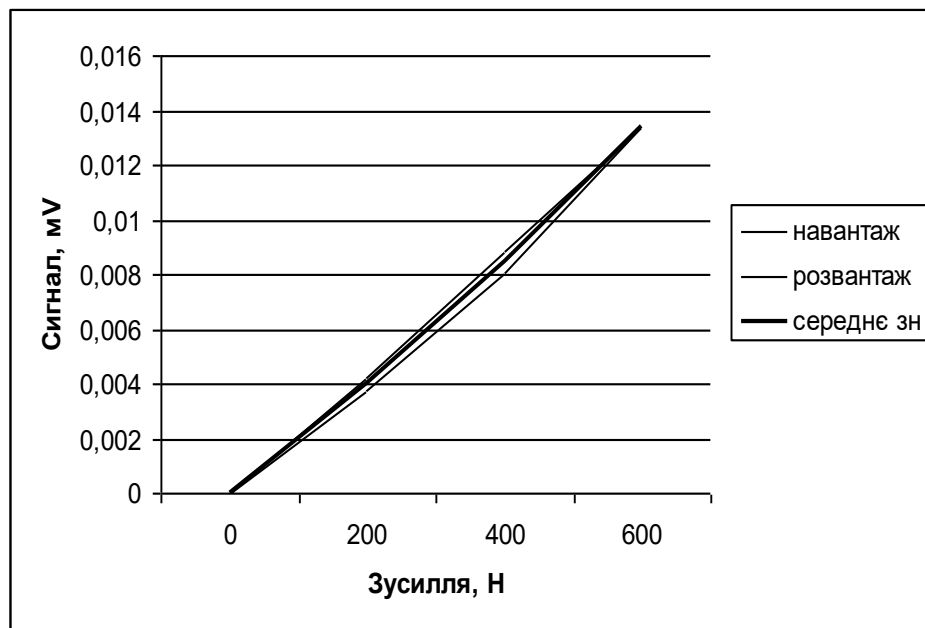


Рис. 3.10. Графік тарування пластини

Для вимірювання потужності, що необхідна для здійснення процесу формування, використовуються універсальні кліщі РК 435 (рис. 3.11), які дають змогу вимірювати напругу в мережі, силу струму та потужність одночасно за різних режимів навантаження установки.

Для зчитування сигналів з датчиків застосовується підсилювач-перетворювач SPIDER 8-FO5254 (рис. 3.12) та персональний комп'ютер HP6100 з програмним продуктом Catman Express 4.5, що трансформує отримані числові дані в пакети програми MS Excel для їхньої обробки.

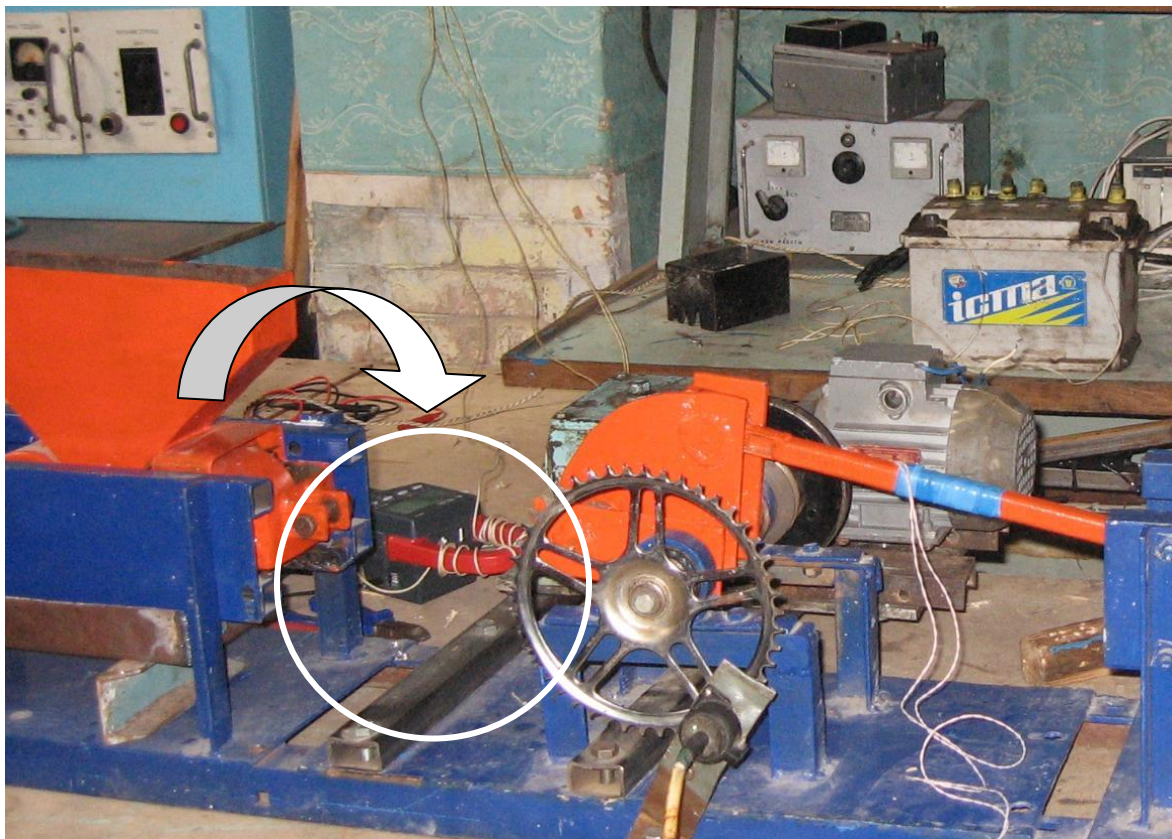


Рис. 3.11. Розташування кліщів РК 435
для вимірювання потужності двигуна



Рис. 3.12. Підсилювач-перетворювач SPIDER 8-FO5254
та персональний комп'ютер HP6100 з програмним
продуктом Catman Express 4.5

Особливістю даного вимірювального обладнання є те, що підібрані прилади здатні зчитувати з датчиків і перетворювати в числові дані до 1000 імпульсів в секунду та проводити одночасний запис результатів вимірювання по 6-ти паралельних каналах, із врахуванням відтарованих даних.

3.4. Планування експерименту та методика обробки даних експериментальних досліджень

Оцінка динамічного навантаження роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом здійснювалась за основою повнофакторного експерименту завдяки застосуванню високотехнологічного вимірювально-реєструючого обладнання, що дозволило швидко і без повторювань з першочергових даних отримувати точні результати.

Відповідно плану експериментальних досліджень вимірювання кутової швидкості обертання приводного вала проводилось спочатку в холостому режимі для установки з одним формувальним візком. Для цього – другий формувальний візок разом із шатуном був від'єднаний від кривошипа. Після цього вимірювання кутової швидкості приводного вала в холостому режимі проводилось для установки з двома формувальними візками. В робочому режимі вимірювання кутової швидкості обертання приводного вала здійснювалось аналогічно: окремо для установки з одним формувальним візком та окремо для установки з двома формувальними візками.

Обробка даних з вимірювання кутової швидкості здійснювалась наступним чином.

Скориставшись секундоміром, було визначено час одного повного оберту приводного вала, що становить 1,7 с. Після цього визначено середнє значення кутової швидкості приводного вала

$$\omega_{сеп} = \frac{2 \cdot \pi}{t} = \frac{2 \cdot 3,14}{1,7} = 3,7 \text{ рад/с},$$

де $t = 1,7c$ – час одного повного оберту приводного вала.

Задавши вимірювальному обладнанню частоту опитування 100 імпульсів за секунду, визначено, що один оберт приводного вала на графіку буде характеризуватися кількістю точок сигналів, яка становить 170. Підраховано середнє значення одного частотного сигналу за вимірюванням кутової швидкості по 170 точках за один оберт, що становить $f_{сер} = 17,232 Гц$.

Склавши пропорцію, визначено коефіцієнт переходу від величини частотного сигналу до значення кутової швидкості

$$k_1 = \frac{\omega_{сер}}{f_{сер}} = \frac{3,7}{17,232} = 0,215 \left[\frac{рад/с}{Гц} \right]. \quad (3.6)$$

Після цього для кожного режиму навантаження було визначено значення кутової швидкості в кожний момент часу

$$\omega = f_{сер} \cdot k_1. \quad (3.7)$$

Вимірювання зусилля в шатунах проводилось окремо за холостим та робочим режимах. Вимірювання вертикальної сили взаємодії уковувального ролика з бетонною сумішшю відбувалось в робочому режимі для двох формувальних візків одночасно.

Завдяки раніше проведеному таруванню тензодатчиків на шатунах та пластинах, результати експериментальних даних зусилля в шатуні та вертикальної сили взаємодії уковувального ролика з бетонною сумішшю на реєструючому обладнанні фіксувались в силових одиницях, тобто в ньютонках.

Вимірювання потужності, що необхідна електродвигуну для здійснення процесу формування, проводилось також за різних режимів роботи установки: в холостому та в робочому режимах окремо з одним та двома формувальними візками.

Значення напруги в електромережі та потужності на електродвигуні завдяки універсальним кліщам РК 435 фіксувались в ручному режимі і обробки після цього не потребували.

Вимірювання сили струму в електромережі відбувалось аналогічно як і вимірювання кутової швидкості обертання приводного вала: в холостому та робочому режимах для установки з одним та двома формувальними візками.

Обробка даних при вимірюванні сили струму здійснювалась наступним чином. Скориставшись універсальними кліщами РК 435 було визначено середнє значення сили струму за цикл, яке становить $I_{сер} = 0,63A$. При заданій вимірювальному обладнанню частоті опитування 100 імпульсів за секунду, визначено середнє значення одного сигналу за вимірюванням сили струму по 170 точках за один оберт, яке становить $u_{сер} = 0,083B$.

Склавши пропорцію, визначено коефіцієнт переходу від величини сигналу до значення сили струму

$$k_2 = \frac{I_{сер}}{u_{сер}} = \frac{0,63}{0,083} = 7,59 \left[\frac{A}{B} \right]. \quad (3.8)$$

Після цього для кожного режиму навантаження було визначено значення сили струму в кожний момент часу

$$I = u_{сер} \cdot k_2. \quad (3.9)$$

Скориставшись значеннями кутової швидкості приводного вала та сили струму, що споживається електродвигуном, було визначено зміну крутного моменту на приводному валу. Для цього спочатку в кожному режимі роботи було визначено потужність на електродвигуні, напругу в електромережі. Після цього було визначено значення $\cos\varphi$ для різних режимів навантаження

$$\cos\varphi = \frac{P}{I_{\text{сеп}} \cdot U}, \quad (3.10)$$

де P , U , $I_{\text{сеп}}$ – середні значення відповідно потужності, напруги та сили струму на електродвигуні, виміряні універсальними кліщами РК 435.

Також потужність на електродвигуні можна визначити через крутний момент на приводному валу та його кутову швидкість

$$P = \frac{M \cdot \omega}{\eta}, \quad (3.11)$$

де M – крутний момент на приводному валу, ω – кутова швидкість приводного вала, η – коефіцієнт корисної дії передаточного механізму від електродвигуна до приводного вала.

Прирівнявши значення потужностей, визначених універсальними кліщами РК 435 та через крутний момент, було отримано залежність для визначення крутного моменту на приводному валу

$$M = \frac{U \cdot I \cdot \eta \cdot \cos\varphi}{\omega}. \quad (3.12)$$

Результати експериментальних даних динамічного навантаження роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом оброблялися на ЕОМ з використанням програми MS Excel, для чого був складений відповідний алгоритм, що дозволяв за отриманими даними оцінити динаміку процесів за зміною коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

4.1. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі

Для фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом проведено аналіз нерівномірності руху при використанні приводу на один формувальний візок та на два формувальні візки відповідно.

4.1.1. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок

За виразом (2.59) із врахуванням коефіцієнтів подібності, що були використані при побудові фізичної моделі, визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$, який зображено на рис. 4.1 в залежності від кута повороту кривошипа.

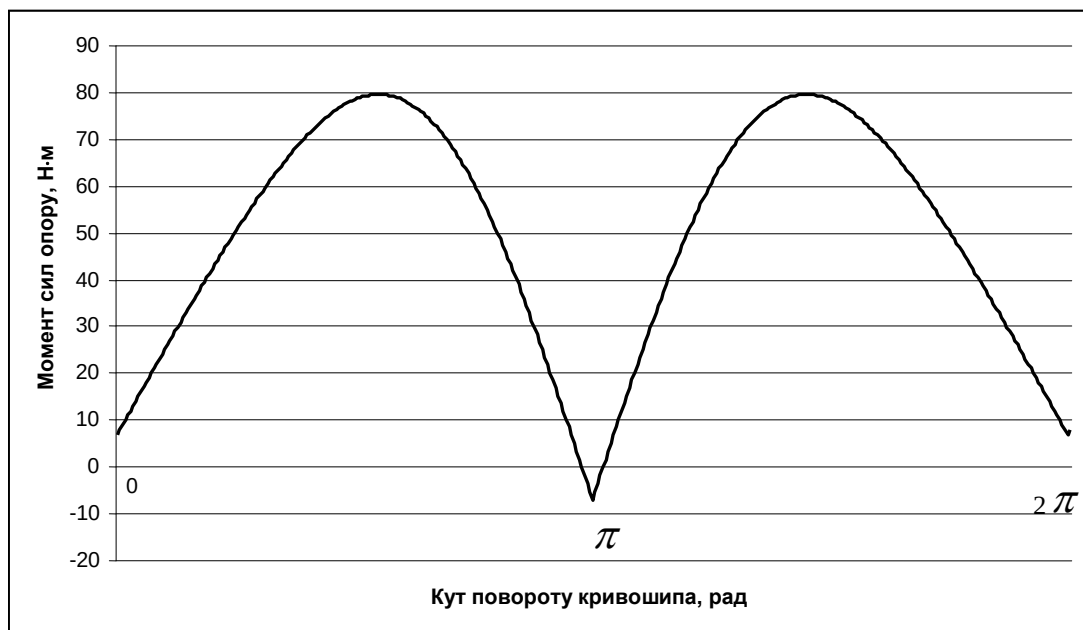


Рис. 4.1. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувального візка від кута повороту кривошипа

Для електродвигуна, що використовується в приводі фізичної моделі, визначено його параметри [125]: $\omega_o = 314 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 287,8 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 213,8 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $I_{ов} = 0,000465 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 1,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 0,87 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 1,91 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,2$ – відношення критичного моменту до номінального.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (2.84) та (2.85) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

На основі залежності (2.86) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 2.37).



Рис. 4.2. Графік зміни зведеного моменту інерції фізичної моделі установки від кута повороту кривошипа

Підставивши отримані залежності в рівняння (2.81), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту за цикл (рис. 4.3).

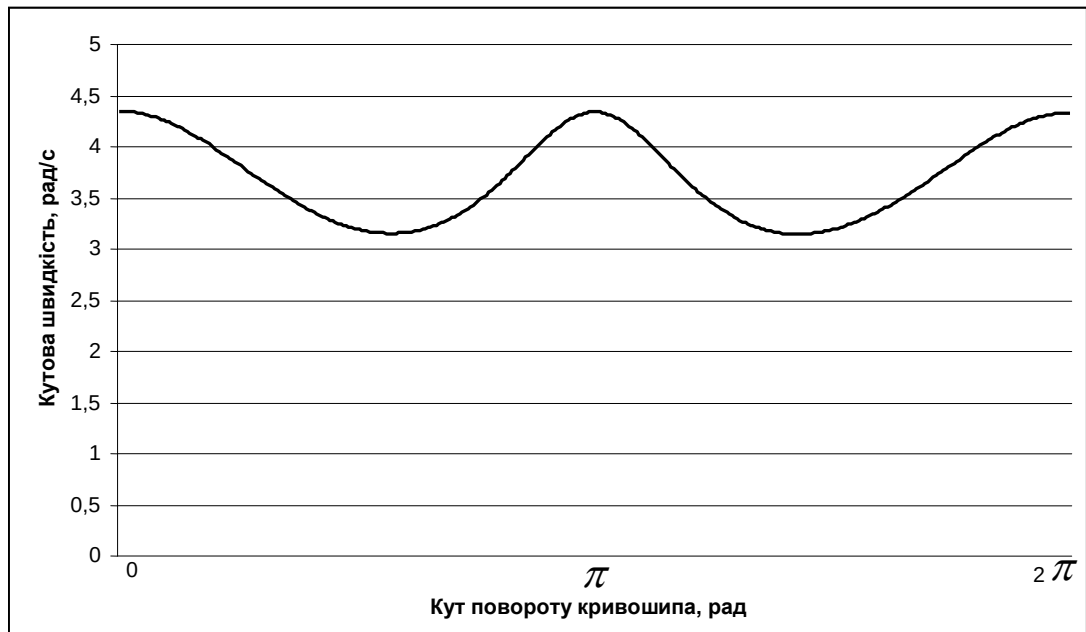


Рис. 4.3. Графік зміни кутової швидкості кривошипа фізичної моделі установки від кута його повороту

За допомогою залежностей (2.87) та (2.88) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипа, графік зміни якого зображено на рис. 4.4.

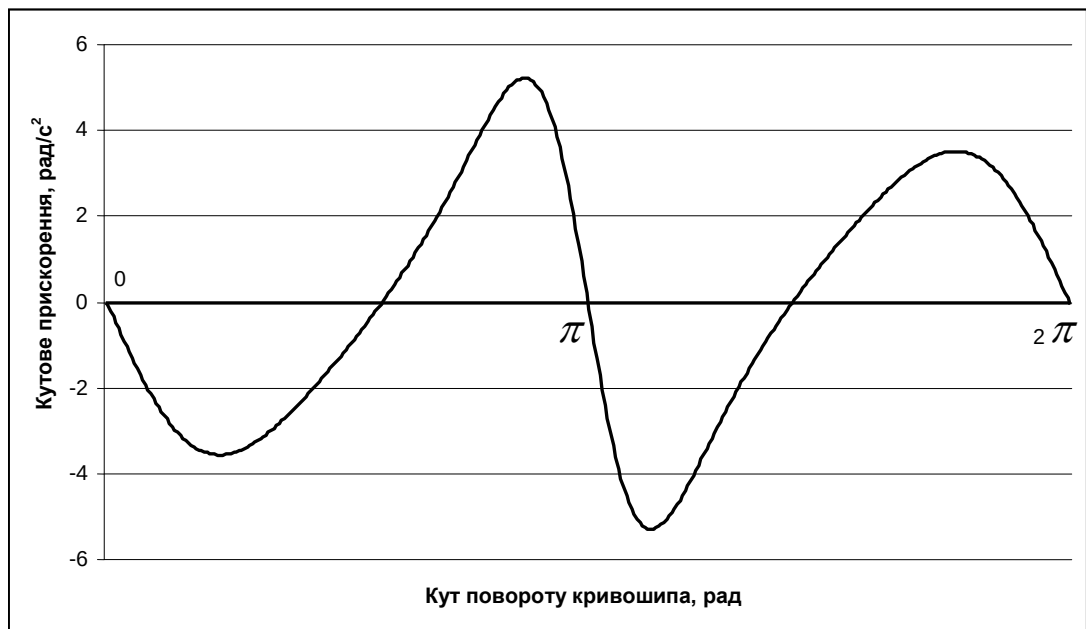


Рис. 4.4. Графік зміни кутового прискорення кривошипа фізичної моделі установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 4.3 та 4.4, можна побачити, що на усталеному режимі руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 3,02 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 4,38 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 3,7 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (2.89), становить $\delta = 0,367$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -4,83 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 4,91 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначаються за залежностями (2.90) та (2.91) відповідно, дорівнюють $H = 0,36$ та $k_p = 0,49$.

4.1.2. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки

За виразом (2.60) із врахуванням коефіцієнтів подібності, що були використані при побудові фізичної моделі, визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, який зображено на рис. 4.5 в залежності від кута повороту кривошипу.

Для приведення в рух фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки використовувався той же електродвигун, що і для фізичної моделі установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок.

На основі залежності (2.92) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 4.6).

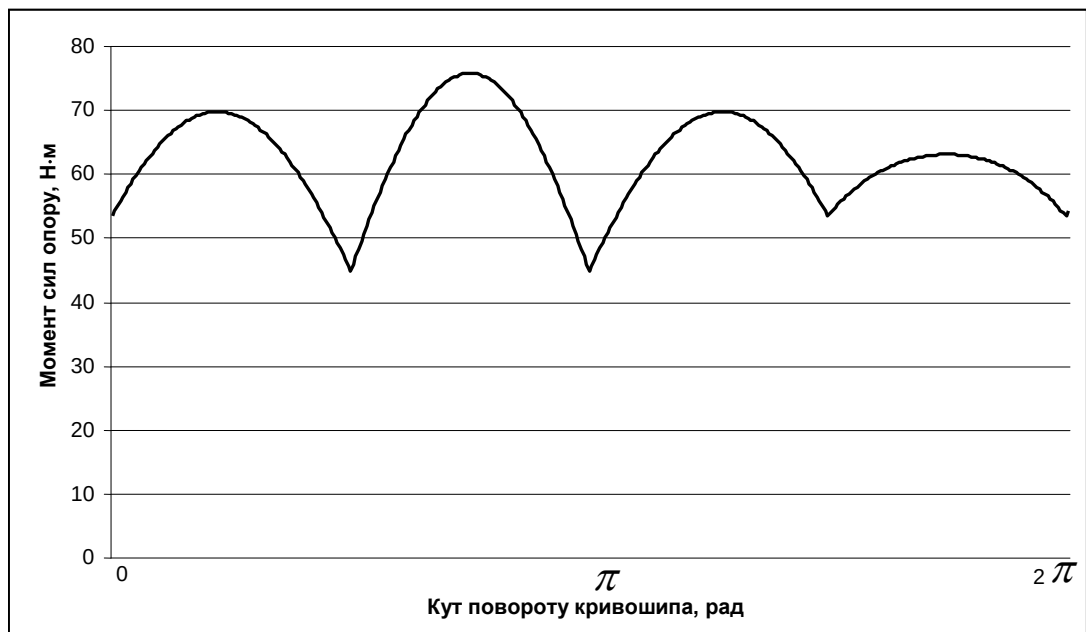


Рис. 4.5. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків від кута повороту кривошипа

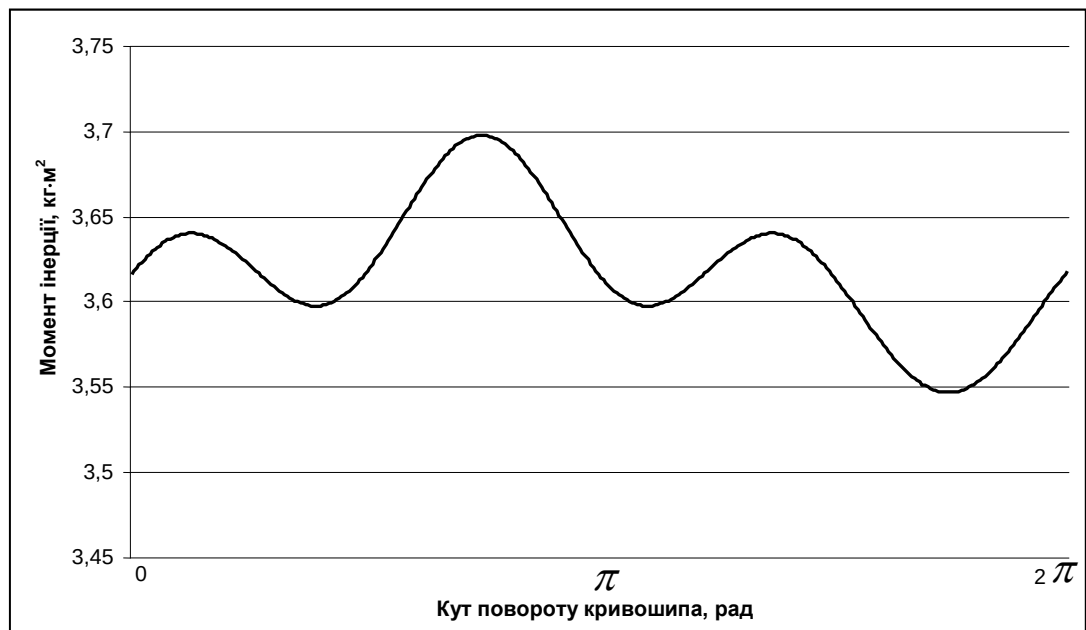


Рис. 4.6. Графік зміни зведеного моменту інерції фізичної моделі установки від кута повороту кривошипа

Підставивши отримані залежності в рівняння (2.81) та (2.88) побудовано графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту за цикл, які зображені на рис. 4.7 та 4.8 відповідно.



Рис. 4.7. Графік зміни кутової швидкості кривошипа фізичної моделі установки від кута його повороту

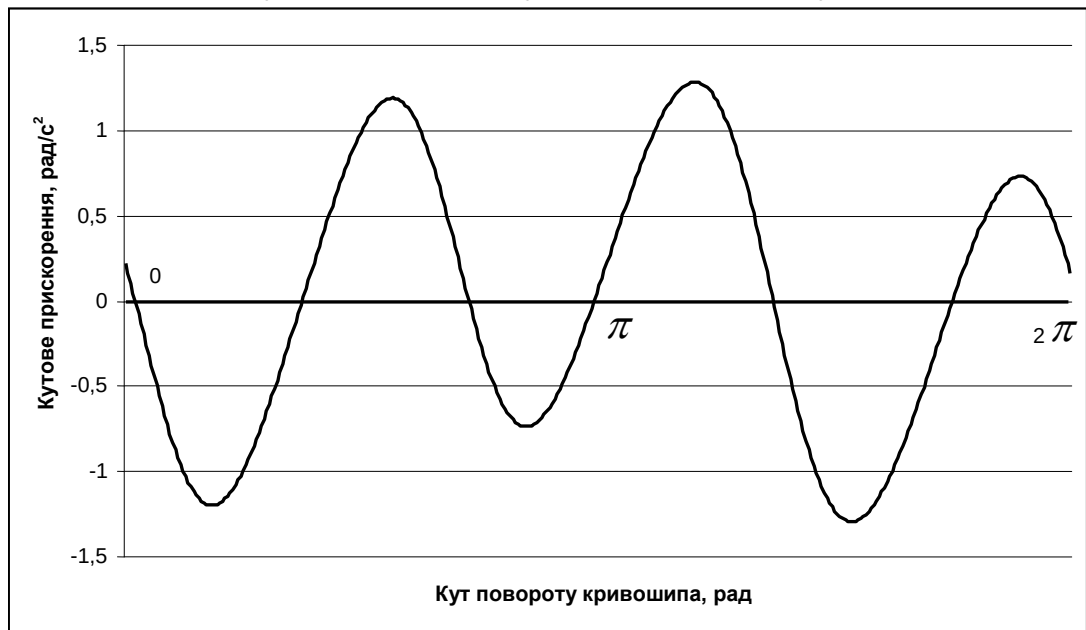


Рис. 4.8. Графік зміни кутового прискорення кривошипа фізичної моделі установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 4.7 та 4.8, можна побачити, що на усталеному режимі руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 3,41 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 4,02 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{ср}} = 3,71 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,165$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від

$\varepsilon_{\min} = -1,295 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 1,285 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху відповідно дорівнюють $H = 0,094$ та $k_p = 0,122$.

4.2. Результати експериментальних досліджень режимів руху

Відповідно плану експериментальних досліджень вимірювання кутової швидкості обертання приводного вала проводилось спочатку в холостому режимі для установки з одним формувальним візком, а потім з двома формувальними візками. Разом із значенням кутової швидкості обертання приводного вала відбувався запис часу, що дало змогу потім визначити характер зміни кутового прискорення приводного вала [57, 71].

На рис. 4.9 зображено графіки зміни кутової швидкості приводного вала в холостому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.



Рис. 4.9. Графіки зміни кутової швидкості приводного вала установки в холостому режимі з одним формувальним візком – 1 та з двома візками – 2

Аналізуючи графіки на рис. 4.9, можна побачити, що кутова швидкість приводного вала установки з одним формувальним візком в холостому режимі змінюється в межах від $\omega_{min} = 2,8 \text{ рад/с}$ до $\omega_{max} = 4,6 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення, становить $\omega_{сер} = 3,7 \text{ рад/с}$.

Коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (2.83), становить $\delta = 0,486$.

Для установки з двома формувальними візками кутова швидкість приводного вала в холостому режимі роботи змінюється в межах від $\omega_{min} = 3,32 \text{ рад/с}$ до $\omega_{max} = 4,08 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{сер} = 3,7 \text{ рад/с}$. Коефіцієнт нерівномірності руху дорівнює $\delta = 0,205$, що в 2,37 менше ніж для установки з одним формувальним візком.

При зміні значення кутової швидкості буде змінювати своє значення і кутове прискорення. За допомогою залежності (2.82) побудовано графіки зміни кутового прискорення приводного валу (рис. 4.10) в холостому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.



Рис. 4.10. Графіки зміни кутового прискорення приводного вала установки в холостому режимі з одним формувальним візком – 1 та з двома візками – 2

Для установки з одним формувальним візком кутове прискорення приводного вала в холостому режимі змінюється в межах від $\varepsilon_{min} = -4,09 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{max} = 4,886 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху, що визначається за допомогою залежності (2.84), становить $H = 0,355$.

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формувальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначається за допомогою залежності (2.85), і дорівнює $k_p = 0,592$.

Для установки з двома формувальними візками кутове прискорення приводного вала в холостому режимі змінюється в межах від $\varepsilon_{min} = -1,632 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{max} = 1,685 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху дорівнює $H = 0,123$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху становить $k_p = 0,165$.

В робочому режимі вимірювання кутової швидкості приводного валу здійснювалось аналогічно: окремо для установки з одним формувальним візком та окремо для установки з двома формувальними візками.

На рис. 4.11 зображено графіки зміни кутової швидкості приводного вала в робочому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.

Аналізуючи графіки на рис. 4.11, можна побачити, що кутова швидкість приводного вала установки з одним формувальним візком в робочому режимі змінюється в межах від $\omega_{min} = 2,92 \text{ рад/с}$ до $\omega_{max} = 4,48 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{сер} = 3,7 \text{ рад/с}$. Коефіцієнт нерівномірності руху $\delta = 0,42$.

Для установки з двома формувальними візками кутова швидкість приводного вала в робочому режимі роботи змінюється в межах від $\omega_{min} = 3,37 \text{ рад/с}$ до $\omega_{max} = 4,03 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{сер} = 3,7 \text{ рад/с}$. Коефіцієнт нерівномірності руху $\delta = 0,161$.



Рис. 4.11. Графіки зміни кутової швидкості приводного вала установки в робочому режимі з одним формувальним візком – 1 та з двома візками – 2

За допомогою залежності (2.82) побудовано графіки зміни кутового прискорення приводного вала (рис. 4.12) в робочому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.

Для установки з одним формувальним візком кутове прискорення приводного вала в робочому режимі змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -4,18 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 4,07 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху дорівнює $H = 0,297$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху становить $k_p = 0,47$.

Для установки з двома формувальними візками кутове прискорення приводного вала в робочому режимі роботи змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -1,14 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 1,17 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху дорівнює $H = 0,085$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху становить $k_p = 0,11$.



Рис. 4.12. Графіки зміни кутового прискорення приводного вала установки в робочому режимі з одним формувальним візком – 1 та з двома візками – 2

Аналізуючи графіки на рис. 4.9 та 4.11, можна побачити, що кутова швидкість в робочому режимі роботи для установки з одним формувальним візком та установки з двома формувальними візками має менші межі зміни в порівнянні з холостим режимом роботи. Причому середнє значення кутової швидкості при різних видах навантаження залишається незмінним, а коефіцієнт нерівномірності руху в установці з двома формувальними візками менший у 2,6 рази в порівнянні з установкою з одним формувальним візком.

Проаналізувавши графіки на рис. 4.10 та 4.12, можна побачити, що межі зміни кутового прискорення приводного вала для установки з двома формувальними візками значно менші в порівнянні з установкою з одним формувальним візком. Значення коефіцієнта динамічності для установки з двома формувальними візками у 3,5 рази менше в порівнянні з установкою з одним формувальним візком, а значення узагальненого коефіцієнта оцінки руху – у 4,3 рази.

Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки наведені в таблиці 4.1, на основі якої побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (КНР), коефіцієнта

динамічності руху (КДР) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (УКОР) в залежності від виду навантаження установки (рис. 4.13).

Таблиця 4.1

Результати експериментальних досліджень режимів руху

Режим роботи	$\omega_{min}, \text{рад/с}$	$\omega_{max}, \text{рад/с}$	$\omega_{сep}, \text{рад/с}$	$\varepsilon_{min}, \text{рад/с}^2$	$\varepsilon_{max}, \text{рад/с}^2$	δ	H	k_p
ХР1	2,8	4,6	3,7	-4,09	4,886	0,486	0,355	0,592
ХР2	3,32	4,08	3,7	-1,632	1,685	0,205	0,123	0,165
РР1	2,92	4,48	3,7	-4,18	4,07	0,42	0,297	0,47
РР2	3,37	4,03	3,7	-1,14	1,17	0,161	0,085	0,11

Примітка. ХР1, ХР2 – холостий режим роботи установки з одним та з двома формувальним візками відповідно; РР1, РР2 – робочий режим роботи установки з одним та з двома формувальним візками відповідно.

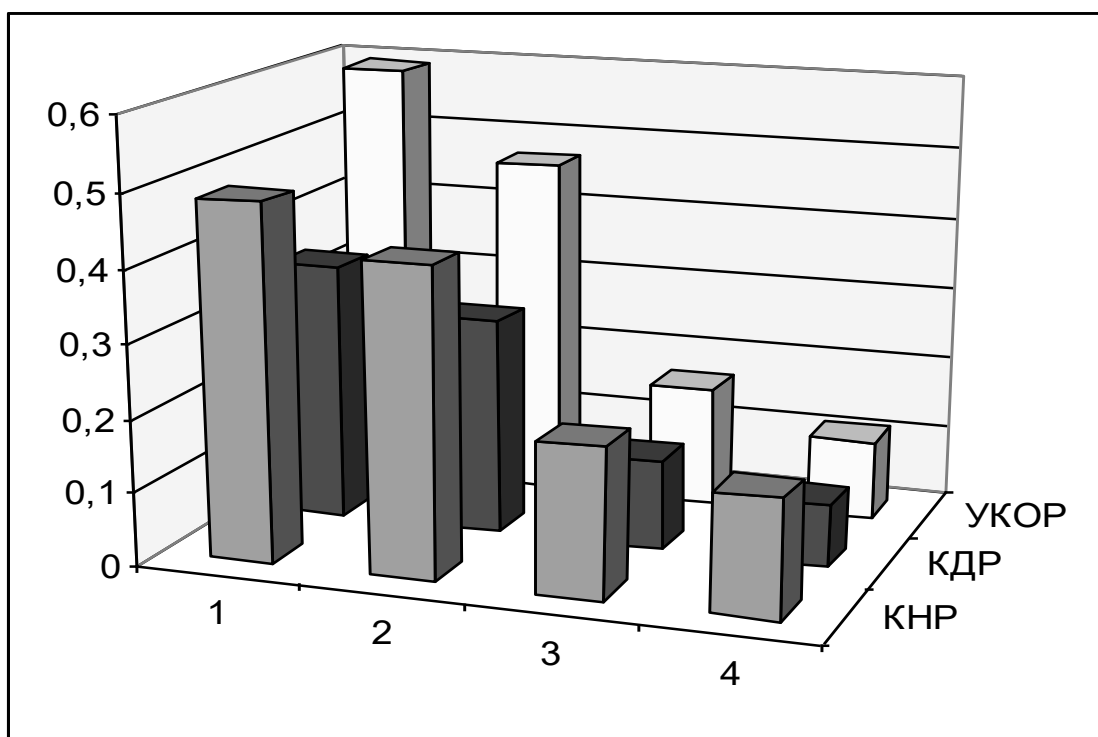


Рис. 4.13. Графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху – КНР, коефіцієнта динамічності руху – КДР та узагальненого коефіцієнта оцінки руху – УКОР в залежності від виду навантаження установки:

- 1, 2 – холостий та робочий режими з одним формувальним візком;
3, 4 – холостий та робочий режими з двома формувальними візками

4.3. Результати експериментальних досліджень силових навантажень

Також відповідно плану експериментальних досліджень вимірювання зусилля в шатунах проводилось в холостому та робочому режимах роботи.

На рис. 4.14 та 4.15 зображено графіки зміни зусилля в шатунах в холостому та робочому режимах роботи відповідно.



Рис. 4.14. Графіки зміни зусилля в шатунах в холостому режимі роботи

Аналізуючи графіки на рис. 4.14 та 4.15 можна сказати, що зусилля в обох шатунах змінюється за однаковим законом, але зміщені між собою на кут $\pi/2$. На холостому режимі роботи установки зусилля в шатунах змінюється в межах від $F_{min} = -30H$ до $F_{max} = 30H$ і закон зміни цього зусилля відображає зусилля, що необхідне на подолання сили інерції формувальних візків. На робочому режимі роботи установки зусилля в шатунах змінюється в межах від $F_{min} = -150H$ до $F_{max} = 150H$ і закон зміни цього зусилля уже інший і відображає зусилля, що необхідне на подолання сили інерції формувальних візків, сили опору взаємодії ущільнюючих роликів з бетонною

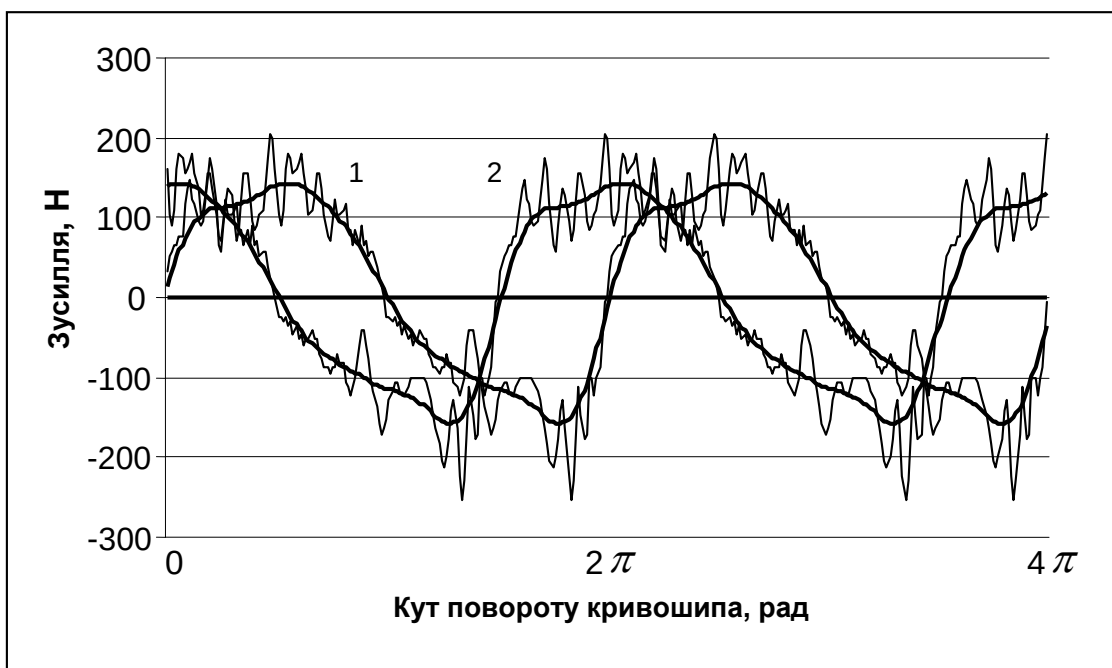


Рис. 4.15. Графік зміни зусилля в шатунах в робочому режимі роботи

сумішшю та сили опору на переміщення формувальних візків по напрямним руху. Із графіка на рис. 4.15 видно що одну половину циклу (половину повного оберту кривошипа) шатун працює на розтяг, а іншу – на стиск.

На рис. 4.16 зображено графік зміни вертикальної сили взаємодії уковувального ролика з бетонною сумішшю

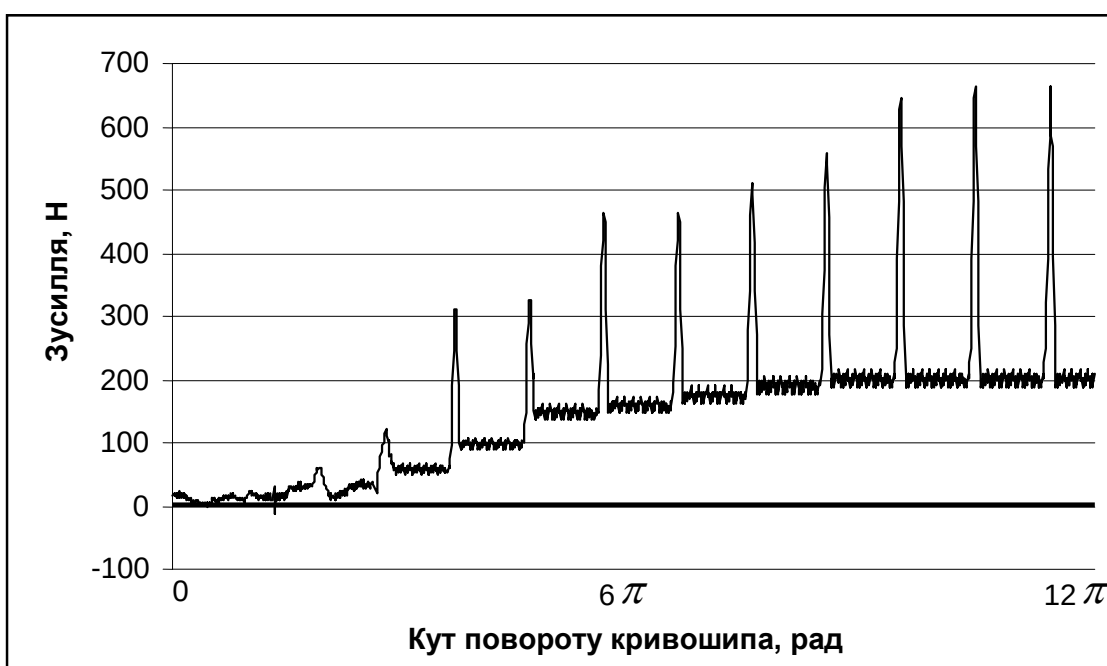


Рис. 4.16. Графік зміни вертикальної сили взаємодії уковувального ролика з бетонною сумішшю

Аналізуючи графік на рис. 4.16 можна сказати, що вертикальна сила взаємодії уковувального ролика з бетонною сумішшю по мірі ущільнення бетонної суміші зростає і досягає насичення при повному ущільненні. Піки зусилля на графіку відповідають моментам, коли уковувальний ролик проходить над датчиками.

Користуючись виразом (3.12) було визначено функцію зміни крутного моменту на приводному валу установки в холостому та робочому режимах роботи для установки з одним та двома візками відповідно.

На рис. 4.17. зображено графіки зміни крутного моменту на приводному валу в холостому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.

Крутний момент на приводному валу для установки з одним формувальним візком в холостому режимі роботи змінюється в межах від $M_{min} = 20,3H \cdot м$ до $M_{max} = 49,6H \cdot м$, при цьому його середнє значення становить $M_{сер} = 31,35H \cdot м$.



Рис. 4.17. Графіки зміни крутного моменту на приводному валу установки в холостому режимі роботи з одним візком – 1 та з двома візками – 2

Відносне значення відхилень крутного моменту визначено через відносні коефіцієнти

$$K_1 = \frac{M_{max} - M_{min}}{M_{сер}} = \frac{49,6 - 20,3}{31,65} = 0,925; \quad (4.1)$$

$$K_2 = \frac{M_{max}}{M_{сер}} = \frac{49,6}{31,65} = 1,567; \quad (4.2)$$

$$K_3 = \frac{M_{max}}{M_{min}} = \frac{49,6}{20,3} = 2,44. \quad (4.3)$$

Для установки з двома формувальними візками в холостому режимі крутний момент на приводному валу змінюється в межах від $M_{min} = 29,2H \cdot м$ до $M_{max} = 35,7H \cdot м$, при цьому його середнє значення становить $M_{сер} = 32,95H \cdot м$. Значення відносних коефіцієнтів $K_1 = 0,197$; $K_2 = 1,083$; $K_3 = 1,22$.

На рис. 4.18 зображено графіки зміни крутного моменту на приводному валу в робочому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.

Крутний момент на приводному валу для установки з одним формувальним візком в робочому режимі роботи змінюється в межах від $M_{min} = 42,7H \cdot м$ до $M_{max} = 59,8H \cdot м$, при цьому його середнє значення становить $M_{сер} = 49,6H \cdot м$. Значення відносних коефіцієнтів $K_1 = 0,345$; $K_2 = 1,21$; $K_3 = 1,4$.

Для установки з двома формувальними візками в робочому режимі роботи крутний момент на приводному валу змінюється в межах від $M_{min} = 58,3H \cdot м$ до $M_{max} = 66,7H \cdot м$, при цьому його середнє значення становить $M_{сер} = 62,05H \cdot м$. Значення відносних коефіцієнтів $K_1 = 0,135$; $K_2 = 1,075$; $K_3 = 1,144$.



Рис. 4.18. Графіки зміни крутного моменту на приводному валу установки в робочому режимі з одним формувальним візком – 1 та з двома візками – 2

Аналізуючи графіки на рис. 4.7 та 4.18, можна побачити, що крутний момент на приводному валу в робочому режимі для установки з одним формувальним візком та установки з двома формувальними візками має менші межі зміни в порівнянні з холостим режимом. Причому середнє значення крутного моменту в холостому режимі для установки з двома формувальними візками у 1,04 рази більше ніж для установки з одним формувальним візком, а в робочому режимі – у 1,25 рази.

Також проводилось вимірювання потужності, необхідної для здійснення процесу формування. Для лабораторної моделі установки з одним формувальним візком потужність становить $P = 0,19 \text{ кВт}$, а для установки з двома візками – $P = 0,23 \text{ кВт}$. Використавши коефіцієнти подібності реальної установки та її моделі, визначено значення потужності установки з одним формувальним візком, що становить $P = 9,21 \text{ кВт}$, та установки з двома візками при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$ – $P = 11,35 \text{ кВт}$. Це означає, що при збільшенні продуктивності установки у 2 рази споживання потужності на процес формування зменшується на 40 % на одиницю виробу.

Результати експериментальних досліджень силових навантажень роликової формувальної установки наведені в таблиці 4.2, на основі якої побудовано графіки зміни коефіцієнтів K_1 , K_2 , K_3 (рис. 4.19) та потужності, необхідної для здійснення процесу формування (рис. 4.20) в залежності від виду навантаження установки.

Таблиця 4.2

Результати експериментальних досліджень силових навантажень

Режим роботи	$M_{min},$ $H \cdot m$	$M_{max},$ $H \cdot m$	$M_{сер},$ $H \cdot m$	K_1	K_2	K_3	$P, \text{кВт}$
ХР1	20,3	49,6	31,65	0,925	1,567	2,44	0,102
ХР2	29,2	35,7	32,95	0,197	1,083	1,22	0,123
РР1	42,7	59,8	49,6	0,345	1,2	1,4	0,19
РР2	58,3	66,7	62,05	0,135	1,075	1,144	0,23

Примітка. ХР1, ХР2 – холостий режим роботи установки з одним та з двома формувальним візками відповідно; РР1, РР2 – робочий режим роботи установки з одним та з двома формувальним візками відповідно.

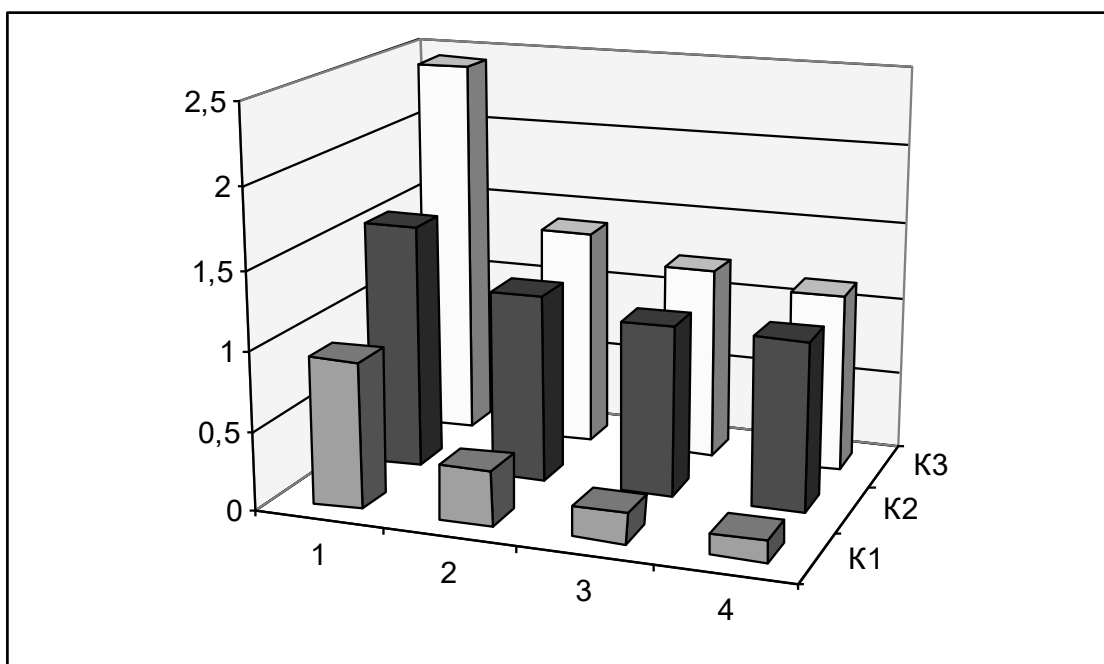


Рис. 4.19. Графіки зміни коефіцієнтів K_1 , K_2 , K_3 в залежності від виду навантаження: 1, 2 – холостий хід та робочий режим з одним формувальним візком; 3, 4 – холостий хід та робочий режим з двома формувальними візками

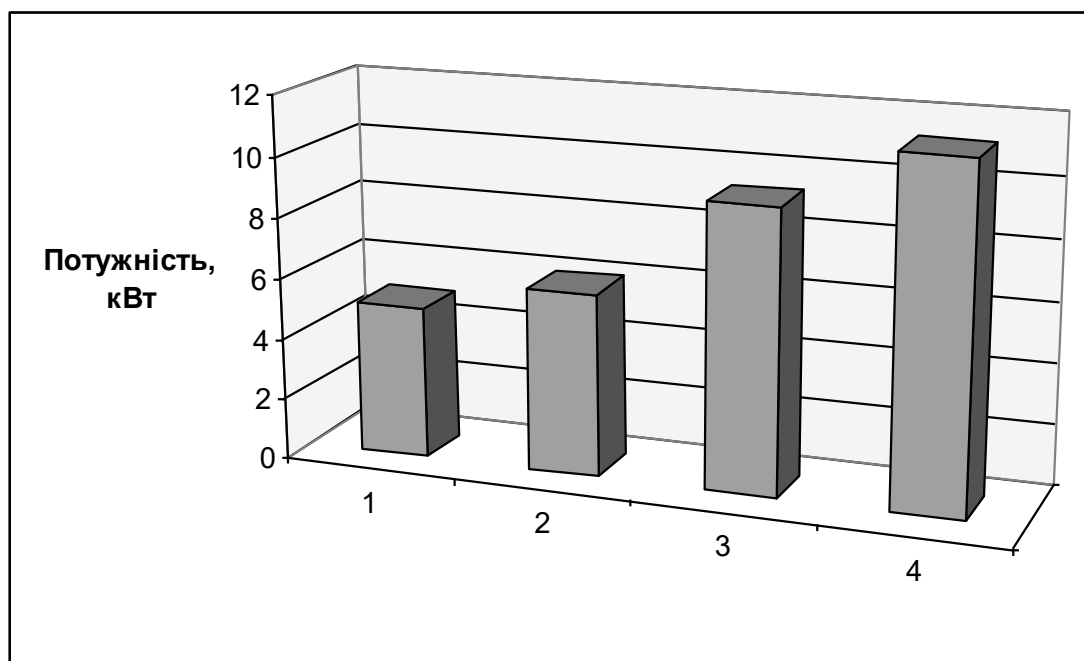


Рис. 4.20. Графіки зміни потужності, що необхідна для процесу формування, в залежності від виду навантаження установки:

1, 2 – холостий режим роботи з одним та з двома формувальними візками відповідно;
3, 4 – робочий режим роботи з одним та з двома формувальними візками відповідно

Аналізуючи графіки на рис. 4.19 та 4.20, можна побачити, що значення коефіцієнта K_1 для установки з двома формувальними візками в робочому режимі у 2,5 рази менше в порівнянні з установкою з одним формувальним візком, значення коефіцієнта K_2 – у 1,1 разів, значення коефіцієнта K_3 – у 1,22 рази, а значення потужності, що необхідна на процес формування, для установки з двома формувальними візками в робочому режимі лише у 1,21 разів більше в порівнянні із установкою з одним формувальним візком при збільшенні продуктивності у 2 рази.

4.4. Порівняння теоретичних і експериментальних результатів дослідження режимів руху фізичної моделі

Порівняння теоретичних та експериментальних результатів досліджень динаміки руху дослідної фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом проводилось для установки з одним формувальним візком та установки з двома формувальними візками в робочому режимі роботи відповідно.

На рис. 4.21 зображено графіки зміни кутової швидкості приводного валу для установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, визначеної теоретичним (1) та експериментальним (2) методами відповідно. На рис. 4.22 зображено графіки зміни кутового прискорення приводного валу для установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, визначеного теоретичним (1) та експериментальним (2) методами відповідно.

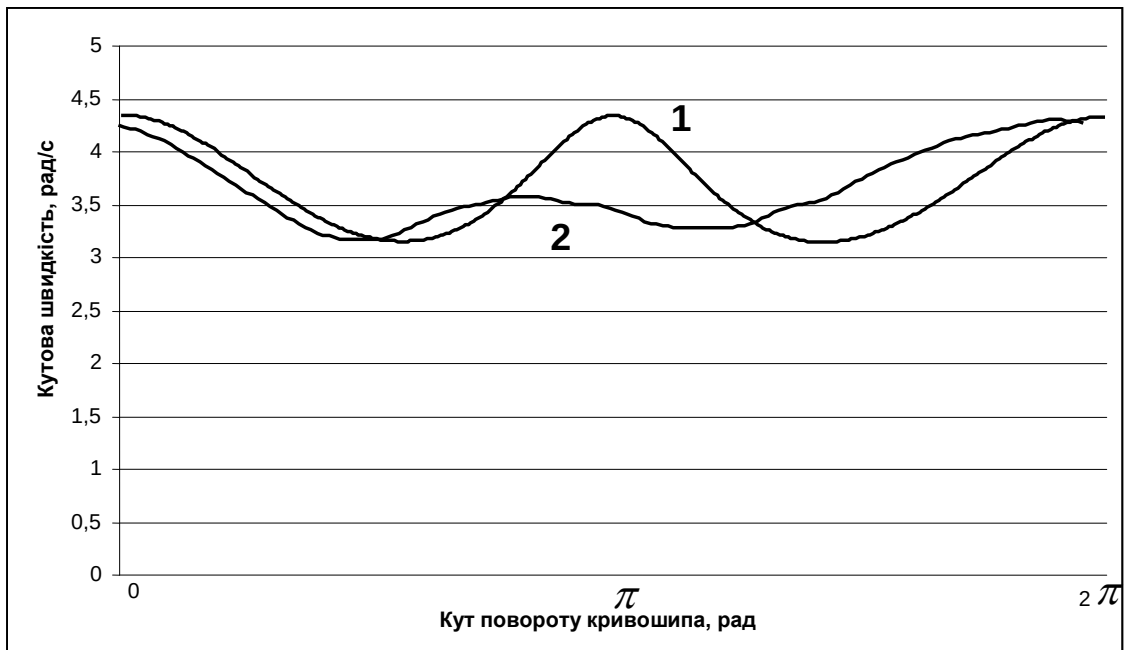


Рис. 4.21. Порівняння теоретичних (1) та експериментальних (2) результатів визначення кутової швидкості приводного валу для установки з одним формувальним візком в робочому режимі роботи

Аналізуючи графіки на рис. 4.21, можна побачити, що межі зміни кутової швидкості приводного валу установки, визначеної теоретичним та експериментальним методами, однакові, а характер їх зміни також подібний. При цьому коефіцієнт нерівномірності руху визначений теоретично становить $\delta = 0,367$, а практично – $\delta = 0,42$. Похибка між цими значеннями становить $\Delta = 12,6\%$.

Аналізуючи графіки на рис. 4.22, можна побачити, що межі зміни кутового прискорення приводного валу установки, визначеного теоретичним та експериментальним методами, однакові, а характер їх зміни також подібний. При цьому коефіцієнт динамічності руху визначений теоретично

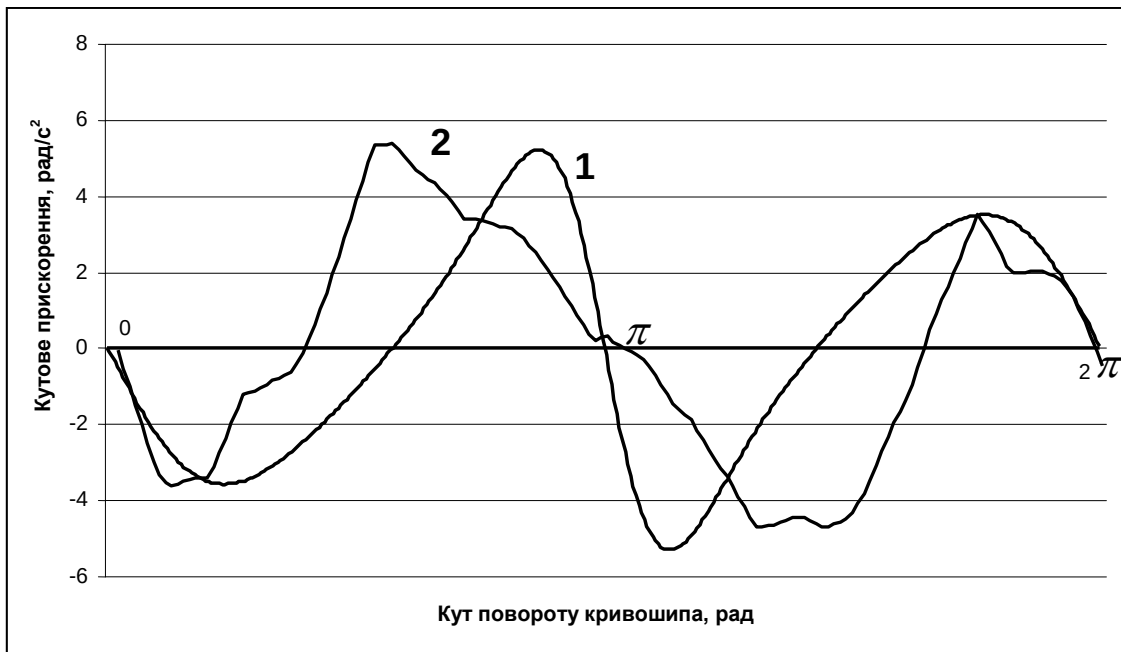


Рис. 4.22. Порівняння теоретичних (1) та експериментальних (2) результатів визначення кутового прискорення приводного вала для установки з одним формувальним візком в робочому режимі роботи

становить $H = 0,36$, а практично – $H = 0,297$. Похибка між значеннями коефіцієнта динамічності руху, визначеними теоретичним та практичним методами становить $\Delta = 11,8\%$. Узагальнений коефіцієнт оцінки руху визначений теоретично становить $k_p = 0,49$, а практично – $k_p = 0,47$. Похибка між цими значеннями становить $\Delta = 4,1\%$.

На рис. 4.23 зображено графіки зміни кутової швидкості приводного валу для установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, визначеної теоретичним (1) та експериментальним (2) методами відповідно. На рис. 4.24 зображено графіки зміни кутового прискорення приводного валу для установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, визначеного теоретичним (1) та експериментальним (2) методами відповідно.

Аналізуючи графіки на рис. 4.23, можна побачити, що межі зміни кутової швидкості приводного валу установки, визначеної теоретичним та експериментальним методами, однакові, а характер їх зміни також подібний. При цьому коефіцієнт нерівномірності руху визначений теоретично становить $\delta = 0,165$, а практично – $\delta = 0,161$. Похибка між цими значеннями становить $\Delta = 2,4\%$.

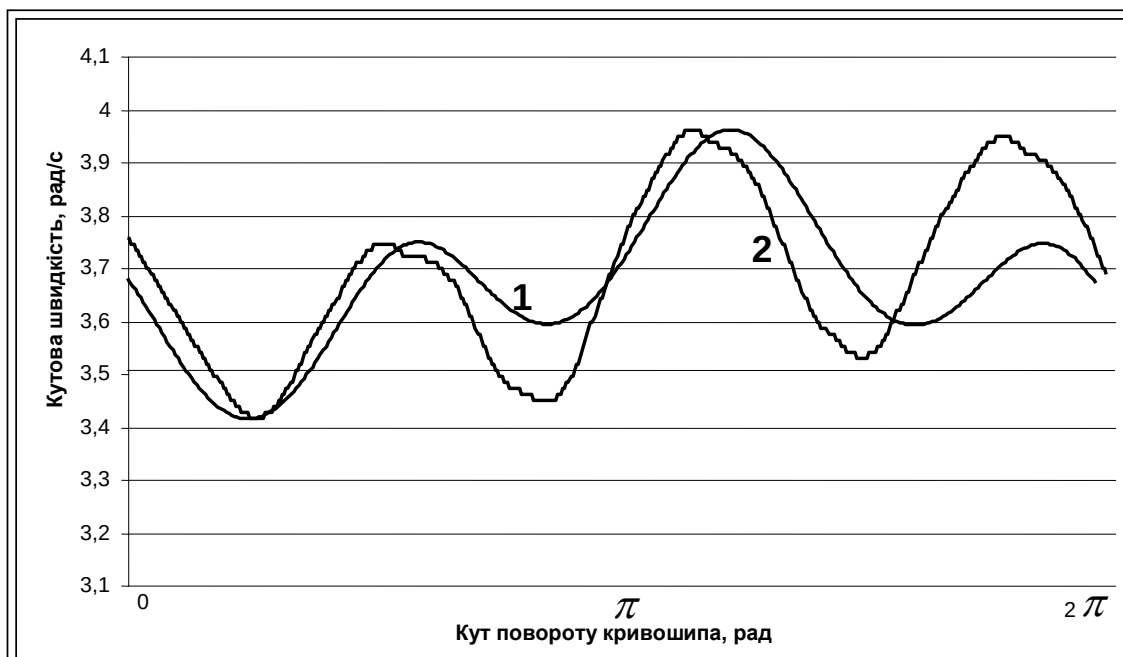


Рис. 4.23. Порівняння теоретичних (1) та експериментальних (2) результатів визначення кутової швидкості приводного вала для установки з двома формувальними візками в робочому режимі роботи

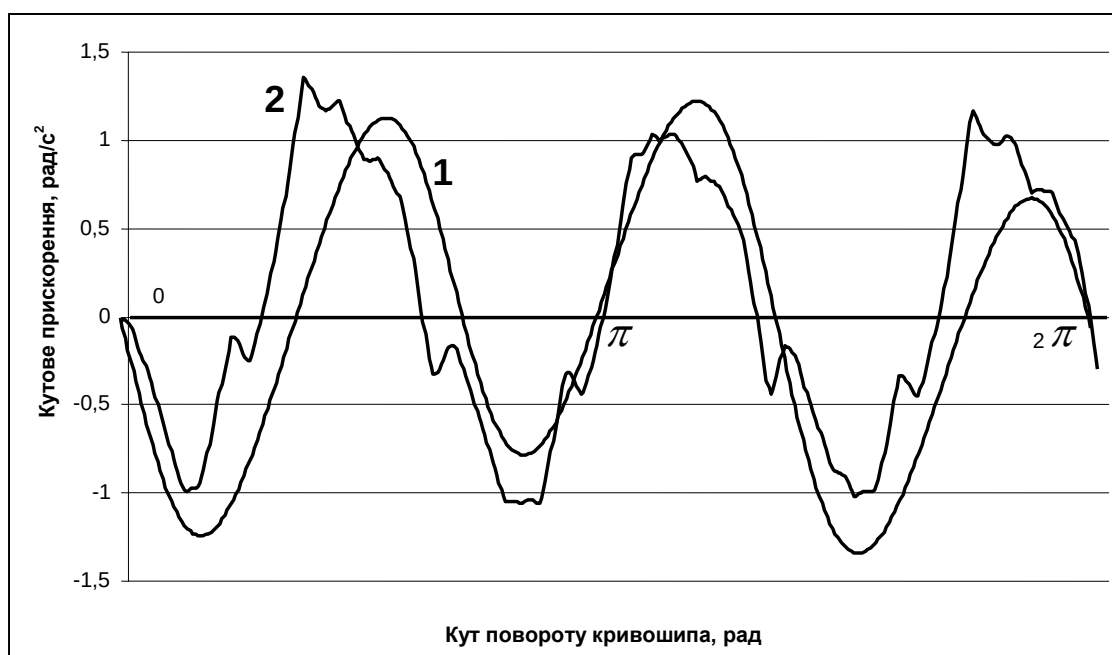


Рис. 4.24. Порівняння теоретичних (1) та експериментальних (1) результатів визначення кутового прискорення приводного вала для установки з двома формувальними візками в робочому режимі роботи

Аналізуючи графіки на рис. 4.24, можна побачити, що межі зміни кутового прискорення приводного вала установки, визначеного теоретичним та експериментальним методами, однакові, а характер їх зміни також подібний. При цьому коефіцієнт динамічності руху визначений теоретично

становить $H = 0,094$, а практично – $H = 0,085$. Похибка між значеннями коефіцієнта динамічності руху, визначеними теоретичним та практичним методами становить $\Delta = 9,5\%$. Узагальнений коефіцієнт оцінки руху визначений теоретично становить $k_p = 0,122$, а практично – $k_p = 0,11$. Похибка між цими значеннями становить $\Delta = 9,8\%$.

Таким чином, порівняння теоретичних та експериментальних результатів дослідження режимів руху фізичної моделі роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок та з рекупераційним приводом на два формувальні візки, отриманих при аналогічних умовах роботи, показало їх достатню збіжність і, відповідно, правомірність використання отриманих аналітичних виразів при розрахунку режимів руху машин роликового формування.

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ПО ВДОСКОНАЛЕННЮ КОНСТРУКЦІЙ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

5.1. Рекомендації по вдосконаленню привода машин роликowego формування

Вибір оптимальних конструктивних і кінематичних параметрів приводних механізмів в певній мірі може підвищити технічний рівень машин роликowego формування.

Враховуючи це були розроблені відповідні рекомендації конструктивного вдосконалення приводного механізму машин роликowego формування виробів з бетонних сумішей з метою підвищення продуктивності роботи установки з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу.

Поставлена задача вирішується шляхом створення роликовой формувальної установки з рекупераційним приводом з використанням м'яких пружних елементів [95], встановлених між порталом і формувальними візками, які слугують для покращення динамічного режиму руху формувальних візків зменшення діапазону коливань сумарної енергії всієї установки.

На рис. 5.1 зображено установку для формування виробів з бетонних сумішей на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом, який вміщує в собі два блоки, що розташовані по різні боки приводного валу, кожний з яких вміщує в собі змонтований на порталі 1 формувальний візок 2, що здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних і складається з подавального бункера 4 та з співвісних секцій укочувальних роликів 5, встановлених в напрямних руху 6 з розподільним бункером. Формувальні візки 2 приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, що складається з двох кривошипно-повзунних механізмів, в яких кривошипи

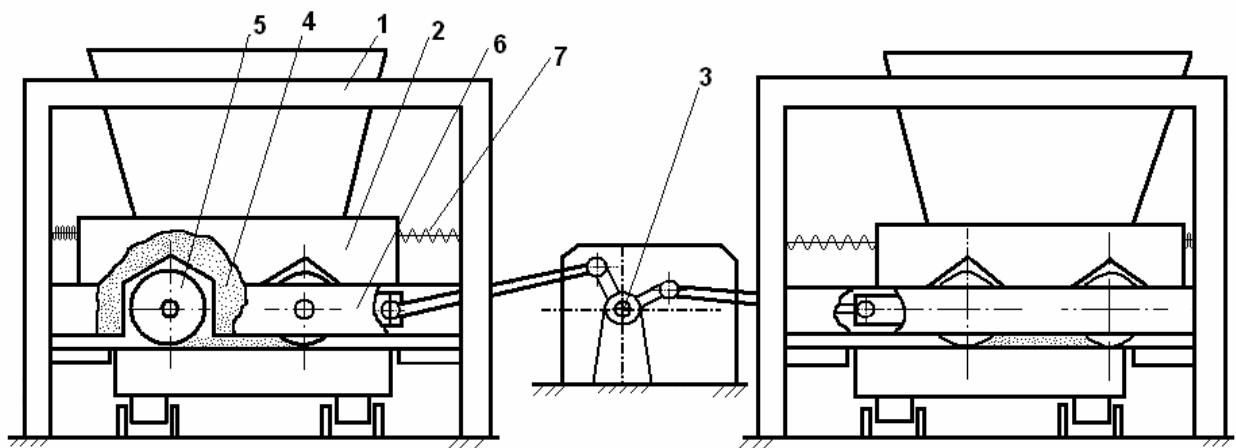


Рис. 5.1. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом з використанням пружних елементів між формувальними візками та порталом

жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$.

В даній конструкції між порталом 1 і формувальним візком 2 встановлено пружні елементи 7 (але вони мають невелику жорсткість, тому що ці пружні елементи призначені для поглинання тієї надлишкової енергії, яка повністю не передається між рухомими елементами обох блоків і для перетворення її в енергію спокою цих пружних елементів), що дозволяє покращити динамічний режим руху формувальних візків (відсутні удари при досягненні візками крайніх положень і підвищується плавність ходу), що призводить до зниження динамічних навантажень, що впливають на привод і конструкцію установки, і, як наслідок цього, підвищується надійність роботи всієї установки, а також пружні елементи слугують поглиначами надлишкової енергії для зменшення діапазону коливань сумарної енергії всього пристрою.

Запропонована конструкція має суттєві відмінності порівняно до відомих рішень і завдяки їм досягається новий позитивний ефект, виражений в підвищенні продуктивності роботи установки з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу.

В основу наступної рекомендації конструктивного вдосконалення приводного механізму машин роликового формування виробів з бетонних сумішей покладено завдання по підвищенню продуктивності роботи установки із забезпеченням процесу формування на одній технологічній лінії.

Поставлена задача вирішується шляхом створення спареної установки, з двома формувальними візками з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з двома кривошипно-повзуними механізмами, кривошипи яких жорстко закріпленні на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$, і за рахунок розташування їх паралельно між собою з одного боку приводного валу для забезпечення ущільнення бетонної суміші на одній технологічній лінії [96].

На рис. 5.2 зображено установку для формування виробів з бетонних сумішей на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом для забезпечення процесу формування на одній технологічній лінії.

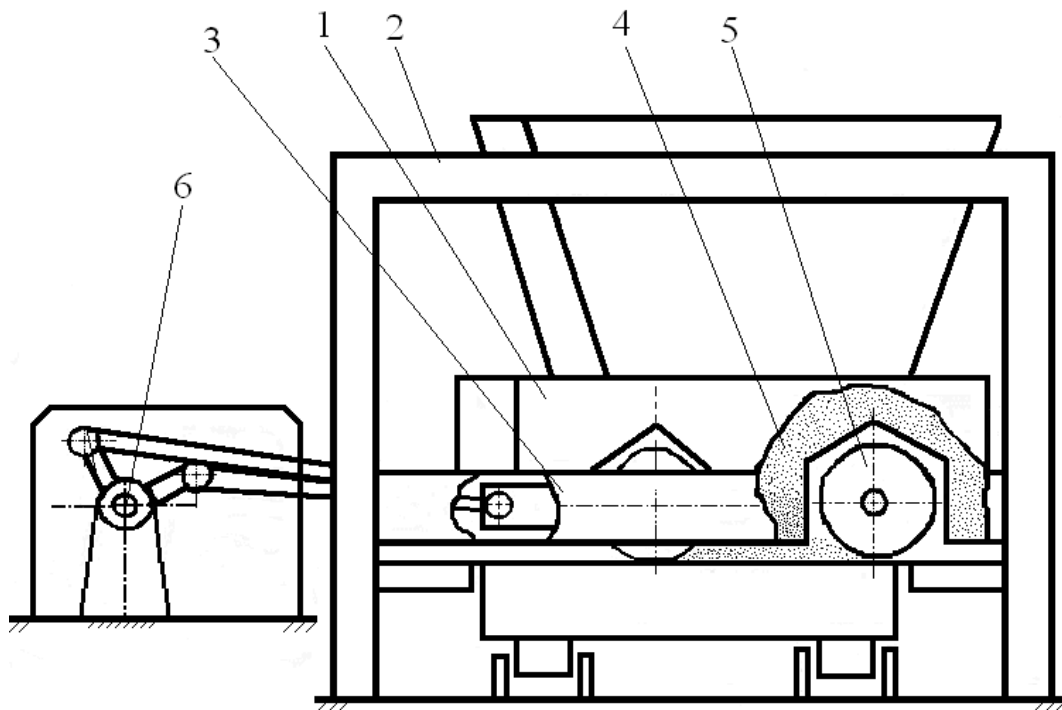


Рис. 5.2. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом для формування виробів з бетонних сумішей на одній технологічній лінії

Установка вміщує в собі два формувальні візки 1, що розташовані паралельно між собою в порталі 2 з одного боку приводного валу, що забезпечує виконання процесу ущільнення на одній технологічній лінії. Кожний з формувальних візків вміщує в собі подавальний бункер 4 та співвісні секції укочувальних роликів 5 з розподільним бункером, встановлених в напрямних руху 3. Зворотно-поступальний рух формувальних візків забезпечується приводом, що складається з двох кривошипно-повзунних механізмів, в яких кривошипи жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$.

Запропонована конструкція має суттєві відмінності порівняно до відомих рішень і завдяки їм досягається новий позитивний ефект, виражений в підвищенні продуктивності роботи установки з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу та забезпечення процесу формування на одній технологічній лінії.

Для зменшення динамічних навантажень в елементах шатунів при досягненні візками крайніх положень також було розроблено рекомендації по удосконаленню конструкції приводного механізму установки.

Поставлена задача вирішується шляхом створення такої установки, в якій відбувалося б демпфування динамічних навантажень, що виникають в елементах шатунів [97]. Установка для формування виробів з бетонних сумішей містить два формувальні візки, які приводяться в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з двома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$, і додатково містить пружні елементи в з'єднаннях між шатунами та формувальними візками для зменшення динамічних навантажень в елементах шатунів при досягненні візками крайніх положень.

На рис. 5.3 зображена установка для формування виробів з бетонних сумішей з використанням пружних елементів в з'єднаннях між шатунами та формувальними візками.

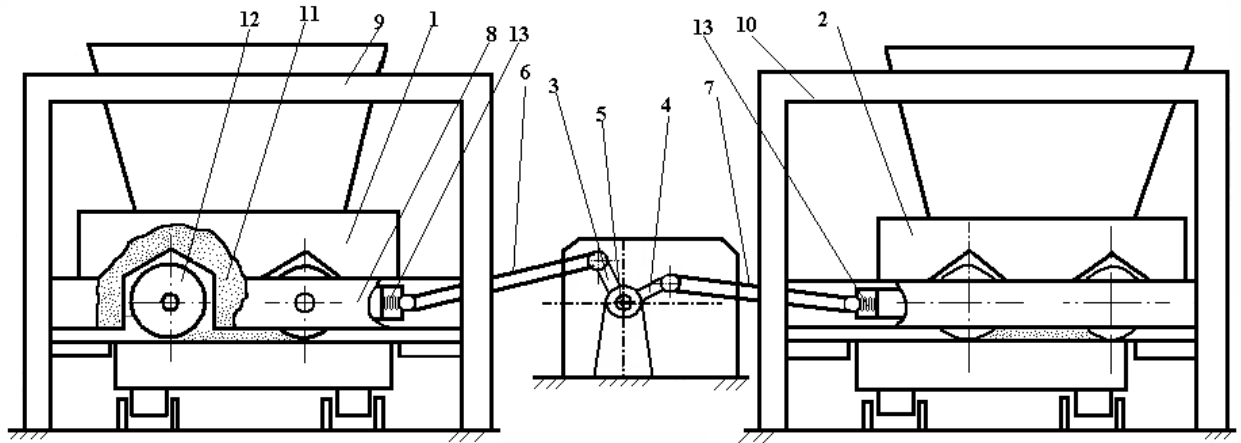


Рис. 5.3. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом з використанням пружних елементів в з'єднаннях між шатунами та формувальними візками

Установка складається з двох однакових формувальних візків 1 та 2. Кожний з візків в місці його з'єднання з шатуном має пружний елемент 13, який одним кінцем прикріплений до візка, а другим через шатуни 6 та 7 з'єднано шарнірно рухомо з кривошипами 3 та 4, які жорстко закріплені на приводному валу 5 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$. Формувальні візки 1 та 2 з подавальним бункером 11 та уключувальними роликами 12 змонтовані на порталах 9 та 10 з напрямними руху 8, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки.

При постійному зворотно-поступальному русі формувального візка виникає значне навантаження приводного валу через перекошування формувального візка у напрямних руху, оскільки опір переміщенню формувального візка нерівномірний по ширині робочого органа – ролика. Це приводить до значного підвищення сил тертя формувальних візків у напрямних, до виникнення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію, значних динамічних навантажень при досягненні візком крайніх положень та зайвих в'язей в з'єднанні шатуна з візком.

Тому в основу наступної рекомендації покладено завдання удосконалення приводного механізму установки.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з нерухомого порталу, формувального візка та кривошипно-шатунного приводу містить пружний шарнір з гумовою втулкою з'єднання шатуна та формувального візка [103].

На рис. 5.4 зображена установка для формування виробів з вологих сипких сумішей.

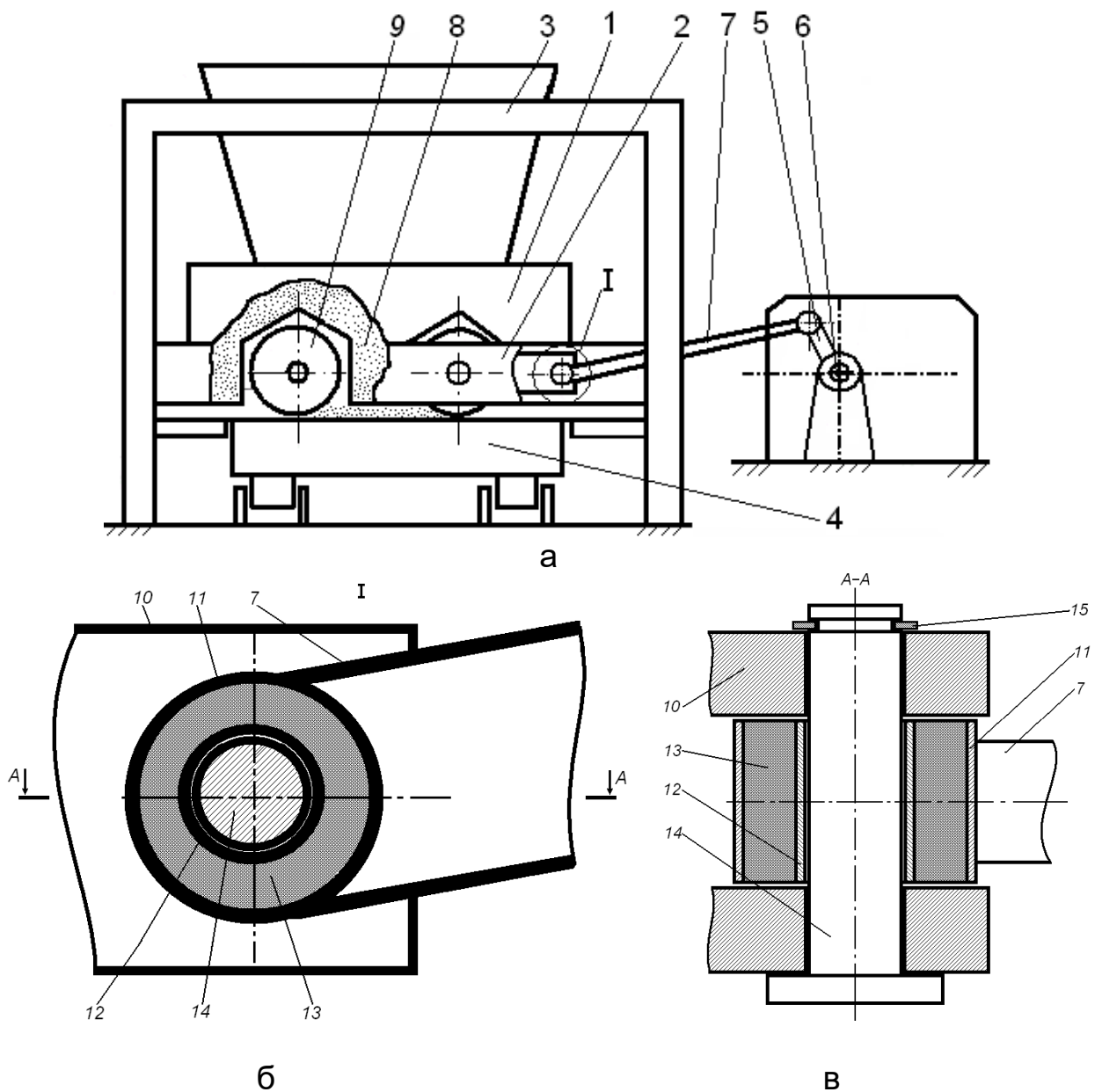


Рис. 5.4. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням гумової втулки в з'єднанні шатуна з формувальним візком

На рис. 5.4. *а* зображена установка для формування виробів з вологих сипких сумішей (вигляд з боку), яка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2 на нерухомому порталі 3 і приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу, та форми 4, яка в свою чергу рухається в напрямку, що є перпендикулярним до напрямку руху формувального візка. Кривошипно-повзунний привод вміщує в собі кривошип 5, який жорстко закріплений на приводному валу 6, та шатун 7, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з кривошипом, а іншим з формувальним візком. Шарнір з'єднання формувального візка з шатуном (див. рис. 5.4 *б, в*) розміщений між вухами 10 формувального візка і складається з шатунної шийки 11, металевої втулки 12, гумової втулки 13, пальця 14 та стопорного кільця 15.

При застосуванні такого пружного шарніра значно зменшується навантаження на приводний вал через перекошування формувального візка в напрямних руху, зменшуються руйнівні навантаження на рамну конструкцію, значно спадають динамічні навантаження при досягненні візком крайніх положень та зникають зайві в'язі в з'єднанні шатуна з візком, що приводить до покращення динаміки руху установки в цілому і зменшення енергетичних витрат.

Для запобігання осьового перекошування формувального візка у напрямних руху розроблена ще одна рекомендація.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з нерухомого порталу, формувального візка та кривошипно-повзунного приводу на формувальному візку додатково встановлені ролики для запобігання його осьовому перекошуванню [107].

На рис. 5.5 зображено роликову формувальну установку (вид зверху) з кривошипно-повзунним приводом з використанням роликів для запобігання осьовому перекошуванню формувального візка.

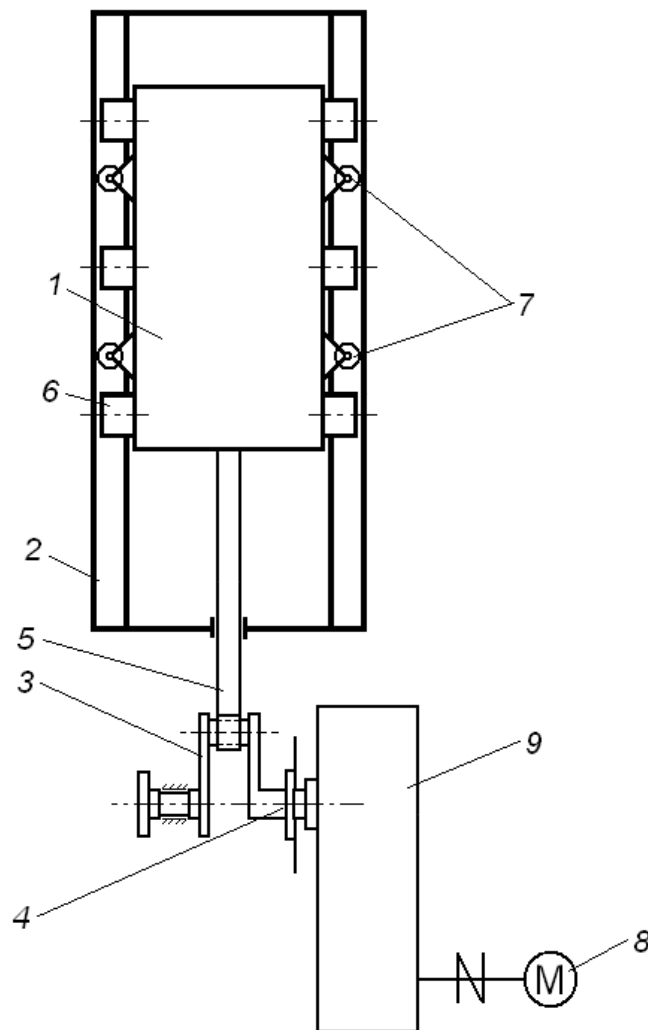


Рис. 5.5. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням роликів для запобігання осьовому перекошуванню формувального візка

Установка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2, і який приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу. Кривошипно-повзунний привод вміщує в собі кривошип 3, який жорстко закріплений на приводному валу 4, та шатун 5, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з кривошипом, а іншим з формувальним візком. Формувальний візок додатково має напрямні ролики 6 та ролики 7 для запобігання осьовому перекошуванню формувального візка. Обертальний рух на приводний вал 4 подається від електродвигуна 8 через редуктор 9.

При застосуванні таких роликів для запобігання осьовому перекошуванню формувального візка зменшуються динамічні навантаження

в елементах приводного механізму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

При роботі роликів формувальних установок з кривошипно-повзунним приводом спостерігається значна нерівномірність руху формувального візка, оскільки опір переміщенню формувального візка та приведений момент інерції установки є змінними величинами. Це приводить до значного підвищення динамічних навантажень в елементах приводного механізму, до виникнення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до передчасного виходу установки з ладу.

Тому в основу наступної рекомендації також покладено завдання удосконалення приводного механізму установки.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з нерухомого порталу, формувального візка та кривошипно-шатунного приводу містить між вихідним валом редуктора та приводним валом кривошипа еліптичну зубчасту передачу [106].

На рис. 5.6. зображена установка для формування виробів з вологих сипких сумішей з використанням еліптичної зубчастої передачі.

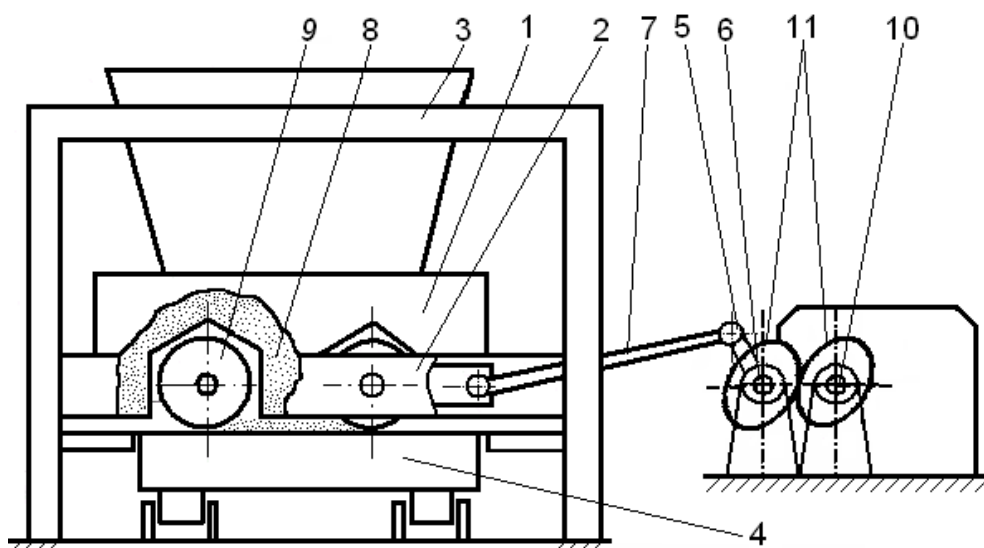


Рис. 5.6. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням еліптичної зубчастої передачі

Установка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2 на нерухомому порталі 3 і приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу, та форми 4, яка в свою чергу рухається в напрямку, що є перпендикулярним до напрямку руху формувального візка. Кривошипно-шатунний привод вміщує в собі кривошип 5, який жорстко закріплений на приводному валу 6, та шатун 7, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з кривошипом, а іншим з формувальним візком. Формувальний візок 1 має подавальний бункер 8 та укочувальні ролики 9, які встановлені у напрямних руху 2. Між вихідним валом редуктора 10 та приводним валом кривошипа 6 встановлено еліптичну зубчасту передачу 11. Причому цю передачу встановлено таким чином, щоб передаточне відношення від вихідного валу редуктора до приводного валу кривошипа приймало своє мінімальне значення при досягненні формувальним візком крайніх положень.

При застосуванні такої еліптичної зубчастої передачі зменшується нерівномірність руху формувального візка та досягається такий же ефект, як і в попередній рекомендації.

При використанні кривошипно-повзунних приводних механізмів машин роликового формування в кривошипі виникають надлишкові в'язі. Це приводить до виникнення значних динамічних навантажень в елементах приводного механізму, зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до передчасного виходу установки з ладу.

Тому також виникає задача удосконалення конструкції приводного механізму установки.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з порталу, формувального візка та кривошипно-шатунного приводу відрізняється тим, що кривошип виконаний з двох частин, які з'єднуються між собою шарнірно [108].

На рис. 5.7 зображено роликову формувальну установку (вигляд зверху) з кривошипно-повзунним приводом з використанням кривошипа, виконаного з двох частин, з'єднаних між собою шарнірно.

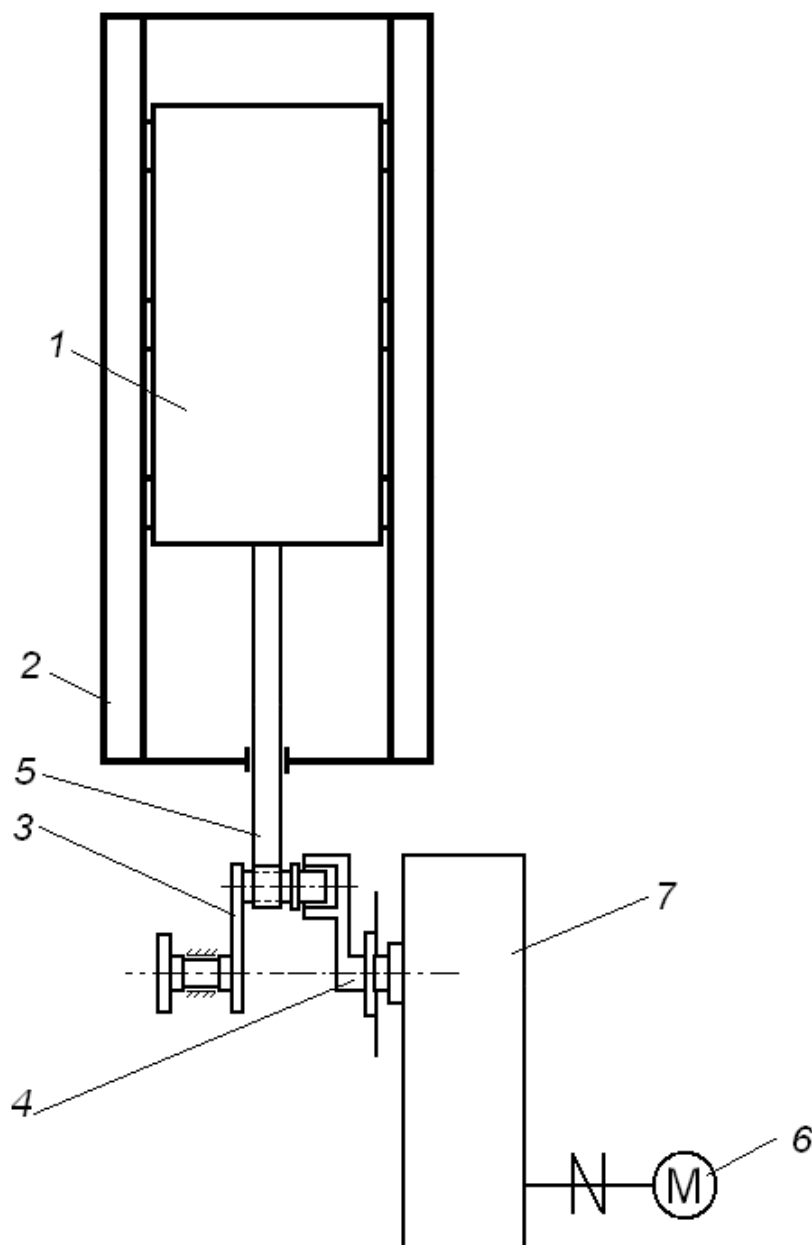


Рис. 5.7. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням кривошипа, виконаного з двох частин, з'єднаних між собою шарнірно

Установка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2, і який приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу. Кривошипно-повзунний

привод вміщує в собі кривошип 3, який шарнірно з'єднаний з приводним валом 4, та шатун 5, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з шатунною шийкою кривошипа, а іншим з формувальним візком. Обертальний рух на приводний вал 4 передається від електродвигуна 6 через редуктор 7.

При застосуванні такого кривошипа, що виконаний з двох частин, які з'єднуються між собою шарнірно, зменшуються надлишкові в'язі та досягається той же ефект, що і в попередніх двох рекомендаціях.

При відомому рішенні роликової формувальної установки з рекупераційним приводом [94], недоліком даної установки є значне навантаження приводу через велику інерційність формувальних візків, що призводить до підвищення моментів від сил інерції на приводному валу, що в свою чергу призводить до значної втрати потужності при здійсненні процесу формування.

Тому в основу наступної рекомендації покладено задачу спрощення конструкції технологічної лінії, розширення функціональних можливостей установки для формування виробів з бетонних сумішей з метою підвищення продуктивності роботи установки з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу та розвантаження приводу установки.

Поставлена задача вирішується шляхом створення такої установки, в якій відтворена ідея перерозподілу кінетичної енергії візків при здійсненні кожного циклу руху та найбільш можливого розвантаження приводного валу. Установка для формування виробів з бетонних сумішей містить чотири формувальні візки, які приводяться в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошпи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$, причому ці всі чотири пристрої розташовані з одного боку приводного механізму для забезпечення процесу ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії [98].

На рис. 5.8,а зображено дану установку (вигляд з боку). На рис. 5.8,б наведено вигляд установки у плані (вигляд зверху).

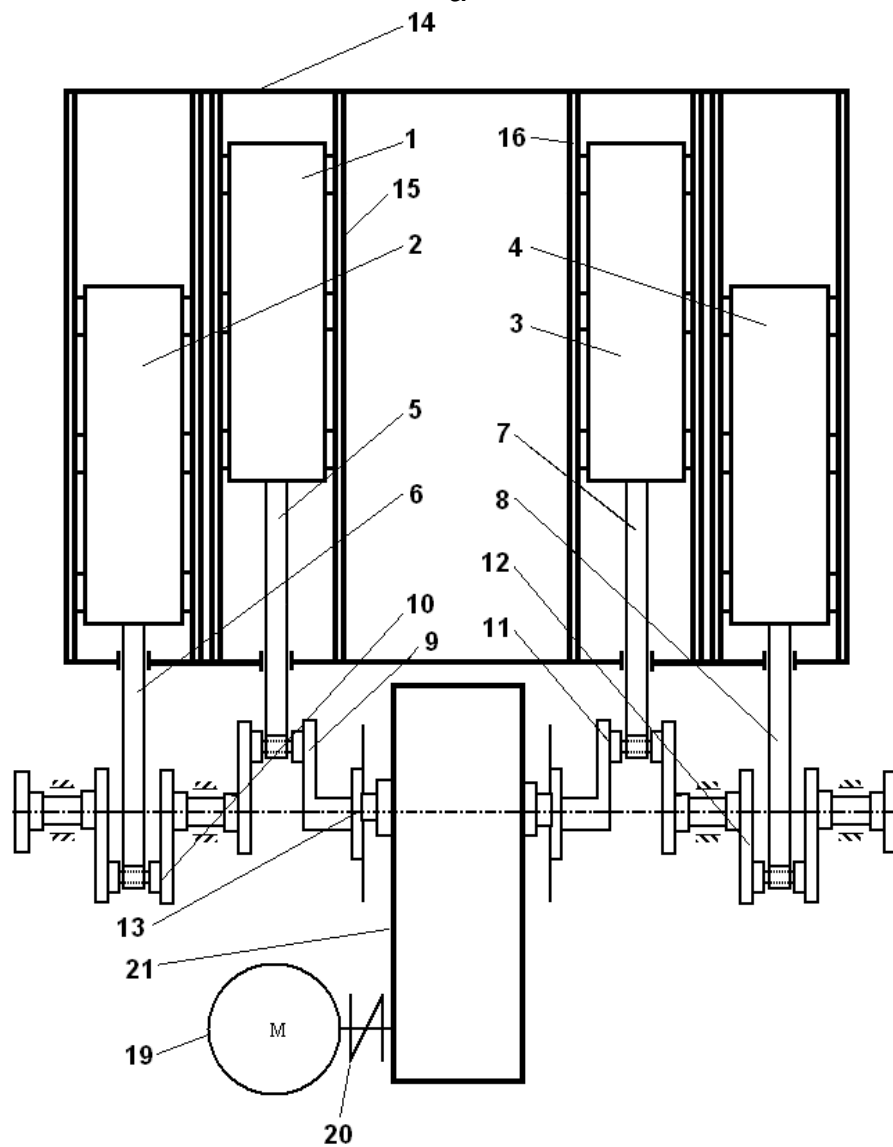
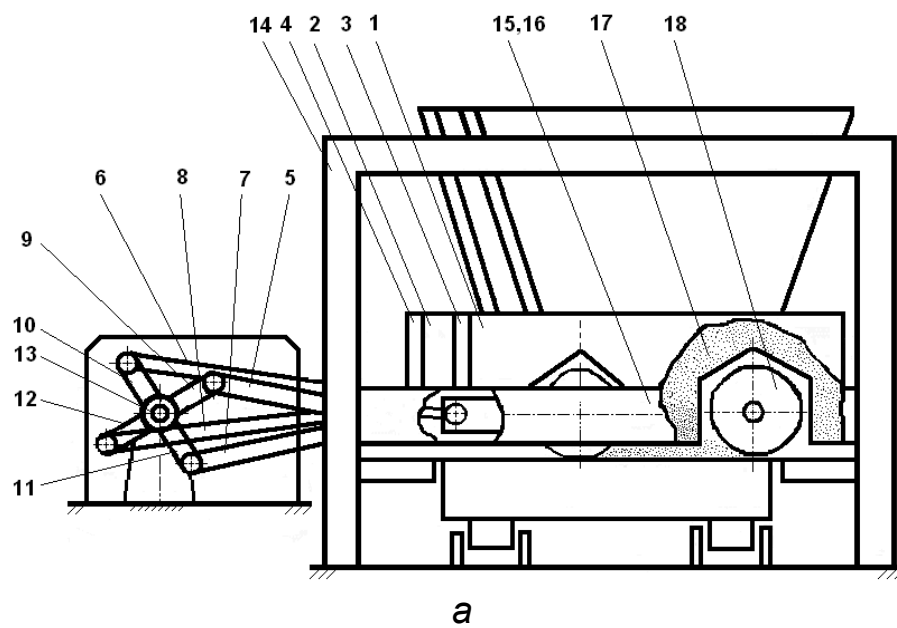


Рис. 5.8. Роликова формувальна установка з чотирма формувальними візками для ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії

Установка складається з чотирьох однакових формувальних візків 1, 2, 3 та 4, що розміщені з одного боку від приводу. Кожний з візків через шатуни 5, 6, 7 та 8 з'єднано шарнірно рухомо з кривошипами 9, 10, 11 та 12, які жорстко закріплені на приводному валу 13 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$. Формувальні візки 1, 2, 3 та 4 змонтовані на спільному порталі 14, на якому є напрямні руху 15 та 16, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки.

Єдиний привод установки для формування виробів з бетонних сумішей включає електродвигун 19, пружну муфту 20, багатоступінчастий циліндричний редуктор 21, що має вихідний вал з двома шліцевими вихідними кінцями. На ці вихідні кінці встановлено кривошипні вали 13, які шарнірно рухомо опираються на жорсткі опори. З боку редуктора у кривошипі є отвір з нарізаними внутрішніми шліцами для передачі крутного моменту від редуктора на кривошип.

При такій конструкції пристрою, коли одна пара візків починає гальмувати, друга пара в той час починає розгін, відбувається передача кінетичної енергії від однієї пари візків до другої. В цьому випадку накопичена кінетична енергія гальмуючої пари візків віддається парі, яка починає розгін. При зупинці гальмуючої пари візків в крайніх положеннях візки, що розбігаються набувають максимальну швидкість і, відповідно, максимальну кінетичну енергію. Після цього моменту візки як би міняються місцями: ті, що здійснювали розгін, починають гальмування і віддають свою енергію другій парі візків, які в цей час здійснюють розгін. Такий процес руху візків безперервно повторюється і відбувається безперервна передача кінетичної енергії від одного візка до другого. До того ж при такій конструкції установки відбувається згладжування моментів від сил інерції візків, що при зміні швидкостей візків різко міняються, і досягається значне розвантаження приводного валу кривошипів.

З метою розвантаження приводного валу установки від значної інерційності формувальних візків, також розроблена ще одна рекомендація, в

основу якої покладено задачу спрощення конструкції технологічної лінії, удосконалення приводного механізму установки та його розвантаження.

Поставлена задача вирішується шляхом створення такої установки, в якій відтворена ідея поєднання гідравлічного та механічного приводу. Установка для формування виробів з бетонних сумішей містить один формувальний візок, що приводиться в зворотно-поступальний рух від штоку головного гідроциліндра гідравлічної частини приводу, рух якого забезпечується за допомогою двох допоміжних гідроциліндрів таких же розмірів як і головний та ведучого валу з двома кривошипами, що жорстко закріплені на ньому і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = \pi$ [101].

На рис. 5.9 наведено вигляд даної установки з гідромеханічним приводом.

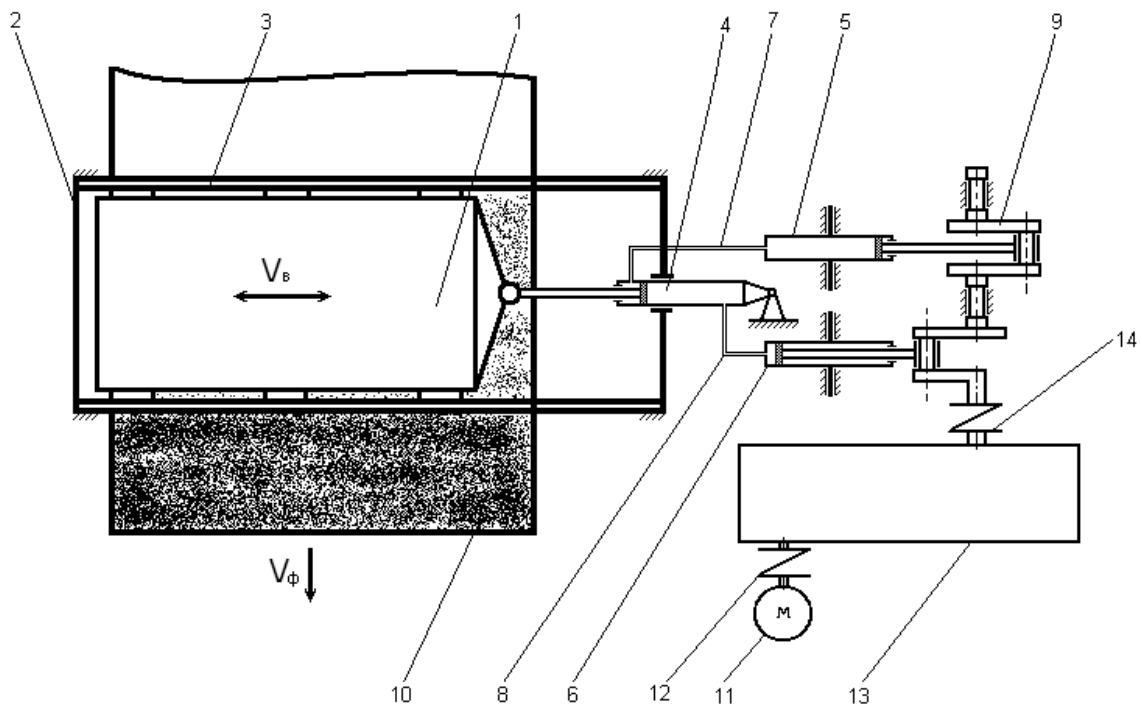


Рис. 5.9. Роликова формувальна установка з гідромеханічним приводом

Установка складається з формувального візка 1, який встановлений в напрямних руху 3 на нерухомому порталі 2 і приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою гідромеханічного приводу, та форми 10, яка в свою чергу рухається в напрямку V_ϕ , що є перпендикулярним до напрямку

руху формувального візка (V_B). Привод вміщує в собі гідроциліндри 4, 5 та 6, гідропроводи 7 та 8, приводний вал 9 з двома кривошипами, що жорстко закріплені на цьому валу і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\varphi = \pi$, електродвигун 11, пружні муфти 12 та 14 та багатоступінчастий редуктор 13.

При застосуванні такого гідромеханічного приводу пристрою відбувається регулювання рівномірності руху формувального візка при постійних пускогальмівних процесах, що приводить до покращення динаміки руху установки в цілому і зменшення енергетичних витрат.

При такій конструкції пристрою, коли ведучий вал 9 приводу обертається проти годинникової стрілки, кривошипи примушують рухатись штоки гідроциліндрів 5 та 6. Коли шток гідроциліндра 6 рухається в напрямку безштокової порожнини, він нагнітає рідину по гідропроводу 8 в безштокову порожнину гідроциліндра 4 і примушує рухатись формувальний візок 1. В той же час шток гідроциліндра 5 рухається в напрямку штокової порожнини за рахунок повороту кривошипа і витісненої рідини з штокової порожнини гідроциліндра 4. Таким чином відбувається плавне нагнітання і витіснення робочої рідини в гідроциліндрі 4. При досягненні штоками гідроциліндрів 5 та 6 відповідно крайнього правого та крайнього лівого положення, шток гідроциліндра 4 і, відповідно, формувальний візок 1 перебувають в нерухомому стані. Після цього моменту гідроциліндри 5 та 6 як би міняються місцями: шток гідроциліндра 5 рухається в напрямку безштокової порожнини і нагнітає рідину по гідропроводу 7 в штокову порожнину гідроциліндра 4 і примушує рухатись формувальний візок 1 в зворотному напрямку, а шток гідроциліндра 6 рухається в напрямку штокової порожнини за рахунок повороту кривошипа і витісненої рідини з безштокової порожнини гідроциліндра 4. Такі процеси руху гідроциліндрів 4, 5 та 6 безперервно повторюється і відбувається плавний зворотно-поступальний рух формувального візка 1, який приводить до розвантаження приводного валу кривошипів.

З метою забезпечення регулювання швидкості руху формувального візка, що значно впливає на якість формування залізобетонних виробів, була розроблена наступна рекомендація. В її основу покладено задачу модернізації конструкції приводу, розширення функціональних можливостей установки для формування плоских залізобетонних виробів з метою підвищення продуктивності з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу і якості формування плоских залізобетонних виробів за рахунок забезпечення відповідного оптимального режиму руху візка гідроприводом та розвантаження приводу установки в процесі експлуатації.

Поставлена задача вирішується шляхом створення нової установки, в якій реалізована ідея забезпечення відповідного оптимального режиму руху візка формувальної установки, а також збереження енергії потрібної для формування виробу, при здійсненні кожного циклу руху та найбільш можливого розвантаження штоку гідроциліндра. Установка для формування виробів з бетонних сумішей містить формувальний пристрій, який приводиться в зворотно-поступальний рух від гідравлічного приводу з керуючим пристроєм [100]. На ньому виконано профіль кулачка, по якому ходить ролик керуючого пристрою, що слідує за подачею робочої рідини в штокову порожнину, тобто задаючи профіль кулачка можна отримати необхідний оптимальний режим руху візка.

На рис. 5.10 наведено установку для роликового формування плоских залізобетонних виробів з керованим гідроприводом, яка складається з рами 1, формувального візка 2, напрямної ролика 3, подавального бункера 4, уключувальних роликів 5, рами візка 6, приводного гідроциліндра 7, штока 8, регульованого насоса 9, реверсивного золотника з електромагнітним керуванням 10, дросельного керуючого пристрою 11, профільованого кулачка 12, ролика дросельного керуючого пристрою 13, кінцевого вимикача 14, напірного клапану прямого 15 і зворотного ходу 16, запобіжного 17 та напірного 18 клапанів, форми 19, пружних елементів 20.

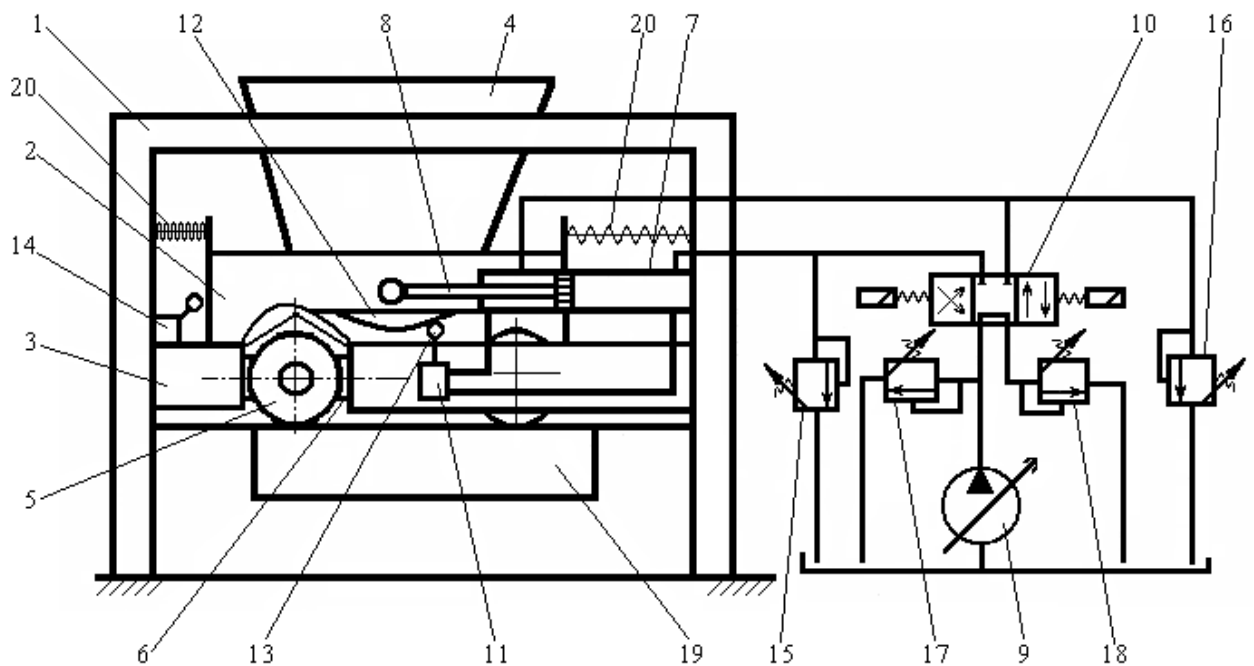


Рис. 5.10. Роликова формувальна установка з керованим гідроприводом

При наявності в гідравлічному приводі керуючого пристрою відбувається забезпечення відповідного оптимального режиму руху візка та розвантаження приводу установки в процесі експлуатації.

При такій конструкції приводу робоча рідина з гідробаку подається регульованим насосом 9 по трубопроводу до реверсивного золотника з електромагнітним керуванням 10, який виконує керування подачею робочої рідини насоса до дросельного керуючого пристрою 11. Керуючий пристрій виконує подачу рідини до гідроциліндра за відповідним законом, що дає змогу забезпечити відповідний режим зміни швидкості та прискорення у часі. Регулювання відбувається профільованим кулачком 12, по якому ходить ролик дросельного керуючого пристрою 13. Зміна швидкості і прискорення відбувається автоматично за рахунок зміни подачі робочої рідини, що дає змогу забезпечити необхідний закон зворотно-поступального руху візка 2. Керування зворотно-поступальним рухом також здійснює і кінцевий вимикач 14, при дотику візка до нього виконується перемикання золотника і візок рухається в зворотному напрямку. Роль накопичувача енергії виконують пружні елементи 20, які при стиску чи розтягу поглинають або віддають накопичену енергію, що перетворюється в енергію руху формувального

візка. Клапани 15 та 16 і запобіжний з напірним клапани 17 та 18 виконують функцію забезпечення рівномірності роботи гідроприводу і запобігання перевантажень системи.

Застосування запропонованого гідроприводу порівняно з існуючими рішеннями дає змогу підвищити продуктивність установки, покращити якість формування, знизити витрати енергії на формування, здійснювати саморегулювання апаратурою в залежності від профілю кулачка (зі збільшенням навантаження тривалість циклу росте і навпаки), змінювати швидкість, величину і характер прискорень візка по раніше заданому закону.

Але в такій конструкції установки також є недолік, який полягає в тому, що відбувається перекошування формувального візка в напрямних руху, що значно впливає на якість формування залізобетонних виробів.

Тому в основу наступної рекомендації покладено задачу модернізації конструкції приводу з метою запобігання осьового перекошування візка.

Поставлена задача вирішується тим, в роликовій формувальній установці з керованим гідроприводом (рис. 5.10) для приводу формувального візка у зворотно-поступальний рух встановлено два паралельно підключених гідроциліндри двосторонньої дії з дросельним регулюванням швидкості переміщення робочої рідини з безштокової до штокової порожнини гідроциліндрів із зміною перепускної щілини за допомогою роликового штовхача, контактуючого з профільованим кулачком, нерухомо закріпленим на формувальному візку [105].

На рис. 5.11 зображено гідроциліндри з дросельним керуючим пристроєм.

При такій конструкції приводу робоча рідина при подачі до гідроциліндрів 2, змушує їх змінювати положення формувального візка 1. Гідроциліндри встановлені таким чином, що штокова порожнина одного гідроциліндра паралельно підключена до безштокової порожнини іншого, а безштокова відповідно до штокової. Це дає змогу забезпечити однакову швидкість при прямому та зворотному русі формувального візка. Паралельно

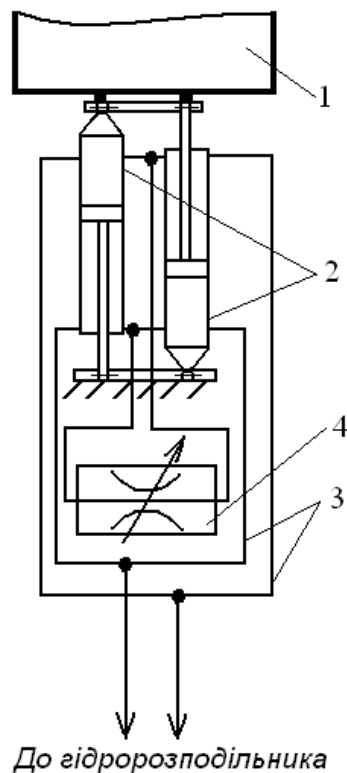


Рис. 5.11. Розташування гідроциліндрів у роликовій формувальній установці з керованим гідроприводом

до гідроциліндрів підключений регулюючий дросель 4, який виконує подачу рідини до гідроциліндрів за відповідним законом, що дає змогу забезпечити відповідний режим зміни швидкості та прискорення у часі. Застосування запропонованого гідроприводу порівняно з існуючими рішеннями дає змогу запобігти перекошуванню формувального візка в напрямних руху.

В основу наступної рекомендації покладено задачу спрощення конструкції установки, удосконалення приводного механізму та його розвантаження.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з вологих сипких сумішей, яка складається з нерухомого порталу, формувального пристрою та гідравлічного приводу містить ротаційний гідророзподільник примусової дії [102], а головний гідроциліндр з'єднано сферичним шарніром з формувальним пристроєм, причому між останнім та нерухомим порталом встановлені пружні елементи.

На рис. 5.12 зображену установку для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з формувального візка 1, що встановлений в

напрямних руху 3 на нерухомому порталі 2 і приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою гідравлічного приводу, та форми 9. Привод вміщує в собі гідроциліндр 4, гідропроводи, ротаційний гідророзподільник примусової дії 12, гідронасос 11 та гідробак 10. Також установка вміщує м'які пружні елементи 8, встановлені між порталом і формувальним візком, які слугують для перетворення кінетичної енергії візка в потенціальну енергію пружних елементів при гальмуванні візка та для перетворення потенціальної енергії пружних елементів в кінетичну енергію формувального візка при розгоні, що приводить до покращення динаміки руху установки.

При застосуванні такого гідравлічного приводу в установці відбувається регулювання рівномірності руху формувального візка при постійних пускогальмівних процесах, що приводить до покращення динаміки руху установки в цілому і зменшення енергетичних витрат.

При такій конструкції пристрою відбувається наступне: робоча рідина з бака 10 гідравлічного станду за допомогою насоса 11 потрапляє у вхідний

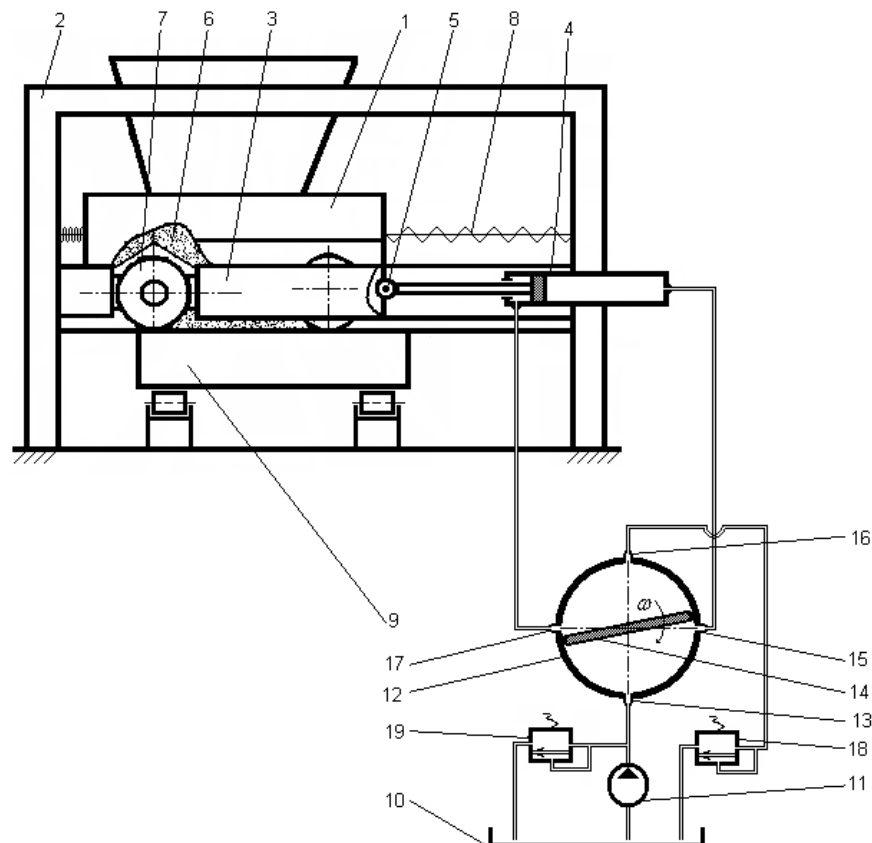


Рис. 5.12. Роликова формувальна установка з гідроприводом із ротаційним гідророзподільником

отвір 13 розподільника 12. При повороті золотника 14 у відповідному напрямку, вхідний отвір 13 розподільника відкривається і рідина через вихід 15 потрапляє в безштокову порожнину гідроциліндра 4. В той же час вихідний отвір 16 розподільника відкривається і робоча рідина зі штокової порожнини гідроциліндра через вхідний 17 і вихідний 16 отвори та переливний клапан 18 потрапляє в бак 10. При цьому шток гідроциліндра разом з формувальним візком рухається вліво з певною швидкістю. При повному відкритті вхідного отвору 13 швидкість руху формувального візка стає максимальною і є постійною до поступового перекриття впускного отвору 15 при подальшому обертанні золотника. При повному перекритті отворів 15 і 17 формувальний візок зупиняється. На цьому закінчується процес руху формувального візка вліво. Подальше обертання золотника 14 призводить до поступового відкриття отворів 17 і 15, і робоча рідина від насоса через отвори 13 та 17 потрапляє в штокову порожнину гідроциліндра 4. В цей же час рідина з безштокової порожнини через отвори 15 і 16 потрапляє на злив в бак 10. При цьому формувальний візок починає рухатись вправо. Обертаючись далі, золотник поступово перекриває отвори 13 та 16, гідравлічна сила зменшується до нуля і шток гідроциліндра 4 разом з формувальним візком 1 зупиняються в крайньому правому положенні. Далі цикл продовжується безперервно і відбувається плавний зворотно-поступальний рух формувального візка 1. Застосування в установці сферичного шарніру 5 дозволяє спростити конструкцію установки при її складанні та у процесі ущільнення суміші.

5.2. Рекомендації по вдосконаленню елементів машин роликового формування

При виконанні процесу формування спостерігається таке явище як розсування неуцільненої бетонної суміші по порожній частині форми, що приводить до нерівномірної щільності готового виробу і, як наслідок, знижується його якість.

Тому постає задача удосконалення конструкції установки для отримання рівномірної щільності готових виробів з бетонних сумішей.

Поставлена задача вирішується шляхом створення такої установки для формування виробів з бетонних сумішей, що містить два формувальні візки, які приводяться в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з двома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$, і додатково містить обмежувальну пластину, що знаходиться в порожнині форми, не перешкоджає її руху та не дозволяє бетонній суміші розсуватись по порожній частині форми [99].

На рис. 5.13 зображена роликів формувальна установка з рекуперативним приводом з використанням пластини для запобігання розсування неуцільненої суміші по порожнині форми.

Установка складається з двох однакових формувальних візків 1 та 2. Кожний з візків з'єднується з шатунами 6 та 7, які в свою чергу іншими кінцями з'єднані шарнірно-рухомо з кривошипами 3 та 4, що жорстко закріплені на приводному валу 5 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$. Формувальні візки 1 та 2 змонтовані на порталах 9 та 10, на яких є напрямні руху 8, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки.

Формувальні візки 1 та 2 мають подавальний бункер 11 та укочувальні ролики 12, які встановлені напрямних руху 8. Під формувальними візками розміщені форми 13, в яких укладається бетонна суміш, а також обмежувальні пластини 14, що жорстко прикріплені до направляючих 8, які не перешкоджають руху форми.

При такій конструкції установки з встановленням обмежувальної пластини здійснюється запобігання розсування бетонної суміші по порожній частині форми, що приводить до збільшення щільності готового виробу, а отже й підвищення його якості.

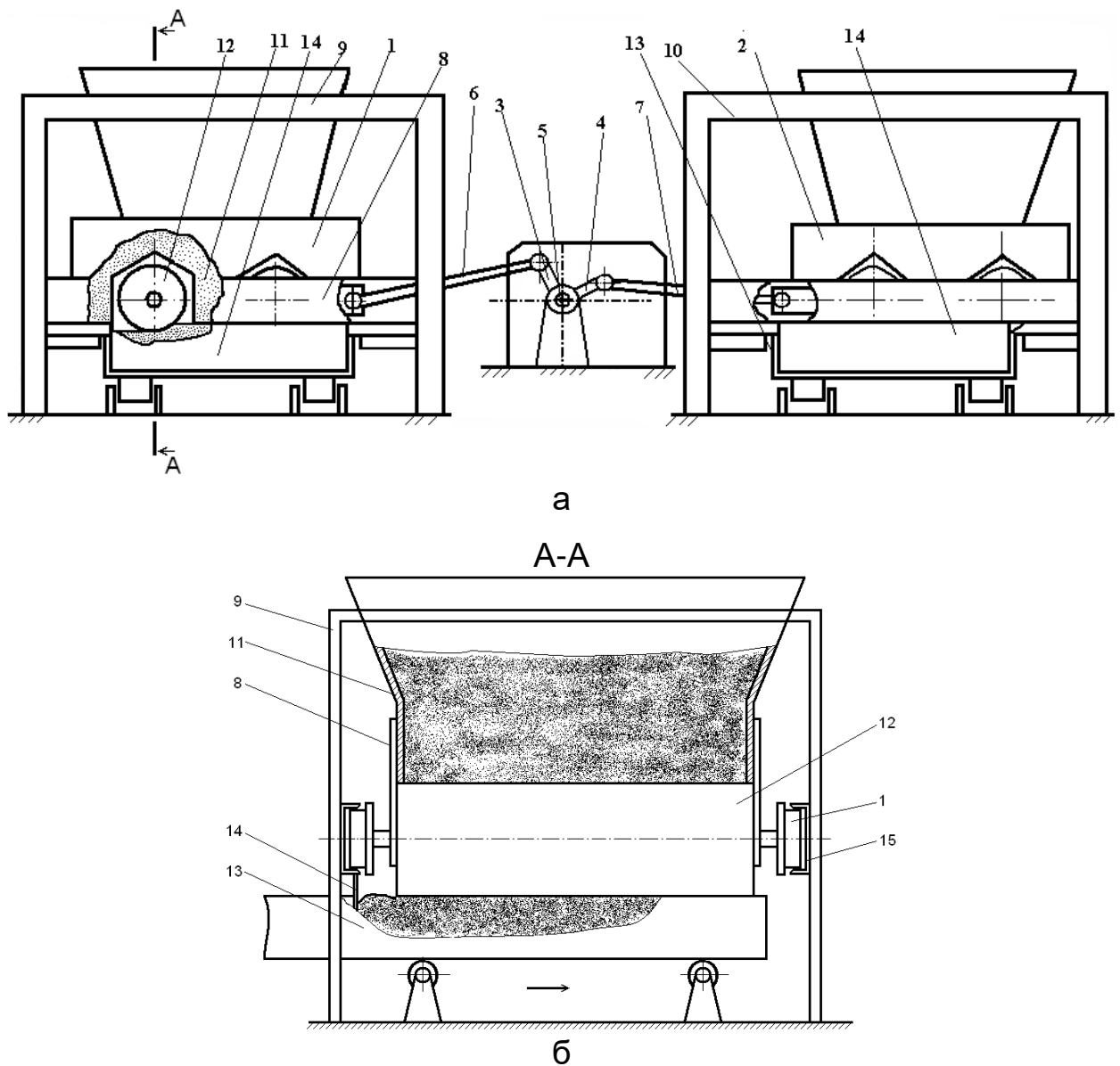


Рис. 5.13. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом з використанням пластины для запобігання розсування неущільненої суміші по порожнині форми

При виконанні процесу формування мале значення має коефіцієнт тертя між металевою поверхнею ролика та сумішшю, що ущільнюється. Це приводить до зменшення кута захвату роликом суміші, що ущільнюється, і як наслідок до зменшення продуктивності установки в цілому.

Тому постає задача удосконалення конструкції основного робочого органу установки – ролика.

Поставлена задача вирішується тим, що в установці для формування виробів з бетонних сумішей, що містить два формувальні візки, які

приводяться в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з двома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$, основний робочий орган установки – ролик виконаний у вигляді металевого циліндра із закріпленим на його поверхні гумовим бандажем [104].

На рис. 5.14 зображена роликівна формувальна установка з рекупераційним приводом з використанням робочого органу (ролика) у вигляді металевого циліндра з гумовим бандажем на його поверхні.

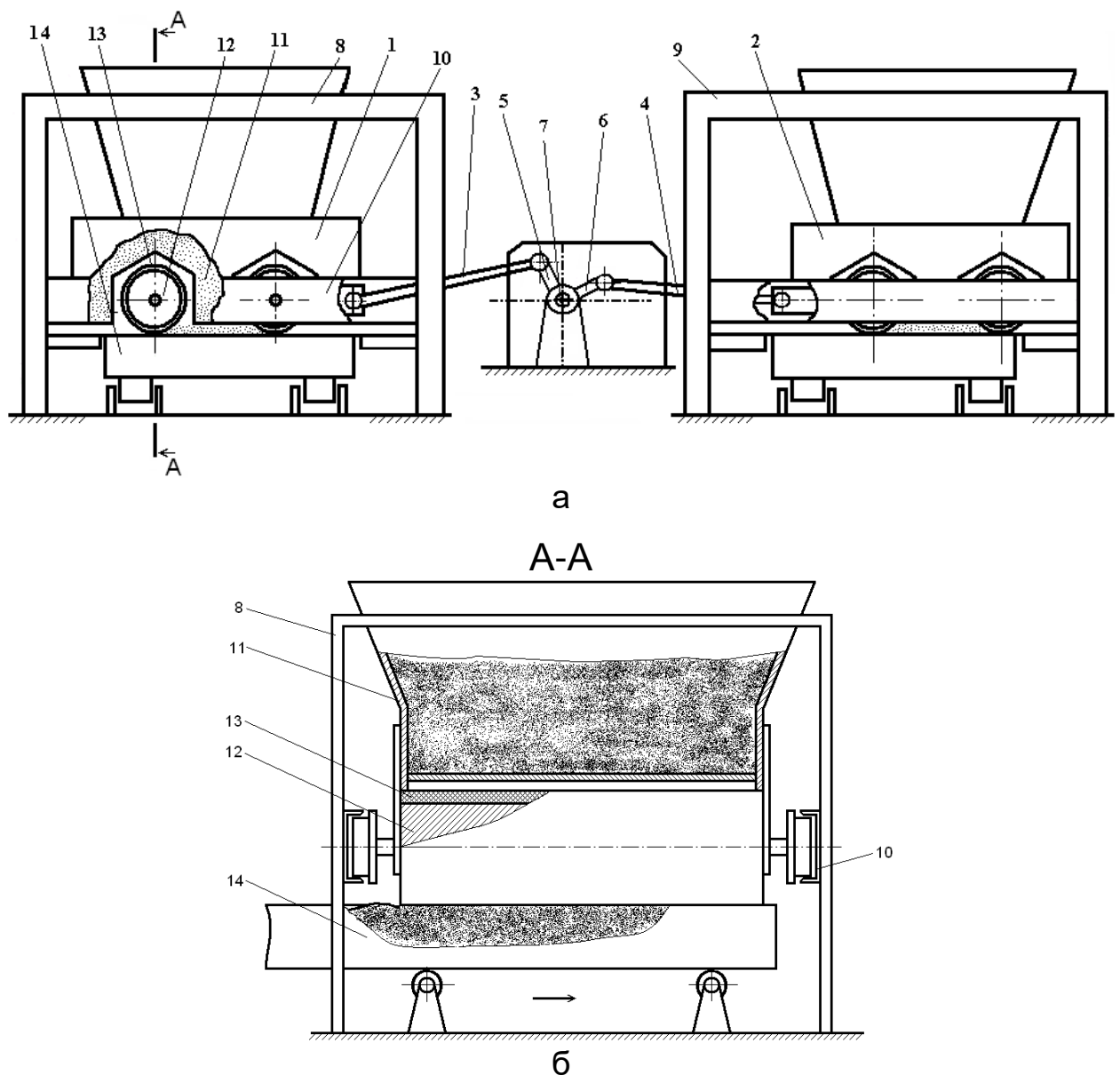


Рис. 5.14. Роликівна формувальна установка з рекупераційним приводом з використанням робочого органу (ролика) у вигляді металевого циліндра з гумовим бандажем на його поверхні

Установка складається з двох однакових формувальних візків 1 та 2. Кожний з візків з'єднується з шатунами 3 та 4, які в свою чергу іншими кінцями шарнірно-рухомо з'єднані з кривошипам 5 та 6, що жорстко закріплені на приводному валу 7 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \pi/2$. Формувальні візки 1 та 2 змонтовані на порталах 8 та 9, з можливістю здійснення зворотно-поступального руху в напрямних 10.

Формувальні візки 1 та 2 мають подавальний бункер 11 та укочувальні ролики 12 з гумовими бандажами 13, які встановлені в напрямних руху 10. Під формувальними візками розміщені форми 14, в яких укладається бетонна суміш.

При застосуванні такої конструкції ролика значно збільшується значення коефіцієнта тертя між поверхнею ролика та сумішшю, яка ущільнюється, що приводить до збільшення кута захвату роликом суміші, що ущільнюється і як наслідок до підвищення якості ущільнювального матеріалу та зменшення кількості проходів ролика.

ВИСНОВКИ

У монографії наведено низькоенергоємний принцип створення та дослідження динаміки руху роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом при формуванні виробів з бетонних сумішей та її вплив на робочий процес.

1. Розроблено конструкцію роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом для формування плоских залізобетонних виробів, яка дозволяє здійснювати перерозподіл енергії формувальних візків під час безперервних пускогальмівних режимів руху за рахунок використання спільного приводного механізму на два формувальні візки. Конструкція установки захищена патентом України на винахід.

2. Розв'язано задачу взаємодії укочувального ролика формувального візка з бетонною сумішшю обмеженої глибини, на основі якої побудовано ізолинії розподілу деформацій бетонної суміші та залежності розподілу деформацій від радіуса ролика, глибини шару бетонної суміші та заглиблення ролика. Отримані результати використано при побудові математичної моделі динаміки руху роlikової формувальної установки.

3. Розроблено математичну модель динаміки руху роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом, на основі якої проведено динамічний аналіз установки: визначено функції зміни кінетичної енергії та моментів сил опору, зведених до приводного валу, а також встановлено вплив кута зміщення кривошипів установки на характер їх зміни.

4. Оптимізовано конструктивні параметри приводного механізму установки за інтегральними динамічними критеріями, що дало можливість визначити співвідношення довжин шатунів і кривошипів, яке знаходиться в межах від 3-ох до 4-ох.

5. Проведено силовий аналіз та аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок і установки з рекупераційним приводом на два

формувальні візки та проаналізовано вплив кута зміщення кривошипів на ці характеристики, що дало можливість визначити його оптимальне значення, яке становить $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Встановлено, що в роликовій формувальній установці при використанні рекупераційного приводу на два формувальні візки зі значенням кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$ в порівнянні з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок значно покращується динаміка та рівномірність її руху: коефіцієнт нерівномірності руху зменшується в 2,4 рази, коефіцієнт динамічності – в 3,54 рази, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху – в 3,87 рази.

6. Розроблено конструкцію роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків, у якій здійснюється розвантаження приводного вала від моментів від сил інерції формувальних візків. Проведено її динамічний аналіз та аналіз нерівномірності руху. Встановлено, що в роликовій формувальній установці при використанні врівноваженого приводу для чотирьох формувальних візків зі значенням кутів зміщення між собою усіх кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$ в порівнянні з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок значно покращується динаміка та рівномірність її руху: коефіцієнт нерівномірності руху зменшується в 2,2 рази, коефіцієнт динамічності – в 2,9 рази, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху – в 3,2 рази.

7. Розроблено програму та методику експериментальних досліджень режимів руху та силових навантажень роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. Створено дослідну лабораторну модель роликової формувальної установки з рекупераційним приводом, за допомогою якої проведено експериментальні дослідження.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що коефіцієнт нерівномірності руху для установки з рекупераційним приводом на два візки в порівнянні з установкою з кривошипно-повзунним приводом на один візок зменшується в 2,6 разів, коефіцієнт динамічності – в 3,5 рази, узагальнений

коефіцієнт оцінки руху – в 4,3 рази. При цьому збільшується продуктивність у 2 рази, а значення потужності, необхідної на процес формування, збільшується лише у 1,21 разів, що приводить до зменшення споживання енергії на 40 % на одиницю виробу. Похибка по визначенню відповідних параметрів теоретичним та експериментальним шляхом не перевищує 13 %.

8. На підставі отриманих у монографії результатів теоретичних та експериментальних досліджень розроблено рекомендації з удосконалення приводу та конструкції машин роликового формування. Розроблені рекомендації дадуть змогу зменшити динамічні навантаження в елементах приводного механізму, покращити динаміку і рівномірність руху установки, а також підвищити її продуктивність.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. А. с. 1468759 СССР, МКИ³ В 28 В 13/02. Устройство для формования изделий из бетонных смесей / Гарнец В.М., Кучеровский В.Б., Ловейкин В.С., Стасюк А.Г. (СССР) – опубл. 30.03.89, Бюл. № 12.
2. А. с. 1604625 СССР, МКИ³ В 28 В 13/02. Устройство для формования изделий из бетонных смесей / Ловейкин В.С., Гарнец В.М., Кучеровский В.Б., Стасюк А.Г. (СССР) – опубл. 07.11.90, Бюл. № 41.
3. А. с. 1609673 СССР, МКИ³ В 28 В 13/02. Устройство для формования изделий из бетонных смесей / Ловейкин В.С. (СССР) – опубл. 30.11.90, Бюл. № 44.
4. Агейкин Д.И. Датчики контроля и регулирования: справочник / Агейкин Д.И., Костина Е.Н., Кузнецова Н.Н. – М.: Машиностроение, 1965. – 928 с.
5. Анохин А.И. Дорожные машины, основы теории и расчета / А.И. Анохин, Н.Я. Хархута. – М.: Дорожно-техническая литература ГУШОСДОРА, 1950. – 286 с.
6. Артоболевский И.И. Динамические критерии режима движения машин / Артоболевский И.И. // Теоретична и приложена механика / Болгария /. – 1971. – №1. – С. 11–24.
7. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И.И. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
8. Архипкин А.А. Опыт формования бетонных и железобетонных изделий с применением роликовой технологии / Архипкин А.А., Лавринев П.Г. // Сб. научн. трудов “Исследование и практика заводского производства железобетона”. – Москва, 1982. – С. 86-91.
9. Баранов Д.С. О методике измерения давления бетонной смеси на элементы форм. Сб. НИИЖБ Стальные формы для сборного железобетона / Баранов Д.С., Карамзин В.Е. – М.: Стройиздат. – 1966. – 186 с.

10. Баранов Д.С. Тензометрические приборы для исследования строительных конструкций / Баранов Д.С. – М.: Стройиздат, 1970. – 166 с.
11. Баранов Ю.О. Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки / Баранов Ю.О., Клименко М.О., Басараб В.А. // Техніка будівництва. – 2002. – № 11. – С. 24–28.
12. Баранов Ю.О. Експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки / Баранов Ю.О., Клименко М.О., Басараб В.А. // Техніка будівництва. – 2003. – № 14. – С. 43–47.
13. Бетонные и железобетонные работы / [Башлай К.И., Гендин В.Я. Евдокимов Н.И. и др.]; под ред. Топчия В.Д. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Стройиздат, 1987. – 320 с.
14. Боголюбов А.Н. История механики машин / Боголюбов А.Н. – К.: Наук. думка, 1964. – 463 с.
15. Бондаренко Л.М. Деформаційні опори в машинах / Бондаренко Л.М., Довбня М.П., Ловейкін В.С. – Дніпропетровськ: РВА “Дніпро-VAL”, 2002. – 200 с.
16. Васильев А.А. Дорожные машины / Васильев А.А. – М.: Машиностроение, 1987. – 415 с.
17. Вульфсон И.И. Динамика машин с упругими звеньями / Вульфсон И.И. – Л.: Машиностроение, 1969. – 286 с.
18. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов / Вульфсон И.И. – Л.: Машиностроение, 1976. – 246 с.
19. Гарнець В.М. Визначення опору перекочуванню безвібраційного робочого органу для виробництва пустотних виробів / Гарнець В.М., Зайченко С.В. // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1999. – № 53. – С. 49–55.

20. Гарнец В.Н. Оценка эффективности конструкций машин роликового формования / Гарнец В.Н., Ловейкин В.С. // Горные, строительные и дорожные машины. – 1988. – № 41. – С. 51–55.
21. Гарнец В.М. Методология проектирования и конструирования машин: Учеб. пособие / Гарнец В.М. – К.: УМК ВО, 1988. – 160 с.
22. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / Гарнець В.М. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
23. Гарнец В.Н. Определение режимов работы поверхностного вибро-пресса / Гарнец В.Н. // Горные, строительные и дорожные машины. – 1976. – № 22. – С. 65–69.
24. Гарнец В.Н. Аналитическое определение контактного давления при роликовом формовании / Гарнец В.Н., Рюшин В.Т. // Горные, строительные и дорожные машины. – 1983. – № 36. – С. 58–62.
25. Гарнец В.Н. Исследование процесса роликового формования бетона / Гарнец В.Н., Рюшин В.Т. // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. – Рига, 1979. – С. 218, 219.
26. Гарнец В.Н. К вопросу определения режимов роликового формования бетона / Гарнец В.Н., Рюшин В.Т. // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. – Юрмала, 1982. – С. 348–350.
27. Гарнец В.Н. Роликовый метод формования бетонных изделий / Гарнец В.Н., Рюшин В.Т., Коврыжников А.А. // Горные, строительные и дорожные машины. – 1980. – № 30. – С. 67–69.
28. Гарнец В.Н. Опыт роликового формования железобетонных изделий в заводских условиях / Гарнец В.Н., Рюшин В.Т., Пархиловский И.Е. // Материалы, технология и конструкции для нечерноземья. – Брянск, 1985. – С. 87, 88.
29. Горский Б.Е. Динамическое совершенствование механических систем / Горский Б.Е. – К: Техника, 1987. – 200 с.

30. Горский Б.Е. Комплексные параметры динамики машин / Горский Б.Е. // Реферативная информация “Строительная механика и расчет сооружений”. – Киев: Выща шк., 1972. – № 3. – С. 29, 30.
31. Горский Б.Е. Безразмерные критерии динамического совершенствования механических систем / Горский Б.Е., Ловейкин В.С. // Критерии качества и эффективности механических систем. – Киев: Знание, 1978. – С. 12–15.
32. Горский Б.Е. Расширение понятия коэффициента полезного действия на все удельные действия / Горский Б.Е., Ловейкин В.С. // Динамика и прочность тяжелых машин. – Днепропетровск : ДГУ, 1982. – № 6. – С. 13–20.
33. Горский Б.Е. Применение метода удельных действий в поисковом конструировании / Горский Б.Е., Ловейкин В.С. // Горные, строительные и дорожные машины. – 1981. – № 32. – С. 80–89.
34. Горский Б.Е. О критериях совершенства механических систем / Горский Б.Е. // Прикладная механика. – 1974. – Т. X. – № 2. – С. 74–80.
35. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / Джонсон К. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
36. Зайченко С.В. Контактна взаємодія робочих органів безвібраційних бетоноформуючих агрегатів при виробництві пустотних панелей : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.02 “Машины для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій” / Зайченко С.В. – Київ, 2001. – 19 с.
37. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (ч. 1). Машины та знаряддя для обробітки ґрунту / Заїка П.М. – Харків: Око, 2001. – 444 с.
38. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 2 (ч. 1). Машины для заготівлі кормів / Заїка П.М. – Харків: Око, 2003. – 360 с.
39. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 2 (ч. 2). Зернозбиральні машини / Заїка П.М. – Харків: Око, 2003. – 376 с.
40. Захаренко А.В. Теоретические и экспериментальные исследования процессов уплотнения катками грунтов и асфальтобетонных смесей :

Автореф. дис. на соискание уч. ступени докт. техн. наук : спец. 05.05.04 “Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины” / Захаренко А.В. – Омск, 2005. – 44 с.

41. Ишлинский А.Ю. О качении жестких и пневматических колес по деформируемому грунту / Ишлинский А.Ю. // Прикладные задачи механики. Книга первая. Механика вязкоупругих и не вполне упругих тел. – М.: Наука, 1986. – С. 293–314.
42. Казаков Е.Г. Оборудование для изготовления крупноразмерных сборных железобетонных изделий / Казаков Е.Г., Сквирский Е.Ю. // Обзор. информ. ЦНИИТЭСтроймаш. Сер. 7. Оборудование для производства цемента и сборного железобетона. – 1986. – № 2. – С. 42.
43. Калужский Я.А. Закономерности укатки грунтовых слоев жесткими катками / Калужский Я.А. // Сборник трудов ХАДИ. – Харьков, 1953. – № 20. – С. 37–45.
44. Клименюк О.В. Технологія наукового дослідження: Авторський підручник / Клименюк О.В. – Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2006. – 308 с.
45. Ковбаса В.П. Кінематика взаємодії ущільнюючого котка з середовищем обмеженої глибини / Ковбаса В.П., Ловейкін В.С., Почка К.І. // Сільсько-господарські машини. Збірник наукових статей. Луцьк: ЛДТУ, 2007. – № 15. – С. 139–147.
46. Коган Б.Ю. Сто задач по механике / Коган Б.Ю. – М.: Наука, 1973. – 80 с.
47. Красовский И.И. Теория управления движением (линейные системы) / Красовский И.И. – М.: Наука, 1968. – 476 с.
48. Кузин В.Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов : Автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук.: спец. 05.05.04 “Дорожные и строительные машины” / Кузин В.Н. – Москва, 1981. – 20 с.

49. Кулен А. Современная земледельческая механика / Кулен А., Куиперс Х.; / [пер. с англ. А.Э. Габриэляна]; [под ред. и с предисл. Ю.А. Смирнова]. – М.: Агропромиздат, 1986. – 349 с.
50. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем: навчальний посібник / Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. – Київ-Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 175 с.
51. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 4. – С. 19–33.
52. Ловейкін В.С. Аналіз руху роликової формовочної установки з врівноваженим приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – № 27, 2004 р. – С. 95–101.
53. Ловейкин В.С. Аналитическое представление коэффициента сопротивления и внешних гистерезисных потерь при качении / Ловейкин В.С., Бондаренко Л.Н. // Техніка будівництва. – 2000. – № 7. – С. 45–48.
54. Ловейкін В.С. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2007. – № 41. – С. 127–134.
55. Ловейкін В.С. Вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Техніка будівництва. – 2006. – № 18. – С. 12–22.
56. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM - I). – Тернопіль, 2004. – С. 507–514.

57. Ловейкін В.С. Методика проведення експериментальних досліджень роликової формувальної установки з рекупераційним приводом Ловейкін В.С., Почка К.І. // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2007 р. – № 70. – С. 43–47.
58. Ловейкін В.С. Аналіз динамічного режиму руху роликової формувальної установки з керованим гідроприводом / Ловейкін В.С., Почка К.І., Шевченко Т.В. // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії (збірник наукових праць). – 2005, № 1. – С. 149-154.
59. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з гідромеханічним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2005 р. – № 65. – С. 26–36.
60. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І., Паламарчук Д.А. // Сб. науч. тр.: Строительство. Материаловедение. Машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСА, 2005. – № 33. – С. 157–169.
61. Ловейкін В.С. Дослідження робочого процесу роликової центрифуги з акумулятором енергії / Ловейкін В.С., Богуславський В.Є., Душанін Я.С. // Техніка будівництва. – 1999. – № 5. – С. 66–70.
62. Ловейкин В.С. О некоторых путях снижения энергетических затрат роликовых центрифуг / Ловейкин В.С., Богуславский В.Е. // Науково-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій. – К.: МНС України, КНУБА, 1999. – Вип. 2. – С. 61-63.
63. Ловейкін В.С. Одна трактовка фізичної та геометричної моделі коефіцієнта гістерезисних витрат при коченні / Ловейкін В.С., Бондаренко Л.М. // Вісник ХДТУСГ “Механізація сільського господарського виробництва”. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – С. 282–289.

64. Ловейкин В.С. Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин / Ловейкин В.С. // Подъемно-транспортное оборудование. – 1987. – № 18. – С. 31–35.
65. Ловейкин В.С. Оптимизация режима движения манипуляционных систем роботов по комплексному критерию / Ловейкин В.С. // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 1988. – № 2. – С. 8–11.
66. Ловейкін В.С. Оптимізація гідроприводного механізму машин для ущільнення ґрунту / Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Свідерський А.Т. // Зб. наук. праць “Механізація сільськогосподарського машинобудування”. – К.: НАУ, 1998. – С. 8–12.
67. Ловейкін В.С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роlikової формовочної установки з рекупераційним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І., Паламарчук Д.А. // Техніка будівництва. – 2004. – № 15. – С. 40–48.
68. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин / Ловейкин В.С. // Подъемно-транспортное оборудование. – 1989. – № 21. – С. 16–18.
69. Ловейкин В.С. Оценка эффективности конструкций машин роlikового формования Ловейкин В.С., Гарнец В.М. // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. – К.: Техніка, 1988 — Вып 41. – С. 43–47.
70. Ловейкін В.С. Побудова фізичної моделі роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Техніка будівництва. – 2007. – № 20. – С. 26–31.
71. Ловейкін В.С. Порівняльний аналіз нерівномірності руху роlikової формовочної установки з механічним та рекупераційним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування) Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка. – 2005. – № 16. – С. 126–130.

72. Ловейкін В.С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П.Василенка. – Харків, 2007. – № 59, Том 1. – С. 465–474.
73. Ловейкін В.С. Силовий аналіз роlikової формовочної установки з рекупераційним приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Техніка будівництва. – 2003. – № 14. – С. 27–37.
74. Ловейкін В.С. Силовий аналіз роlikової формовочної установки з врівноваженим приводом / Ловейкін В.С., Почка К.І. // Науковий вісник Національного аграрного університету. – Вип. 80, 2005 р. – С. 346-356.
75. Ловейкин В.С. Снижение вибрационной напряженности машин путем выбора режима движения / Ловейкин В.С. // Тезисы докладов II Всесоюзной НТК “Вибрация и вибродиагностика”. – Полтава, 1988. – С. 226, 227.
76. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие. / Ловейкин В.С. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
77. Ловейкін В.С. Реалізація оптимальних режимів руху робочих органів машин з гідроприводом / Ловейкін В.С. // Науково-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій: Збірник наукових статей. – К.: КНУБА, МНС України; 2000. – № 4. – С. 100-105.
78. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху вібраційних машин в будівельній індустрії / Ловейкін В.С. // Доклади I Всеукраїнської НТК “Прогресивні технології і машини для виробництва стройматеріалів, изделий і конструкцій”. – Полтава, 1996. – С. 8-12.
79. Ловейкин В.С. Синтез режимов движения манипуляционных систем роботов / Ловейкин В.С. // Тез. докл. IV Всесоюзной конференции “Автоматизация поискового конструирования и подготовка инженерных кадров”. – Волгоград, 1987. – Т. II. – С. 165-167.

80. Ловейкін В.С. Теоретичні дослідження динаміки тримасових ударно-вібраційних ущільнюючих машин з гідроприводом / Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Свідерський А.Т. // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА, 1999. — № 54. – С. 60–63.
81. Лурье А.И. Теория упругости / Лурье А.И. – М.: Наука, 1970. – 940 с.
82. Маслов А.Г. Исследование вибрационных площадок с двухчастотными пространственными колебаниями / Маслов А.Г., Иткин А.Ф. // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Вып. 38 – Харьков, 2007. – С. 39-44.
83. Маслов А.Г. Исследование виброплощадки для уплотнения цементобетонных смесей горизонтально направленными колебаниями и пригрузом / Маслов А.Г., Иткин А.Ф. // Интерстроймех 2007: материалы международной научно-технической конференции, 11-14 сентября 2007 г. Самара / Самарск. гос. арх.-строит. ун-т. Самара, 2007. – С. 189-196.
84. Механизация и автоматизация трудоемких процессов на предприятиях сборного железобетона / [И.И. Назаренко, В.А. Пенчук, В.Н. Гарнец и др.]. – К.: Будівельник, 1988. – 192 с.
85. Назаренко И.И. Высокоэффективные виброформовочные машины / Назаренко И.И. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1988. – 140 с.
86. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: підручник / Назаренко І.І. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
87. Назаренко И.И. Оптимизация конструктивных параметров привода машин роликового формования / Назаренко И.И., Ловейкин В.С., Гарнец В.Н. // Горные, строительные и дорожные машины. – 1992. – № 46. – С. 19–25.
88. Назаренко И.И. Перспективные направления создания и совершенствования уплотняющих машин в строительстве / Назаренко И.И., Гарнец В.Н. – К.: О-во “Знание” УССР, 1987. – 16 с.
89. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем / Назаренко И.И. – К.: ИСИО, 1993. – 216 с.

90. Неклюдов М.К. Механизация уплотнения грунтов / Неклюдов М.К. – М.: Стойиздат, 1985. – 167 с.
91. Неклюдов М.К. Механизированное уплотнение грунтов / Неклюдов М.К. – М.: Госстойиздат, 1960. – 143 с.
92. Пат. 30776 А Україна, МКВ В28В13/02 / Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей / Гарнець В.М., Зайченко С.В. – № 98062832 заявл. 01.06.98; опубл. 15.12.00, Бюл. № 7-ІІ.
93. Пат. 33971 А Україна, МКВ В28В13/02 / Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей / Гарнець В.М., Зайченко С.В. – № 99052546 заявл. 05.05.99; опубл. 15.02.01, Бюл. № 1.
94. Пат. 67091 А Україна, МКВ В28В13/02 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Гарнець В.М., Почка К.І. – № 2003076371 заявл. 08.07.03; опубл. 15.06.04, Бюл. № 6.
95. Пат. 70490 А Україна, МКВ В28В13/02 / Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Гарнець В.М., Почка К.І. – № 20031110056 заявл. 07.11.03; опубл. 15.10.04, Бюл. № 10.
96. Пат. 70523 А Україна, МКВ В28В13/02 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Гарнець В.М., Почка К.І. – № 20031110814 заявл. 28.11.03; опубл. 15.10.04, Бюл. № 10.
97. Пат. 7461 U Україна, МКВ В28В13/02 / Установка для формування виробів з вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № 20041210695 заявл. 24.12.04; опубл. 15.06.05, Бюл. № 6.
98. Пат. 7884 U Україна, МКВ В28В13/02 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І., Бичевський В.М. – № 20041209993 заявл. 06.12.04; опубл. 15.07.05, Бюл. № 7.
99. Пат. 9675 U Україна, МКВ В28В13/02 / Установка для формування виробів із вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І., Паламарчук Д.А. – № u 200502004 заявл. 04.03.05; опубл. 17.10.05, Бюл. № 10.

100. Пат. 10414 U Україна, МКВ В28В13/02 / Установа з гідроприводом для роликового формування плоских виробів / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Гарнець В.М., Почка К.І., Шевченко Т.В. – № у 200503882 заявл. 25.04.05; опубл. 15.11.05, Бюл. № 11.
101. Пат. 10711 U Україна, МКВ В28В13/02 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № у 200505494 заявл. 08.06.05; опубл. 15.11.05, Бюл. № 11.
102. Пат. 12135 U Україна, МКВ В28В13/02 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І., Паламарчук Д.А. – № у 200507785 заявл. 05.08.05; опубл. 16.01.06, Бюл. № 1.
103. Пат. 15814 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № у 200600735 заявл. 27.01.06; опубл. 17.07.06, Бюл. № 7.
104. Пат. 16778 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № у 200602817 заявл. 16.03.06; опубл. 15.08.06, Бюл. № 8.
105. Пат. 21888 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для роликового формування плоских залізобетонних виробів з керованим гідроприводом / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І., Паламарчук Д.А. – № у 200610497 заявл. 03.10.06; опубл. 10.04.07, Бюл. № 4.
106. Пат. 26999 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № у 200706711 заявл. 15.06.07; опубл. 10.10.07, Бюл. № 16.
107. Пат. 27477 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № у 200708595 заявл. 26.07.07; опубл. 25.10.07, Бюл. № 17.
108. Пат. 28047 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № у 200707475 заявл. 03.07.07; опубл. 26.11.07, Бюл. № 19.

109. Полянин А.Д. Справочник по линейным уравнениям математической физики / Полянин А.Д. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 576 с.
110. Рекомендации по изготовлению железобетонных изделий методом роликового формования. – М.: НИИЖБ Госстроя СССР. – 1983.
111. Розенбойм Л.С. Малая механизация бетонных работ / Розенбойм Л.С. – М.: Стройиздат, 1984. – 85 с.
112. Методические рекомендации по технологии роликового формования / [Руденко И.Ф., Кузин В.Н., Шклярова А.И. и др.] – М.: ЦМИПКС, 1987. – 35 с.
113. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей : Автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.04 “Дорожные и строительные машины” / Рюшин В.Т. – Киев, 1986. – 20 с.
114. Рюшин В.Т. Аналитическое описание роликового формования бетона / Рюшин В.Т., Човнюк Ю.В. // Новые технологические процессы при производстве сборного железобетона: Сб. Трудов НИИСП. – Киев, 1981. – С. 67–70.
115. Селиванова С.А. О назначении составов бетона роликового формования / Селиванова С.А., Кузин В.Н. // Сб. научн. трудов “Исследование и практика заводского производства железобетона”. – Москва, 1982. – С. 91-98.
116. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси / Сивко В.И. – К.: Вища школа, 1987. – 168 с.
117. Соколов В.А. Самоходные дорожные катки: учебное пособие / Соколов В.А., Новиков А.Н. – М.: Высшая школа, 1985. – 215 с.
118. Тышкевич В.А. Коэффициенты качества шарнирных четырехзвенников / Тышкевич В.А. // Анализ и синтез механизмов. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 70–95.

119. Хархута Н.Я. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог / Хархута Н.Я., Васильев Ю.М. – М.: Транспорт, 1975. – 257 с.
120. Дорожные машины / [Хархута Н.Я., Капустин М.И., Семенов В.П., Эвентов И.М.]. – М.: Машиностроение, 1968. – 416 с.
121. Хархута Н.Я. Дорожные машины / Хархута Н.Я. – Л.: Машиностроение, 1976. – 470 с.
122. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов / Хархута Н.Я. – Л.: Машиностроение, 1973. – 176 с.
123. Чубук Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. – К.: Вища школа, 1985. – 168 с.
124. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов / Шейнблит А.Е. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
125. Электротехнический справочник Т. 2. Электротехнические изделия и устройства / [Под ред. профессоров МЭИ (гл. ред. И.Н. Орлов)]. – [7-е изд., испр. и доп.]. – М: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
--------------------	----------

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ	5
1.1. Огляд машин для виробництва плоских залізобетонних виробів	5
1.2. Аналіз конструкцій і параметрів машин роликового формування плоских залізобетонних виробів	9
1.3. Огляд приводів машин роликового формування	15
1.4. Постановка задачі дослідження	18

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	20
2.1. Синтез роликової формувальної установки з рекупераційним приводом	20
2.2. Визначення кінематичних характеристик установки	28
2.3. Дослідження кінематики взаємодії ущільнювального ролика з шаром середовища обмеженої глибини	33
2.4. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом	44
2.4.1. Визначення кінетичної енергії	44
2.4.2. Визначення моментів сил опору	51
2.5. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму	64
2.6. Визначення навантажень в елементах установки	70
2.7. Аналіз нерівномірності руху	78

2.7.1. Аналіз нерівномірності руху установки з кривошипно-шатунним приводом на один формувальний візок	78
2.7.2. Аналіз нерівномірності руху установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки	90
2.7.3. Вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху	99
2.7.4. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з передавальним механізмом, що має змінне передаточне відношення	105
2.7.5. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з гідромеханічним приводом	108
2.8. Динамічний аналіз роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом	118
2.9. Аналіз динамічного режиму руху роlikової формувальної установки з керованим гідроприводом	131

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.....

3.1. Програма експериментальних досліджень	140
3.2. Побудова фізичної моделі роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом	140
3.2.1. Визначення параметрів фізичної моделі	141
3.2.2. Розробка конструкції фізичної моделі	145
3.3. Вимірювально-реєструюче обладнання для визначення параметрів фізичної моделі	147
3.4. Планування експерименту та методика обробки даних експериментальних досліджень	155

РОЗДІЛ 4	
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
ДИНАМІКИ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ	
УСТАНОВКИ	159
4.1. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі	159
4.1.1. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі установки з	
кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок	159
4.1.2. Аналіз нерівномірності руху фізичної моделі установки з	
рекупераційним приводом на два формувальні візки	162
4.2. Результати експериментальних досліджень режимів руху	165
4.3. Результати експериментальних досліджень силових навантажень	171
4.4. Порівняння теоретичних і експериментальних результатів	
дослідження режимів руху фізичної моделі	177
РОЗДІЛ 5	
РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ПО ВДОСКОНАЛЕННЮ	
КОНСТРУКЦІЙ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ	
182	
5.1. Рекомендації по вдосконаленню привода машин роликового	
формування	182
5.2. Рекомендації по вдосконаленню елементів машин роликового	
формування	203
ВИСНОВКИ	208
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	211