

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

**ЛОВЕЙКІН В.С.
ПОЧКА К.І.**

**ДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ
МАШИН РОЛИКОВОГО
ФОРМУВАННЯ**

МОНОГРАФІЯ

Київ – 2016

УДК 693.546
ББК 38.626.1
Л68

Публікується за рішенням Вчених рад Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол № 4 від 26.10.2016р.) та Київського національного університету будівництва і архітектури (протокол № 48 від 28.10.2016р.).

Рецензенти: **Назаренко І.І.**, доктор технічних 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

Кузьмінець М.П., доктор технічних наук, завідувач кафедри інженерної і комп'ютерної графіки та дизайну Національного транспортного університету

Зайченко С.В., доктор технічних наук, професор кафедри електромеханічного обладнання енергоємних виробництв Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Ловейкін В.С., Почка К.І.

Л68 Динамічна оптимізація машин роликowego формування.
Монографія. – К.: ЦП «Компринт», 2016. – 240 с.
ISBN

Монографія написана на основі досліджень авторів режимів руху роликовой формувальної установки з рекуперативним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка. У ній наведено динамічний аналіз установки із кожним вказаним приводним механізмом, здійснено силовий аналіз, проведено аналіз нерівномірності руху, а також здійснено динамічне зрівноваження приводних механізмів.

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

ISBN

УДК 693.546
ББК 38.626.1

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 з удосконалення існуючих та розробки нових бетоноформувань 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.

В даній монографії з метою підвищення надійності та довговічності розроблено конструкцію роликової 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. Також запропоновано використання в роликовій формувальній установці енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки та врівноваженого приводу на чотири формувальні візки. Всі запропоновані конструкції установок захищені патентами України на винаходи та корисні моделі.

Розроблено математичні моделі динаміки руху роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваже-

ним приводами, на основі яких проведено динамічний аналіз установки: визначено функції зміни кінетичної енергії та моментів сил опору, зведених до приводного валу, а також здійснено порівняльний аналіз динаміки установки з кожним із наведених приводів.

Для роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами складено розрахункову схему навантажень на кожен із формувальних візків та на приводний механізм, записано рівняння кінетостатичної рівноваги, в результаті яких визначено навантаження в елементах установки. Також встановлено, що мінімум максимального значення сумарної потужності на кожний формувальний візок спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

Проведено аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, установки енергетично врівноваженим на три формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. При цьому встановлено, що мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності руху спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, а коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення в установці з рекупераційним приводом на два формувальні візки.

Здійснено динамічне зрівноваження приводних механізмів роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами. Встановлено, що максимальне та середньоквадратичне значення сумарної сили інерції приймають найменше значення в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки; максимальне та середньоквадратичне значення сумарного моменту від дії сили інерції мають мінімальне значення в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

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 всі 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, 20, 24, 25, 46, 130, 132-136, 138, 180], що виготовляється на підприємствах будівництва. 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, 20, 24, 25, 46, 99, 109, 126, 129, 132-136, 138-141, 185, 192]. 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, в решті, добре ущільнюється.

Процес віброуцільнення бетонної суміші має складний характер і проходить у кілька стадій: переукладання компонентів з інтенсивним витискуванням повітря, зближенням частинок і завершальним витискуванням повітря, а також можливим доуцільненням за рахунок деякого додаткового, наприклад статичного, тиску [46, 135, 136, 192]. 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 знаковим, деформація, що приводить до ущільнення шарів суміші, може бути і зворотною, яка сприяє розшаруванню і порушенню ущільненої структури [20, 24, 135, 136]. 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 не комфортні умови на робочих місцях, підвищує рівень шуму і затуляє у коливання несучі металокаркати 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 [51].

Безвібраційний спосіб ущільнення сумішей заснований на застосуванні тиску на суміш, що перебуває у формі або у спеціальній формувальній порожнині [4, 8-10, 13, 16, 20, 24, 27, 136, 179, 186, 188-191]. 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.

Для виробництва невеликих плит, каменів, цегли застосовують метод статичного пресування, часом він поєднується з вібраційним способом; для виробництва труб застосовують центрифуги, де внаслідок обертання форми суміш стискується вібровідцентровими силами. Можливе і радіальне пересування за допомогою роликів, які обертаються і притискають суміш до форми, а при їх підйманні здійснюється загладжування коротким циліндром.

Роликове пресування характерне тим, що відбувається багаторазове вдавлення 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 [21, 22, 26-30, 40-45, 47, 59, 90, 104, 179, 181-184]. 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 і архітектури [1-3, 20-24, 26-30, 40, 52, 105, 107, 109, 124-126, 137, 142, 143, 182, 183].

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., Маслової 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., Свідерського А.Т., Баранова Ю.О., Кузьмінця М.П., Нестеренка М.П. 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 більшості підприємств вібраційної технології виробництва збірного залізобетону, за якою 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 [20, 24, 26-30, 59, 138, 181-183] деяких видів виробів із жорстких та наджорстких дрібнозернистих (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 [20, 24, 136, 182].

Суть методу роликового формування [20, 22, 24, 27, 136, 182] полягає в тому, що жорстко фіксований в напрямних руху укочувальний 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 [20, 26-30, 40, 59, 105, 181-183]. 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 [20, 24]. Тут портал 1 розміщений стаціонарно на посту формування із напрямними руху 2 в 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.

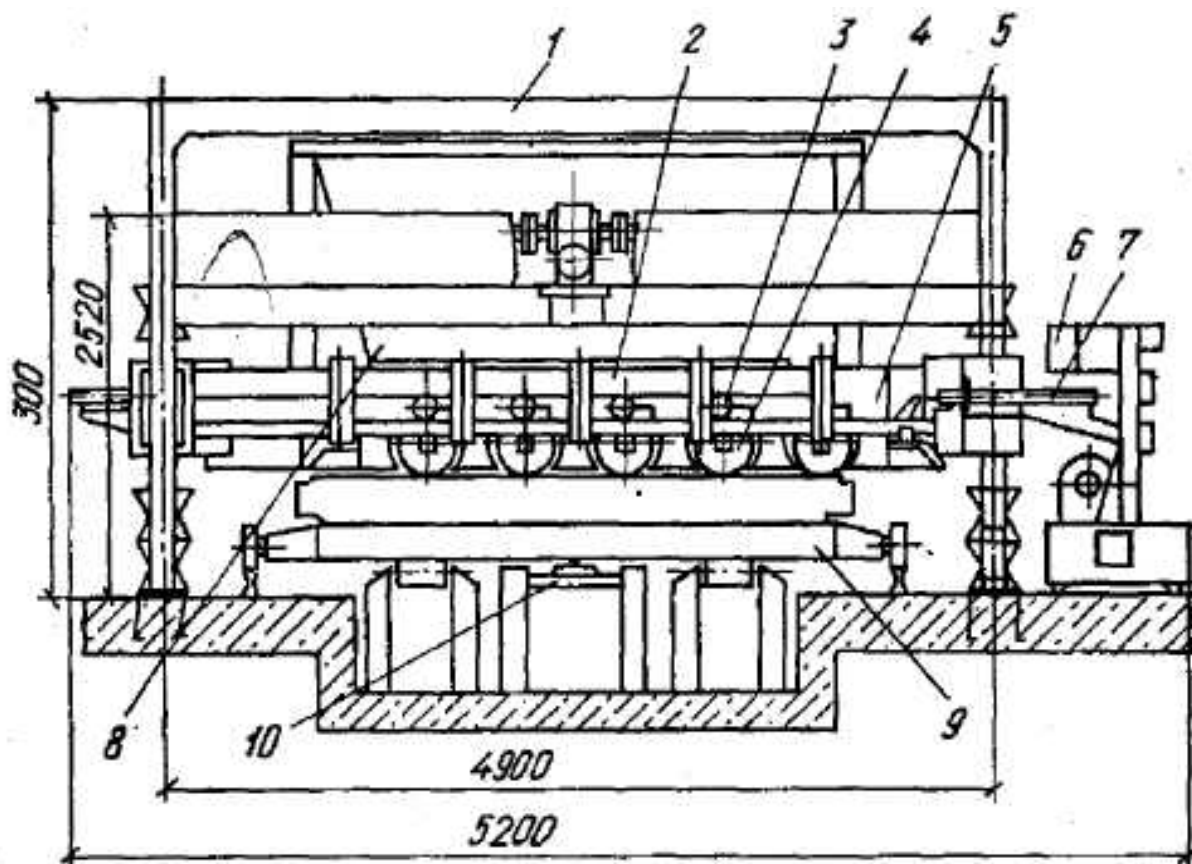


Рис. 1.1. Конструкція безвібраційної роlikової формувальної установки

Технічна характеристика роликової 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 роликова формувальна 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, а також необхідного крутного моменту на приводному валу кривошипа.

В основу інженерної методики розрахунку параметрів роликів БФА (бетоно-формувальних агрегатів) для виробництва залізобетонних виробів покладено результати експериментальних та теоретичних досліджень, проведених для машин роликового формування пустотних панелей [21, 40], а також використані матеріали з роликового формування суцільних виробів [20, 24, 26-30, 59, 182, 183].

Розроблена методика дозволяє проектувати нові роликові бетоно-формувальні 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 наступні вихідні дані [182]:

- розміри виробу, що формується: висота плити — h_0 , ширина виробу — B ;
- тип суміші, що ущільнюється;
- вологість бетонної суміші — W ;
- потрібна щільність виробу — $k_{ущ}$;
- величина максимального контактного тиску q , що забезпечує потрібну щільність виробу $k_{ущ}$ при вологості суміші W .

Виходячи з товщини виробу, що формується, визначається мінімально допустимий радіус робочого органу [182]:

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

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 залежністю:

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

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:

$$\varphi_s = \arcsin \frac{7,53 \cdot (1 - v^2) \cdot q \cdot (1 - \theta)^{0+1} \cdot \theta^{1-0}}{E}, \quad (1.5)$$

де E – модуль пружності бетонної суміші.

Зусилля взаємодії ролика з бетонною сумішшю [182]:

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

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:

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

Зусилля, необхідне для 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 [150]:

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

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, μ_5 – коефіцієнт, що враховує додатковий опір тертя ребер напрямних роликів візка по напрямним руху.

Миттєва потужність на ущільнення бетонної суміші:

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

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 укочувальними 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.

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 укочувальними роликами під час постійних пускогальмівних режимів руху втрачається значна частина енергії, яка йде на втомне 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 укочувальними роликками 7 змонтований в порталі 6 на напрямних 5.

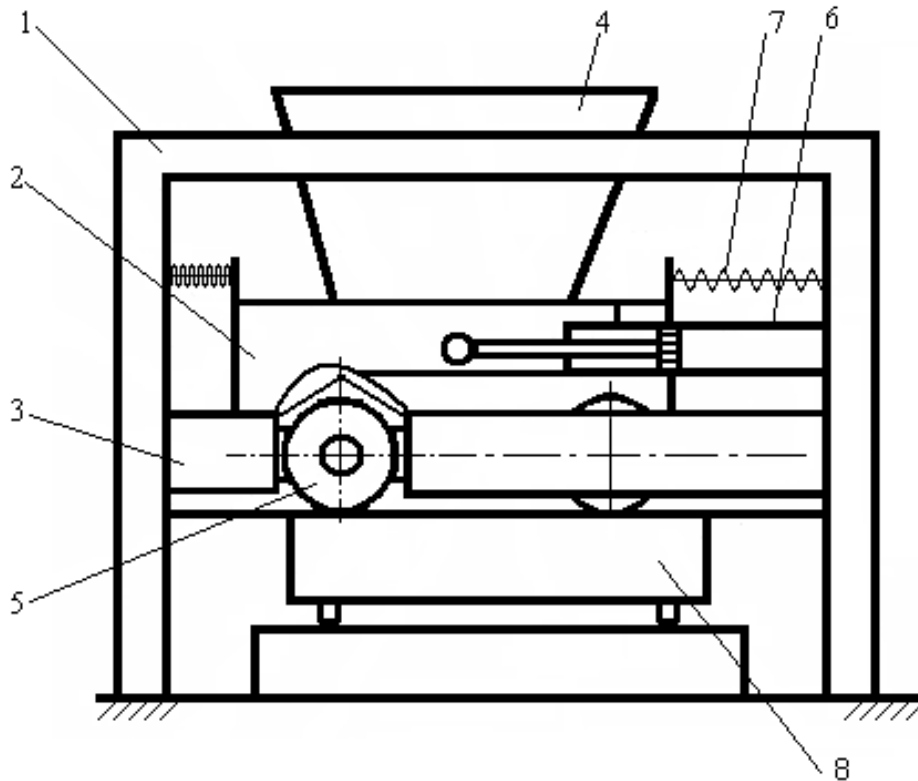


Рис. 1.2. Роликова формувальна установка з гідравлічним приводом зворотно-поступального руху формувального візка

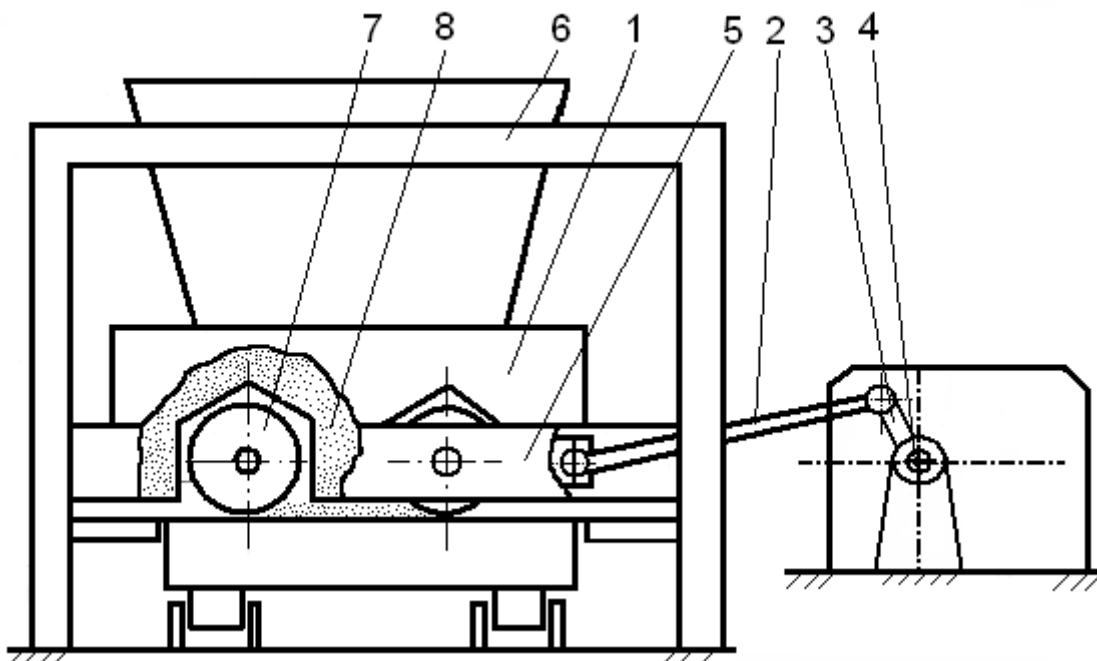


Рис. 1.3. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом зворотно-поступального руху формувального візка

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.

Для зменшення нерівномірності руху формувального візка була розроблена конструкція гідравлічного приводу роликів формувальної установки [61, 150], яка дає можливість реалізувати будь-який режим руху формувального візка (рис. 1.4). 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 уковувальні 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 бункера 4.

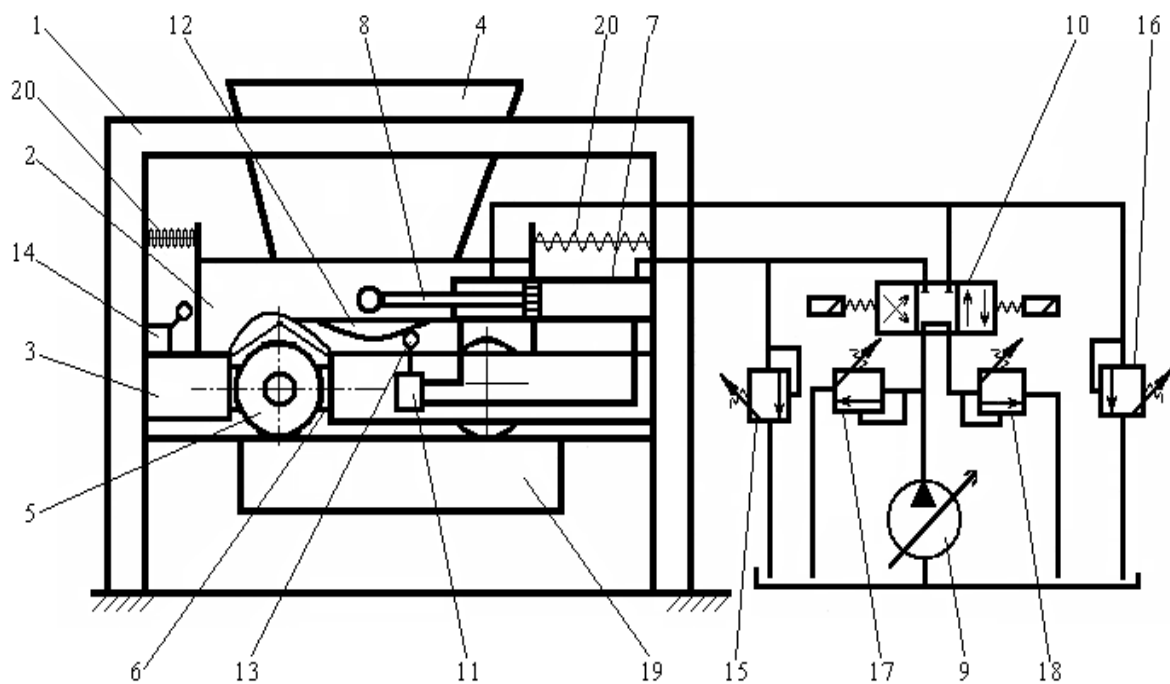


Рис. 1.4. Роликів формувальна установка з керуванням гідроприводом

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.

Однак 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 для усунення цього недоліку здійснено модернізацію конструкції приводу, згідно з якою в роликовій формувальній установці з керованим гідроприводом (рис. 1.4) 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 [155].

На рис. 1.5 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 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.

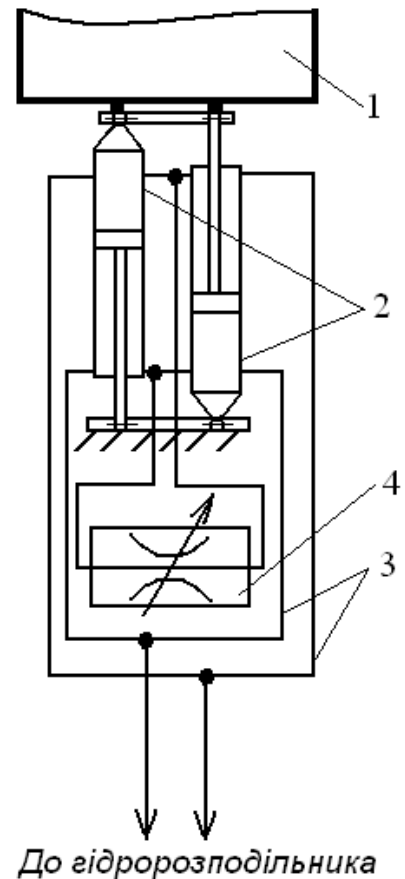


Рис. 1.5. Розташування гідроциліндрів у роликовій формувальній установці з керованим гідроприводом

На рис. 1.6 зображено установку для формування виробів з бетонних сумішей [153], 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 потенці-

льної 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.

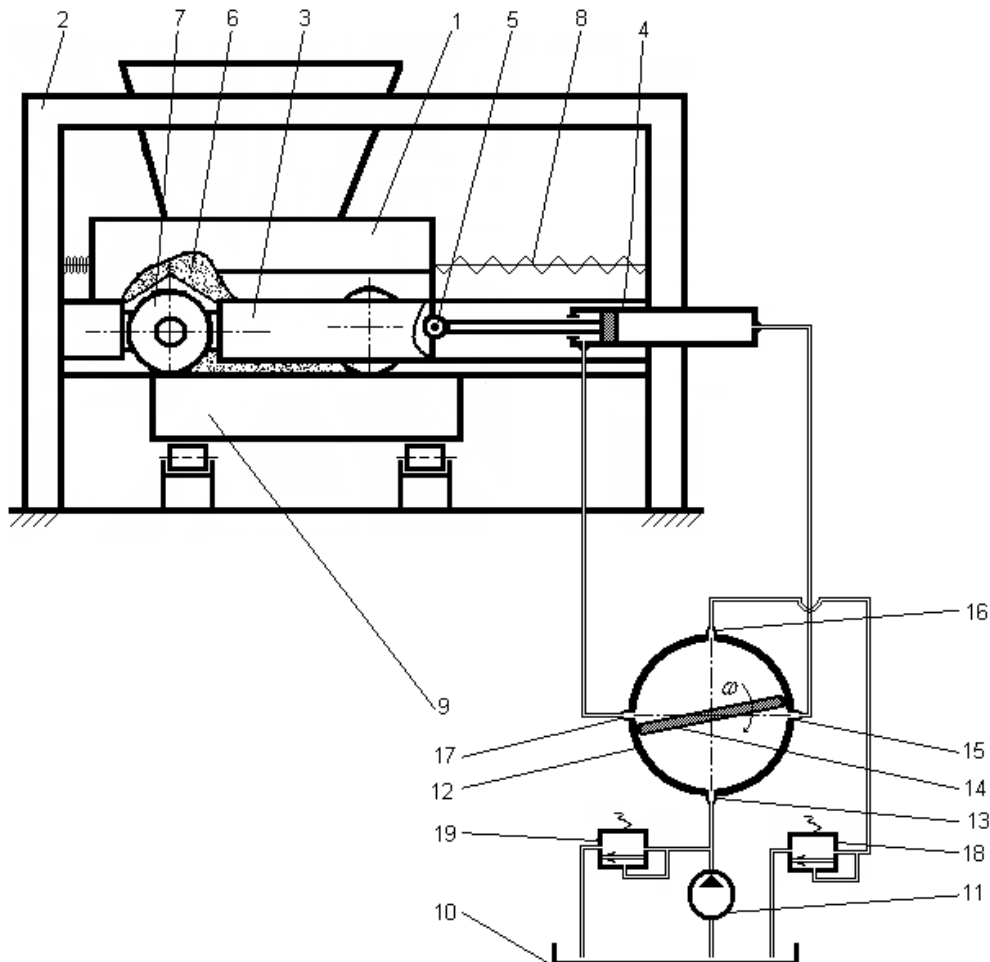


Рис. 1.6. Роликова формувальна установка з гідроприводом із ротаційним гідророзподільником

При такій конструкції пристрою відбувається наступне: робоча рідина з бака 10 гідравлічного стенду за допомогою насоса 11 потрапляє у вхідний 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.

На рис. 1.7, а наведено установку для формування виробів з бетонних сумішей [152], яка складається з нерухомого порталу 1, змонтованого на ньому формувального візка 2, що вміщує подавальний бункер 3 та укочувальні ролики 4 і здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних 5 над порожниною форми 6. Візок приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою привода, прикріпленого до порталу 1 у вигляді зубчастого колеса 7, зубці якого розташовані по одній половині початкового кола (рис. 1.7, б) в межах кута φ ($0 < \varphi < \pi$). Зубчасте колесо 7 обертається з постійною кутовою швидкістю ($\omega = const$) і входить в зачеплення з двосторонньою зубчастою рейкою 8, що жорстко з'єднана з формувальним візком 2.

При застосуванні в роликівій формувальній установці наведеного приводного механізму спостерігається постійне значення швидкості руху формувального візка. При обертанні зубчастого колеса 7 з постійною кут-

вою швидкістю ($\omega = const$) його зубці поперемінно входять в зачеплення із зубцями зубчастої рейки 8, приводячи її в зворотно-поступальний рух з постійною швидкістю, яка визначається залежністю $V = \omega \cdot R$, де R – радіус ділильного кола зубчастого колеса 7. При цьому підвищується рівномірність ущільнення бетонної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зникають зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується надійність та довговічність установки.

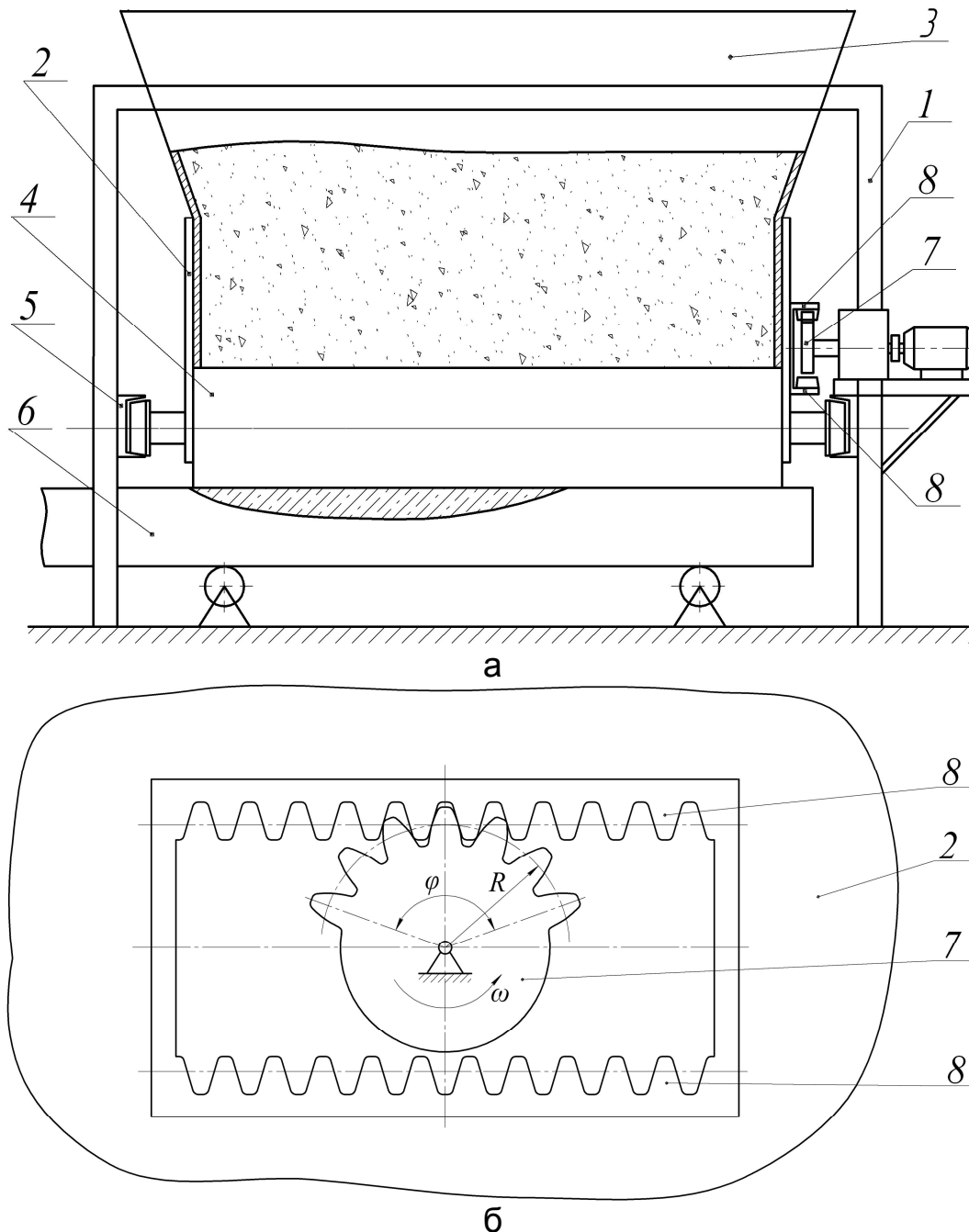


Рис. 1.7. Роликова формувальна установка з приводом від зубчастого сектора (а) та схема приводного механізму (б)

Також для приведення формувального візка в зворотно-поступальний рух в роликівій 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.

З метою зменшення динамічних навантажень в елементах роликівій формувальній установці та для підвищення її надійності запропоновано конструкцію установи з кулачковим приводним механізмом для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка (рис. 1.8). Приводний механізм виконаний у вигляді шарнірно встановленого на порталі кулачкового механізму, що контактує з штовхачами, жорстко прикріпленими до формувального візка [3, 80].

Установка вміщує змонтований на нерухомому порталі 1 формувальний візок 2, який здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних руху 3 і складається з розподільчого бункера 4 та уковувальних роликів 5. Візок приводиться в рух за допомогою приводу 6, що змонтований на порталі установки у вигляді кулачкового механізму, кулачок якого обертається з постійною кутовою швидкістю ($\omega = \text{const}$) і контактує з двома штовхачами 7, жорстко з'єднаними з рамою візка 2.

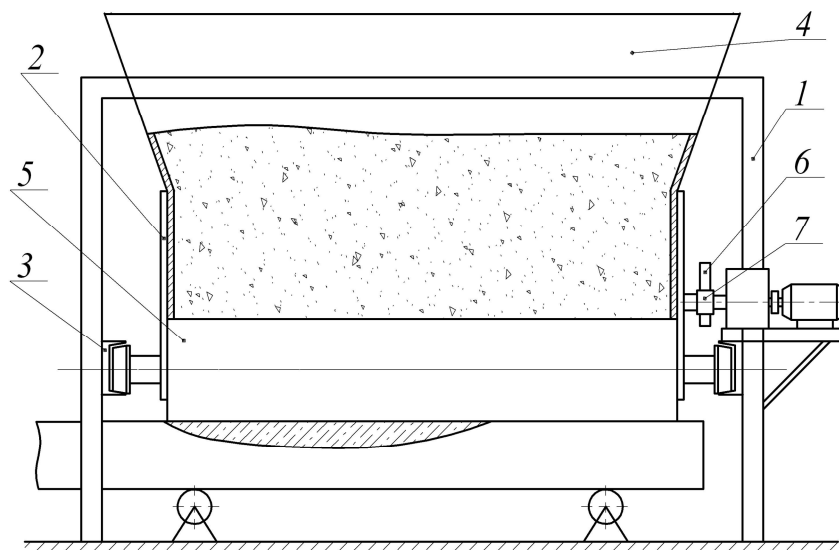


Рис. 1.8. Роликівійа формувальна установка з кулачковим приводним механізмом

Недоліком даної установки є використання в ній кулачкового приводного механізму з одного боку формувального пристрою, що створює значне навантаження на привод через перекошування формувального візка у напрямних руху, оскільки опір переміщенню формувального візка не рівномірний по ширині робочого органа – ролика. Це приводить до значного підвищення сил тертя формувального візка у напрямних руху, до виникнення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до передчасного виходу установки з ладу. Тому з метою унеможливлення осьового перекошування формувального візка та підвищення надійності установки було здійснено удосконалення конструкції приводного механізму.

Поставлена задача вирішується тим, що установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з нерухомого порталу, кулачкового приводного механізму та формувального пристрою симетрично відносно своєї поздовжньої осі додатково містить кулачковий приводний механізм для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка від обох кулачкових приводів з унеможливленням його осьового перекошування у напрямних руху (рис. 1.9) [163].

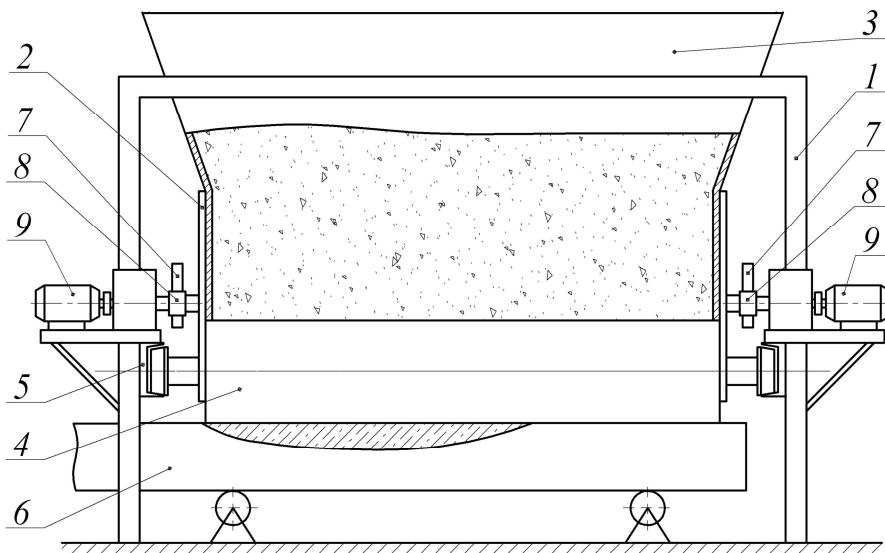


Рис. 1.9. Роликова формувальна установка з двома кулачковими приводними механізмами

Установка складається з нерухомого порталу 1, змонтованого на ньому формувального візка 2, що вміщує подавальний бункер 3 та укочувальні

ролики 4 і здійснює зворотно-поступальний рух в напрямних 5 над порожньою форми 6. Візок приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою двох приводів 7, прикріплених до порталу 1 у вигляді двох кулачкових механізмів, що обертаються з постійною кутовою швидкістю ($\omega = \text{const}$), але різною за напрямками, і контактують з двома штовхачами 8, жорстко з'єднаними з візком 2. Наявність двох штовхачів 8 з кожного боку формувального візка 2 дозволяє створювати жорсткий силовий ланцюг при його прямому і зворотному ході.

При застосуванні в установці кулачкового приводного механізму з кожного боку формувального візка унеможливується його осьове перекошування, підвищується якість поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводу, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому [164].

Проведено аналіз режимів руху кулачкових механізмів [80]. Запропонована методика синтезу оптимальних режимів руху, яка дозволяє отримати будь-які режими, що відображають ті або інші властивості кулачкового механізму [80, 103]. Найбільш перспективним є комплексні оптимальні режими руху, що враховують одночасно декілька властивостей кулачкових механізмів. Такі оптимальні режими руху можуть бути отримані на базі комплексних критеріїв з урахуванням оптимальних режимів руху кулачкових механізмів за одиничними інтегральними критеріями [80, 103, 108, 123].

Для установки з кулачковим приводним механізмом проведено розрахунки оптимального динамічного режиму руху формувального візка при його переміщенні від одного крайнього положення до іншого [80, 120, 121], оптимального ривкового режиму [122], оптимального режиму за прискоренням третього порядку [97, 112] та комплексного оптимального режиму руху [123].

Проведені розрахунки комбінованих режимів руху формувального візка при його переміщенні від одного крайнього положення до іншого з оптимальним динамічним [121], оптимальним ривковим [122] та оптимальним за

прискоренням третього порядку [119] розгоном та гальмуванням. При цьому на більшій частині руху формувального візка між крайніми положеннями (дві третини) його швидкість є постійною величиною.

Здійснено оптимізацію реверсування формувального візка роликової формувальної установки за оптимальним динамічним режимом руху [80], оптимальним ривковим режимом [98] та оптимальним режимом за прискоренням третього порядку [97].

Для оптимального ривкового режиму реверсування проведено оптимізацію крайових умов [95] – встановлено оптимальне значення прискорення формувального візка при досягненні ним крайніх положень. При оптимальному режимі реверсування за прискоренням третього порядку визначено оптимальні значення прискорення та ривка формувального візка при досягненні ним крайніх положень [91].

Для кожного з перерахованих режимів руху формувального візка роликової формульної установки розраховані кінематичні характеристики та побудовано графіки зміни переміщення, швидкості, прискорення та ривка, наведено вирази для визначення змінного радіуса кулачка та побудовано його профіль [80, 162-174].

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.

Звідси випливають головні задачі дослідження.

1. Розробити конструкції роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами, що дозволить при збільшенні продуктивності установки зменшити енергетичні витрати на процес формування.

2. Визначити оптимальні конструктивні параметри роликової формувальної установки з рекупераційним приводом.

3. Розробити динамічну та математичну моделі руху роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами. Провести динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами.

4. Здійснити аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним, рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами.

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

6. Оптимізувати конструктивні параметри приводного механізму роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами.

7. Провести динамічне зрівноваження приводного механізму роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами.

РОЗДІЛ 2

СИНТЕЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ, ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ТА ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДАМИ

2.1. Синтез роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

В існуючих установках поверхневого роликового ущільнення залізо-бетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [24, 27, 30, 59, 182]. 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 втомне 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 [107]. 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 $\Delta\varphi$ [144]. 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.

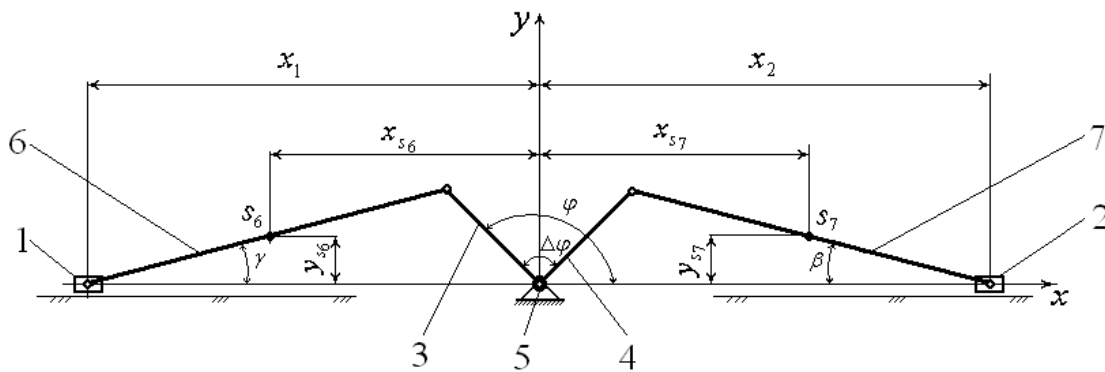


Рис. 2.1. Кінематична схема спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії при зворотно-поступальному русі візків

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):

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

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 $m_1 = m_2 = m$ [107].

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 кривошипами.

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 ($\dot{\varphi} = \omega = const$) 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:

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

$$T_6 = \omega^2 \cdot \left(\frac{l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 \right]}{2} + \frac{J_{s6} \cdot \left(\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} \right)^2}{2} \right); \quad (2.25)$$

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

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 [107]:

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

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 [107] 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 [107]:

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

яке з достатнім ступенем точності для інженерних розрахунків, що залежить від співвідношення $\frac{r}{l}$, справедливе для всіх дійсних значень координати φ . Звідси випливає, що при зміщенні кривошипів приводу 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 га-

льмувати 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 [144]. 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 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.

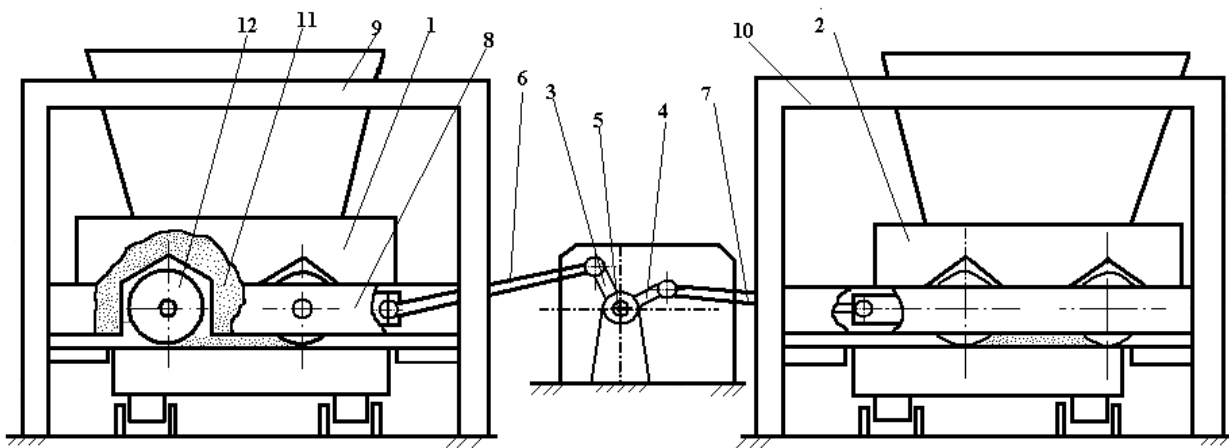


Рис. 2.2. Установка для формирования плоских железобетонных изделий на спаренных постах с единым рекуперационным приводом

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.

За технологічним процесом формувальні візки установки для формування залізобетонних виробів на спаренних постах з єдиним рекуперационним 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 машинах роликів формувальних ведучою ланкою, як правило, є вал електродвигуна приводу. При усталеному русі кутову швидкість обер-

тання 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 плоских 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.

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:

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

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

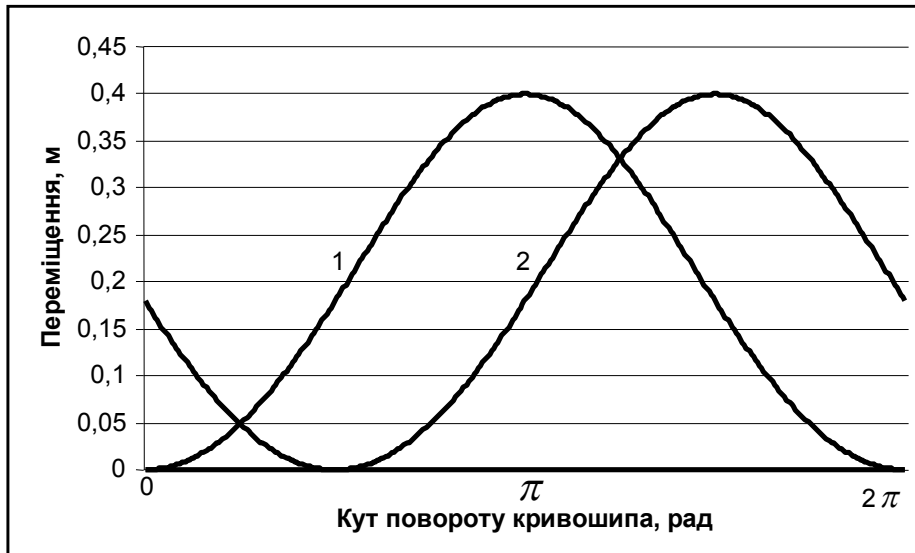


Рис. 2.3. Графіки зміни переміщень першого (1) та другого (2) візків роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

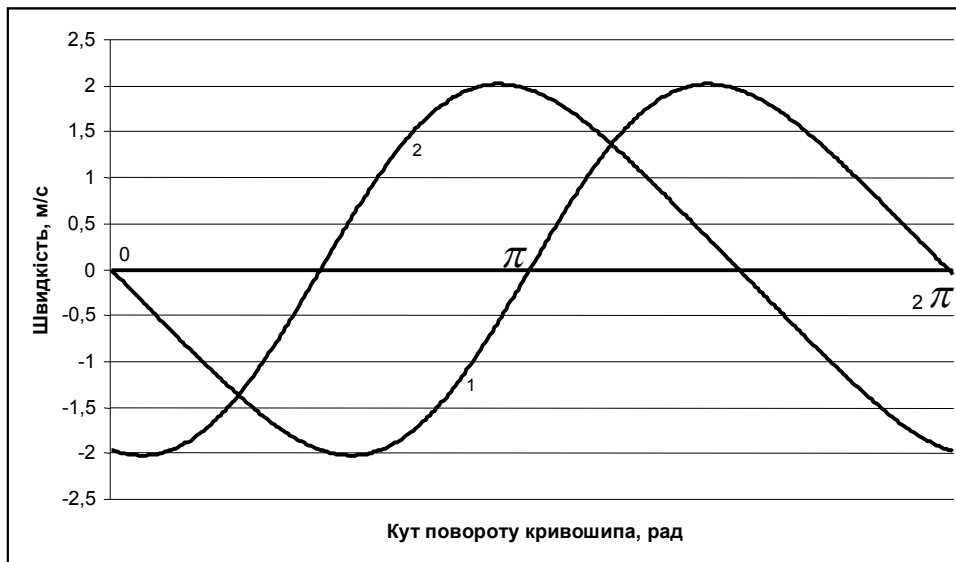


Рис. 2.4. Графіки зміни швидкостей першого (1) та другого (2) візків роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

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 ви-

значаються наступним чином:

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

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

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

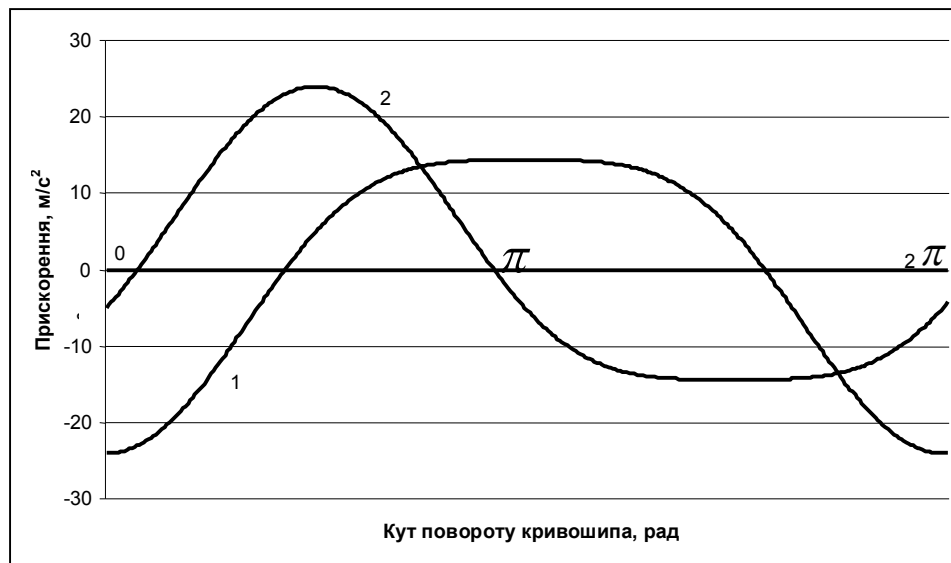


Рис. 2.5. Графіки зміни прискорень першого (1) та другого (2) візків роликів формувальної установки з рекупераційним приводом

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:

$$\frac{\partial^2 x_{S6}}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi\right)^{-1}} - 1}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad (2.35)$$

$$\frac{\partial^2 y_{S6}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin \varphi;$$

$$\frac{\partial^2 x_{S7}}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos(\varphi - \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi - \Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)\right)^{-1}} - 1}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right) + \right. \\ \left. + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right); \quad (2.36)$$

$$\frac{\partial^2 y_{S7}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi).$$

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:

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

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

2.2. Визначення оптимальних конструктивних параметрів роликів формувальної установки з рекупераційним приводом

Для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії запропоновано конструкцію установки [145] з розташуванням формувальних візків паралельно між собою з одного боку приводного валу з використанням вказаного вище приводного механізму (рис. 2.3).

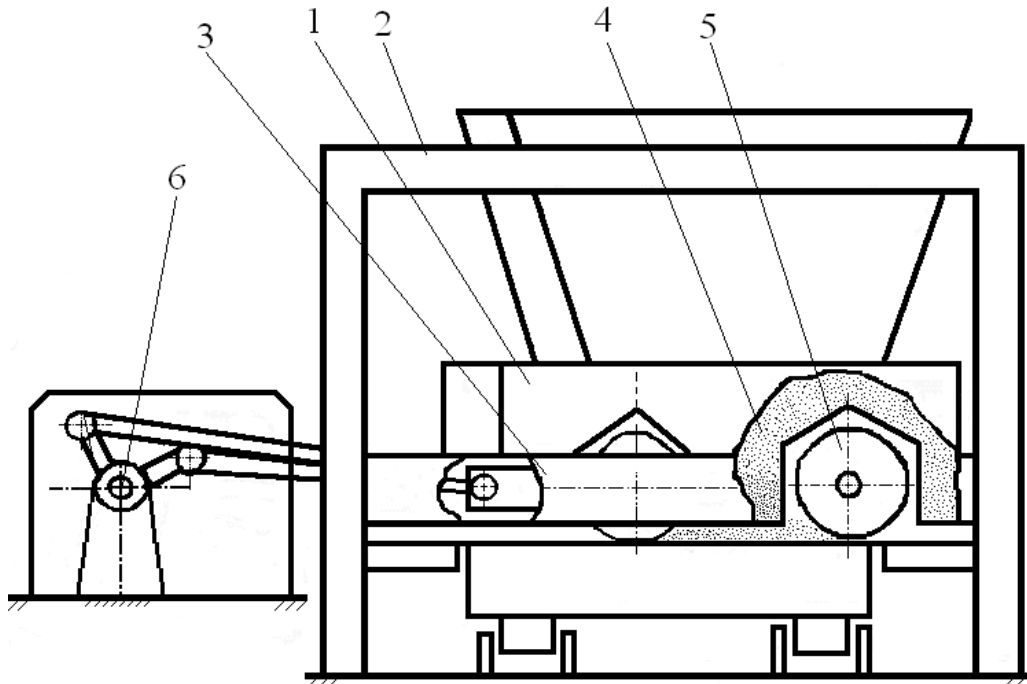


Рис. 2.3. Роликів формувальна установка з рекупераційним приводом для формування виробів з бетонних сумішей на одній технологічній лінії

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 6 і зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$.

Виходячи з міркувань, що обидва формувальні візки 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, на початковому етапі синтезу установки значення відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків було прийнято рівним нулю – $a = 0$.

Однак в деяких технологічних пристроях з міркувань забезпечення підвищення якості готової продукції використовуються приводні механізми з реалізацією поступального переміщення робочого органу з різною швидкістю в кожному з напрямків руху. Це може бути досягнуто шляхом використання кулісних механізмів або зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів. При цьому в установці з рекупераційним приводом оптимальне значення кута зміщення кривошипів може відрізнитися від вказаного вище $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$.

Тому постає задача визначення оптимального значення зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для приводного механізму зі зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів [74, 75].

На рис. 2.4 зображено кінематичну схему роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії зі зміщенням осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів. На даній кінематичній схемі r – радіус кривошипів; l – довжина шатунів; a – зміщення між віссю обертання кривошипів та віссю переміщення візків; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення одного кривошипу відносно іншого; x_1 та x_2 – координати центрів мас першого та другого візків відповідно; β_1 та β_2 – кутові координати, які визначають положення шатунів першого та другого візків відносно горизонталі.

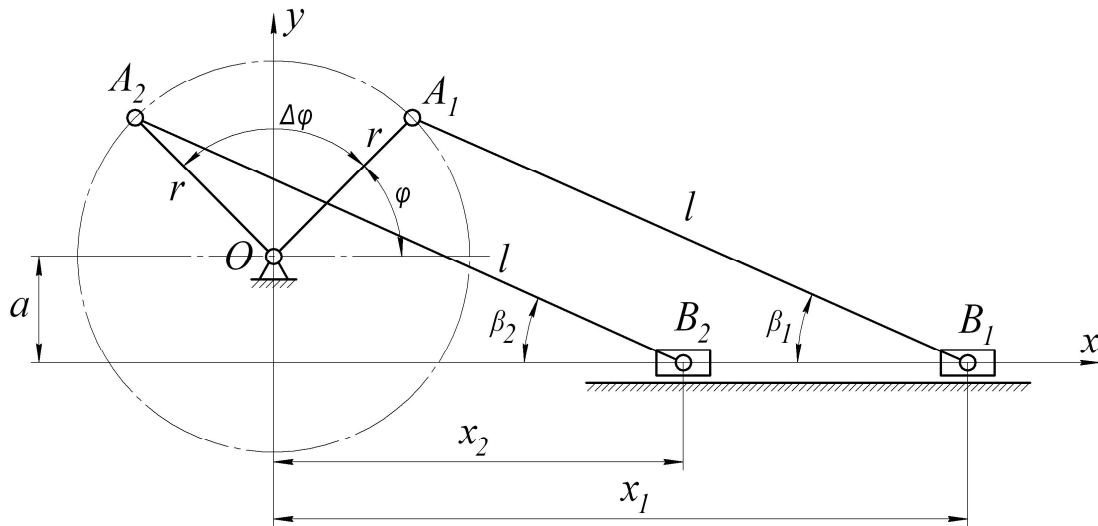


Рис. 2.4. Кінематична схема установки

З рис. 2.4 визначаємо координати центрів мас візків:

– для першого візка

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \beta_1, \quad (2.39)$$

де r – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; β_1 – кутова координата, яка визначає положення шатуна першого візка відносно горизонталі.

Оскільки кут β_1 невідомий, його можна визначити в залежності від довжини шатуна l , радіуса кривошипа r та кутової координати кривошипа φ :

$$a + r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta_1 \rightarrow \sin \beta_1 = \frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l},$$

де a – зміщення між віссю обертання кривошипа та віссю переміщення візків.

Звідси

$$\cos \beta_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_1} = \sqrt{1 - \frac{(a + r \cdot \sin \varphi)^2}{l^2}}.$$

Тоді

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \sqrt{1 - \frac{(a + r \cdot \sin \varphi)^2}{l^2}}. \quad (2.40)$$

– для другого візка

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2, \quad (2.41)$$

де $\Delta\varphi$ – кут зміщення одного кривошипу відносно іншого; β_2 – кутова координата, яка визначає положення шатуна другого візка відносно горизонталі.

Значення кута β_2 визначаємо по аналогії з першим випадком:

$$a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2 \rightarrow \sin \beta_2 = \frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l}.$$

Звідси

$$\cos \beta_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2} = \sqrt{1 - \frac{[a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)]^2}{l^2}}.$$

Тоді

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \sqrt{1 - \frac{[a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)]^2}{l^2}}. \quad (2.42)$$

При відношеннях r/l та $a/l < 1$ радикали в (2.40) і (2.42) можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l}\right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l}\right)^4 - \dots; \quad (2.43)$$

$$\left\{1 - \left[\frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l}\right]^2\right\}^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l}\right]^2 - \frac{1}{8} \cdot \left[\frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l}\right]^4 - \dots \quad (2.44)$$

Відношення a/l та r/l для роликів формувальних установок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $1/3$ і ряди (2.43) та (2.44) досить швидко сходяться, тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени рядів (2.43) та (2.44). Тоді залежності (2.40) і (2.42) будуть мати вигляд:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l - \frac{(a + r \cdot \sin \varphi)^2}{2 \cdot l}; \quad (2.45)$$

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l - \frac{[a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)]^2}{2 \cdot l}. \quad (2.46)$$

Знайдемо швидкості центрів мас візків установки шляхом диференціювання залежностей (2.45) та (2.46) за часом, в результаті чого будемо мати:

$$\dot{x}_1 = -\dot{\varphi} \cdot r \cdot \left[\sin \varphi - \frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l} \cdot \cos \varphi \right]; \quad (2.47)$$

$$\dot{x}_2 = -\dot{\varphi} \cdot r \cdot \left[\sin(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) \right]. \quad (2.48)$$

Тепер визначимо кінетичну енергію першого і другого візка:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}_1^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left[\sin \varphi - \frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l} \cdot \cos \varphi \right]^2; \quad (2.49)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}_2^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left[\sin(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{a + r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)}{l} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) \right]^2. \quad (2.50)$$

де m – маса формувальних візків.

Знайдемо положення кривошипа, при якому кінетична енергія першого візка приймає екстремальні значення. Для цього візьмемо похідну по координаті φ від виразу (2.49) і прирівняємо її до нуля, в результаті чого отримаємо:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = m \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left[\sin \varphi - \frac{a + r \cdot \sin \varphi}{l} \cdot \cos \varphi \right] \cdot \left[\cos \varphi - \frac{r \cdot \cos^2 \varphi}{l} + \frac{r \cdot \sin^2 \varphi}{l} + \frac{a \cdot \sin \varphi}{l} \right] = 0. \quad (2.51)$$

Рівняння (2.51) справедливе, коли один із співмножників дорівнює нулю. Оскільки $m \neq 0$, $r \neq 0$ і $\dot{\varphi} \neq 0$, то умова (2.51) буде виконана, коли вирази в квадратних дужках дорівнюють нулю.

Розглянемо випадок, коли співмножник у першій квадратній дужці дорівнює нулю, тобто:

$$\sin \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi - \frac{a}{l} \cdot \cos \varphi = 0. \quad (2.52)$$

Замінімо в (2.52) $\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi}$, тоді:

$$\sin \varphi = \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi + \frac{a}{l} \right) \cdot \cos \varphi \rightarrow \sin \varphi = \left(\frac{a}{l} + \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \right) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \varphi}.$$

Піднесемо до квадрату праву і ліву частини останнього рівняння, після чого отримаємо:

$$\sin^2 \varphi = \left(\frac{a^2}{l^2} + 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin \varphi + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right) \cdot (1 - \sin^2 \varphi).$$

Після розкриття дужок отримаємо:

$$\sin^2 \varphi = \frac{a^2}{l^2} + 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin \varphi + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi - \frac{a^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin^3 \varphi - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 \varphi.$$

Здійснивши деякі перетворення, отримаємо:

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 \varphi + 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin^3 \varphi + \left(1 + \frac{a^2}{l^2} - \frac{r^2}{l^2}\right) \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \frac{a \cdot r}{l^2} \cdot \sin \varphi - \frac{a^2}{l^2} = 0. \quad (2.53)$$

Для роликової формувальної установки з геометричними параметрами приводного механізму $r = 0,2 \text{ м}$, $a = 0,2 \text{ м}$ та $l = 0,8 \text{ м}$ рівняння (2.53) буде мати вигляд:

$$\frac{1}{16} \cdot \sin^4 \varphi + \frac{1}{8} \cdot \sin^3 \varphi + \sin^2 \varphi - \frac{1}{8} \cdot \sin \varphi - \frac{1}{16} = 0$$

або

$$\sin^4 \varphi + 2 \cdot \sin^3 \varphi + 16 \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \sin \varphi - 1 = 0. \quad (2.54)$$

В результаті розв'язку рівняння (2.54) отримаємо два дійсних корені:

$$\sin \varphi_{1,1} = -0,1969; \quad \sin \varphi_{1,2} = 0,3116$$

та два комплексних: $\sin \varphi_{1,3,4} = 1,057 \pm 3,8969 \cdot i$.

Значення відповідних кутів матимемо:

$$\varphi_{1,1} = \arcsin(-0,1969) = 6,086 = 348,7^{\circ}; \quad \varphi_{1,2} = \arcsin(0,3116) = 2,824 = 161,8^{\circ}.$$

З отриманих результатів випливає, що перші два корені відповідають положенням кривошипа приводного механізму, при яких кінетична енергія першого візка дорівнює нулю, тобто відповідає крайнім положенням першого візка.

Тепер прирівняємо до нуля вираз в другій квадратній дужці рівняння (2.51):

$$\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \cos^2 \varphi + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi + \frac{a}{l} \cdot \sin \varphi = 0. \quad (2.55)$$

Замінімо в (2.55) $\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi}$, тоді:

$$\sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = \frac{r}{l} - 2 \cdot \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi - \frac{a}{l} \cdot \sin \varphi.$$

Піднесемо до квадрату праву і ліву частини останнього рівняння, в результаті чого будемо мати:

$$1 - \sin^2 \varphi = \frac{r^2}{l^2} + 4 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 \varphi + \frac{a^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi - 4 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin \varphi + 4 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin^3 \varphi.$$

Зведемо подібні члени і отримаємо повне алгебраїчне рівняння четвертої степені:

$$4 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^4 \varphi + 4 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin^3 \varphi + \left(1 + \frac{a^2}{l^2} - 4 \cdot \frac{r^2}{l^2}\right) \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \frac{r \cdot a}{l^2} \cdot \sin \varphi - 1 + \frac{r^2}{l^2} = 0. \quad (2.56)$$

Для тих же параметрів приводного механізму першого формувального візка рівняння (2.56) буде мати вигляд:

$$\frac{1}{4} \cdot \sin^4 \varphi + \frac{1}{4} \cdot \sin^3 \varphi + \frac{13}{16} \cdot \sin^2 \varphi - \frac{1}{8} \cdot \sin \varphi - \frac{15}{16} = 0$$

або

$$4 \cdot \sin^4 \varphi + 4 \cdot \sin^3 \varphi + 13 \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \sin \varphi - 15 = 0. \quad (2.57)$$

В результаті розв'язку рівняння (2.57) отримано два дійсних корені:

$$\sin \varphi_{2,1} = 0,9168; \quad \sin \varphi_{2,2} = -1,0$$

та два комплексних: $\sin \varphi_{2,3,4} = 0,458 \pm 1,97 \cdot i$.

Значення відповідних кутів матимемо:

$$\varphi_{2,1} = \arcsin(0,9168) = 1,16 = 66,5^0; \quad \varphi_{2,1} = \arcsin(-1,0) = 4,7124 = 270^0.$$

Цим положенням кривошипа відповідають максимальні значення кінетичної енергії першого візка.

Знайдемо положення кривошипа, при якому кінетична енергія другого візка приймає екстремальні значення.

Для цього візьмемо похідну по координаті $\psi = \varphi + \Delta\varphi$ від виразу (2.50):

$$\frac{\partial T_2}{\partial \psi} = m \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left[\sin \psi - \frac{a + r \cdot \sin \psi}{l} \cdot \cos \psi \right] \cdot \left[\cos \psi - \frac{r}{l} \cdot \cos^2 \psi + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \psi + \frac{a}{l} \cdot \sin \psi \right] = 0. \quad (2.58)$$

Виходячи з умови, що кривошипи першого та другого візка жорстко закріплені на одному приводному валу, в останньому рівнянні використано кутову швидкість кривошипів $\dot{\varphi}$, яка є спільною для обох кривошипів.

Оскільки рівняння (2.58) повністю ідентичне рівнянню (2.51), то всі подальші розрахунки також будуть ідентичними.

Крайні положення другого візка, при яких його кінетична енергія дорівнює нулю, визначаються з рівняння:

$$\sin^4 \psi + 2 \cdot \sin^3 \psi + 16 \cdot \sin^2 \psi - 2 \cdot \sin \psi - 1 = 0. \quad (2.59)$$

Розв'язок цього рівняння дає:

$$\sin \psi_{1,1} = -0,1969; \quad \sin \psi_{1,2} = 0,3116; \quad \sin \psi_{1,3,4} = 1,057 \pm 3,8969 \cdot i.$$

Значення відповідних кутів матимемо:

$$\psi_{1,1} = \arcsin(-0,1969) = 6,086 = 348,7^0; \quad \psi_{1,2} = \arcsin(0,3116) = 2,824 = 161,8^0.$$

З отриманих результатів випливає, що перші два корені відповідають положенням кривошипа, при яких кінетична енергія другого візка дорівнює нулю, тобто відповідає крайнім положенням другого візка.

Положення кривошипа, при яких кінетична енергія другого візка приймає максимальні значення, визначається з рівняння:

$$4 \cdot \sin^4 \psi + 4 \cdot \sin^3 \psi + 13 \cdot \sin^2 \psi - 2 \cdot \sin \psi - 15 = 0. \quad (2.60)$$

Розв'язок цього рівняння дає:

$$\sin \varphi_{2,1} = 0,9168; \quad \sin \psi_{2,2} = -1,0; \quad \sin \varphi_{2,3,4} = 0,458 \pm 1,97 \cdot i.$$

Значення відповідних кутів матимемо:

$$\psi_{2,1} = \arcsin(0,9168) = 1,16 = 66,5^0; \quad \psi_{2,2} = \arcsin(-1,0) = 4,7124 = 270^0.$$

З отриманих результатів випливає, що перші два кореня відповідають положенням кривошипа, при яких кінетична енергія другого візка є максимальною.

Виходячи з умови, що сумарна кінетична енергія обох візків повинна бути постійною під час неперервних пускогальмівних режимів руху і дорівнювати максимальному значенню кінетичної енергії одного з візків, визначимо кут зміщення кривошипів.

Як видно із наведених вище розрахунків значення кутів $\varphi_{1,1}$ та $\psi_{1,1}$ рівні між собою. Така ж рівність спостерігається між значеннями кутів $\varphi_{1,2}$ та $\psi_{1,2}$, $\varphi_{2,1}$ та $\psi_{2,1}$, а також $\varphi_{2,2}$ та $\psi_{2,2}$. Це пояснюється тим, що перший та другий формувальні візки рухаються по одній осі, а розміри кривошипів та шатунів для обох візків однакові. Тому оптимальне значення кутів зміщення кривошипів буде визначатися як різниця між кутами повороту кривошипів, при яких кінетична енергія одного візка матиме максимальне значення, а кінетична енергія іншого візка буде рівною нулю:

$$\Delta\varphi_1 = 360 - \varphi_{1,1} + \psi_{2,1} = 360 - 348,7 + 66,5 = 77,8^0; \quad (2.61)$$

$$\Delta\varphi_2 = \varphi_{1,2} - \psi_{2,1} = 161,8 - 66,5 = 95,3^0; \quad (2.62)$$

$$\Delta\varphi_3 = \psi_{2,2} - \varphi_{1,2} = 270 - 161,8 = 108,2^0; \quad (2.63)$$

$$\Delta\varphi_4 = \varphi_{1,1} - \psi_{2,2} = 348,7 - 270 = 78,7^0. \quad (2.64)$$

У таблиці 2.1 наведено результати розрахунків вказаних вище кутів $\varphi_{1,1}$, $\varphi_{1,2}$, $\varphi_{2,1}$, $\varphi_{2,2}$, $\psi_{1,1}$, $\psi_{1,2}$, $\psi_{2,1}$, $\psi_{2,2}$ та оптимальних значень кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$, $\Delta\varphi_3$, $\Delta\varphi_4$ та їх середньоарифметичне значення $\Delta\varphi_{cp}$ для різних значень зміщення осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів a та довжини шатунів l .

Таблиця 2.1

Результати розрахунків

$a, м$	$l, м$	$\varphi_{1,1}^0;$ $\psi_{1,1}^0$	$\varphi_{1,2}^0;$ $\psi_{1,2}^0$	$\varphi_{2,1}^0;$ $\psi_{2,1}^0$	$\varphi_{2,2}^0;$ $\psi_{2,2}^0$	$\Delta\varphi_1^0$	$\Delta\varphi_2^0$	$\Delta\varphi_3^0$	$\Delta\varphi_4^0$	$\Delta\varphi_{cp}^0$
0	0,6	0	180	73,7	286,3	73,7	106,3	106,3	73,7	90
	0,8	0	180	77,0	283	77	103	103	77	90
	1,0	0	180	79,3	280,7	79,3	100,7	100,7	79,3	90
	1,5	0	180	82,6	277,4	82,6	97,4	97,4	82,6	90
	2,0	0	180	84,4	275,6	84,4	95,6	95,6	84,4	90
	2,5	0	180	85,5	274,5	85,5	94,5	94,5	85,5	90
	3,0	0	180	86,2	273,8	86,2	93,8	93,8	86,2	90
	4,0	0	180	87,1	272,9	87,1	92,9	92,9	87,1	90
0,1	0,6	352,9	166,1	67,2	278,9	74,3	98,9	112,8	74	90
	0,8	354,3	170,6	71,5	276,8	77,2	99,1	106,2	77,5	90
	1,0	355,2	172,9	74,5	275,6	79,3	98,4	102,7	79,6	90
	1,5	356,6	175,6	79,1	273,7	82,5	96,5	98,1	82,9	90
	2,0	357,4	176,8	81,7	272,8	84,3	95,1	96	84,6	90
	2,5	357,9	177,5	83,3	272,3	85,4	94,2	94,8	85,6	90
	3,0	358,2	178,0	84,3	271,8	86,1	93,7	93,8	86,4	90
	4,0	358,7	178,5	85,7	271,4	87	92,8	92,9	87,3	90

Продовження таблиці 2.1

$a, м$	$l, м$	$\Phi_{1.1}^{0,0};$ $\Psi_{1.1}^{0,0}$	$\Phi_{1.2}^{0,0};$ $\Psi_{1.2}^{0,0}$	$\Phi_{2.1}^{0,0};$ $\Psi_{2.1}^{0,0}$	$\Phi_{2.2}^{0,0};$ $\Psi_{2.2}^{0,0}$	$\Delta\Phi_1^{0,0}$	$\Delta\Phi_2^{0,0}$	$\Delta\Phi_3^{0,0}$	$\Delta\Phi_4^{0,0}$	$\Delta\Phi_{cp}^{0,0}$
0,2	0,6	345,9	154,5	61,6	270	75,7	92,9	115,5	75,9	90
	0,8	348,7	161,8	66,5	270	77,8	95,3	108,2	78,7	90
	1,0	350,5	166,0	70,0	270	79,5	96	104	80,5	90
	1,5	353,3	171,3	75,7	270	82,4	95,6	98,7	83,3	90
	2,0	354,8	173,7	79,0	270	84,2	94,7	96,3	84,8	90
	2,5	355,8	175,0	81,1	270	85,3	93,9	95	85,8	90
	3,0	356,5	175,9	82,5	270	86	93,4	94,1	86,5	90
	4,0	357,3	177,0	84,3	270	87	92,7	93	87,3	90
0,3	0,6	339,1	145,4	56,7	280,4	77,6	88,7	135	58,7	90
	0,8	343,2	154,2	61,9	277,5	78,7	92,3	123,3	65,7	90
	1,0	345,9	159,7	66,0	275,9	80,1	93,7	116,2	70	90
	1,5	350	167,0	72,5	273,9	82,5	94,5	106,9	76,1	90
	2,0	352,2	170,5	76,4	272,9	84,2	94,1	102,4	79,3	90
	2,5	353,7	172,6	78,9	272,3	85,2	93,7	99,7	81,4	90
	3,0	354,6	173,9	80,7	271,8	86,1	93,2	97,9	82,8	90
	4,0	355,9	175,5	82,9	271,4	87	92,6	95,9	84,5	90
0,4	0,6	332,8	138,4	52,3	292,3	79,5	86,1	153,9	40,5	90
	0,8	337,9	147,6	57,9	285,6	80	89,7	138	52,3	90
	1,0	341,4	154,0	62,2	282,1	80,8	91,8	128,1	59,3	90
	1,5	346,7	163,0	69,5	277,8	82,8	93,5	114,8	68,9	90
	2,0	349,7	167,5	73,9	275,8	84,2	93,6	108,3	73,9	90
	2,5	351,6	170,1	76,8	274,6	85,2	93,3	104,5	77	90
	3,0	352,9	171,9	78,9	273,8	86	93	101,9	79,1	90
	4,0	354,6	174,0	81,6	272,9	87	92,4	98,9	81,7	90

На основі даних таблиці 2.1 побудовано графіки (рис. 2.4-2.8) зміни оптимальних кутів зміщення кривошипів $\Delta\Phi_1$, $\Delta\Phi_2$, $\Delta\Phi_3$, $\Delta\Phi_4$ та їх середньоарифметичне значення при різних значеннях зміщення осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів a та довжини шатунів l .

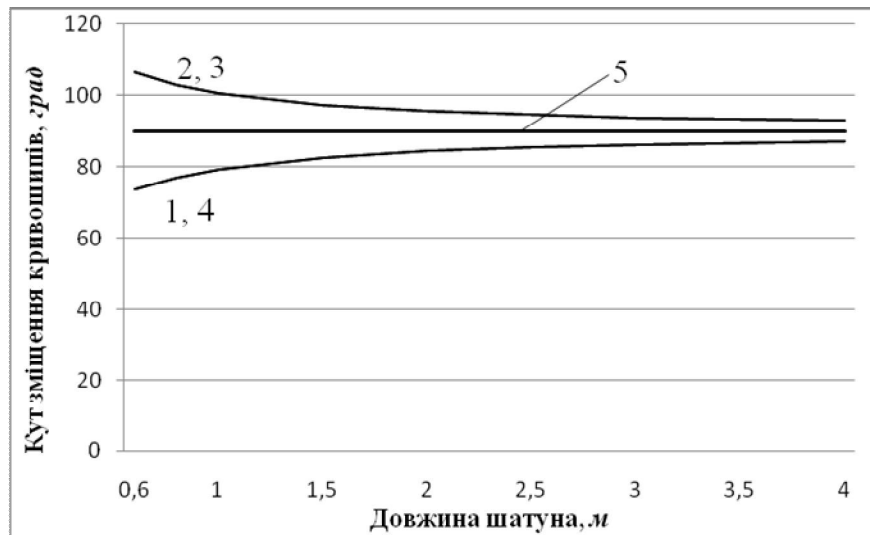


Рис. 2.4. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1 - 1$, $\Delta\varphi_2 - 2$, $\Delta\varphi_3 - 3$, $\Delta\varphi_4 - 4$ та $\Delta\varphi_{cp} - 5$ від довжини шатунів l при $a = 0\text{ м}$

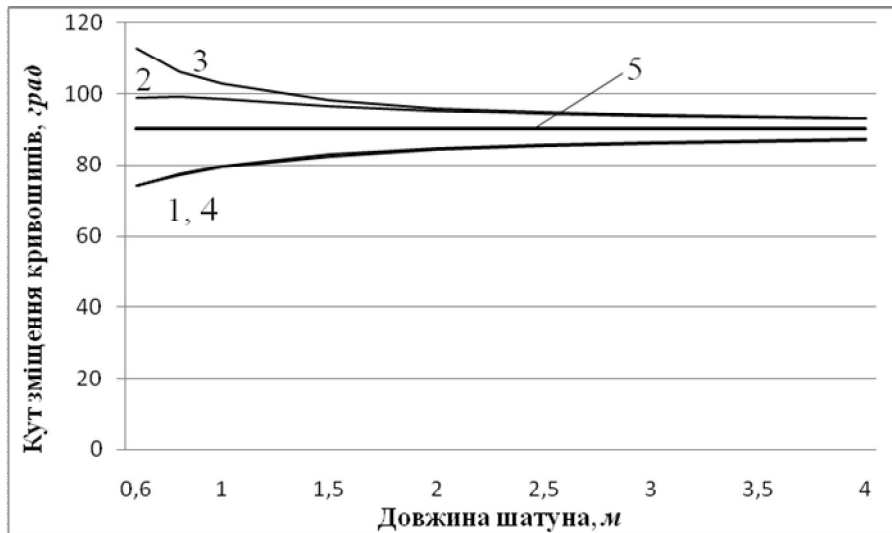


Рис. 2.5. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1 - 1$, $\Delta\varphi_2 - 2$, $\Delta\varphi_3 - 3$, $\Delta\varphi_4 - 4$ та $\Delta\varphi_{cp} - 5$ від довжини шатунів l при $a = 0,1\text{ м}$

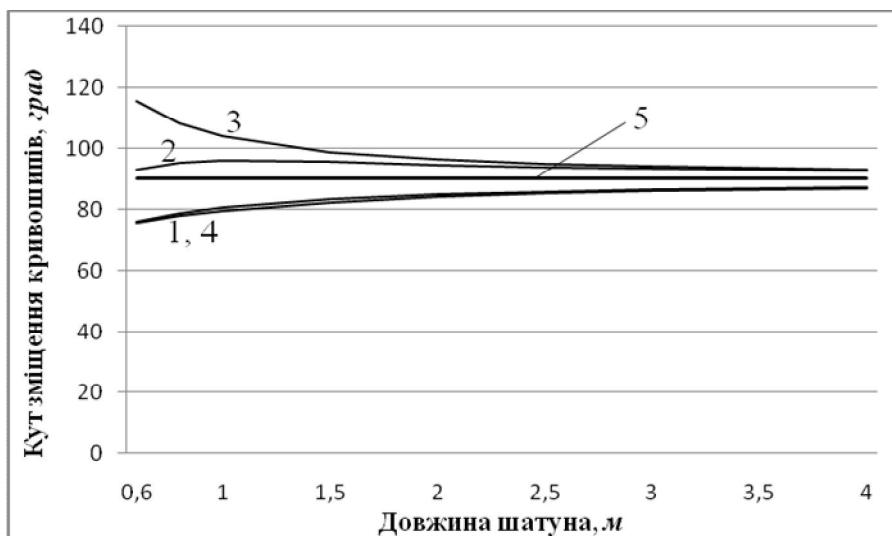


Рис. 2.6. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1 - 1$, $\Delta\varphi_2 - 2$, $\Delta\varphi_3 - 3$, $\Delta\varphi_4 - 4$ та $\Delta\varphi_{cp} - 5$ від довжини шатунів l при $a = 0,2\text{ м}$

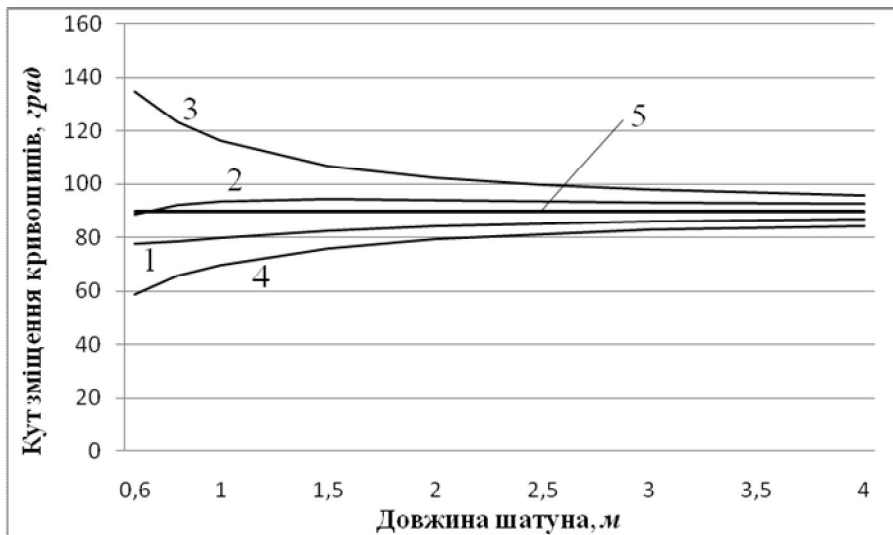


Рис. 2.7. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1$ – 1, $\Delta\varphi_2$ – 2, $\Delta\varphi_3$ – 3, $\Delta\varphi_4$ – 4 та $\Delta\varphi_{cp}$ – 5 від довжини шатунів l при $a = 0,3$ м

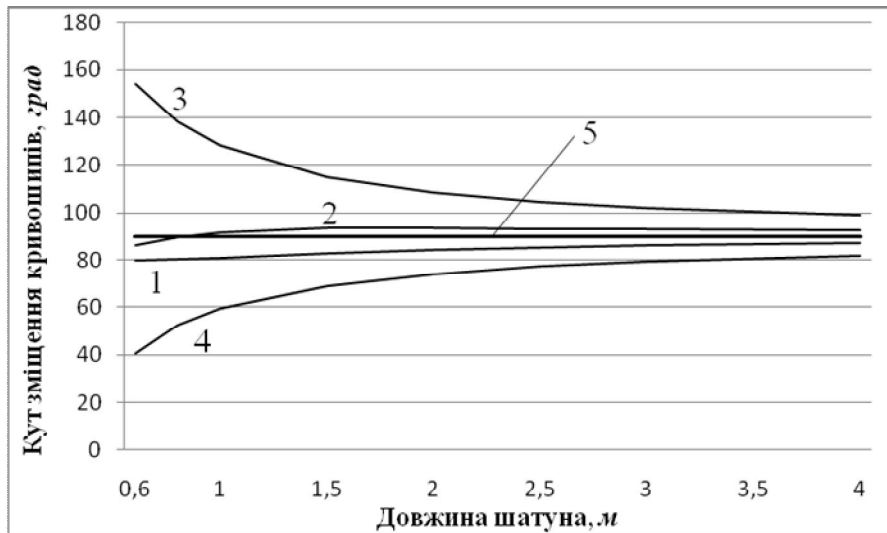


Рис. 2.8. Графіки залежності кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1$ – 1, $\Delta\varphi_2$ – 2, $\Delta\varphi_3$ – 3, $\Delta\varphi_4$ – 4 та $\Delta\varphi_{cp}$ – 5 від довжини шатунів l при $a = 0,4$ м

Аналізуючи графіки на рис. 2.4-2.8, можна зробити висновок, що при всіх значеннях зміщення осі переміщення формувальних візків відносно осі обертання кривошипів a значення кута $\Delta\varphi_1$ змінюється за однаковим законом і при збільшенні довжини шатунів наближається до 87° ; значення кута $\Delta\varphi_2$ при значенні $a = 0$ м зменшується до значення $92,9^\circ$, при $a = 0,1$ м та $a = 0,2$ м спочатку незначно зростає, а потім зменшується до $92,8^\circ$ та $92,7^\circ$ відповідно, при значеннях $a = 0,3$ м та $a = 0,4$ м спочатку зростає, перетинаючи відмітку 90° , а потім зменшується до відміток $92,6^\circ$ та $92,4^\circ$ відповідно; значення кута $\Delta\varphi_3$ зменшується до значення $92\dots93^\circ$ при значеннях $a = 0\dots0,2$ м, а при зна-

ченнях $a = 0,3 \text{ м}$ та $a = 0,4 \text{ м}$ приймає значення $95,9^\circ$ та $98,9^\circ$ відповідно; значення кута $\Delta\varphi_4$ збільшується при значеннях $a = 0 \dots 0,2 \text{ м}$ до значення $\sim 87^\circ$, а при значеннях $a = 0,3 \text{ м}$ та $a = 0,4 \text{ м}$ приймає значення $84,5^\circ$ та $81,7^\circ$ відповідно. При цьому середньоарифметичне значення кутів зміщення кривошипів залишається незмінним і становить $\Delta\varphi_{cp} = 90^\circ$.

Виходячи з наведеного вище, можна зробити висновок про те, що із збільшенням довжини шатунів при незмінному значенні радіуса кривошипів величина оптимального значення кута зміщення кривошипів наближується до значення 90° , при цьому середньоарифметичне значення кутів зміщення кривошипів залишається незмінним і становить $\Delta\varphi_{cp} = 90^\circ$.

2.3. Синтез роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

Як уже було сказано вище недоліком машин роликового формування з кривошипно-повзунним приводом формувального візка є втрата значної частини кінетичної енергії під час постійних пускогальмівних режимів руху, яка йде на втомне 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. Тому метою даного дослідження є розробка конструкції роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, у якій при зворотно-поступальному русі формувальних візків кінетична енергія змогла б перерозподілятися між ними.

Для вирішення поставленої задачі пропонується схема пристрою (рис. 2.9), в якому при зміні напрямку руху візків відбувається перерозподіл кінетичної енергії між ними. Пристрій складається з трьох однакових візків 1, 2 та 3, кожний з яких приводиться в зворотно-поступальний рух від спіль-

ного приводу, до складу якого входять три кривошипно-повзунні механізми. Вказані кривошипно-повзунні механізми мають візки 1, 2 і 3, шатуни 4, 5 і 6, а також кривошипи 7, 8 та 9, які жорстко закріплені на одному приводному валу 10 і зміщені один відносно другого на певний кут, причому кут зміщення між кривошипами 7 і 9 позначений $\Delta\varphi_1$, а між шатунами 7 і 8 та 8 і 9 – $\Delta\varphi_2$.

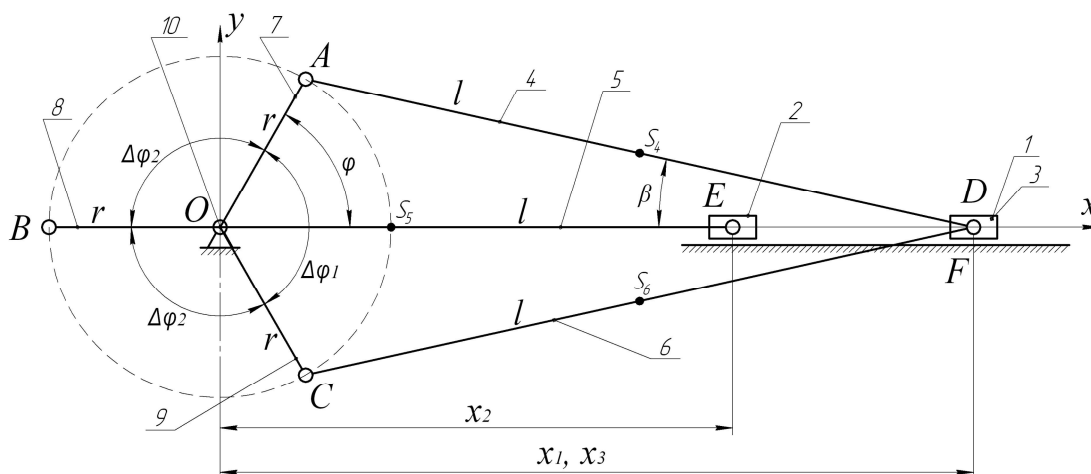


Рис. 2.9. Кінематична схема пристрою, що дозволяє перерозподіл енергії між ланками

Наявність єдиного приводу дозволяє знизити енергетичні затрати за рахунок безпосередньої передачі кінетичної енергії між рухомими ланками при постійних пускогальмівних режимах руху. Для даного пристрою необхідно визначити такі значення кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1$ та $\Delta\varphi_2$, при яких відбувалася б максимально можлива передача кінетичної енергії від одного візка до двох інших.

Умовою неспоживання енергії ззовні на пускогальмівні 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):

$$T_1 + T_2 + T_3 = \frac{3}{2} \cdot T_m = const, \quad (2.65)$$

де T_1 , T_2 та T_3 – функції зміни кінетичної енергії візків 1, 2 та 3 відповідно; T_m – постійне значення енергії, яке дорівнює максимальному значенню кінетичної енергії одного з візків при умові, що кожний з візків в деякий момент

часу перебуває в стані нерухомості (при досягненні візками крайніх положень).

У момент, коли кривошип 8 (рис. 2.9) повзуна 2 займає кутову координату $\varphi + \Delta\varphi_2 = \pi$, повзун 2 перебуває у крайньому положенні. Тоді:

$$T_2 = 0; \quad T_1 = T_3 = \frac{3}{4}T_m. \quad (2.66)$$

Кінетична енергія кожного з візків визначається наступним виразом:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2, \quad (2.67)$$

де m_1 – маса формувального візка (маси усіх формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m_3 = m$); \dot{x}_1 – лінійна швидкість руху центра мас візка 1.

Для визначення лінійної швидкості центра мас візка 1 необхідно спочатку визначити його функцію положення. Для пристрою на рис. 2.9 функція зміни лінійного переміщення центра мас візка 1 матиме вигляд:

$$x_1 = r \cdot \cos\varphi + l \cdot \cos\beta, \quad (2.68)$$

де r – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; φ – кутова координата повороту кривошипа; β – кутова координата, яка визначає положення шатуна 4 відносно горизонталі.

Враховуючи, що:

$$r \cdot \sin\varphi = l \cdot \sin\beta \Rightarrow \sin\beta = \frac{r}{l} \cdot \sin\varphi \Rightarrow \cos\beta = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2\varphi}, \quad (2.69)$$

функцію зміни лінійного переміщення центра мас візка 1 можна записати у вигляді:

$$x_1 = r \cdot \cos\varphi + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2\varphi}. \quad (2.70)$$

Диференціюючи за часом вираз (2.68), отримано функцію зміни лінійної швидкості центра мас візка 1 при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = const$):

$$\dot{x}_1 = -r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin\varphi - l \cdot \dot{\beta} \cdot \sin\beta. \quad (2.71)$$

Із виразу (2.69) можна отримати:

$$\dot{\beta} \cdot \cos \beta = \dot{\varphi} \cdot \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi \Rightarrow \dot{\beta} = \dot{\varphi} \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} \Rightarrow \dot{\beta} = \dot{\varphi} \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}}. \quad (2.72)$$

Із врахуванням виразів (2.69) та (2.72) функція зміни лінійної швидкості центра мас візка 1 матиме вигляд:

$$\dot{x}_1 = -\dot{\varphi} \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right). \quad (2.73)$$

Підставивши вираз (2.73) у функцію зміни кінетичної енергії (2.67), отримуємо:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2. \quad (2.74)$$

Продиференціювавши вираз (2.74) за координатою φ , отримуємо функцію зміни крутного моменту, що виникає від дії сил інерції:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot & \left[\sin \varphi \cdot \cos \varphi \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r}{l} \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \times \right. \\ & \left. - \sin \varphi \cdot \left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right) + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin \varphi \cdot \cos^2 \varphi \right. \\ & \left. \times \frac{1}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right] = \quad (2.75) \\ = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin \varphi \cdot & \left(1 + \frac{\frac{r}{l} \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi}} \right) \cdot \left[\cos \varphi \cdot \left(1 + \frac{\frac{r}{l} \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi}} \right) + \frac{\frac{r}{l} \left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \sin^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right]. \end{aligned}$$

При виконанні умови неспоживання енергії ззовні на пускогальмівні режими руху візків (2.65), тобто при незмінності сумарної кінетичної енергії пристрою протягом одного циклу руху, вираз (2.75) прирівнюємо до нуля:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin \varphi \cdot \left[1 + \frac{\frac{r}{l} \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi}} \right] \left[\cos \varphi \left(1 + \frac{\frac{r}{l} \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi}} \right) + \frac{\frac{r}{l} \left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \sin^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right] = 0. \quad (2.76)$$

Вираз (2.76) буде рівний нулю, якщо один із його множників дорівнює нулю. Розглянемо ці випадки.

1. У першому випадку $\sin \varphi = 0$. Тоді: $\varphi = \pi \cdot k$, $k = 0, 1, 2, \dots, n$. Цей розв'язок відповідає мінімальному значенню кінетичної енергії формувального візка ($T_{1\min} = 0$), тобто крайньому положенню формувального візка.

2. У другому випадку:

$$1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} = 0. \quad (2.77)$$

При цьому повинна виконуватись умова: $\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right) > 0$.

Помноживши праву і ліву частини виразу (2.77) на $\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}$, отримуємо:

$$\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} + \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi = 0 \quad \text{або} \quad \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = -\frac{r}{l} \cdot \cos \varphi. \quad (2.78)$$

Після піднесення правої та лівої частин виразу (2.78) до квадрату отримаємо:

$$1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi = \frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 \varphi \quad \text{або} \quad 1 = \frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 \varphi + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi = \frac{r^2}{l^2} \cdot (\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi) = \frac{r^2}{l^2}. \quad (2.79)$$

При цьому $\frac{r^2}{l^2} = 1$. Цей розв'язок справедливий при $r = l$ для будь-яких значень φ . А для кривошипно-повзунних механізмів це не може бути реалізовано на практиці у зв'язку з можливістю заклинювання такого механізму.

3. У третьому випадку:

$$\left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \cdot \cos \varphi + \frac{r}{l} \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} = 0. \quad (2.80)$$

Домноживши праву і ліву частини виразу (2.80) на $\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}$,

отримуємо:

$$\left(\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} + \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi \right) \cdot \cos \varphi + \frac{r}{l} \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = 0 \quad (2.81)$$

або

$$\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} \cdot \cos \varphi + \frac{r}{l} \cdot \cos^2 \varphi + \frac{r}{l} \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = 0. \quad (2.82)$$

Помножимо всі члени рівності (2.82) на $\frac{l}{r}$, після чого отримаємо:

$$\frac{l}{r} \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi + \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = 0. \quad (2.83)$$

Враховуючи, що у кривошипно-повзунному механізмі $\frac{r^2}{l^2} \ll 1$, то вираз (2.83) можна записати у вигляді:

$$\frac{l}{r} \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi = 0. \quad (2.84)$$

Замінивши у рівності (2.84) $\sin^2 \varphi = 1 - \cos^2 \varphi$, можна отримати:

$$\frac{l}{r} \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi - 1 + \cos^2 \varphi = 0 \quad \text{або} \quad 2 \cdot \cos^2 \varphi + \frac{l}{r} \cdot \cos \varphi - 1 = 0. \quad (2.85)$$

Розв'язком рівняння (2.85) є:

$$\cos \varphi = \frac{-\frac{l}{r} \pm \sqrt{\frac{l^2}{r^2} + 8}}{4} = -\frac{l}{4 \cdot r} \pm \sqrt{\frac{l^2}{16 \cdot r^2} + \frac{1}{2}}. \quad (2.86)$$

Оскільки $|\cos \varphi| \leq 1$, то корінь рівняння (2.85) приймаємо:

$$\cos \varphi = -\frac{l}{4 \cdot r} + \sqrt{\frac{l^2}{16 \cdot r^2} + \frac{1}{2}}. \quad (2.87)$$

Тоді:

$$\varphi = \varphi_{\max} = \pm \arccos \left(-\frac{l}{4 \cdot r} + \sqrt{\frac{l^2}{16 \cdot r^2} + \frac{1}{2}} \right) + 2 \cdot k \cdot \pi, \quad k \in \mathbb{Z}. \quad (2.88)$$

Цей розв'язок відповідає максимальному значенню кінетичної енергії формувального візка T_m .

Для роlikової формувальної установки з параметрами приводного механізму [74, 75] $r=0,2м$ та $l=0,8м$ значення кута положення кривошипа, що відповідає максимальному значенню кінетичної енергії формувального візка, становить $\varphi_{\max} = \pm 1,344 \text{ рад} = \pm 77,01^\circ$.

Вираз (2.74) кінетичної енергії формувального візка, що відповідає значенню кута повороту кривошипа φ_{\max} , матиме вигляд:

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi_{\max} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi_{\max}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}}} \right)^2. \quad (2.89)$$

Тоді з врахуванням виразів (2.74) та (2.89), прийнявши положення кривошипа 8 кутовою координатою $\varphi + \Delta\varphi_2 = \pi$ та симетричне розташування кривошипів 7 та 9 відносно горизонталі, рівність (2.66) можна представити у вигляді:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = \frac{3}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi_{\max} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi_{\max}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}}} \right)^2$$

або

$$\sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = \frac{3}{4} \cdot \sin^2 \varphi_{\max} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi_{\max}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}}} \right)^2. \quad (2.90)$$

Підставивши у вираз (2.90) $\varphi_{\max} = 1,344 \text{ рад} = 77,01^\circ$, отримуємо:

$$\sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = 0,797. \quad (2.91)$$

Зробимо заміну $\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2} = \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}$. Тоді:

$$\sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = 0,797 \quad \text{або} \quad \frac{r}{l} \cdot \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} = \frac{0,89275}{\sin \frac{\Delta\varphi_1}{2}} - 1. \quad (2.92)$$

Піднесемо до квадрату обидві частини другого рівняння (2.92):

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}} = \left(\frac{0,89275}{\sin \frac{\Delta\varphi_1}{2}} - 1 \right)^2. \quad (2.93)$$

У останньому виразі зробимо заміну $\sin \frac{\Delta\varphi_1}{2} = a$. Тоді:

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{1 - a^2}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2} = \left(\frac{0,89275}{a} - 1 \right)^2 \quad \text{або} \quad \frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{1 - a^2}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2} = \frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1. \quad (2.94)$$

Помножимо ліву та праву частини рівності (2.94) на $\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 \right)$. Після

чого отримаємо:

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot (1 - a^2) = \left(\frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1 \right) \cdot \left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 \right). \quad (2.95)$$

Розкриємо дужки у рівності (2.95). Тоді отримаємо:

$$\frac{r^2}{l^2} - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 = \frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1 - 0,797 \cdot \frac{r^2}{l^2} + 1,7855 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot a - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 \quad (2.96)$$

або

$$\frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1 - 1,797 \cdot \frac{r^2}{l^2} + 1,7855 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot a = 0. \quad (2.97)$$

Домноживши ліву та праву частини рівняння (2.97) на $a^2 \cdot \frac{l^2}{r^2}$, отрима-

ємо:

$$1,7855 \cdot a^3 + \frac{l^2}{r^2} \cdot a^2 - 1,797 \cdot a^2 - 1,7855 \cdot \frac{l^2}{r^2} \cdot a + 0,797 \cdot \frac{l^2}{r^2} = 0. \quad (2.98)$$

Підставивши у вираз (2.98) значення параметрів приводного механізму $r = 0,2\text{ м}$ та $l = 0,8\text{ м}$, отримаємо:

$$1,7855 \cdot a^3 + 14,203 \cdot a^2 - 28,568 \cdot a + 12,928 = 0. \quad (2.99)$$

В результаті розв'язку кубічного рівняння (2.99) отримаємо три корені:

$$a_1 = 0,8707; \quad a_2 = 0,8587; \quad a_3 = -9,6840. \quad (2.100)$$

Оскільки $|\sin \varphi| \leq 1$, то третій корінь (2.100) не приймаємо до уваги. Після цього визначаємо значення кута $\Delta\varphi_1$:

$$\begin{aligned} \sin \frac{\Delta\varphi_{11}}{2} = a_1 &\Rightarrow \frac{\Delta\varphi_{11}}{2} = \arcsin a_1 \Rightarrow \Delta\varphi_{11} = 2 \cdot \arcsin a_1 = 2 \cdot \arcsin 0,8707 = 121,08^\circ; \\ \sin \frac{\Delta\varphi_{12}}{2} = a_2 &\Rightarrow \frac{\Delta\varphi_{12}}{2} = \arcsin a_2 \Rightarrow \Delta\varphi_{12} = 2 \cdot \arcsin a_2 = 2 \cdot \arcsin 0,8587 = 118,34^\circ. \end{aligned} \quad (2.101)$$

Оскільки значення кутів $\Delta\varphi_{11}$ та $\Delta\varphi_{12}$ майже рівні між собою, приймемо їх середнє значення для кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1 = 120^\circ = \frac{2}{3} \cdot \pi$. Тоді значення кута $\Delta\varphi_2$ визначатиметься залежністю:

$$\Delta\varphi_2 = \frac{2 \cdot \pi - \Delta\varphi_1}{2} = \pi - \frac{\Delta\varphi_1}{2} = \pi - \frac{1}{3} \cdot \pi = \frac{2}{3} \cdot \pi = 120^\circ. \quad (2.102)$$

З отриманих результатів видно, що значення кутів $\Delta\varphi_1$ та $\Delta\varphi_2$ рівні між собою. Тоді можна прийняти $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2 = \Delta\varphi = 120^\circ$.

Згідно результатів проведеного дослідження було розроблено конструкцію роликової формувальної установки для ущільнення виробів з бетонних сумішей [74, 160], що складається з нерухомого порталу та трьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з трьома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для забезпечення ущільнення бетонної суміші на одній технологічній лінії. При застосуванні спільного енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки підвищується продуктивність установки, зменшуються динамічні навантаження в елементах її приводного механізму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

На рис. 2.10 зображено загальний вигляд роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків (вигляд з боку) та її кінематичну схему. Установка складається з трьох однакових формувальних візків 1, 2 та 3, що розміщені з одного боку від приводу. Кожний з візків через шатуни 4, 5 та 6 шарнірно рухомо з'єднано з кривошипами 7, 8 та 9, які жорстко закріплені на приводному валу 10 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Формувальні візки 1, 2 та 3 змонтовані на спільному порталі 11, на якому встановлені напрямні руху 12, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки над порожниною форми 13. Формувальні візки 1, 2 та 3 мають подавальний бункер 14 та уковувальні ролики 15, які встановлені в напрямних руху 12.

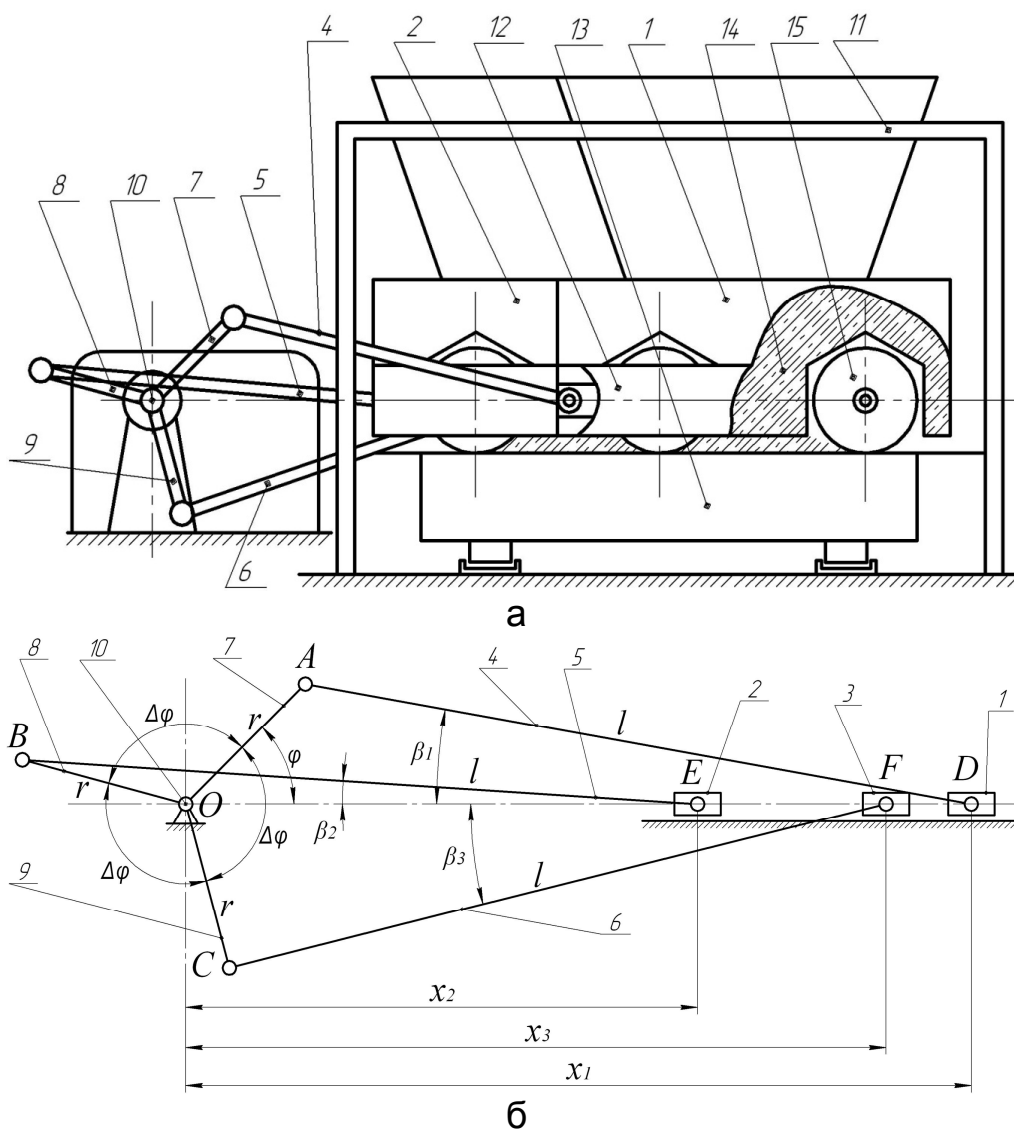


Рис. 2.10. Роликів формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б)

В результаті проведених досліджень визначено оптимальне значення кута зміщення кривошипів енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки роликової формувальної установки. В якості критерію оптимальності використано функції зміни кінетичної енергії кожного з формувальних візків та сумарної кінетичної енергії всієї установки.

За аналогією з роликовою формувальною установкою визначено кінематичні характеристики установки з енергетично врівноваженим приводом. Функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1, 2 та 3 (рис. 2.10) при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = const$) [74, 81, 117]:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_3 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \quad (2.103)$$

де $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас візків 1, 2 та 3.

Перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2 та 3 визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right), \end{aligned} \quad (2.104)$$

де r – радіус кривошипів; l – довжина шатунів; φ – кутова координата положення кривошипа; $\Delta\varphi = 120^\circ$ – кут зміщення кривошипів 7, 8 та 9 між собою.

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас формувальних візків 1, 2 та 3 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_3 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}, \quad (2.105)$$

де $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас візків 1, 2 та 3,

які визначаються наступним чином [81, 117]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi\right)^{-1}} - 1}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)\right)^{-1}} - 1}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + 2\Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)\right)^{-1}} - 1}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right). \end{aligned} \quad (2.106)$$

2.4. Синтез роликової формувальної установки з врівноваженим приводом

Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення виробів з бетонної суміші та розвантаження приводного механізму розроблено конструкцію роликової формувальної установки [159, 148], що складається з нерухомого порталу та чотирьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені

на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$.
 Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для забезпечення ущільнення виробів з бетонної суміші на одній технологічній лінії [148]. При застосуванні спільного врівноваженого приводу на чотири формувальні візки підвищується продуктивність установки, зменшуються динамічні навантаження в елементах її приводного механізму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

На рис. 2.11 зображено загальний вигляд роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків (вигляд з боку) та наведено її кінематичну схему. 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 шарнірно рухомо з'єднано з кривошипамі 9, 10, 11 та 12, які жорстко закріплені на приводному валу 13 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Формувальні візки 1, 2, 3 та 4 змонтовані на спільному порталі 14. На порталі 14 є напрямні руху 15, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки над порожниною форми 16. Формувальні візки 1, 2, 3 та 4 мають подавальний бункер 17 та укочувальні ролики 18, які встановлені в напрямних руху 15.

За аналогією з попередніми двома установками визначено кінематичні характеристики установки з врівноваженим приводом. Функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.11) при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = const$) [70]:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_3 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_4 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (2.107)$$

де $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_4}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас візків 1, 2, 3 та 4.

Перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та 4 визначаються наступним чином:

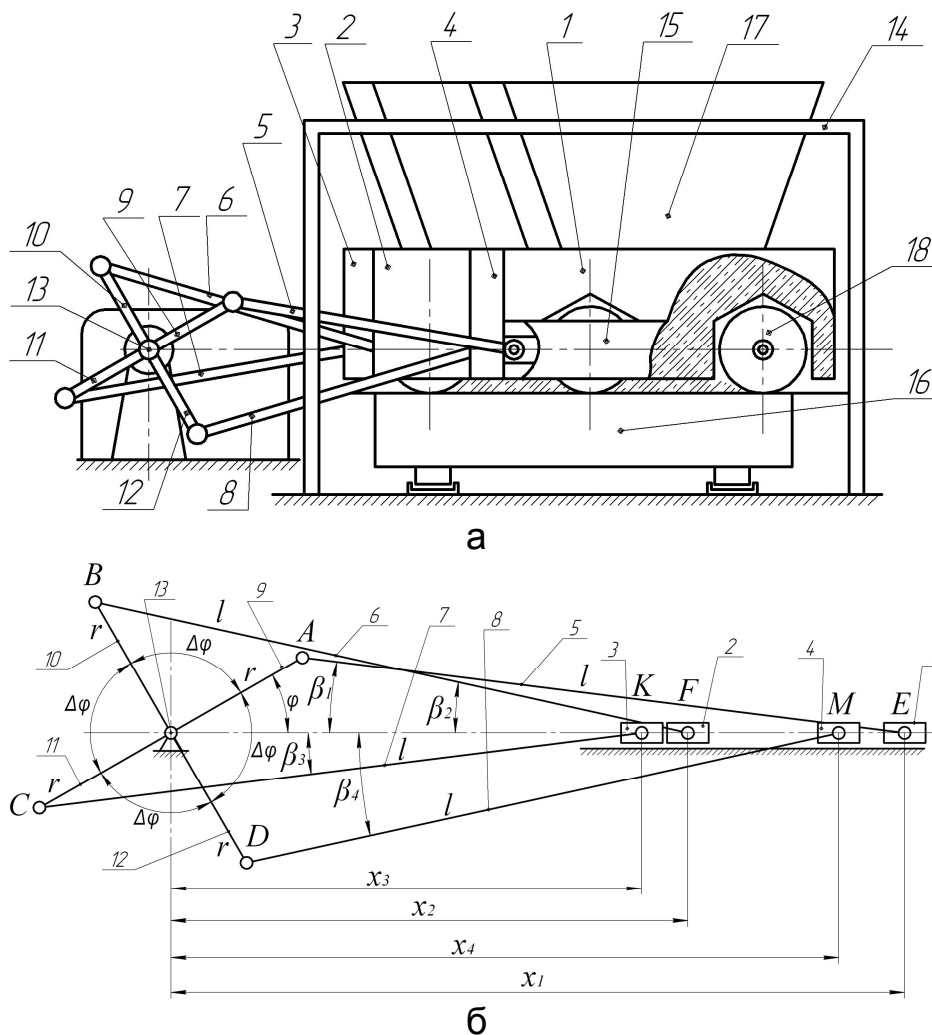


Рис. 2.11. Роликова формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б)

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\
 \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\
 \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right); \\
 \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right),
 \end{aligned}
 \tag{2.108}$$

де r – радіус кривошипів; l – довжина шатунів; φ – кутова координата положення кривошипа; $\Delta\varphi = 90^\circ$ – кут зміщення кривошипів 9, 10, 11 та 12 між собою.

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас формувальних візків

1, 2, 3 та 4 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_3 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_4 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}, \quad (2.109)$$

де $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас візків 1, 2,

3 та 4, які визначаються наступним чином [116]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2 \varphi}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right) - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)} \right) - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + 2\Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)} \right) - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + 3\Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{\frac{r^2}{l^2} \cdot \left(\frac{\cos^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)} \right) - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right). \end{aligned} \quad (2.110)$$

Таким чином, в результаті проведених досліджень розроблено конструкції роликової формувальної установки з рекуперативним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами, в яких дозволяється здійснювати перерозподіл енергії формувальних візків під час безперервних пускогальмівних режимів руху.

РОЗДІЛ 3

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ, ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ТА ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДАМИ

3.1. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

Метою динамічного аналізу роликової 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.

3.1.1. Визначення кінетичної енергії установки

Для визначення сумарного значення кінетичної енергії роликової формувальної установки з рекупераційним приводом спочатку було визначено функції зміни кінетичної енергії кожного її елемента [7, 14, 17, 18, 54, 82].

Функції зміни кінетичної енергії формувальних візків 1 та 2 визначаються залежностями (2.24).

Функції зміни кінетичної енергії шатунів 6 та 7, які визначені як для ланок, що здійснюють плоско-паралельний рух, виражаються залежностями (2.25).

Функція зміни кінетичної енергії приводного механізму визначається залежністю (2.6).

Сумарне значення кінетичної енергії установки визначається залежністю (2.1).

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

$$T_{cp} = \frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} T \cdot dt, \quad (3.1)$$

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:

$$\Delta T_{max} = |T_{ext} - T_{cp}|, \quad (3.2)$$

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

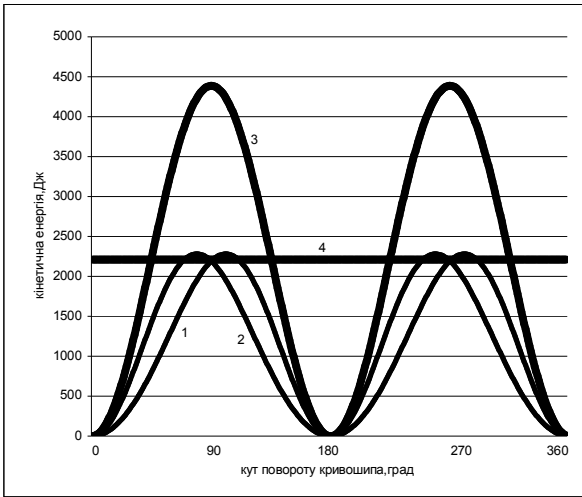
$$\Delta T = T_{max} - T_{min}. \quad (3.3)$$

Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії

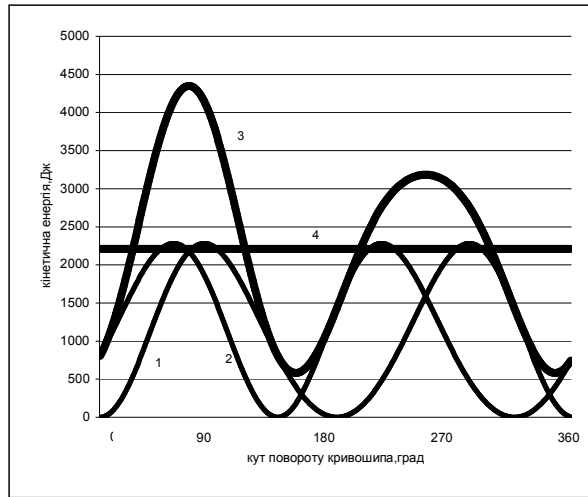
$$\varepsilon_1 = \Delta T / T_{cp}; \quad \varepsilon_2 = \Delta T_{max} / T_{cp}. \quad (3.4)$$

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 мають однакову довжину); 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.3.1).

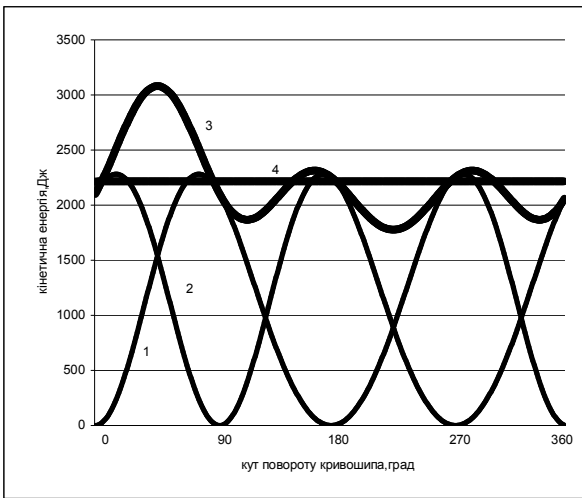
Аналіз цих графіків показує, що найменше відхилення максимального значення кінетичної енергії від її середнього значення спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. При цьому значенні кута $\Delta\varphi$ середнє значення кінетичної енергії $T_{cp} = 2215 \text{ Дж}$, мінімальне значення $T_{min} = 1612 \text{ Дж}$, а її максимальне значення $T_{max} = 2864 \text{ Дж}$. При цьому відхилення $\Delta T_{max} = 649 \text{ Дж}$, а



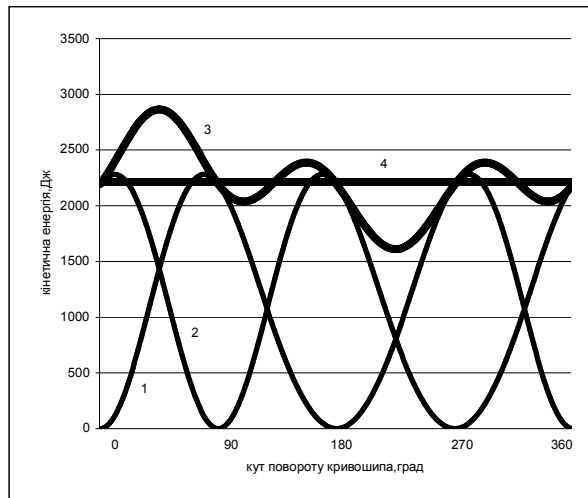
а



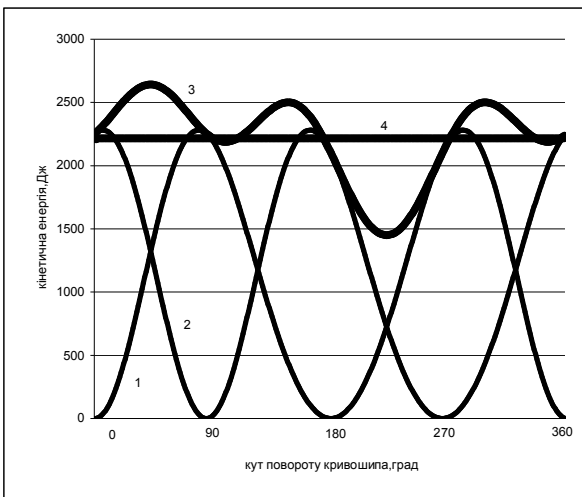
б



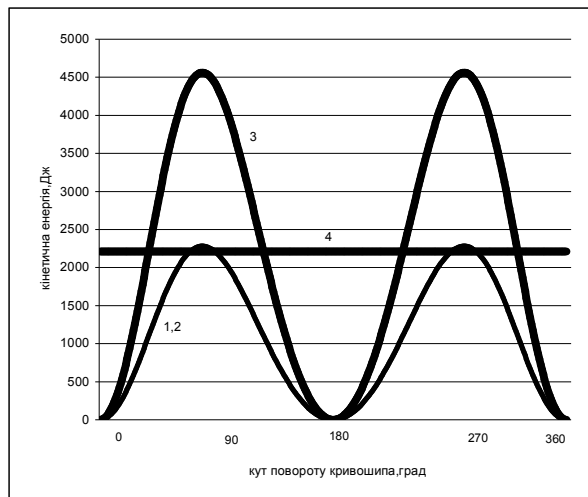
в



г



д



е

Рис. 3.1. Графіки зміни кінетичної енергії установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 45^0$; в – $\Delta\varphi = 85^0$; г – $\Delta\varphi = 90^0$; д – $\Delta\varphi = 95^0$; е – $\Delta\varphi = 180^0$; 1, 2 – кінетична енергія першого та другого візків відповідно; 3 – сумарна кінетична енергія; 4 – середнє значення сумарної кінетичної енергії

$\Delta T = 1252 \text{ Дж}$. 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 3.1.

Таблиця 3.1

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 3.1 побудовано графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії T_{\max} , мінімального значення сумарної кінетичної енергії T_{\min} , відхилень ΔT та ΔT_{\max} (рис. 3.2), а також графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 (рис. 3.3) в залежності від кута зміщення кривошипів.

Аналіз графіків на рис. 3.2 та 3.3 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 ΔT_{\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 $T_{cp} = 2215 \text{ Дж}$.

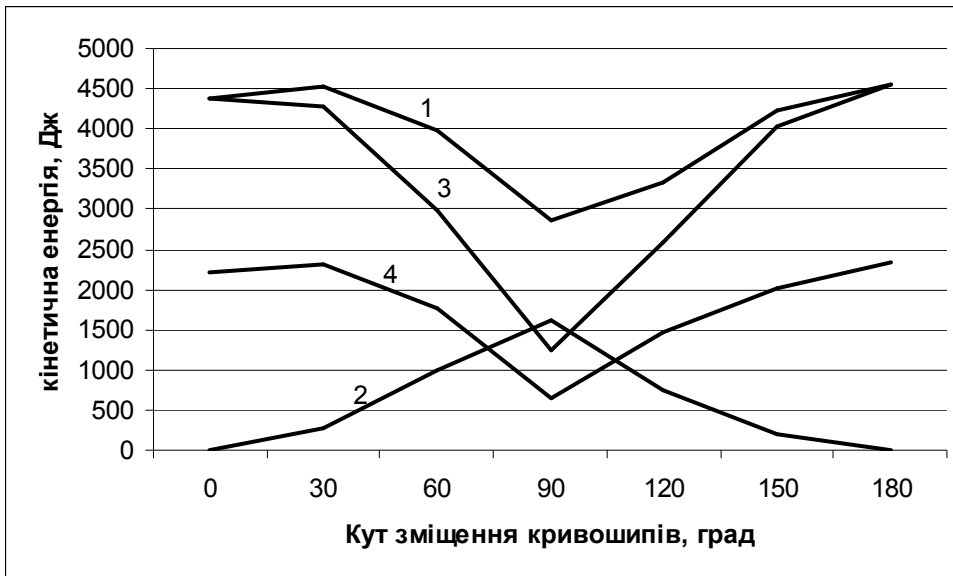


Рис. 3.2. Графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії T_{\max} – 1, мінімального значення сумарної кінетичної енергії T_{\min} – 2, відхилень ΔT – 3 та ΔT_{\max} – 4 в залежності від кута зміщення кривошипів



Рис. 3.3. 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 3.2.

Таблиця 3.2

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 3.2 побудовано графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії T_{\max} , мінімального значення сумарної кінетичної енергії T_{\min} , відхилень ΔT та ΔT_{\max} (рис. 3.4), а також графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 (рис. 3.5) в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$ з кроком 1° .

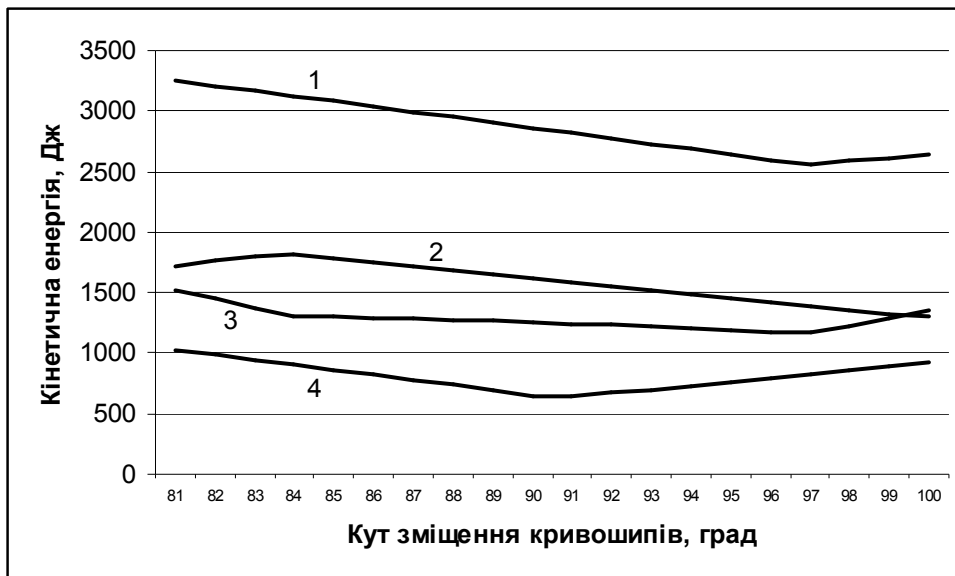


Рис. 3.4. Графіки зміни максимального значення сумарної кінетичної енергії T_{\max} – 1, мінімального значення сумарної кінетичної енергії T_{\min} – 2, відхилень ΔT – 3 та ΔT_{\max} – 4 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$

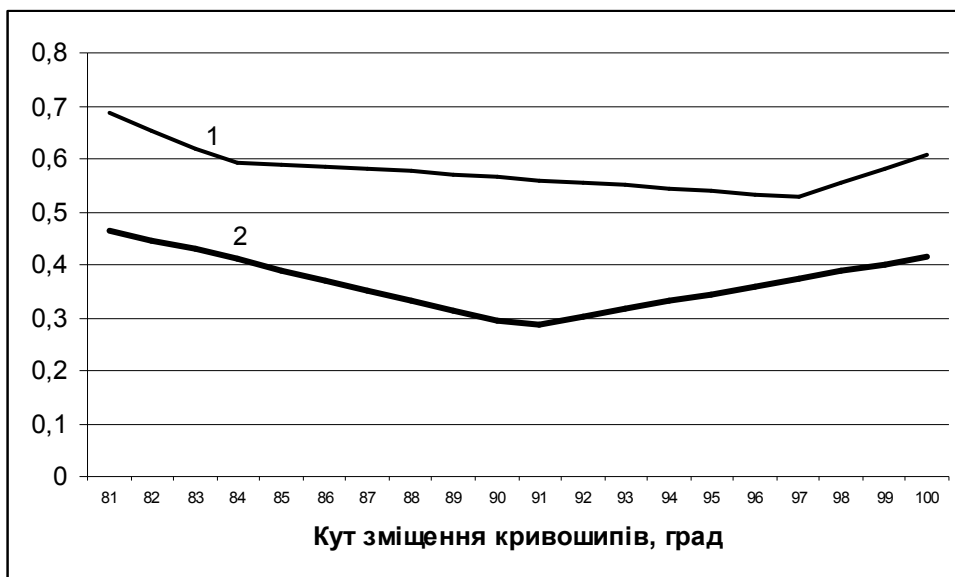


Рис. 3.5. Графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 та ε_2 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$

Проаналізувавши графіки на рис. 3.4 та 3.5, можна зробити висновки: мінімальне значення сумарної кінетичної енергії установки досягає екстремуму типу максимум $T_{\min} = 1812 \text{ Дж}$ при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 84^\circ$; 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 $T_{cp} = 2215 \text{ Дж}$.

3.1.2. Визначення моментів сил опору

Для визначення динамічних характеристик роликової установки для формування залізобетонних виробів шляхом інженерного розрахунку, що наведений в [182], 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 – $k_{yц} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{yц} = 0,98$ 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:

$$M_{кр} = \frac{F_B \cdot V_B}{\omega \cdot \eta} + G_{ш} \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi, \quad (3.5)$$

де V_B – швидкість переміщення формувального візка, яка не є сталою величиною, а залежить від кута повороту кривошипу приводу; η – ККД передавального 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 (3.5) справедлива при визначенні необхідного крутного моменту для установки з одним формувальним візком. Для побудованої установки при формуванні залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом необхідний крутний момент на приводному валу визначений наступним виразом:

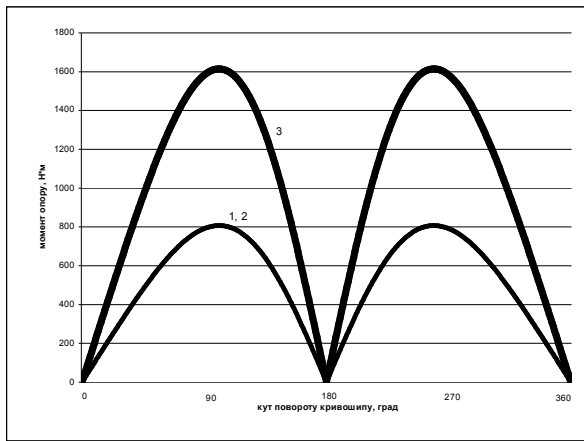
$$M_{кр} = M_{кр1} + M_{кр2}, \quad (3.6)$$

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

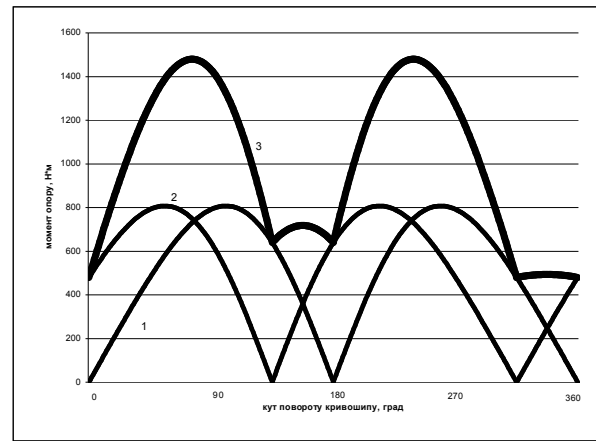
$$M_{кр1} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_1 + G_6 \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \quad (3.7)$$

$$M_{кр2} = \frac{F_B}{\omega \cdot \eta} \cdot \dot{x}_2 + G_7 \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi - \Delta\varphi). \quad (3.8)$$

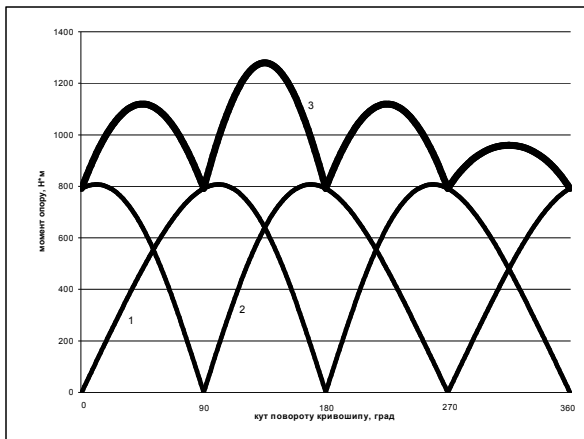
Для роликової формувальної установки з рекупераційним приводом з параметрами: $F_B = 3562H$ та $\eta = 0,9$ визначені функції зміни моментів статичного опору переміщенню першого – 1 та другого – 2 візків та їхнього зведеного значення – 3 при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ (рис. 3.6). Аналіз цих 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 $M_{кр1\max} = 807H \cdot m$ та $M_{кр2\max} = 807H \cdot m$, максимальне значення зведеного моменту становить $M_{кр\max} = 1279H \cdot m$, мінімальне значення – $M_{кр\min} = 791H \cdot m$.



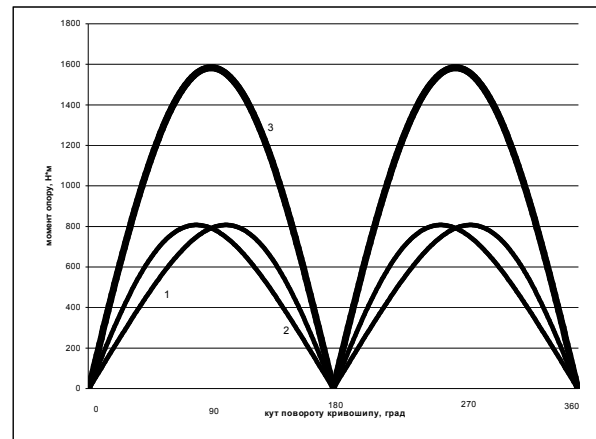
а



б



в



г

Рис. 3.6. 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

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 3.3.

На основі даних таблиці 3.3 побудовано графіки зміни мінімального – 1 та максимального – 2 значень зведеного моменту статичного опору в залежності від кута зміщення кривошипів (рис 3.7).

Аналіз графіків на рис. 3.7 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 $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Таблиця 3.3

Результати розрахунків моментів статичного опору

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{кр1\max}, H \cdot м$	$M_{кр2\max}, H \cdot м$	$M_{кр\min}, H \cdot м$	$M_{кр\max}, H \cdot м$
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

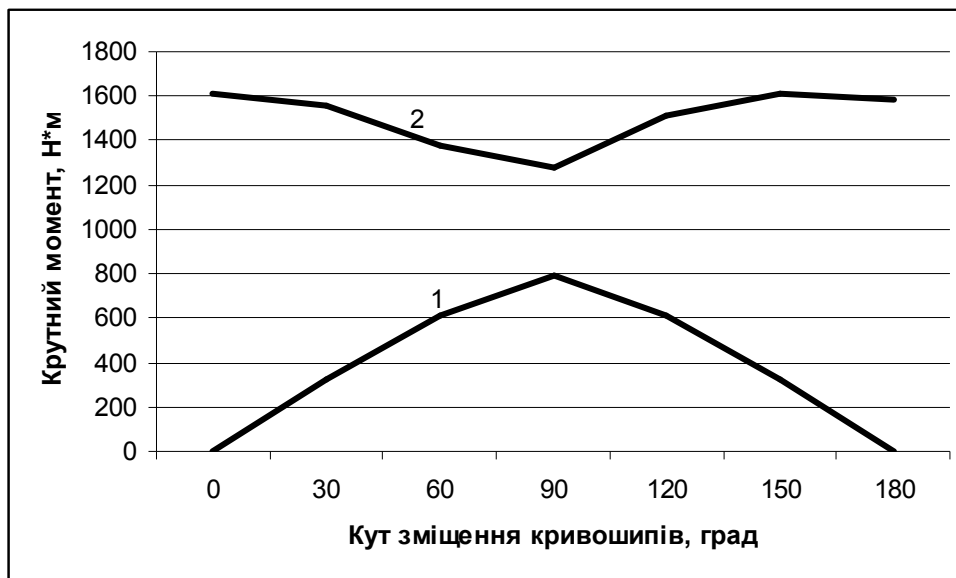


Рис. 3.7. Графіки зміни мінімального – 1 та максимального – 2 значень зведеного моменту статичного опору в залежності від кута зміщення кривошипів

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

для першого візка –

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad (3.9)$$

для другого візка –

$$M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad (3.10)$$

для шатуна 6 –

$$M_{i6} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s6} \cdot \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s6} \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right); \quad (3.11)$$

для шатуна 7 –

$$M_{i7} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s7} \cdot \frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s7} \cdot \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} \right). \quad (3.12)$$

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

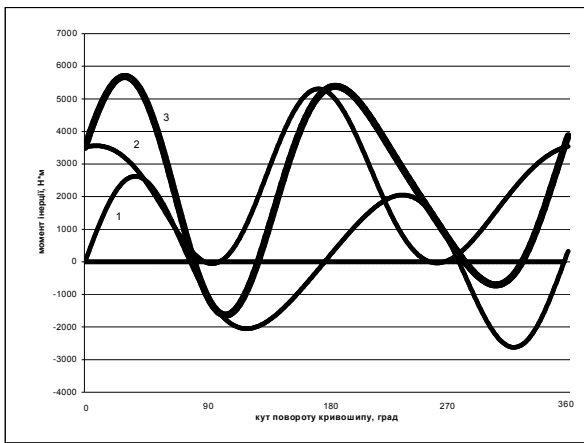
$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i6} + M_{i7}. \quad (3.13)$$

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. 3.8).

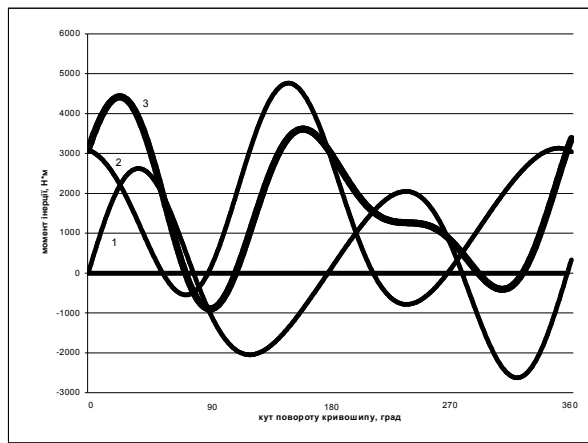
Аналіз графіків на рис. 3.8 показує, що найменше відхилення максимального значення зведеного моменту від сил інерції спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$. Для цього значення кута $\Delta\varphi$ найбільше відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення дорівнює $\Delta M_{imax} = 1176 \text{ Н} \cdot \text{м}$, 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 3.4.

На основі даних таблиці 3.4 побудовано графіки зміни найбільшого відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення ΔM_{imax} – 1 та відхилення між мінімальним та максимальним значеннями ΔM_i – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів (рис 3.9).

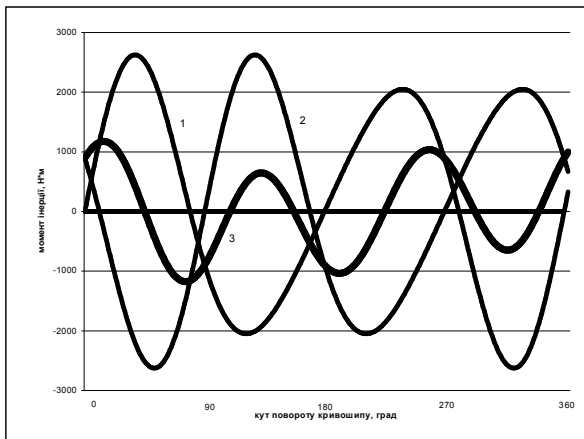
Аналіз графіків на рис. 3.9 показує, що екстремум типу мінімум значення відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення ΔM_{imax} та відхилення між мінімальним та максимальним значеннями ΔM_i спостерігається при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$.



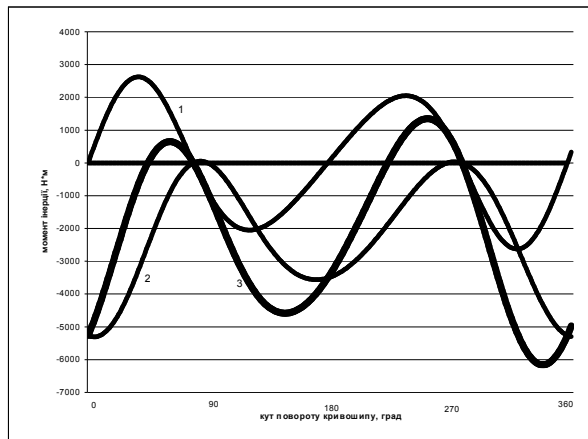
а



б



в



г

Рис. 3.8. 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

Таблиця 3.4

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



Рис. 3.9. Графіки зміни відхилень зведеного моменту від сил інерції ΔM_{imax} – 1 та ΔM_i – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів

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

для першого візка –

$$M_{on1} = M_{кр1} + M_{i1} + M_{i6}; \quad (3.14)$$

для другого візка –

$$M_{on2} = M_{кр2} + M_{i2} + M_{i7}. \quad (3.15)$$

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

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2}. \quad (3.16)$$

Для формувальної установки з вищенаведеними параметрами, а також із врахуванням виразів (3.7)...(3.12) 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. 3.10).

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 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 $\Delta\varphi = 0^0$ до $\Delta\varphi = 180^0$ з кроком 30^0 і зведені в таблицю 3.5.

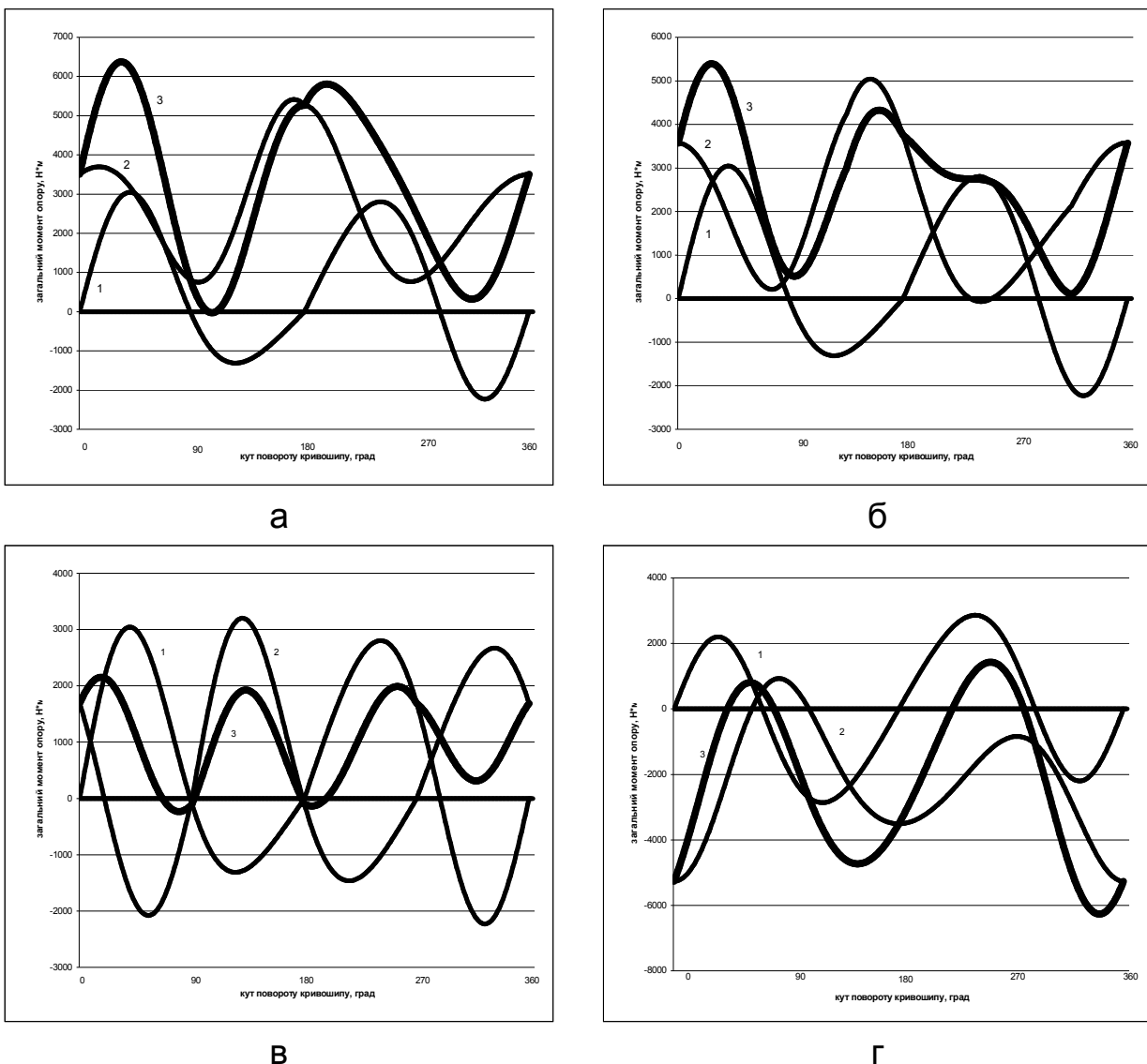


Рис. 3.10. Графіки зміни загального моменту опору установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 45^0$; в – $\Delta\varphi = 90^0$; г – $\Delta\varphi = 180^0$; 1, 2 – загальні моменти опору першого та другого візків відповідно; 3 – зведений загальний момент опору

Таблиця 3.5

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 3.5 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 3.11).



Рис. 3.11. 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. 3.11 показує, що відхилення зведеного моменту сил опору від нульового значення $\Delta M_{з.оп. max}$ 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 3.6.

Таблиця 3.6

Результати розрахунків моментів опору

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{кр min},$ $H \cdot m$	$M_{кр max},$ $H \cdot m$	$M_{i min},$ $H \cdot m$	$M_{i max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_{i max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_i,$ $H \cdot m$	$M_{з.оп. min},$ $H \cdot m$	$M_{з.оп. max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_{з.оп. max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_{з.оп.},$ $H \cdot m$
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	1175	2351	-233	2153	2153	2386

Продовження таблиці 3.6

$\Delta\varphi, ^\circ$	$M_{кр\ min},$ $H \cdot m$	$M_{кр\ max},$ $H \cdot m$	$M_{i\ min},$ $H \cdot m$	$M_{i\ max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_{i\ max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_i,$ $H \cdot m$	$M_{з.оп.\ min},$ $H \cdot m$	$M_{з.оп.\ max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_{з.оп.\ max},$ $H \cdot m$	$\Delta M_{з.оп.},$ $H \cdot m$
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 3.6 побудовано графіки зміни мінімального $M_{кр\ min}$ – 1 та максимального $M_{кр\ max}$ – 2 значень зведеного моменту статичного опору (рис. 3.12), 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. 3.13), 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. 3.14) 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. 3.12-3.14 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 опору набуває

екстремуму типу мінімум $M_{кр\ max} = 1196H \cdot м$ при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 82^\circ$; мінімальне значення відхилення зведеного моменту від сил інерції від нульового значення $\Delta M_{i\ max} = 1176H \cdot м$ спостерігається при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$, що в 5,2 рази менше ніж при $\Delta\varphi = 180^\circ$; екстремум типу мінімум відхилення між мінімальним та максимальним значеннями зведеного моменту від сил інерції $\Delta M_i = 2228H \cdot м$ спостерігається при

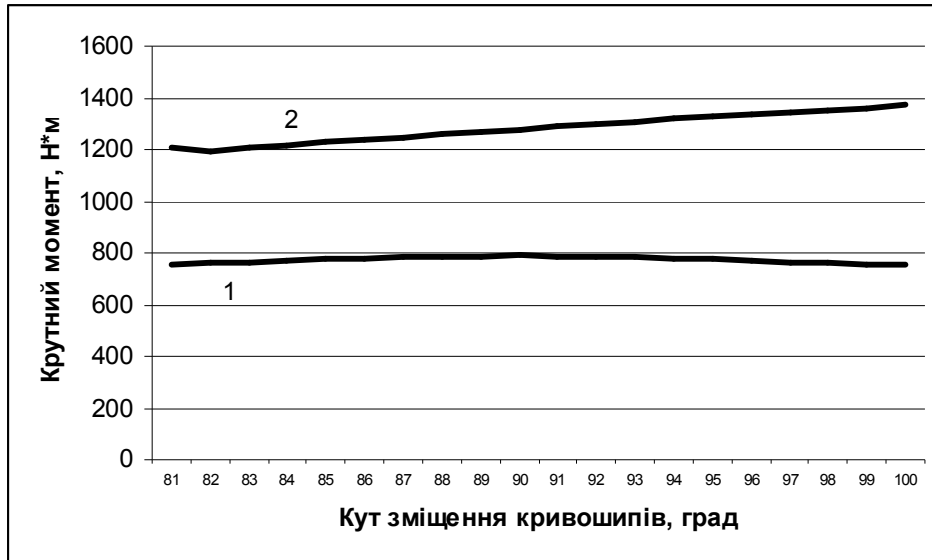


Рис. 3.12. Графіки зміни мінімального $M_{кр\ min}$ – 1 та максимального $M_{кр\ max}$ – 2 значень зведеного моменту статичного опору в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$

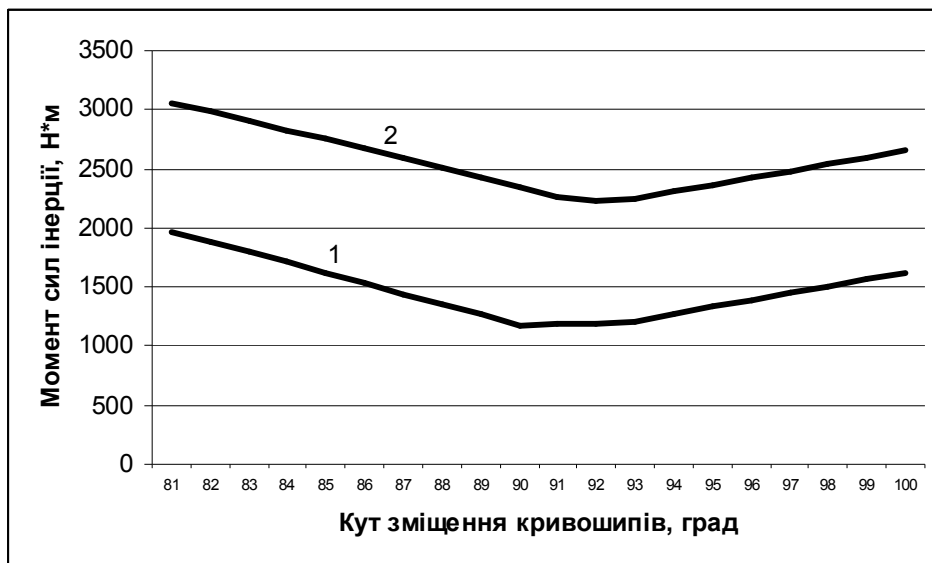


Рис. 3.13. Графіки зміни відхилень $\Delta M_{i\ max}$ – 1 та ΔM_i – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^\circ$ до $\Delta\varphi = 100^\circ$

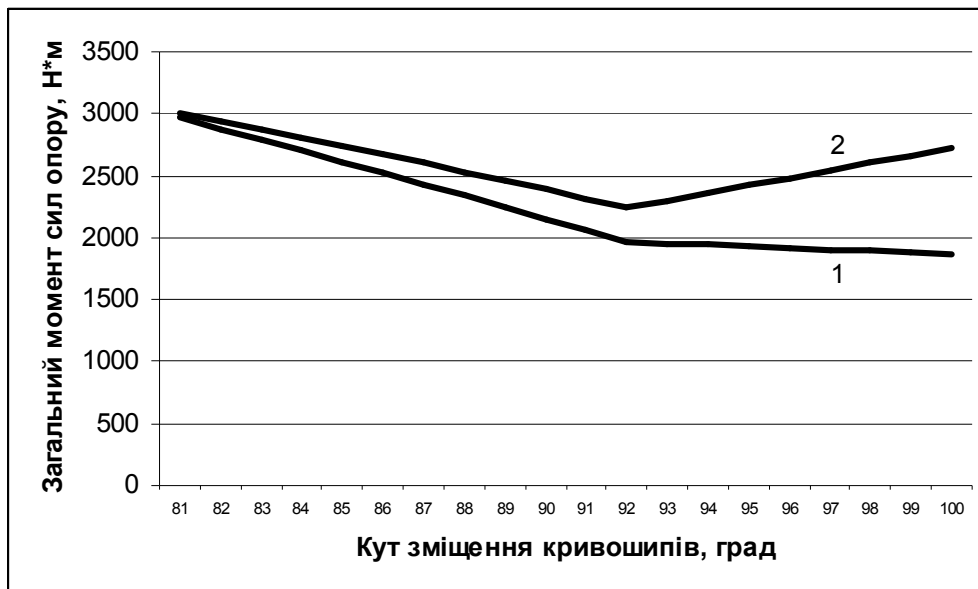


Рис. 3.14. Графіки зміни відхилень $\Delta M_{з.оп.макс}$ – 1 та $\Delta M_{з.оп.}$ – 2 в залежності від кута зміщення кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 81^0$ до $\Delta\varphi = 100^0$

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

3.2. Динамічний аналіз роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

3.2.1. Визначення кінетичної енергії установки

Для визначення сумарного значення кінетичної енергії роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом спочатку було

визначено функції зміни кінетичної енергії кожного з її формувальних візків [7, 14, 17, 18, 54, 81].

Функції зміни кінетичної енергії формувальних візків 1, 2 та 3 визначаються залежностями:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_2^2; \quad T_3 = \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \dot{x}_3^2, \quad (3.17)$$

де $m_1 = m_2 = m_3 = m$ – маса кожного формувального візка; $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3$ – функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1, 2 та 3 (рис. 2.10) при постійній кутовій швидкості кривошипу, що визначаються виразами (2.103).

Сумарне значення кінетичної енергії установки визначається залежністю:

$$T = T_1 + T_2 + T_3. \quad (3.18)$$

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипу визначається виразом (3.1), відхилення екстремального значення T_{ext} кінетичної енергії від її середнього значення T_{cp} визначається залежністю (3.2), а відхилення між її максимальним T_{max} та мінімальним T_{min} значеннями можна визначити за допомогою виразу (3.3)

Для формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,467 \text{ рад/с}$; $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 1,0 \text{ м}$; $m = 1000 \text{ кг}$ визначені функції зміни кінетичної енергії кожного формувального візка, їхнє сумарне значення та середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$. На рис. 3.15 зображено графіки зміни кінетичної енергії кожного із трьох формувальних візків – 1, 2 та 3, сумарне значення кінетичної енергії всієї установки – 4 та її середнє значення – 5.

Проаналізувавши графіки на рис. 3.15, можна зробити висновок, що при значенні кута зміщення кривошипів приводного механізму $\Delta\varphi = 120^\circ$ кінетична енергія кожного з формувальних візків змінюється в межах від 0 до 2458,4 Дж, а сумарне значення кінетична енергія всієї установки змінюється в межах від $T_{min} = 2982,2 \text{ Дж}$ до $T_{max} = 4370,2 \text{ Дж}$, причому її середнє значення становить $T_{cp} = 3675 \text{ Дж}$. Відхилення екстремального значення кінетичної

енергії від її середнього значення становить $\Delta T_{\max} = 695,2 \text{ Дж}$, а відхилення між її мінімальним та максимальним значеннями – $\Delta T = 1388 \text{ Дж}$. При цьому відносні значення відхилень кінетичної енергії, розраховані за виразами (3.4), мають значення $\varepsilon_1 = 0,378$ та $\varepsilon_2 = 0,189$. Отримані дані показують що кінетична енергія всієї установки в цілому не втрачається, а передається між всіма формувальними візками без значних втрат.

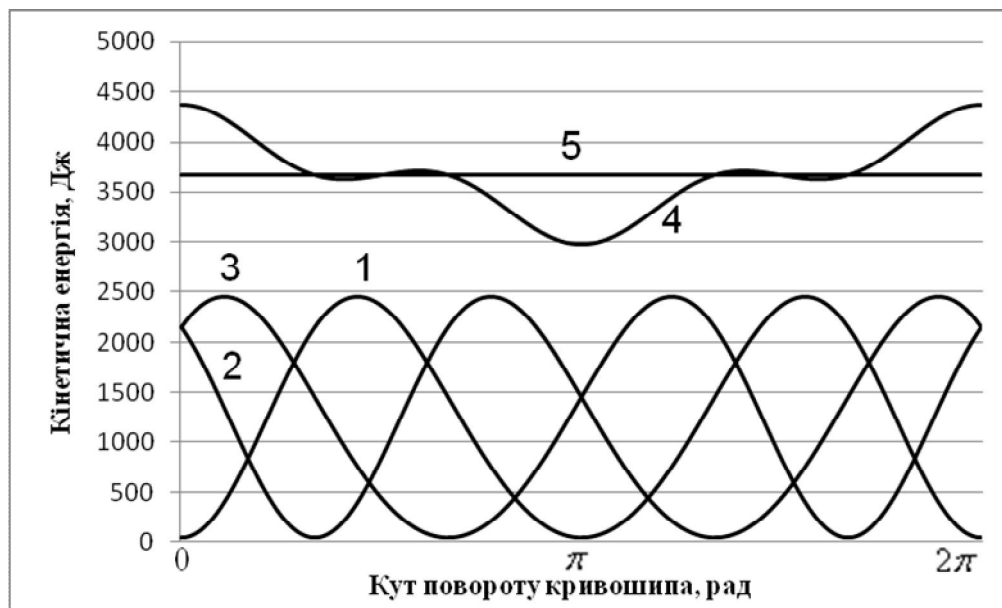


Рис. 3.15. Графіки зміни кінетичної енергії роликів у формувальній установці з енергетично врівноваженим приводом: 1, 2, 3 – кінетична енергія першого, другого та третього візків; 4 – сумарна кінетична енергія установки; 5 – середнє значення сумарної кінетичної енергії

3.2.2. Визначення моментів сил опору

Для роликів у формувальній установці з єдиним енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків необхідний крутний момент на приводному валу визначається наступним виразом [117]:

$$M_{кр} = M_{кр1} + M_{кр2} + M_{кр3}, \quad (3.19)$$

де $M_{кр1}$, $M_{кр2}$, $M_{кр3}$ – необхідні крутні моменти на приводному валу кривошипів 7, 8 та 9 (рис. 2.10) відповідно першого, другого та третього візків, які в свою чергу визначаються виразами:

$$M_{кр1} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{кр2} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{кр3} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \quad (3.20)$$

де F_B – зусилля, необхідне на переміщення формувального візка; η – ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2 та 3 (рис. 2.10), що визначаються виразами (2.104).

Для формувальної установки з параметрами: $r = 0,2\text{ м}$; $l = 1,0\text{ м}$; $\omega = 10,5\text{ рад/с}$; $\eta = 0,9$; $F_B = 3562\text{ Н}$ визначено функції зміни та побудовано графіки зміни моментів статичного опору переміщенню першого – 1, другого – 2, третього – 3 візків та їхнього сумарного значення – 4 при значенні кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ (рис. 3.16). Аналіз цих графіків показує, що значення моменту статичного опору переміщенню кожного з трьох візків змінюється в межах від 0 до $726,4\text{ Н}\cdot\text{м}$, а значення сумарного моменту статичного опору – в межах від $M_{кр\text{ min}} = 1108,63\text{ Н}\cdot\text{м}$ до $M_{кр\text{ max}} = 1453,05\text{ Н}\cdot\text{м}$. При цьому середнє значення сумарного моменту статичного опору становить $M_{кр\text{ сер}} = 1360,55\text{ Н}\cdot\text{м}$.

Під час руху формувальних візків на них також діють сили інерції, моменти від яких визначаються відповідними залежностями для кожного з трьох візків:

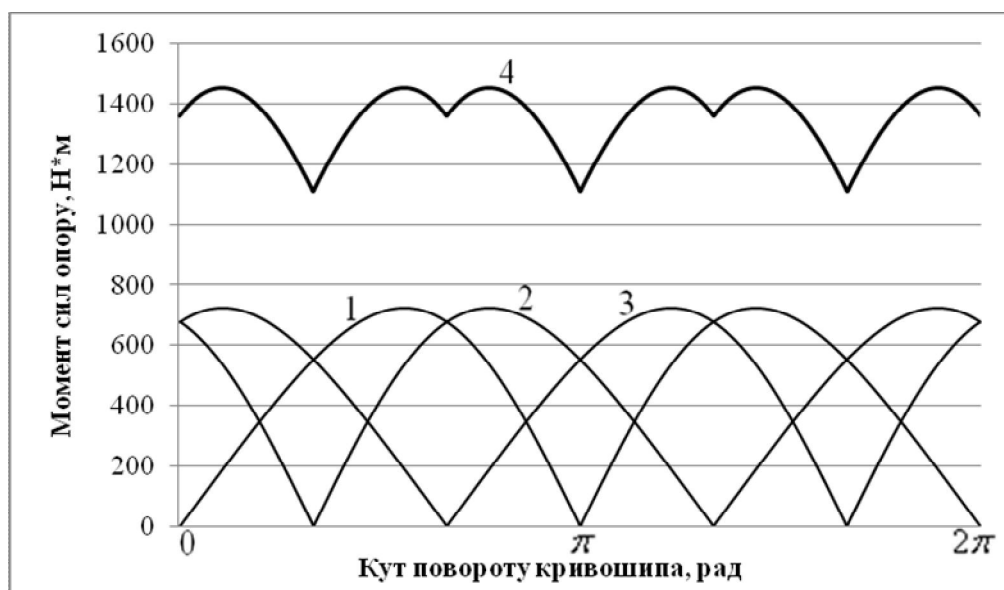


Рис. 3.16. Графіки зміни моментів статичного опору на приводному валу установки: 1, 2, 3 – моменти статичного опору першого, другого та третього візків відповідно; 5 – сумарний момент статичного опору

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{i3} = m \cdot \ddot{x}_3 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \quad (3.21)$$

де $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{x}_3$ – функції зміни лінійних прискорень центрів мас формувальних візків 1, 2 та 3 (рис. 2.10), що визначаються залежностями (2.105).

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

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3}. \quad (3.22)$$

Для формувальної установки з наведеними вище параметрами визначено функції та побудовано графіки зміни моментів від сил інерції першого – 1, другого – 2, третього – 3 візків та їхнього сумарного значення – 4 при значенні кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ (рис. 3.17). Аналіз цих графіків показує, що значення моменту від сил інерції кожного з трьох візків змінюється в межах від $-2577,3H \cdot m$ до $2577,3H \cdot m$, а значення сумарного моменту від сил інерції – в межах від $M_{i\min} = -681,64H \cdot m$ до $M_{i\max} = 681,64H \cdot m$. При цьому середнє значення сумарного моменту від сил інерції протягом циклу роботи установки становить $M_{i\text{сеп}} = 0H \cdot m$. Це явище дає змогу значно розвантажити приводний вал кривошипів установки і покращити роботу установки в цілому.



Рис. 3.17. Графіки зміни моментів сил інерції установки: 1, 2, 3 – моменти від сил інерції першого, другого та третього візків відповідно; 4 – сумарний момент сил інерції

Отже, під час процесу формування загальний опір переміщенню формувального візка визначається відповідною залежністю для кожного з трьох візків:

$$M_{on1} = M_{kp1} + M_{i1}; \quad M_{on2} = M_{kp2} + M_{i2}; \quad M_{on3} = M_{kp3} + M_{i3}. \quad (3.23)$$

Тоді загальний момент опору переміщенню формувальних візків установки під час процесу формування визначатися залежністю:

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2} + M_{on3}. \quad (3.24)$$

Для формувальної установки з наведеними вище параметрами визначено функції зміни та побудовано графіки зміни загальних моментів опору переміщенню першого – 1, другого – 2, третього – 3 формувальних візків та їхнього сумарного значення – 4 при значенні кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 120^\circ$ (рис. 3.18). Аналіз цих графіків показує, що значення загального моменту опору переміщенню кожного з трьох візків змінюється в межах від $-1950H \cdot m$ до $3222,8H \cdot m$, а значення сумарного загального моменту опору – в межах від $M_{on\min} = 735,2H \cdot m$ до $M_{on\max} = 2112,4H \cdot m$. При цьому середнє значення сумарного загального моменту опору становить $M_{on\text{сеп}} = 1360,55H \cdot m$, тобто таке значення, як і моменту статичного опору.



Рис. 3.18. Графіки зміни загального моменту опору установки: 1, 2, 3 – загальні моменти опору першого, другого та третього візків відповідно; 4 – сумарний момент загального опору

3.3. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з врівноваженим приводом

3.3.1. Визначення кінетичної енергії установки

Для визначення сумарного значення кінетичної енергії роликової формувальної установки з врівноваженим приводом спочатку було знайдено функції зміни кінетичної енергії кожного з її формувальних візків [70].

Функції зміни кінетичної енергії формувальних візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.11) визначаються залежностями:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_2^2; \quad T_3 = \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \dot{x}_3^2; \quad T_4 = \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \dot{x}_4^2, \quad (3.25)$$

де $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m$ – маса кожного формувального візка; $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{x}_4$ – функції зміни лінійних швидкостей центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.11), що визначаються виразами (2.107).

Сумарне значення кінетичної енергії установки визначається залежністю:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4. \quad (3.26)$$

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипу визначається виразом (3.1), відхилення екстремального значення T_{ext} кінетичної енергії від її середнього значення T_{cp} визначається залежністю (3.2), а відхилення між її максимальним T_{max} та мінімальним T_{min} значеннями можна визначити за допомогою виразу (3.3).

Для формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,467 \text{ рад/с}$; $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 1,0 \text{ м}$; $m = 1000 \text{ кг}$ визначені функції зміни кінетичної енергії кожного формувального візка, їхнє сумарне значення та середнє значення сумарної кінетичної енергії. На рис. 3.19 зображено графіки зміни кінетичної енергії кожного із чотирьох формувальних візків – 1, 2, 3 та 4, сумарне значення кінетичної енергії всієї установки – 5 та її середнє значення – 6.

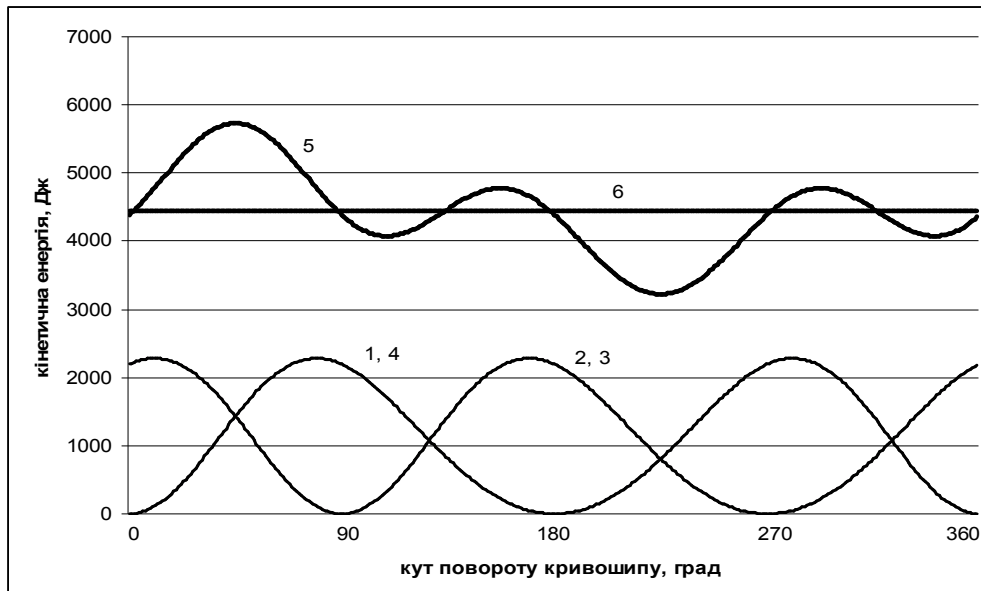


Рис. 3.19. Графіки зміни кінетичної енергії установки:
 1, 2, 3, 4 – кінетична енергія першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарна кінетична енергія;
 6 – середнє значення сумарної кінетичної енергії

Проаналізувавши графіки на рис. 3.19, можна зробити висновок, що кінетична енергія кожного з формувальних візків змінюється в межах від 0 до 2281 Дж, а сумарне значення кінетична енергія всієї установки змінюється в межах від $T_{\min} = 3224 \text{ Дж}$ до $T_{\max} = 5729 \text{ Дж}$, причому її середнє значення становить $T_{\text{сер}} = 4443 \text{ Дж}$. Відхилення екстремального значення кінетичної енергії від її середнього значення становить $\Delta T_{\max} = 1286 \text{ Дж}$, а відхилення між її мінімальним та максимальним значеннями – $\Delta T = 2505 \text{ Дж}$. При цьому відносні значення відхилень кінетичної енергії, розраховані за виразами (3.4), мають значення $\varepsilon_1 = 0,564$ та $\varepsilon_2 = 0,289$. Отримані дані показують, що кінетична енергія всієї установки в цілому не втрачається, а передається між всіма формувальними візками без значних втрат.

3.3.2. Визначення моментів сил опору

Для роlikової формувальної установки з єдиним врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків необхідний крутний момент на приводному валу буде визначатися за наступним виразом [116]:

$$M_{кр} = M_{кр1} + M_{кр2} + M_{кр3} + M_{кр4}, \quad (3.27)$$

де $M_{кр1}$, $M_{кр2}$, $M_{кр3}$, $M_{кр4}$ – необхідні крутні моменти на приводному валу кривошипів 9, 10, 11 та 12 (рис. 2.11) відповідно першого, другого, третього та четвертого візків, які в свою чергу визначаються виразами:

$$M_{кр1} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{кр2} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{кр3} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad M_{кр4} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (3.28)$$

де F_B – зусилля, необхідне на переміщення формувального візка; η – ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_4}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.11), що визначаються виразами (2.108).

Для формувальної установки з параметрами: $r = 0,2\text{ м}$; $l = 1,0\text{ м}$; $\omega = 10,5\text{ рад/с}$; $\eta = 0,9$; $F_B = 3562\text{ Н}$ визначено функції зміни та побудовано графіки зміни моментів статичного опору переміщенню першого – 1, другого – 2, третього – 3, четвертого – 4 візків та їхнього сумарного значення – 5 (рис. 3.20). Аналіз цих графіків показує, що значення моменту статичного опору переміщенню кожного з чотирьох візків змінюється в межах від 0 до $726,4\text{ Н}\cdot\text{м}$, а значення сумарного моменту статичного опору – в межах від $M_{кр\text{ min}} = 1583\text{ Н}\cdot\text{м}$ до $M_{кр\text{ max}} = 2558\text{ Н}\cdot\text{м}$. При цьому середнє значення сумарного моменту статичного опору становить $M_{кр\text{ сер}} = 1814,1\text{ Н}\cdot\text{м}$.

Під час руху формувальних візків на них також діють сили інерції, моменти від яких визначаються відповідними залежностями для кожного з чотирьох візків:

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{i3} = m \cdot \ddot{x}_3 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad M_{i4} = m \cdot \ddot{x}_4 \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \quad (3.29)$$

де \ddot{x}_1 , \ddot{x}_2 , \ddot{x}_3 , \ddot{x}_4 – функції зміни лінійних прискорень центрів мас формувальних візків 1, 2, 3 та 4 (рис. 2.11), що визначаються залежностями (2.109).

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

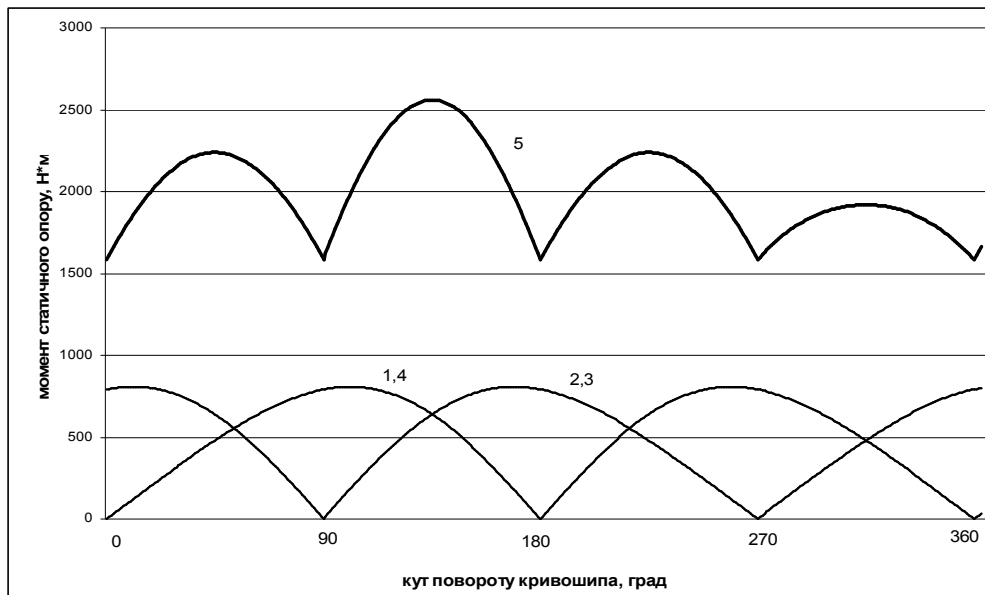


Рис. 3.20. Графіки зміни моментів статичного опору на приводному валу роликів формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків: 1, 2, 3, 4 – моменти статичного опору першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарний момент статичного опору

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} + M_{i4}. \quad (3.30)$$

Для формувальної установки з наведеними вище параметрами визначено функції та побудовано графіки зміни моментів від сил інерції першого – 1, другого – 2, третього – 3, четвертого – 4 візків та їхнього сумарного значення – 5 (рис. 3.21). Аналіз цих графіків показує, що значення моменту від сил інерції кожного з чотирьох візків змінюється в межах від $-2624H \cdot m$ до $2624H \cdot m$, причому в кожний момент часу значення моменту від 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.

Отже, під час процесу формування загальний опір переміщенню формувального візка визначається відповідною залежністю для кожного з чотирьох візків:

$$M_{on1} = M_{кр1} + M_{i1}; \quad M_{on2} = M_{кр2} + M_{i2}; \quad M_{on3} = M_{кр3} + M_{i3}; \quad M_{on4} = M_{кр4} + M_{i4}. \quad (3.31)$$

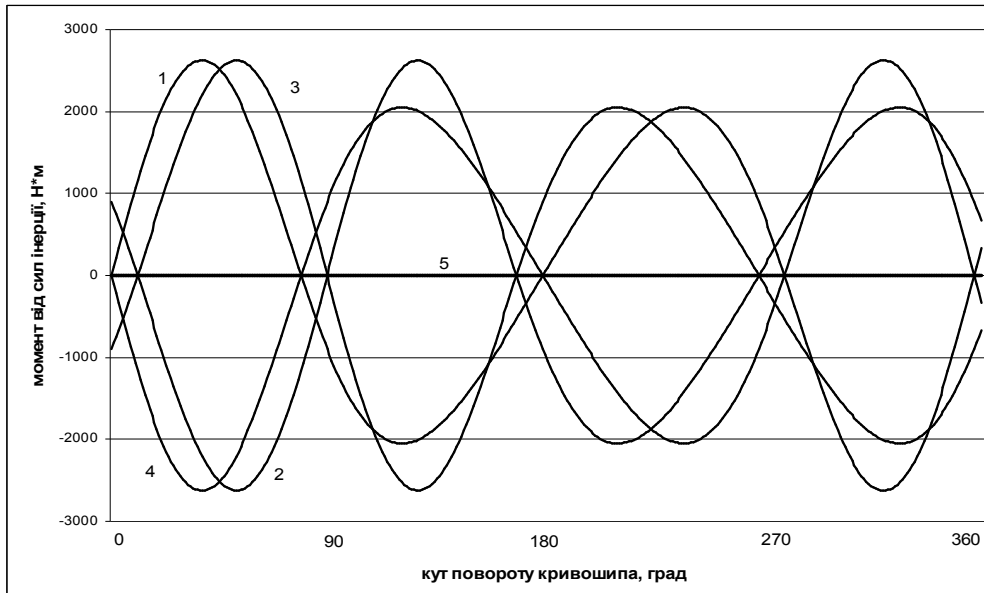


Рис. 3.21. Графіки зміни моментів від сил інерції роликів формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків: 1, 2, 3, 4 – моменти сил інерції першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарний момент сил інерції

Тоді загальний момент опору переміщенню формувальних візків установки під час процесу формування визначатися залежністю:

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2} + M_{on3} + M_{on4} \quad (3.32)$$

Для формувальної установки з наведеними вище параметрами визначено функції зміни та побудовано графіки зміни загальних моментів опору переміщенню першого – 1, другого – 2, третього – 3, четвертого – 4 формувальних візків та їхнього сумарного значення – 5 (рис. 3.22). Аналіз цих графіків показує, що значення сумарного загального моменту опору переміщенню формувальних візків установки змінюється в межах від $M_{on\ min} = 1583\text{Н} \cdot \text{м}$ до $M_{on\ max} = 2558\text{Н} \cdot \text{м}$. При цьому середнє значення сумарного загального моменту опору становить $M_{on\ ср} = 1814,1\text{Н} \cdot \text{м}$, тобто таке значення, як і моменту статичного опору. З наведеного вище можна зробити ще один висновок – 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.

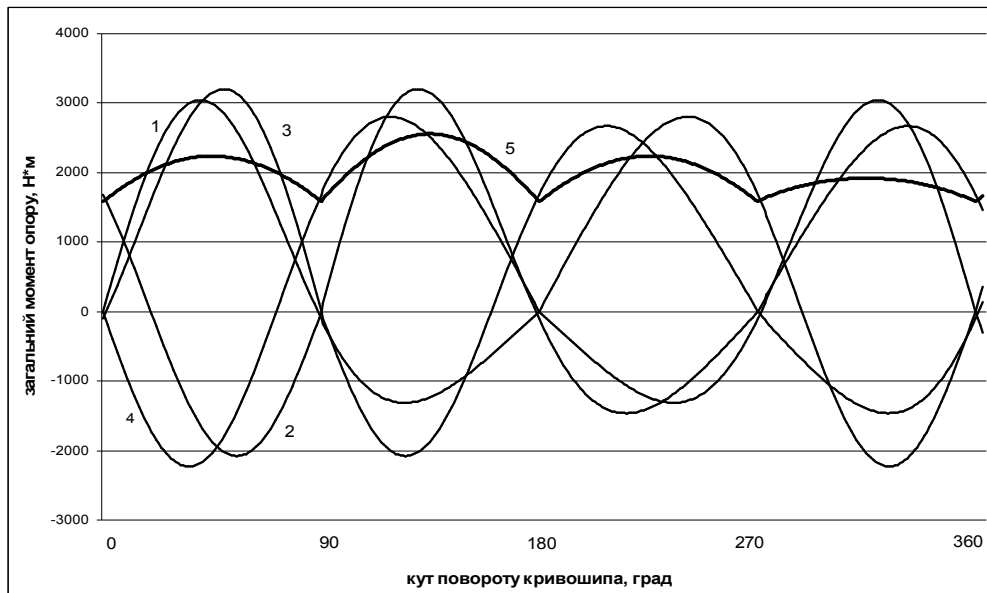


Рис. 3.22. Графіки зміни загального моменту сил опору роликів формувальної установки з врівноваженим приводом для чотирьох формувальних візків: 1, 2, 3, 4 – загальні моменти сил опору першого, другого, третього та четвертого візків відповідно; 5 – сумарний момент загального опору

3.4. Порівняльний аналіз динаміки роликів формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами

Як уже було встановлено у підрозділах 3.1 та 3.2 оптимальне значення кута зміщення кривошипів в установці з рекупераційним приводом на два формувальні візки становить $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$. Тому саме результати розрахунків установки з таким значенням кута зміщення кривошипів і будуть використані в порівняльному аналізі динаміки роликів формувальної установки.

Для узагальнення порівняльного аналізу динаміки установки з різними приводами пропонується здійснювати його за відносними показниками. Такими показниками є відносні значення відхилень кінетичної енергії ε_1 та ε_2 , розраховані за виразами (3.4).

Для більш ґрунтовного аналізу пропонується ввести ще декілька показників, які містили б у собі характеристику приводу:

– відношення максимального значення сумарної кінетичної енергії установки до кількості формувальних візків, що входять до установки:

$$T_{i\max} = T_{\max} / k, \quad (3.33)$$

де k – кількість формувальних візків в установці (вид приводу);

– відношення середнього значення сумарної кінетичної енергії установки до кількості формувальних візків:

$$T_{icp} = T_{cp} / k; \quad (3.34)$$

– відношення відхилення екстремального значення T_{ext} кінетичної енергії установки від її середнього значення T_{cp} до кількості формувальних візків:

$$\Delta T_{i\max} = \Delta T_{\max} / k; \quad (3.35)$$

– відношення відхилення між максимальним T_{\max} та мінімальним T_{\min} значеннями сумарної кінетичної енергії установки до кількості формувальних візків:

$$\Delta T_i = \Delta T / k. \quad (3.36)$$

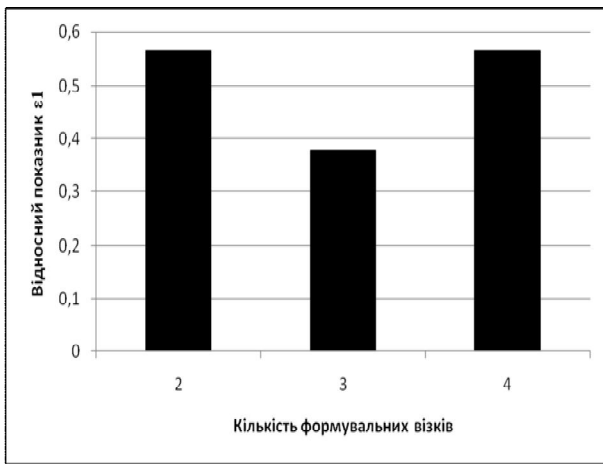
За виразами (3.4) та (3.33)-(3.36) розраховано відносні показники ε_1 і ε_2 та параметри $T_{i\max}$, T_{icp} , $\Delta T_{i\max}$ і ΔT_i для установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. Результати розрахунків зведено до таблиці 3.7.

Таблиця 3.7

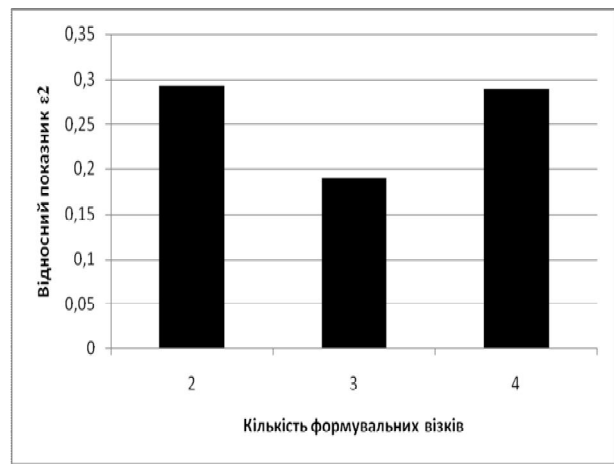
Результати розрахунків

k	ε_1	ε_2	$T_{i\max}$, Дж	T_{icp} , Дж	$\Delta T_{i\max}$, Дж	ΔT_i , Дж
2	0,5652	0,293	1432	1107,5	324,5	626
3	0,378	0,189	1456,73	1225	231,73	462,67
4	0,564	0,289	1432,25	1110,75	321,5	626,25

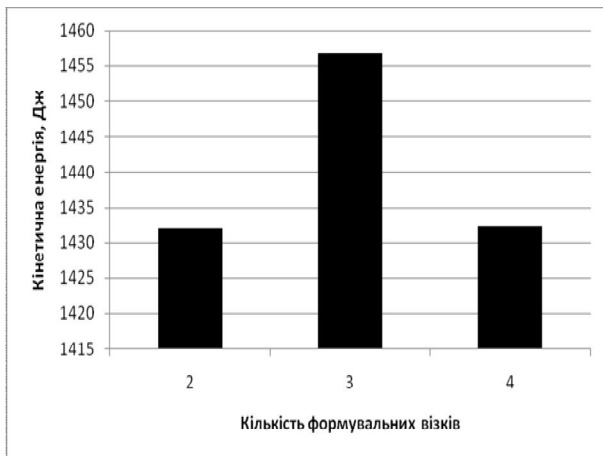
На основі даних таблиці 3.7 побудовано гістограми зміни відносних показників ε_1 і ε_2 та параметрів $T_{i\max}$, T_{icp} , $\Delta T_{i\max}$ і ΔT_i (рис. 3.23) в залежності від кількості формувальних візків в установці (виду приводу).



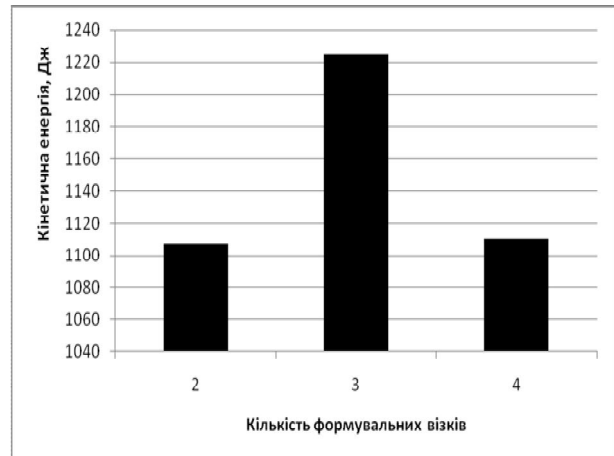
а



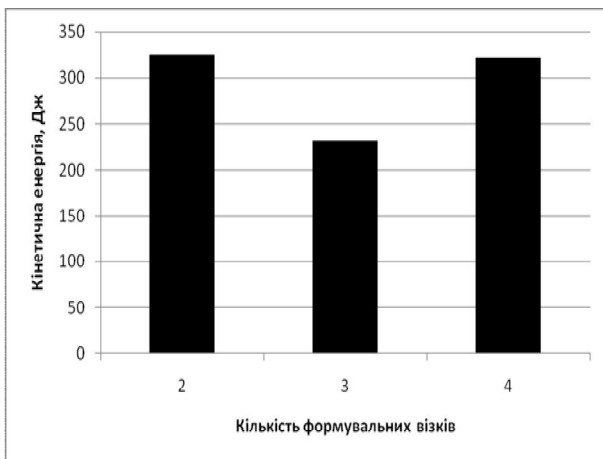
б



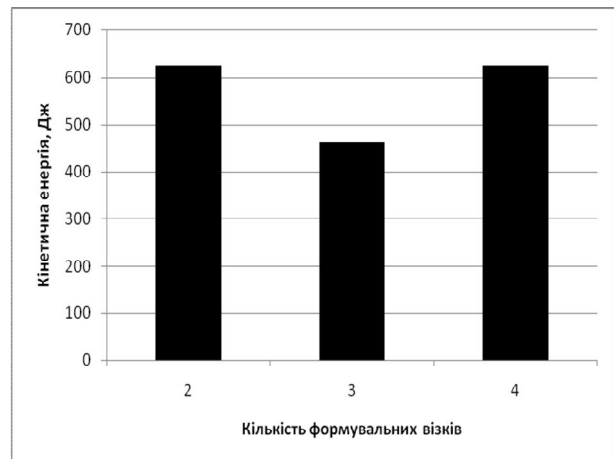
в



г



д



е

Рис. 3.23. Гістограми зміни відносних показників ε_1 (а) і ε_2 (б) та параметрів $T_{i\max}$ (в), $T_{i\text{ср}}$ (г), $\Delta T_{i\max}$ (д) і ΔT_i (е) в залежності від кількості формувальних візків в установці (виду приводу)

Аналізуючи дані таблиці 3.7 та гістограми на рис. 3.23, можна зробити висновки: відносні показники ε_1 і ε_2 мають мінімальні значення для установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, при цьому вони майже рівні для установки з рекуперативним приводом на два

формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки; параметри $T_{i\max}$ та T_{icp} мають максимальні значення для установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, при цьому вони майже рівні для установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки; параметри $\Delta T_{i\max}$ та ΔT_i мають мінімальні значення для установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, при цьому вони, як і в попередніх двох випадках, майже рівні для установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

Для аналізу моментів сил опору пропонується ввести показники, які містили б у собі характеристику приводу:

– відношення максимального значення необхідного сумарного крутного моменту на приводному валу до кількості формувальних візків, що входять до установки:

$$M_{j\text{кр max}} = M_{\text{кр max}} / k ; \quad (3.37)$$

– відношення середнього значення необхідного сумарного крутного моменту на приводному валу до кількості формувальних візків:

$$M_{j\text{кр сep}} = M_{\text{кр сep}} / k ; \quad (3.38)$$

– відношення екстремального значення моменту від сил інерції установки $M_{in\text{ ext}}$ до кількості формувальних візків:

$$M_{j\text{ in ext}} = M_{in\text{ ext}} / k ; \quad (3.39)$$

– відношення відхилення між максимальним та мінімальним значеннями моменту від сил інерції установки до кількості формувальних візків:

$$\Delta M_{j\text{ in}} = \Delta M_{in} / k ; \quad (3.40)$$

– відношення максимального значення загального моменту сил опору на приводному валу до кількості формувальних візків:

$$M_{j\text{ on max}} = M_{on\text{ max}} / k ; \quad (3.41)$$

– відношення середнього значення загального моменту сил опору на приводному валу до кількості формувальних візків:

$$M_{j\ on\ cep} = \frac{M_{on\ cep}}{k} \quad (3.42)$$

За виразами (3.37)-(3.42) розраховано параметри $M_{j\ kp\ max}$, $M_{j\ kp\ cep}$, $M_{j\ in\ ext}$, $\Delta M_{j\ in}$, $M_{j\ on\ max}$ та $M_{j\ on\ cep}$ для установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. Результати розрахунків зведено до таблиці 3.8.

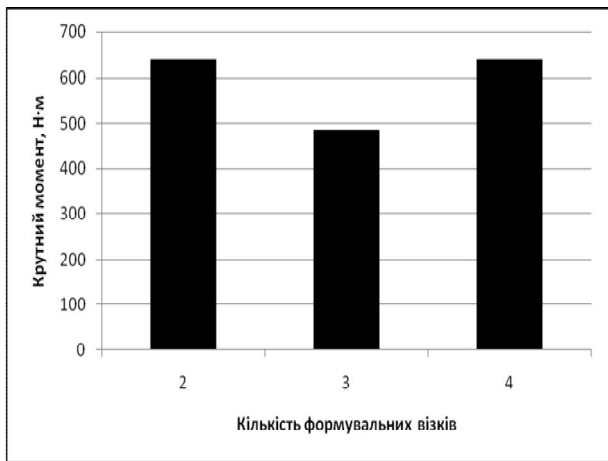
Таблиця 3.8

Результати розрахунків

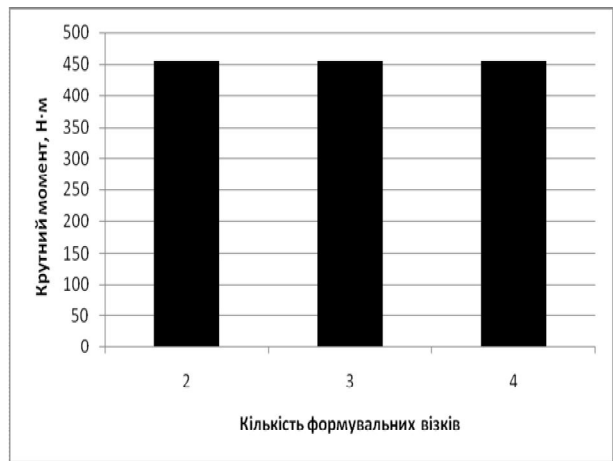
k	$M_{j\ kp\ max}, H \cdot m$	$M_{j\ kp\ cep}, H \cdot m$	$M_{j\ in\ ext}, H \cdot m$	$\Delta M_{j\ in}, H \cdot m$	$M_{j\ on\ max}, H \cdot m$	$M_{j\ on\ cep}, H \cdot m$
2	639,5	453,5	588	1175,5	1076,5	453,5
3	484,4	453,5	227,2	454,4	704,1	453,5
4	639,5	453,5	0	0	639,5	453,5

На основі даних таблиці 3.8 побудовано гістограми зміни параметрів $M_{j\ kp\ max}$, $M_{j\ kp\ cep}$, $M_{j\ in\ ext}$, $\Delta M_{j\ in}$, $M_{j\ on\ max}$ та $M_{j\ on\ cep}$ (рис. 3.24) в залежності від кількості формувальних візків в установці (виду приводу).

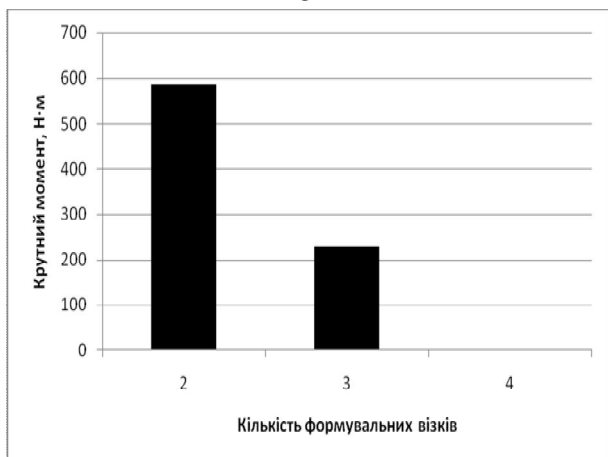
Аналізуючи дані таблиці 3.8 та гістограми на рис. 3.24, можна зробити висновки: параметр $M_{j\ kp\ max}$ має мінімальне значення для установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, при цьому він абсолютно рівний для установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки; параметри $M_{j\ kp\ cep}$ та $M_{j\ on\ cep}$ рівні між собою і мають однакові значення у всіх трьох установках; параметри $M_{j\ in\ ext}$, $\Delta M_{j\ in}$ та $M_{j\ on\ max}$ мають мінімальні значення для установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки, а максимальні значення – для установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, причому параметри $M_{j\ in\ ext}$ та $\Delta M_{j\ in}$ для установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки взагалі рівні нулю.



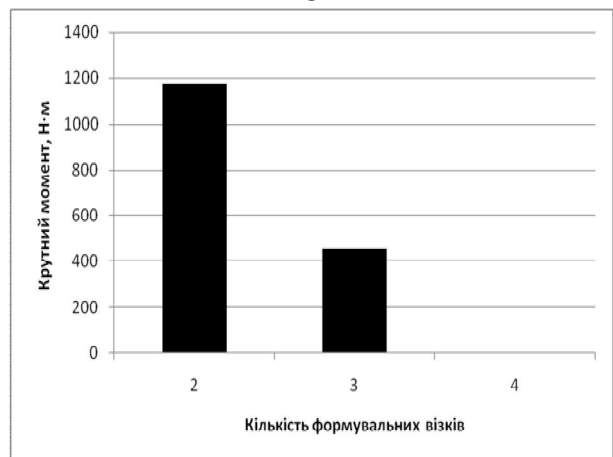
а



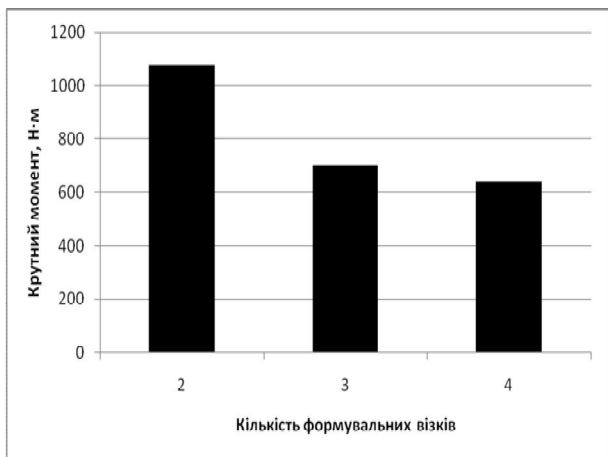
б



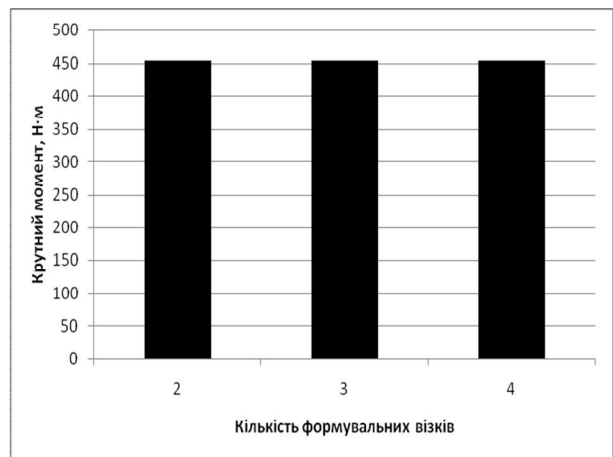
в



г



д



е

Рис. 3.24. Гістограми зміни параметрів $M_{j\text{кр max}}$ (а), $M_{j\text{кр сер}}$ (б), $M_{j\text{ін ext}}$ (в), $\Delta M_{j\text{ін}}$ (г), $M_{j\text{он max}}$ (д) та $M_{j\text{он сер}}$ (е) в залежності від кількості формувальних візків в установці (виду приводу)

РОЗДІЛ 4

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

4.1. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликів формувальної установки з рекуперативним приводом

В багатьох випадках для отримання більш раціональних режимів руху, які реалізуються тим чи іншим механізмом, необхідно оптимізувати його конструктивні параметри. Так, для роликів формувальної установки з рекуперативним 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 [104, 107, 125, 187].

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 для обчислення сумарної кінетичної енергії установки (2.1) та для визначення її середнього значення (3.1).

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки буде дорівнювати [100]:

$$T_{\min 1} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{cp}^2, \quad (4.1)$$

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:

$$T_{\min} = 2 \cdot T_{\min 1} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 = 4 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (4.2)$$

Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії

$$k_1 = \frac{T_{ext}}{T_{cp}}; \quad k_2 = \frac{T_{cp}}{T_{\min}}; \quad k_3 = \frac{T_{ext}}{T_{\min}}, \quad (4.3)$$

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

Також для визначення оптимального значення довжини шатуна l були використані вирази (3.6), (3.13) та (3.16) 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 4.1.

На основі даних таблиці 4.1 побудовано графіки зміни максимального значення кінетичної енергії установки T_{\max} (рис. 4.1) та її середнього значення T_{cp} (рис. 4.2), графіки зміни відносних показників k_1 (рис. 4.3), k_2 (рис. 4.4) та k_3 (рис. 4.5), а також графік зміни максимального значення моменту загального опору $M_{zag.\max}$ (рис. 4.6) в залежності від довжини шатуна.

Аналізуючи графіки на рис. 4.1-4.6, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки на проміжку від $l = 0,5 \text{ м}$ до $l = 0,8 \text{ м}$ різко спадає, а потім наступає його плавна стабілізація; середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні $l = 0,6 \text{ м}$ 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 $l = 0,6\text{ м}$, а потім починає зростати. Аналізуючи графік зміни максимального значення моменту загального опору можна прослідкувати його різкий спад на відрізку від $l = 0,5\text{ м}$ до $l = 0,9\text{ м}$ з подальшою стабілізацією.

Таблиця 4.1

Результати розрахунків

$l, \text{ м}$	$T_{\text{max}}, \text{ Дж}$	$T_{\text{cp}}, \text{ Дж}$	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



Рис. 4.1. Графік зміни максимального значення кінетичної енергії T_{max} в залежності від довжини шатуна



Рис. 4.2. Графік зміни середнього значення кінетичної енергії T_{cp} в залежності від довжини шатуна

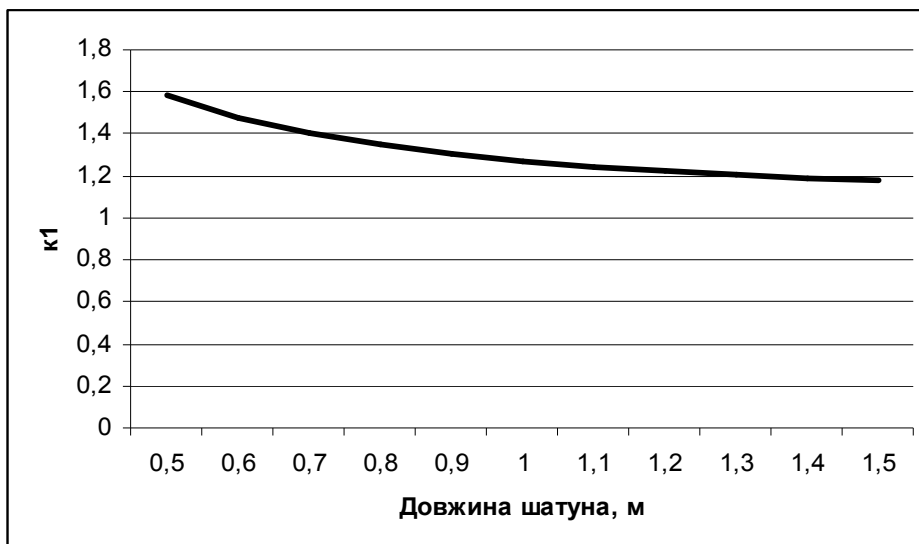


Рис. 4.3. Графік зміни відносного показника k_1 в залежності від довжини шатуна



Рис. 4.4. Графік зміни відносного показника k_2 в залежності від довжини шатуна

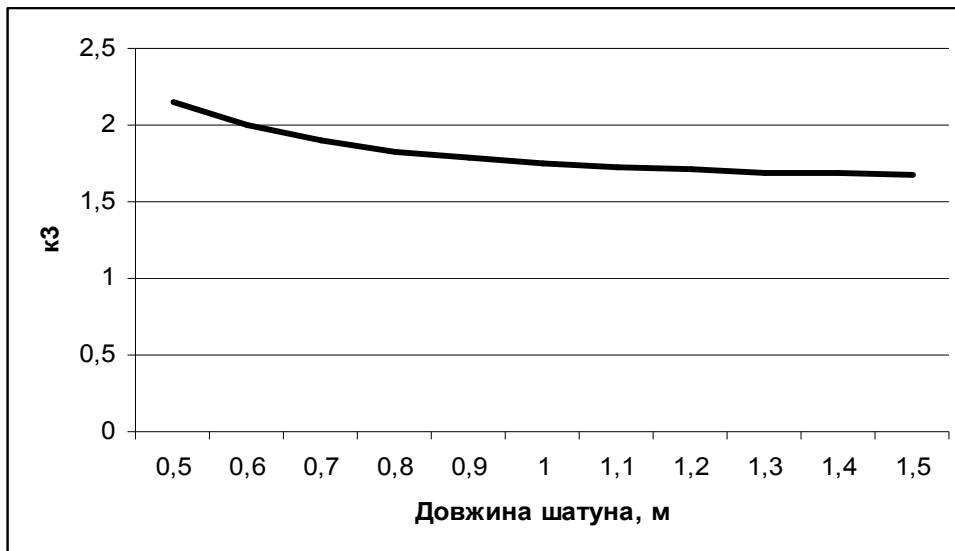


Рис. 4.5. Графік зміни відносного показника k_3 в залежності від довжини шатуна



Рис. 4.6. Графік зміни максимального значення загального моменту сил опору $M_{заг.маx}$ в залежності від довжини шатуна

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

4.2. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

Для визначення оптимального значення довжини шатуна l для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки були використані вирази для обчислення сумарної кінетичної енергії установки (2.65) та для визначення її середнього значення (3.1).

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки буде визначатися виразом (4.1) [100].

Підставивши всі значення у рівність (2.65), отримано вираз для визначення мінімально-можливого значення кінетичної енергії всієї установки:

$$T_{\min} = 3 \cdot T_{\min 1} = 3 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 = 6 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (4.4)$$

Відносні значення відхилень кінетичної енергії для даної установки визначаються виразами (4.3).

Також для визначення оптимального значення довжини шатуна l були використані вирази (3.19), (3.22) та (3.24) для обчислення моментів статичного опору, моментів сил інерції та моментів загального опору переміщенню формувальних візків.

Для роликової формувальної установки з уже наведеними параметрами визначені функції зміни сумарної кінетичної енергії установки T , її середнє значення T_{cp} , а також мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії установки, яке дорівнює $T_{\min} = 2666,7 \text{ Дж}$; 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 $l = 1,5 \text{ м}$ [101, 102]. Ці характеристики зведені в таблицю 4.2.

На основі даних таблиці 4.2 побудовано графіки зміни максимально-го значення кінетичної енергії установки T_{\max} (рис. 4.7) та її середнього зна-

чення T_{cp} (рис. 4.8), графіки зміни відносних показників k_1 (рис. 4.9), k_2 (рис. 4.10) та k_3 (рис. 4.11), а також графік зміни максимального значення моменту загального опору $M_{заг.макс}$ (рис. 4.12) в залежності від довжини шатуна.

Таблиця 4.2

Результати розрахунків

$l, м$	$T_{max}, Дж$	$T_{cp}, Дж$	k_1	k_2	k_3	$M_{заг.макс}, Н \cdot м$
0,5	5058,2	3621,0	1,397	1,3579	1,8968	2970,7
0,6	4782,9	3607,2	1,326	1,3527	1,7936	2651,4
0,7	4611,9	3613,1	1,276	1,3549	1,7294	2446,4
0,8	4499,2	3628,9	1,2398	1,3608	1,6872	2302,4
0,9	4422,6	3650,3	1,2116	1,3688	1,6584	2195,1
1,0	4370,2	3675,0	1,1892	1,3781	1,6387	2112,4
1,1	4334,5	3701,9	1,171	1,3882	1,6254	2045,9
1,2	4311,2	3730,3	1,1557	1,3988	1,6167	1991,4
1,3	4297,1	3759,7	1,1429	1,4099	1,6114	1945,9
1,4	4290,1	3789,8	1,132	1,4212	1,6088	1906,4
1,5	4288,6	3820,5	1,1225	1,4327	1,6082	1873,6

Аналізуючи графіки на рис. 4.7-4.12, 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 його 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 відрізку від $l = 0,5 м$ до $l = 0,9 м$ з подальшою стабілізацією.

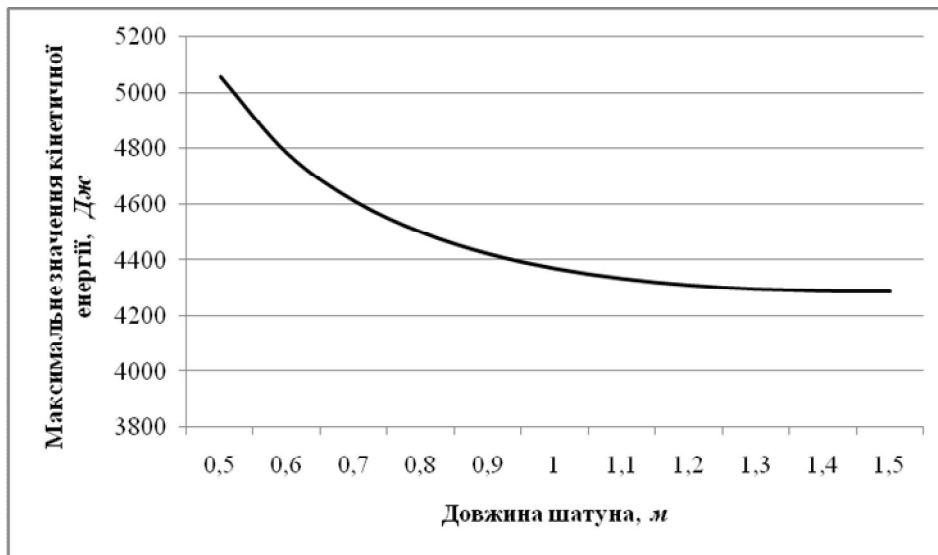


Рис. 4.7. Графік зміни максимального значення кінетичної енергії T_{\max} в залежності від довжини шатуна

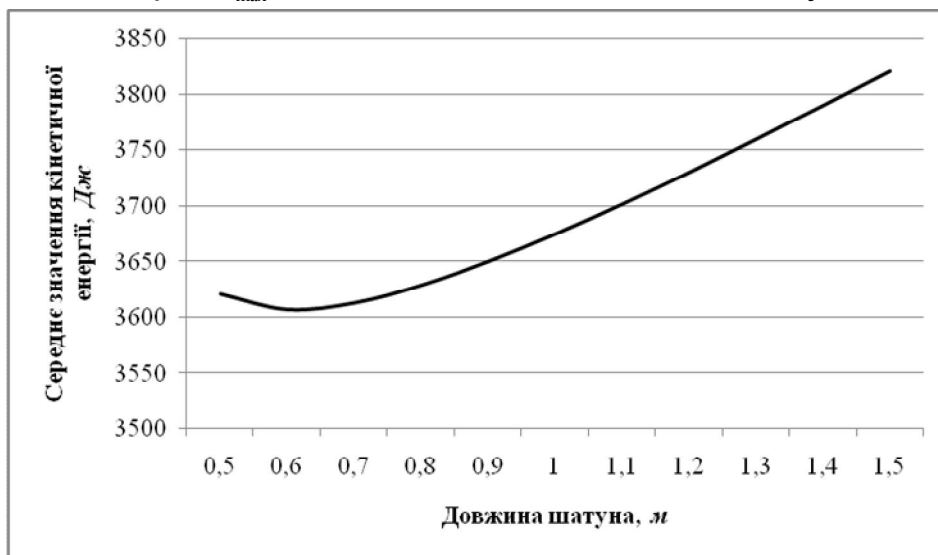


Рис. 4.8. Графік зміни середнього значення кінетичної енергії T_{cp} в залежності від довжини шатуна

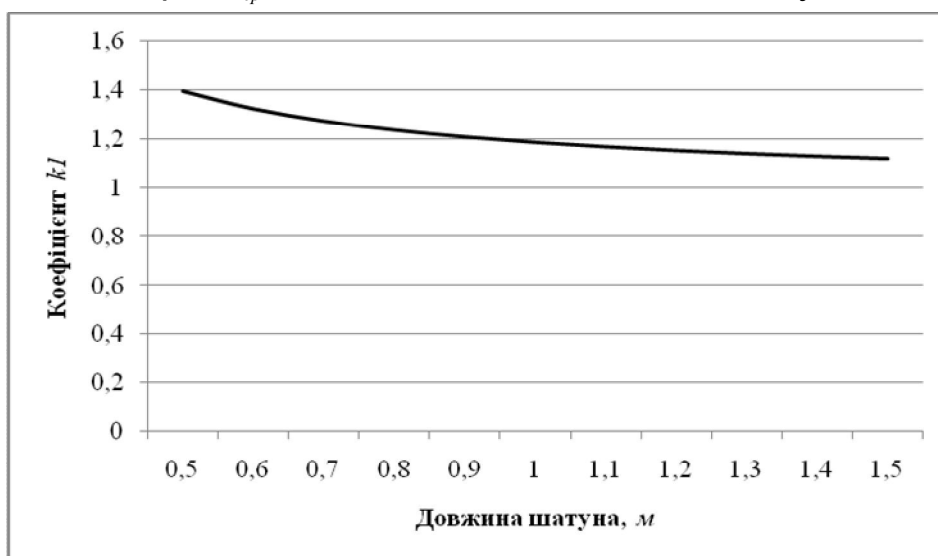


Рис. 4.9. Графік зміни відносного показника k_1 в залежності від довжини шатуна

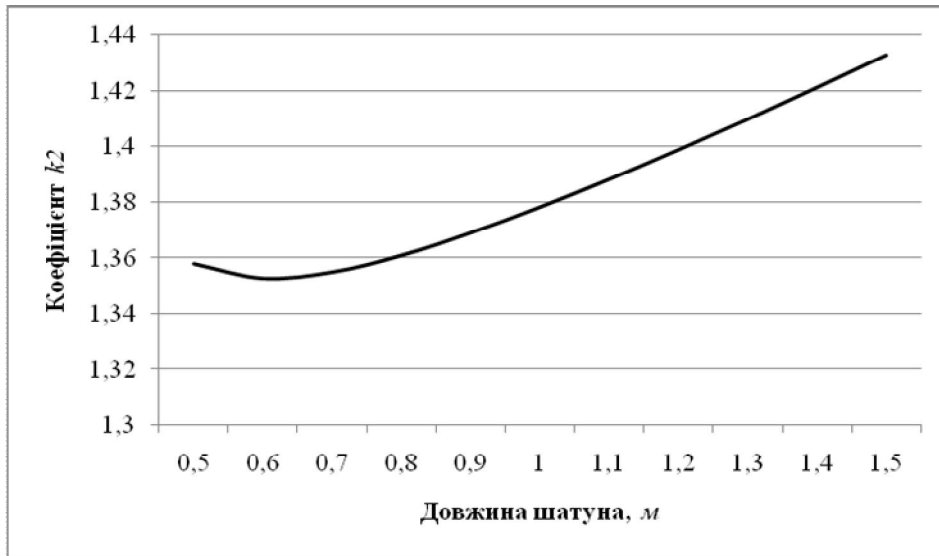


Рис. 4.10. Графік зміни відносного показника k_2 в залежності від довжини шатуна



Рис. 4.11. Графік зміни відносного показника k_3 в залежності від довжини шатуна

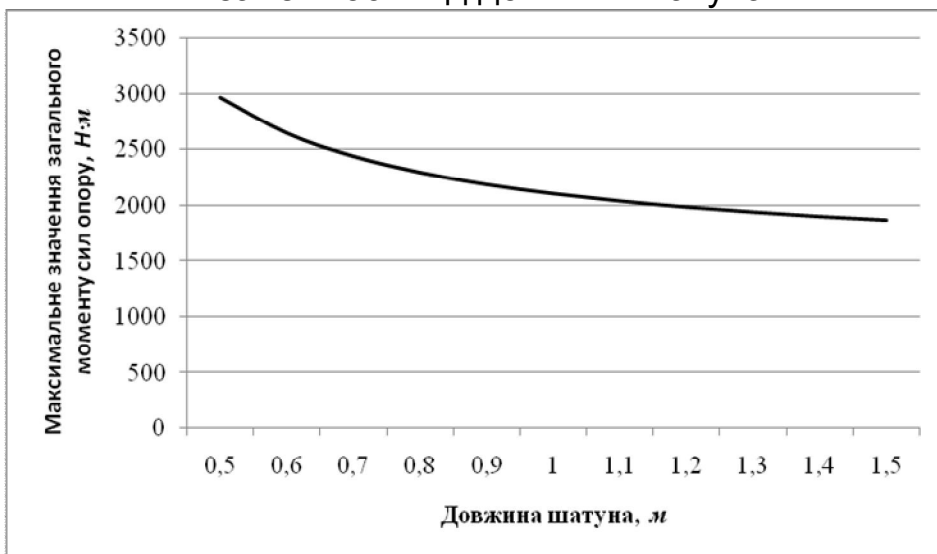


Рис. 4.12. Графік зміни максимального значення загального моменту сил опору $M_{заг.макс}$ в залежності від довжини шатуна

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

4.3. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з врівноваженим приводом

Для визначення оптимального значення довжини шатуна l для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки були використані вирази для обчислення сумарної кінетичної енергії установки (3.26) та для визначення її середнього значення (3.1).

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки визначається виразом (4.1) [100].

Підставивши всі значення у рівність (3.26), отримано вираз для визначення мінімально-можливого значення кінетичної енергії всієї установки:

$$T_{\min} = 4 \cdot T_{\min 1} = 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 = 8 \cdot m \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{\pi^2}. \quad (4.5)$$

Відносні значення відхилень кінетичної енергії для даної установки визначаються виразами (4.3).

Також для визначення оптимального значення довжини шатуна l були використані вирази (3.27), (3.30) та (3.32) для обчислення моментів статичного опору, моментів сил інерції та моментів загального опору переміщенню формувальних візків.

Для роликової формувальної установки з уже наведеними параметрами визначені функції зміни сумарної кінетичної енергії установки T , її середнє значення T_{cp} , а також мінімально-можливе середнє значення кінетичної

енергії установки, яке дорівнює $T_{\min} = 3555,6 \text{ Дж}$; 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 4.3.

На основі даних таблиці 4.3 побудовано графіки зміни максимального значення кінетичної енергії установки T_{\max} (рис. 4.13) та її середнього значення T_{cp} (рис. 4.14), графіки зміни відносних показників k_1 (рис. 4.15), k_2 (рис. 4.16) та k_3 (рис. 4.17), а також графік зміни максимального значення моменту загального опору $M_{\text{заг. max}}$ (рис. 4.18) в залежності від довжини шатуна.

Таблиця 4.3

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	7374,4	4377,7	1,6845	1,2312	2,074	2926,7
0,6	6790,2	4361,1	1,557	1,2265	1,9097	2799,7
0,7	6399,8	4368,2	1,4651	1,2285	1,7999	2711,8
0,8	6103,7	4387,3	1,39121	1,2339	1,7166	2647,1
0,9	5909,1	4413,1	1,339	1,2412	1,6619	2597,4
1,0	5729,0	4443,0	1,2894	1,2496	1,6113	2558,0
1,1	5612,4	4475,5	1,254	1,2587	1,5785	2525,9
1,2	5504,0	4509,9	1,2204	1,2684	1,548	2499,4
1,3	5413,4	4545,4	1,1909	1,2784	1,5225	2476,9
1,4	5336,6	4581,8	1,1647	1,2886	1,5009	2457,8
1,5	5270,6	4618,9	1,1411	1,299	1,4823	2441,2

Аналізуючи графіки на рис. 4.13-4.18, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки спадає при всіх значеннях довжини шатуна; середнє значення сумарної кінетичної енергії при значенні $l = 0,6 \text{ м}$ 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 $l = 0,6\text{ м}$, а потім починає зростати. Аналізуючи графік зміни максимального значення моменту загального опору можна прослідкувати його спадання при всіх значеннях довжини шатуна.

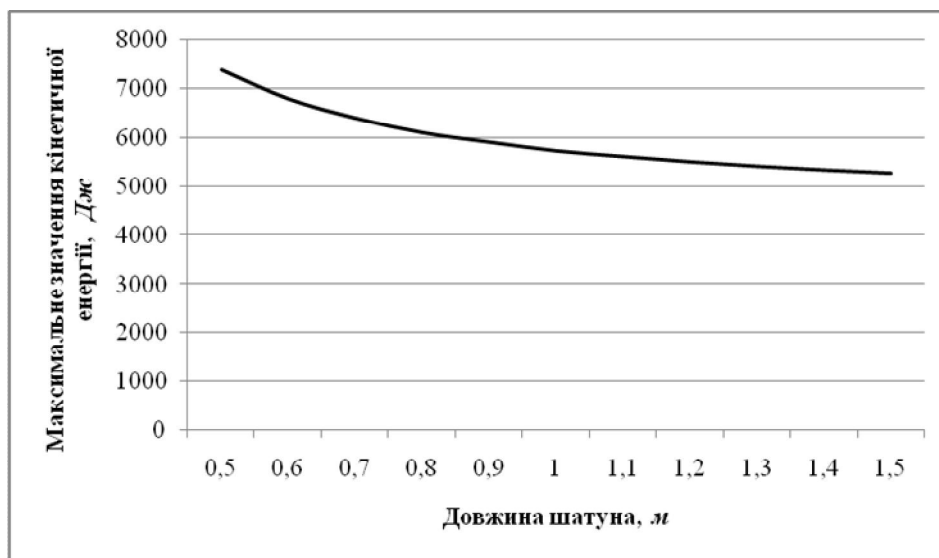


Рис. 4.13. Графік зміни максимального значення кінетичної енергії T_{\max} в залежності від довжини шатуна

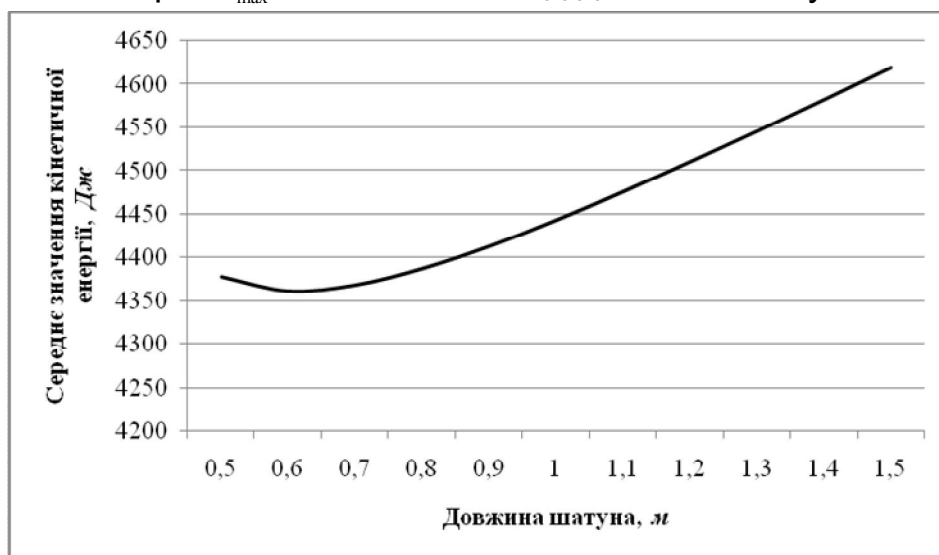


Рис. 4.14. Графік зміни середнього значення кінетичної енергії T_{cp} в залежності від довжини шатуна

Отже, проаналізувавши всі графіки, можна зробити загальний висновок: для розглянутої роликівної формувальної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l = 0,6\text{ м}$ до $l = 0,8\text{ м}$.

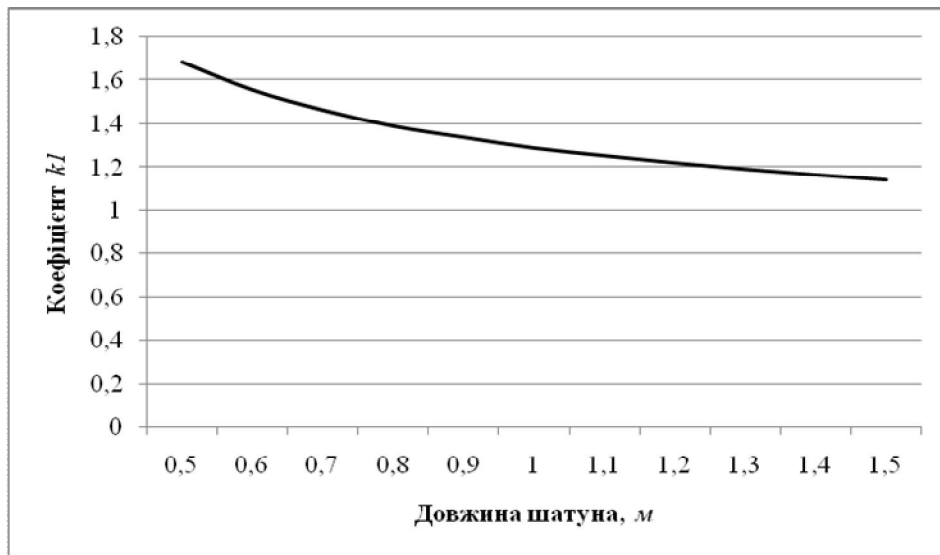


Рис. 4.15. Графік зміни відносного показника k_1 в залежності від довжини шатуна



Рис. 4.16. Графік зміни відносного показника k_2 в залежності від довжини шатуна

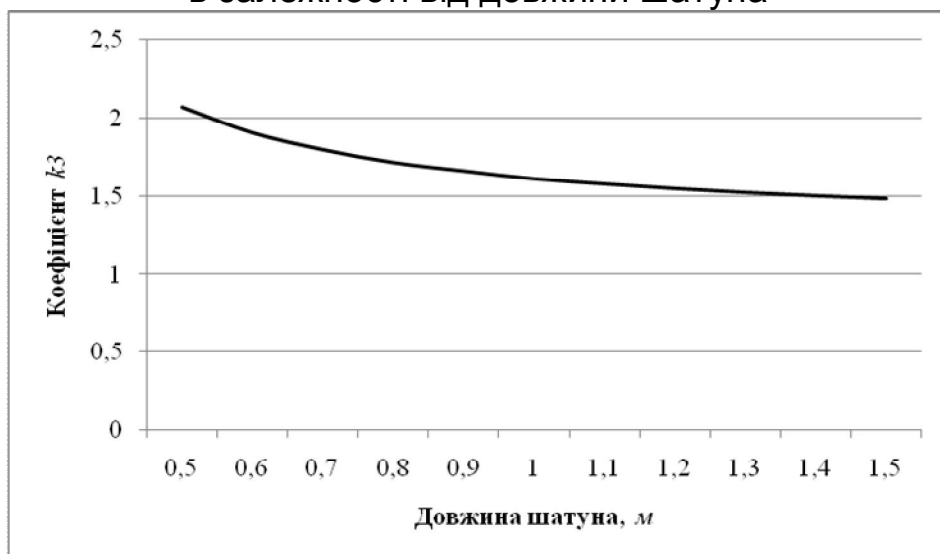


Рис. 4.17. Графік зміни відносного показника k_3 в залежності від довжини шатуна

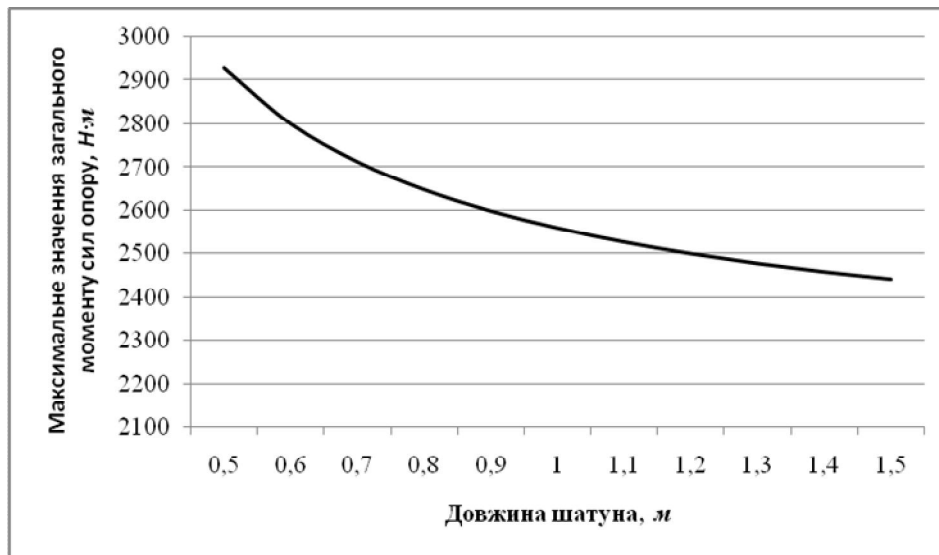


Рис. 4.18. Графік зміни максимального значення загального моменту сил опору $M_{zag.max}$ в залежності від довжини шатуна

Проведена оптимізація дозволить зменшити енергетичні витрати на зворотно-поступальні рухи візків і покращити динамічні властивості установки в цілому.

В результаті проведених досліджень встановлено, що для всіх установок (з рекуперативним приводом на два формувальні візки, з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки) при незмінному значенні радіуса кривошипа $r = 0,2\text{ м}$ рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l = 0,6\text{ м}$ до $l = 0,8\text{ м}$, тобто рекомендоване співвідношення довжин шатунів і кривошипів має бути в межах від 3-ох до 4-ох.

РОЗДІЛ 5

ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

5.1. Визначення навантажень в елементах роликів формувальної установки з рекупераційним приводом

В роликівій формувальній установці з рекупераційним приводом під час її роботи виникають навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка. Для даної установки (рис. 2.3) складено розрахункову схему навантажень на один із формувальних візків (рис. 5.1, а) та на приводний механізм (рис. 5.1, б), визначено геометричні параметри та місця прикладання відповідних навантажень [72, 84]. На інший формувальний візок діють аналогічні навантаження, що відповідають його положенню.

На розрахунковій схемі навантажень на формувальний візок (рис. 5.1, а) 1 – шатун, 2 – формувальний візок, 3 – уключувальчі ролики, 4 – напрямні ролики та 5 – напрямні руху формувального візка [72, 73, 84].

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

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + F_{O11} + F_{O12} + F_{f11} + F_{f12} + F_{i1} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{11} - N_{12} = 0; \\ \sum M_{S1} = -R_{11} \cdot a + F_{O11} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + F_{O12} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{11} \cdot c - F_{f11} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{12} \cdot d - F_{f12} \cdot \frac{D_1}{2} - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 = 0; \end{cases} \quad (5.1)$$

– для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + F_{O21} + F_{O22} + F_{f21} + F_{f22} + F_{i2} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{21} - N_{22} = 0; \\ \sum M_{S2} = -R_{21} \cdot a + F_{O21} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + F_{O22} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{21} \cdot c - F_{f21} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{22} \cdot d - F_{f22} \cdot \frac{D_1}{2} - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 = 0, \end{cases} \quad (5.2)$$

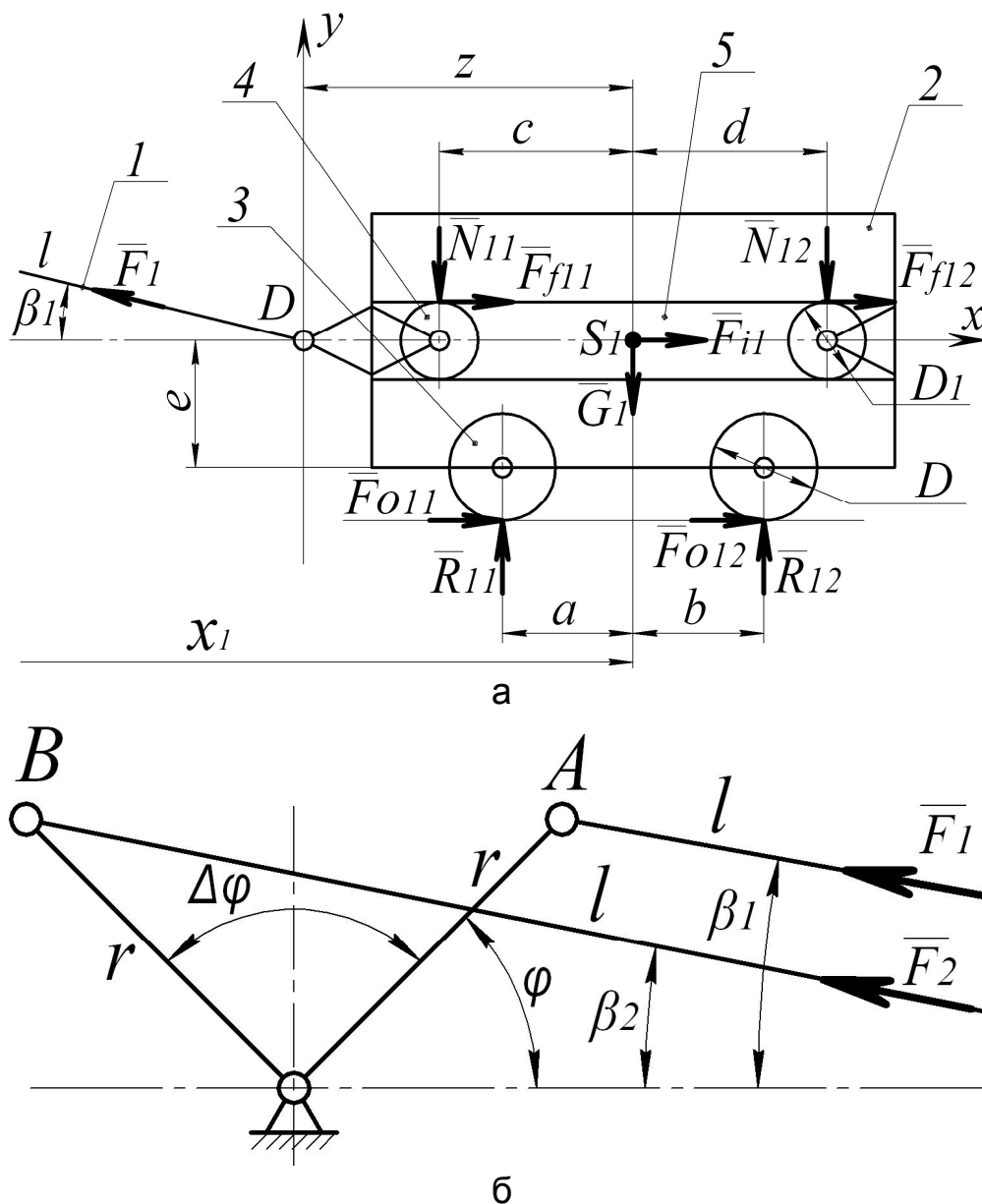


Рис. 5.1. Розрахункова схема навантажень на формувальний візок (а) та на приводний механізм (б) установки з рекупераційним приводом

де F_1 та F_2 – зусилля в шатунах, яке необхідне для приведення в зворотно-поступальний рух формувальних візків; β_1 та β_2 – кутові координати, які визначають положення шатунів відносно горизонталі; $F_{O11}, F_{O12}, F_{O21}$ та F_{O22} – зусилля взаємодії ролика з бетонною сумішшю; R_{11}, R_{12}, R_{21} та R_{22} – вертикальні сили взаємодії ролика з бетонною сумішшю; N_{11}, N_{12}, N_{21} та N_{22} – нормальні реакції напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}, F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}, F_{f21} = N_{21} \cdot f_{np}$ та $F_{f22} = N_{22} \cdot f_{np}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; f_{np} – коефіцієнт тертя напрямних

мних роликів по напрямних руху формувальних візків; F_{i1} та F_{i2} – сили інерції формувальних візків; G_1 та G_2 – сили тяжіння формувальних візків; a , b , c , d , e , z – геометричні розміри формувального візка; D – діаметр укочувальних роликів; D_1 – діаметр напрямних роликів.

Розв'язавши складені системи рівнянь (5.1) та (5.2) 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:

$$N_{11} = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{12};$$

$$N_{12} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{11} \cdot a + (F_{O11} + F_{O12}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + \\ + (F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 \end{array} \right)}{(d + c)}; \quad (5.3)$$

$$N_{21} = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{22};$$

$$N_{22} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{21} \cdot a + (F_{O21} + F_{O22}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + \\ + (F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 \end{array} \right)}{(d + c)}; \quad (5.4)$$

$$F_1 = \frac{F_{O11} + F_{O12} + (R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot f_{np} + F_{i1}}{\cos \beta_1 - \sin \beta_1 \cdot f_{np}};$$

$$F_2 = \frac{F_{O21} + F_{O22} + (R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot f_{np} + F_{i2}}{\cos \beta_2 - \sin \beta_2 \cdot f_{np}}. \quad (5.5)$$

Користуючись геометричними характеристиками приводного механізму (рис. 2.3) отримано вирази для визначення кутових координат положення шатунів відносно горизонталі:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right); \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)\right), \quad (5.6)$$

де r – радіус кривошипів; φ – кутова координата кривошипа першого формувального візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів.

Сили інерції формувальних візків визначені за виразами [6, 7, 55]:

$$F_{i1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_1; \quad F_{i2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_2, \quad (5.7)$$

де m_1 та m_2 – маси першого та другого формувальних візків відповідно (маси формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m$); \ddot{x}_1 та \ddot{x}_2 – функції зміни лінійних прискорень формувальних візків, що визначаються залежностями (2.29) та (2.30).

Для роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом з параметрами: радіус кривошипа – $r = 0,2 м$; довжина шатуна – $l = 0,8 м$; кутова швидкість обертання кривошипів $\omega = \dot{\phi} = 10,5 рад/с$; сила опору – $F_0 = 3562 Н$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома укочувальними роliками радіусом $R = 0,11 м$ для формування виробів висотою – $h_0 = 0,22 м$; шириною – $B = 1,164 м$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{ущ} = 0,98$; та всі інші геометричні та експлуатаційні показники: $D = 0,22 м$; $D_1 = 0,046 м$; $f_{mp} = 0,008$; $G_1 = G_2 = 10000 Н$; $F_{O11} = F_{O12} = F_{O21} = F_{O22} = 7962 Н$; $R_{11} = R_{12} = R_{21} = R_{22} = 9740 Н$; $m_1 = m_2 = m = 1000 кг$; $a = 0,27 м$; $b = 0,27 м$; $c = 0,37 м$; $d = 0,37 м$; $e = 0,1 м$ та $z = 0,65 м$ [3, 182].

Підставивши всі отримані дані в рівняння (5.3)-(5.5), побудовано графіки зміни зусиль в шатунах F_1 та F_2 (рис. 5.2) і нормальних реакцій N_{11} , N_{12} , N_{21} та N_{22} (рис. 5.3) напрямних руху формувальних візків на напрямні роliки в залежності від кута повороту кривошипа роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом.

Аналізуючи графіки на рис. 5.2 та 5.3 можна побачити, що шатуни під час першої частини циклу працюють на розтягування, а під час другої частини – на стиснення; напрямні роliки сприймають навантаження від напрямних руху формувальних візків, але під час першої частини циклу навантаження на перший напрямний ролик значно більше ніж на другий, а під час другої частини циклу – навпаки. Ця нерівномірність спричинена значною величиною зусилля взаємодії робочого органу з бетонною сумішшю.

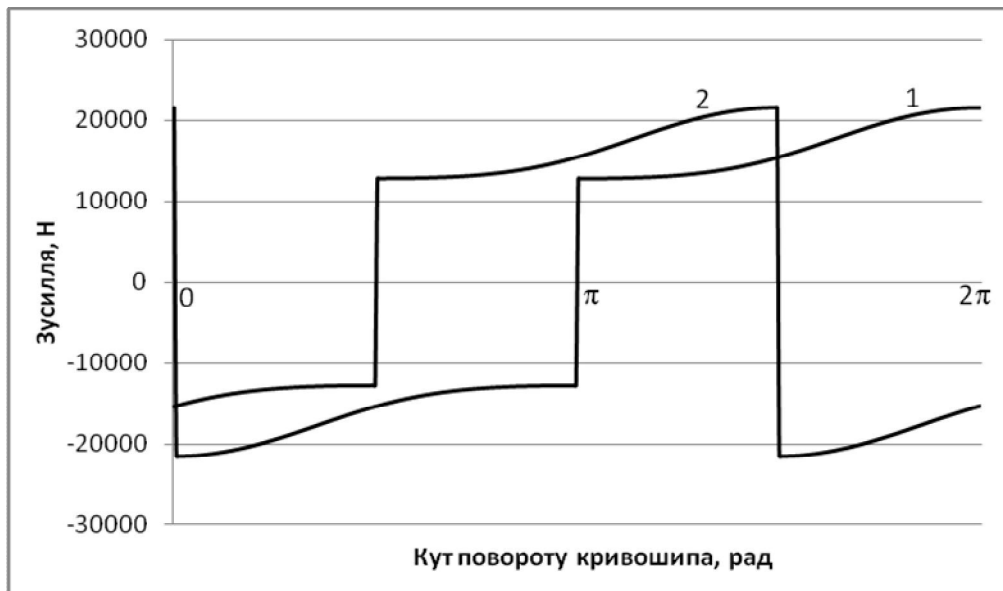


Рис. 5.2. Графіки зміни зусиль в шатунах F_1 – 1 та F_2 – 2 в залежності від кута повороту кривошипа

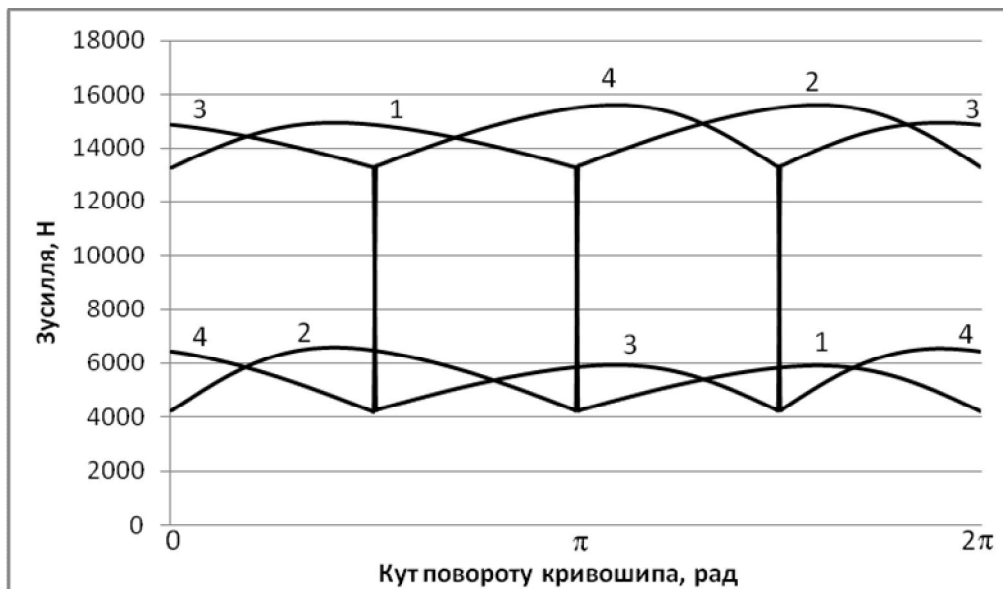


Рис. 5.3. Графіки зміни зусиль N_{11} – 1, N_{12} – 2, N_{21} – 3 та N_{22} – 4 в залежності від кута повороту кривошипа

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

$$M_{кр1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta_1)\right); \quad M_{кр2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \Delta\varphi + \beta_2)\right). \quad (5.8)$$

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

$$P_1 = M_{кр1} \cdot \omega; \quad P_2 = M_{кр2} \cdot \omega \quad (5.9)$$

та її сумарного значення

$$P_{сум} = P_1 + P_2. \quad (5.10)$$

Для даної установки з раніше наведеними параметрами побудовано графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого візка – 1, другого візка – 2, та її сумарного значення – 3 в залежності від кута повороту кривошипа (рис. 5.4).

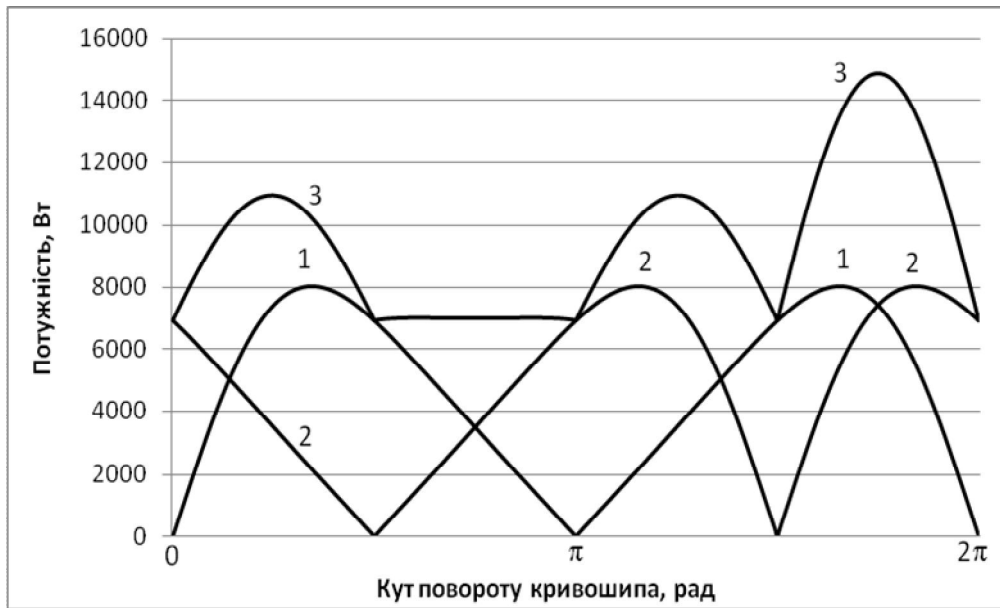


Рис. 5.4. Графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого – 1, другого – 2 візків та сумарної потужності – 3 установки з рекупераційним приводом в залежності від кута повороту кривошипа

Аналіз графіків на рис. 5.4 показує, що максимальне значення потужності, необхідної для забезпечення процесу формування кожним формувальним візком становить $P_{1\max} = 8045,6 \text{ Вт}$. При цьому середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки для кожного візка має значення $P_{1\text{сер}} = 4738,8 \text{ Вт}$. Максимальне значення сумарної потужності установки, необхідної для забезпечення процесу формування становить $P_{\text{сум}\max} = 14873,2 \text{ Вт}$, а середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки має значення $P_{\text{сум}\text{сер}} = 9496,9 \text{ Вт}$. З наведеного вище можна зробити висновок, що при застосуванні рекупераційного приводу на два формувальні візки середнє зна-

чення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить $P_{к\text{сер}} = 4748,45 \text{ Вт}$, що майже рівне значенню $P_{1\text{сер}}$, а максимальне значення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить $P_{к\text{макс}} = 7436,6 \text{ Вт}$, що в 1,082 рази менше у порівнянні з $P_{1\text{макс}}$.

5.2. Визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом (рис. 2.10) розрахункова схема навантажень на один із формувальних візків аналогічна тій, що наведена на рис. 5.1, а. На інші два формувальні візки діють аналогічні навантаження, що відповідають їхнім положенням. Розрахункова схема навантажень на приводний механізм даної установки наведена на рис. 5.5 [86].

Для установки складено рівняння кінетостатичної рівноваги формувальних візків 1, 2 та 3. Спроектувавши всі сили на осі x і y та взявши суму моментів усіх сил відносно центрів мас формувальних візків, отримано:

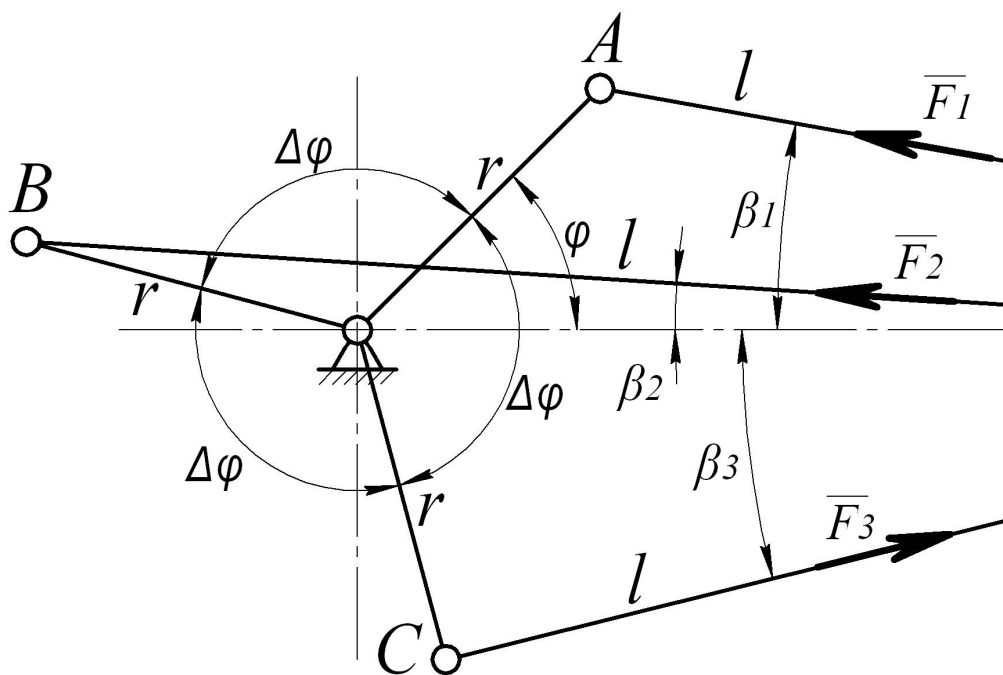


Рис. 5.5. Розрахункова схема навантажень на приводний механізм установки з енергетично врівноваженим приводом

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + F_{O11} + F_{O12} + F_{f11} + F_{f12} + F_{i1} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{11} - N_{12} = 0; \\ \sum M_{S1} = -R_{11} \cdot a + F_{O11} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + F_{O12} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{11} \cdot c - F_{f11} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{12} \cdot d - F_{f12} \cdot \frac{D_1}{2} - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 = 0; \end{cases} \quad (5.11)$$

– для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + F_{O21} + F_{O22} + F_{f21} + F_{f22} + F_{i2} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{21} - N_{22} = 0; \\ \sum M_{S2} = -R_{21} \cdot a + F_{O21} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + F_{O22} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{21} \cdot c - F_{f21} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{22} \cdot d - F_{f22} \cdot \frac{D_1}{2} - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 = 0; \end{cases} \quad (5.12)$$

– для третього формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_3 \cdot \cos \beta_3 + F_{O31} + F_{O32} + F_{f31} + F_{f32} + F_{i3} = 0; \\ \sum Y = F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3 - N_{31} - N_{32} = 0; \\ \sum M_{S3} = -R_{31} \cdot a + F_{O31} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{32} \cdot b + F_{O32} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{31} \cdot c - F_{f31} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{32} \cdot d - F_{f32} \cdot \frac{D_1}{2} - F_3 \cdot z \cdot \sin \beta_3 = 0, \end{cases} \quad (5.13)$$

де F_1 , F_2 та F_3 – зусилля в шатунах, яке необхідне для приведення в зворот-но-поступальний рух формувальних візків; β_1 , β_2 та β_3 – кутові координати, які визначають положення шатунів відносно горизонталі; F_{O11} , F_{O12} , F_{O21} , F_{O22} , F_{O31} та F_{O32} – зусилля взаємодії ролика з бетонною сумішшю; R_{11} , R_{12} , R_{21} , R_{22} , R_{31} та R_{32} – вертикальні сили взаємодії ролика з бетонною сумішшю; N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} та N_{32} – нормальні реакції напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$, $F_{f21} = N_{21} \cdot f_{np}$, $F_{f22} = N_{22} \cdot f_{np}$, $F_{f31} = N_{31} \cdot f_{np}$, $F_{f32} = N_{32} \cdot f_{np}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; f_{np} – коефіцієнт тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; F_{i1} , F_{i2} та F_{i3} – сили інерції формувальних візків; G_1 , G_2 та G_3 – сили тяжіння формувальних візків; a , b , c , d , e , z – ге-

ометричні розміри формувального візка; D – діаметр уочувальних роликів; D_1 – діаметр напрямних роликів.

Розв’язавши складені системи рівнянь (5.11)-(5.13) відносно $F_1, F_2, F_3, N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}$ та N_{32} , отримано залежності для визначення зусилля в шатунах та нормальних реакцій напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа:

$$N_{11} = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{12};$$

$$N_{12} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{11} \cdot a + (F_{O11} + F_{O12}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + \\ + (F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 \end{array} \right)}{(d+c)};$$
(5.14)

$$N_{21} = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{22};$$

$$N_{22} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{21} \cdot a + (F_{O21} + F_{O22}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + \\ + (F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 \end{array} \right)}{(d+c)};$$
(5.15)

$$N_{31} = F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3 - N_{32};$$

$$N_{32} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{31} \cdot a + (F_{O31} + F_{O32}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{32} \cdot b + \\ + (F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_3 \cdot z \cdot \sin \beta_3 \end{array} \right)}{(d+c)};$$
(5.16)

$$F_1 = \frac{F_{O11} + F_{O12} + (R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot f_{np} + F_{i1}}{\cos \beta_1 - \sin \beta_1 \cdot f_{np}};$$

$$F_2 = \frac{F_{O21} + F_{O22} + (R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot f_{np} + F_{i2}}{\cos \beta_2 - \sin \beta_2 \cdot f_{np}};$$

$$F_3 = \frac{F_{O31} + F_{O32} + (R_{31} + R_{32} - G_3) \cdot f_{np} + F_{i3}}{\cos \beta_3 - \sin \beta_3 \cdot f_{np}}.$$
(5.17)

Користуючись геометричними характеристиками приводного механізму (рис. 2.10), отримано вирази для визначення кутових координат положення шатунів відносно горизонталі:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right); \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)\right); \quad \beta_3 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)\right), \quad (5.18)$$

де r – радіус кривошипів; φ – кутова координата кривошипа першого формувального візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів.

Сили інерції формувальних візків визначені за виразами [7]:

$$F_{i1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_1; \quad F_{i2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_2; \quad F_{i3} = -m_3 \cdot \ddot{x}_3, \quad (5.19)$$

де m_1 , m_2 та m_3 – маси першого, другого та третього формувальних візків відповідно (маси формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m_3 = m$); \ddot{x}_1 , \ddot{x}_2 та \ddot{x}_3 – функції зміни лінійних прискорень формувальних візків, що визначаються залежностями (2.105).

Для роlikової формувальної установки з параметрами: радіус кривошипа – $r = 0,2\text{ м}$; довжина шатуна – $l = 0,8\text{ м}$; кутова швидкість обертання кривошипів $\omega = \dot{\varphi} = 10,5\text{ рад/с}$; сила опору – $F_0 = 3562\text{ Н}$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома укочувальними роliками радіусом $R = 0,11\text{ м}$ для формування виробів висотою – $h_0 = 0,22\text{ м}$; шириною – $B = 1,164\text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; та всі інші геометричні та експлуатаційні показники: $D = 0,22\text{ м}$; $D_1 = 0,046\text{ м}$; $f_{\text{мп}} = 0,008$; $F_{O11} = F_{O12} = F_{O21} = F_{O22} = F_{O31} = F_{O32} = 7962\text{ Н}$; $R_{11} = R_{12} = R_{21} = R_{22} = R_{31} = R_{32} = 9740\text{ Н}$; $a = 0,27\text{ м}$; $b = 0,27\text{ м}$; $c = 0,37\text{ м}$; $d = 0,37\text{ м}$; $e = 0,1\text{ м}$; $z = 0,65\text{ м}$; $G_1 = G_2 = G_3 = 10000\text{ Н}$ та $m_1 = m_2 = m_3 = m = 1000\text{ кг}$ [3, 182].

Підставивши всі отримані дані в рівняння (5.14)-(5.17), побудовано графіки зміни зусиль в шатунах F_1 , F_2 та F_3 (рис. 5.6) та нормальних реакцій N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} та N_{32} (рис. 5.7) напрямних руху формувальних візків на напрямні роliки в залежності від кута повороту кривошипа.

Аналізуючи графіки на рис. 5.6 та 5.7 можна побачити, що шатуни під час першої частини циклу працюють на розтягування, а під час другої частини – на стиснення; напрямні роliки сприймають навантаження від напрямних руху формувальних візків, але під час першої частини циклу навантаження на

перший напрямний ролик значно більше 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 кожного з візків:

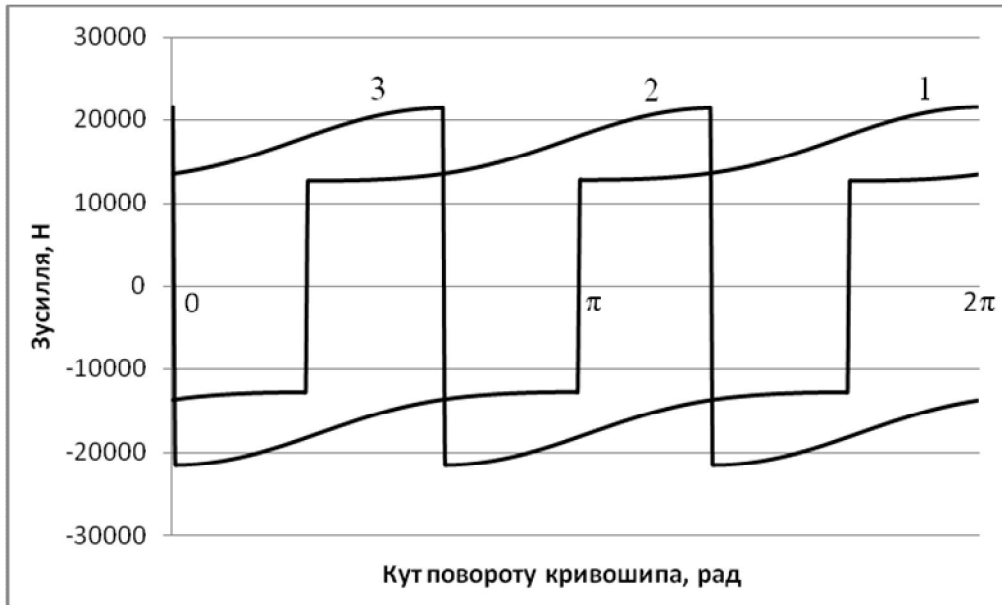


Рис. 5.6. Графіки зміни зусиль в шатунах F_1 – 1, F_2 – 2 та F_3 – 3 в залежності від кута повороту кривошипа

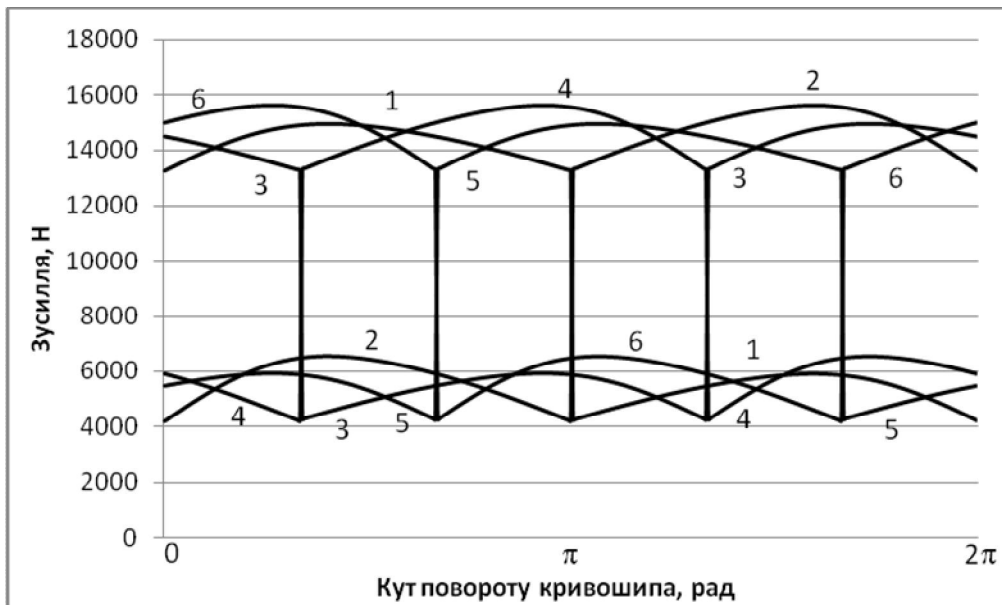


Рис. 5.7. Графіки зміни зусиль N_{11} – 1, N_{12} – 2, N_{21} – 3, N_{22} – 4, N_{31} – 5 та N_{32} – 6 в залежності від кута повороту кривошипа

$$M_{кр1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta_1)\right); \quad M_{кр2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \Delta\varphi + \beta_2)\right);$$

$$M_{кр3} = F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi + \beta_3)\right).$$
(5.20)

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

$$P_1 = M_{кр1} \cdot \omega; \quad P_2 = M_{кр2} \cdot \omega; \quad P_3 = M_{кр3} \cdot \omega$$
(5.21)

та її сумарного значення

$$P_{сум} = P_1 + P_2 + P_3.$$
(5.22)

Для даної установки з раніше наведеними параметрами побудовано графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого візка – 1, другого візка – 2, третього візка – 3 та її сумарного значення – 4 в залежності від кута повороту кривошипа (рис. 5.8).

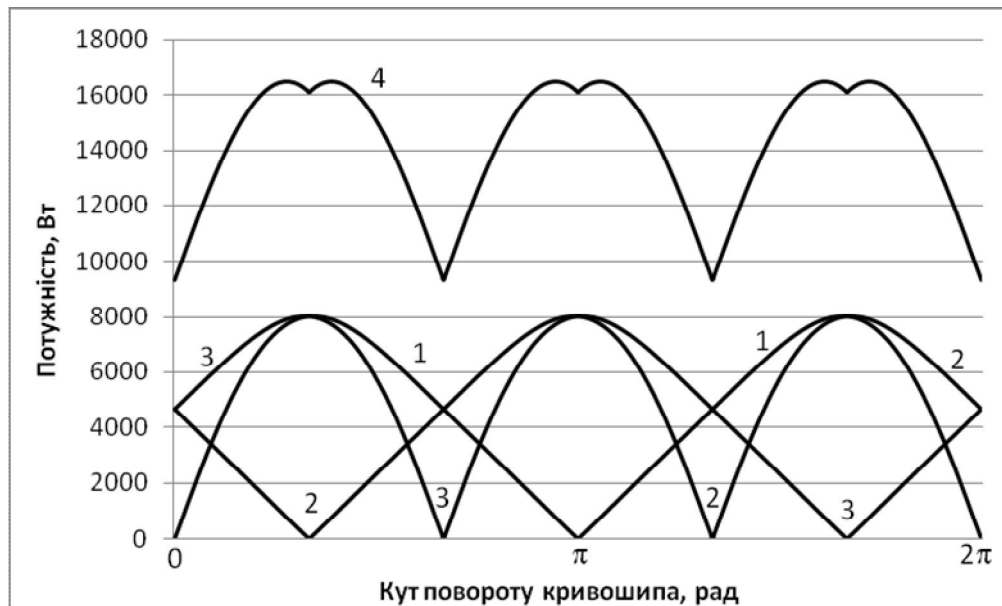


Рис. 5.8. Графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого – 1, другого – 2, третього – 3 візків та сумарної потужності – 4 установки з енергетично врівноваженим приводом в залежності від кута повороту кривошипа

Аналіз графіків на рис. 5.8 показує, що максимальне значення потужності, необхідної для забезпечення процесу формування кожним формувальним візком становить $P_{1,2,3 \max} = 8045,6 \text{ Вт}$. При цьому середнє значення цієї по-

тужності протягом циклу роботи установки для кожного візка має значення $P_{1,2,3\text{ сеп}} = 4738,8 \text{ Вт}$. Максимальне значення сумарної потужності установки, необхідної для забезпечення процесу формування становить $P_{\text{сум max}} = 16462,1 \text{ Вт}$, а середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки має значення $P_{\text{сум сеп}} = 14242,4 \text{ Вт}$. З наведеного вище можна зробити висновок, що при застосуванні енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки середнє значення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить $4747,5 \text{ Вт}$, що майже рівне значенню $P_{1,2,3\text{ сеп}}$, а максимальне значення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить $5487,4 \text{ Вт}$, що в 1,466 разів менше у порівнянні з $P_{1,2,3\text{ max}}$.

5.3. Визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з врівноваженим приводом

Для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом (рис. 2.11) розрахункова схема навантажень на один із формувальних візків аналогічна тій, що наведена на рис. 5.1, а. На інші три формувальні візки діють аналогічні навантаження, що відповідають їхнім положенням. Розрахункова схема навантажень на приводний механізм даної установки наведена на рис. 5.9 [85].

Для установки складено рівняння кінетостатичної рівноваги формувальних візків 1, 2, 3 та 4. Спроектували всі сили на осі x і y та взявши суму моментів усіх сил відносно центрів мас формувальних візків, отримано:

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + F_{O11} + F_{O12} + F_{f11} + F_{f12} + F_{i1} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{11} - N_{12} = 0; \\ \sum M_{S1} = -R_{11} \cdot a + F_{O11} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + F_{O12} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{11} \cdot c - F_{f11} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{12} \cdot d - F_{f12} \cdot \frac{D_1}{2} - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 = 0; \end{cases} \quad (5.23)$$

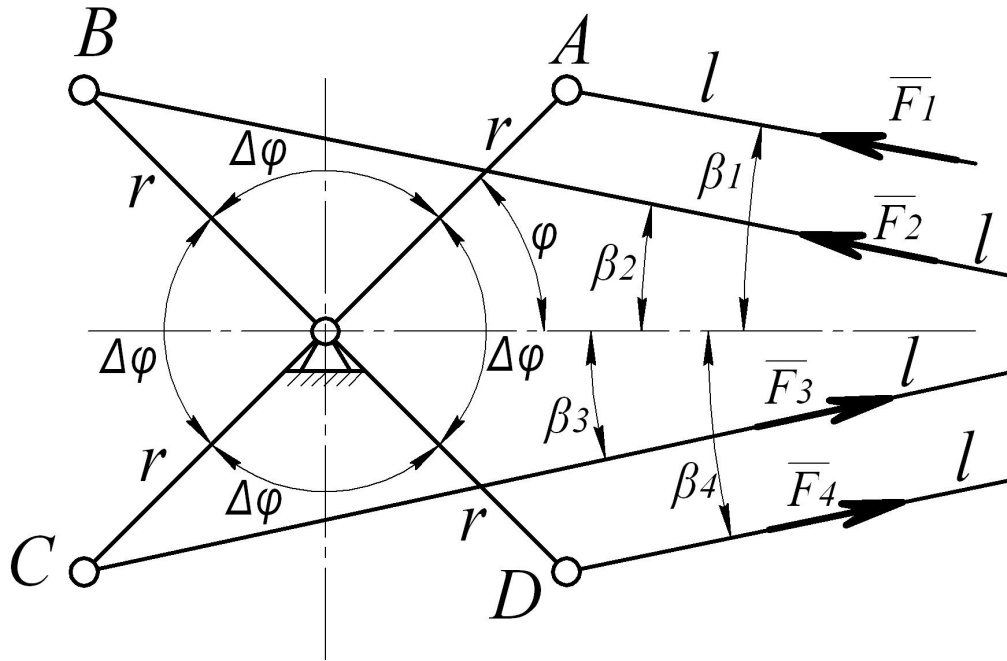


Рис. 5.9. Розрахункова схема навантажень на приводний механізм установки з врівноваженим приводом

– для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + F_{O21} + F_{O22} + F_{f21} + F_{f22} + F_{i2} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{21} - N_{22} = 0; \\ \sum M_{S2} = -R_{21} \cdot a + F_{O21} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + F_{O22} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{21} \cdot c - F_{f21} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{22} \cdot d - F_{f22} \cdot \frac{D_1}{2} - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 = 0; \end{cases} \quad (5.24)$$

– для третього формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_3 \cdot \cos \beta_3 + F_{O31} + F_{O32} + F_{f31} + F_{f32} + F_{i3} = 0; \\ \sum Y = F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3 - N_{31} - N_{32} = 0; \\ \sum M_{S3} = -R_{31} \cdot a + F_{O31} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{32} \cdot b + F_{O32} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{31} \cdot c - F_{f31} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{32} \cdot d - F_{f32} \cdot \frac{D_1}{2} - F_3 \cdot z \cdot \sin \beta_3 = 0, \end{cases} \quad (5.25)$$

– для четвертого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_4 \cdot \cos \beta_4 + F_{O41} + F_{O42} + F_{f41} + F_{f42} + F_{i4} = 0; \\ \sum Y = F_4 \cdot \sin \beta_4 + R_{41} + R_{42} - G_4 - N_{41} - N_{42} = 0; \\ \sum M_{S4} = -R_{41} \cdot a + F_{O41} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{42} \cdot b + F_{O42} \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + \\ + N_{41} \cdot c - F_{f41} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{42} \cdot d - F_{f42} \cdot \frac{D_1}{2} - F_4 \cdot z \cdot \sin \beta_4 = 0, \end{cases} \quad (5.26)$$

де F_1, F_2, F_3 та F_4 – зусилля в шатунах, яке необхідне для приведення в зворотньо-поступальний рух формувальних візків; $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ та β_4 – кутові координати, які визначають положення шатунів відносно горизонталі; $F_{O11}, F_{O12}, F_{O21}, F_{O22}, F_{O31}, F_{O32}, F_{O41}$ та F_{O42} – зусилля взаємодії ролика з бетонною сумішшю; $R_{11}, R_{12}, R_{21}, R_{22}, R_{31}, R_{32}, R_{41}$ та R_{42} – вертикальні сили взаємодії ролика з бетонною сумішшю; $N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}, N_{32}, N_{41}$ та N_{42} – нормальні реакції напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$, $F_{f21} = N_{21} \cdot f_{np}$, $F_{f22} = N_{22} \cdot f_{np}$, $F_{f31} = N_{31} \cdot f_{np}$, $F_{f32} = N_{32} \cdot f_{np}$, $F_{f41} = N_{41} \cdot f_{np}$, $F_{f42} = N_{42} \cdot f_{np}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; f_{mp} – коефіцієнт тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків; F_{i1}, F_{i2}, F_{i3} та F_{i4} – сили інерції формувальних візків; G_1, G_2, G_3 та G_4 – сили тяжіння формувальних візків; a, b, c, d, e, z – геометричні розміри формувального візка; D – діаметр укочувальних роликів; D_1 – діаметр напрямних роликів.

Розв'язавши складені системи рівнянь (5.23)-(5.26) відносно $F_1, F_2, F_3, F_4, N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}, N_{32}, N_{41}$ та N_{42} , отримано залежності для визначення зусилля в шатунах та нормальних реакцій напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа:

$$N_{11} = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{12};$$

$$N_{12} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{11} \cdot a + (F_{O11} + F_{O12}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{12} \cdot b + \\ + (F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 \end{array} \right)}{(d + c)}; \quad (5.27)$$

$$N_{21} = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{22};$$

$$N_{22} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{21} \cdot a + (F_{O21} + F_{O22}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{22} \cdot b + \\ + (F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 \end{array} \right)}{(d + c)}; \quad (5.28)$$

$$N_{31} = F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3 - N_{32};$$

$$N_{32} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{31} \cdot a + (F_{O31} + F_{O32}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{32} \cdot b + \\ + (F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_3 \cdot z \cdot \sin \beta_3 \end{array} \right)}{(d+c)}; \quad (5.29)$$

$$N_{41} = F_4 \cdot \sin \beta_4 + R_{41} + R_{42} - G_4 - N_{42};$$

$$N_{42} = \frac{\left(\begin{array}{l} -R_{41} \cdot a + (F_{O41} + F_{O42}) \cdot \left(e + \frac{D}{2} \right) + R_{42} \cdot b + \\ + (F_4 \cdot \sin \beta_4 + R_{41} + R_{42} - G_4) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2} \right) - F_4 \cdot z \cdot \sin \beta_4 \end{array} \right)}{(d+c)}; \quad (5.30)$$

$$F_1 = \frac{F_{O11} + F_{O12} + (R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot f_{np} + F_{i1}}{\cos \beta_1 - \sin \beta_1 \cdot f_{np}};$$

$$F_2 = \frac{F_{O21} + F_{O22} + (R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot f_{np} + F_{i2}}{\cos \beta_2 - \sin \beta_2 \cdot f_{np}};$$

$$F_3 = \frac{F_{O31} + F_{O32} + (R_{31} + R_{32} - G_3) \cdot f_{np} + F_{i3}}{\cos \beta_3 - \sin \beta_3 \cdot f_{np}};$$

$$F_4 = \frac{F_{O41} + F_{O42} + (R_{41} + R_{42} - G_4) \cdot f_{np} + F_{i4}}{\cos \beta_4 - \sin \beta_4 \cdot f_{np}}. \quad (5.31)$$

Користуючись геометричними характеристиками приводного механізму (рис. 2.11) отримано вирази для визначення кутових координат положення шатунів відносно горизонталі:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right); \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)\right);$$

$$\beta_3 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)\right); \quad \beta_4 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)\right), \quad (5.32)$$

де r – радіус кривошипів; φ – кутова координата кривошипа першого формувального візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів.

Сили інерції формувальних візків визначені за виразами [7]:

$$F_{i1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_1; \quad F_{i2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_2; \quad F_{i3} = -m_3 \cdot \ddot{x}_3; \quad F_{i4} = -m_4 \cdot \ddot{x}_4, \quad (5.33)$$

де m_1 , m_2 , m_3 та m_4 – маси першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно (маси формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m$);

$\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{x}_3$ та \ddot{x}_4 – функції зміни лінійних прискорень формувальних візків, що визначаються залежностями (2.109).

Для роликової формувальної установки з параметрами: радіус кривошипа – $r = 0,2 м$; довжина шатуна – $l = 0,8 м$; кутова швидкість обертання кривошипів $\omega = \dot{\phi} = 10,5 рад/с$; сила опору – $F_0 = 3562 Н$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11 м$ для формування виробів висотою – $h_0 = 0,22 м$; шириною – $B = 1,164 м$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{yц} = 0,98$; та всі інші геометричні та експлуатаційні показники: $F_{O11} = F_{O12} = F_{O21} = F_{O22} = F_{O31} = F_{O32} = F_{O41} = F_{O42} = 7962 Н$; $R_{11} = R_{12} = R_{21} = R_{22} = R_{31} = R_{32} = R_{41} = R_{42} = 9740 Н$; $G_1 = G_2 = G_3 = G_4 = 10000 Н$; $f_{mp} = 0,008$; $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m = 1000 кг$; $D = 0,22 м$; $D_1 = 0,046 м$; $a = 0,27 м$; $b = 0,27 м$; $c = 0,37 м$; $d = 0,37 м$; $e = 0,1 м$ та $z = 0,65 м$ [3, 182].

Підставивши всі отримані дані в рівняння (5.27)-(5.31), побудовано графіки зміни зусиль в шатунах F_1, F_2, F_3 та F_4 (рис. 5.10) та нормальних реакцій $N_{11}, N_{12}, N_{21}, N_{22}, N_{31}, N_{32}, N_{41}$ та N_{42} (рис. 5.11) напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа.



Рис. 5.10. Графіки зміни зусиль в шатунах F_1 – 1, F_2 – 2, F_3 – 3 та F_4 – 4 в залежності від кута повороту кривошипа

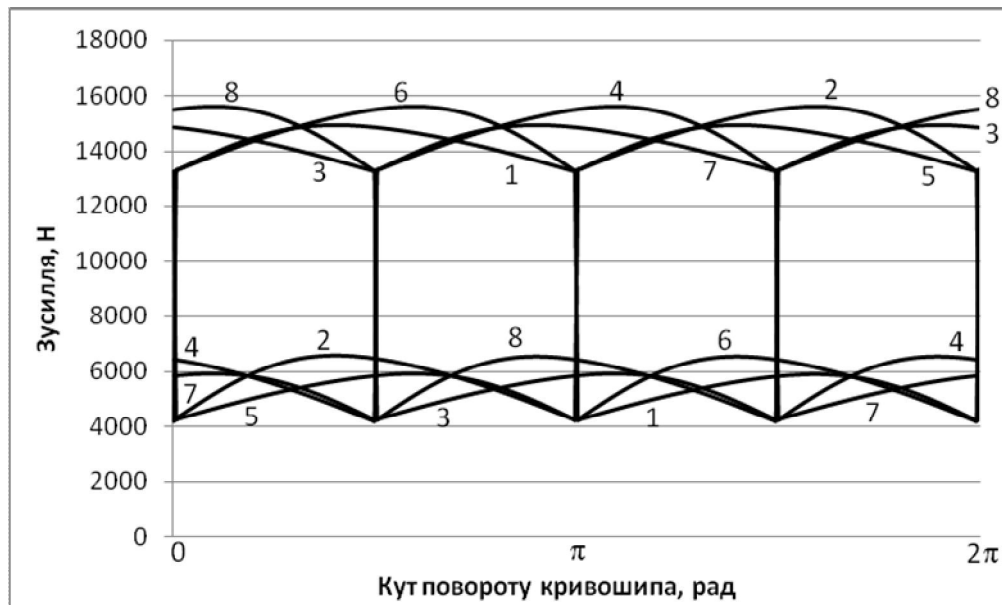


Рис. 5.11. Графіки зміни зусиль $N_{11} - 1$, $N_{12} - 2$, $N_{21} - 3$, $N_{22} - 4$, $N_{31} - 5$, $N_{32} - 6$, $N_{41} - 7$ та $N_{42} - 8$ в залежності від кута повороту кривошипа

Аналізуючи графіки на рис. 5.10 та 5.11 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 більше 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 кожного з візків:

$$\begin{aligned}
 M_{кр1} &= F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta_1)\right); & M_{кр2} &= F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \Delta\varphi + \beta_2)\right); \\
 M_{кр3} &= F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi + \beta_3)\right); & M_{кр4} &= F_4 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi + \beta_4)\right).
 \end{aligned}
 \tag{5.34}$$

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

$$P_1 = M_{кр1} \cdot \omega; \quad P_2 = M_{кр2} \cdot \omega; \quad P_3 = M_{кр3} \cdot \omega; \quad P_4 = M_{кр4} \cdot \omega
 \tag{5.35}$$

та її сумарного значення

$$P_{\text{сум}} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4. \quad (5.36)$$

Для даної установки з раніше наведеними параметрами побудовано графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого візка – 1, другого візка – 2, третього візка – 3, четвертого візка – 4 та її сумарного значення – 5 в залежності від кута повороту кривошипа (рис. 5.12).

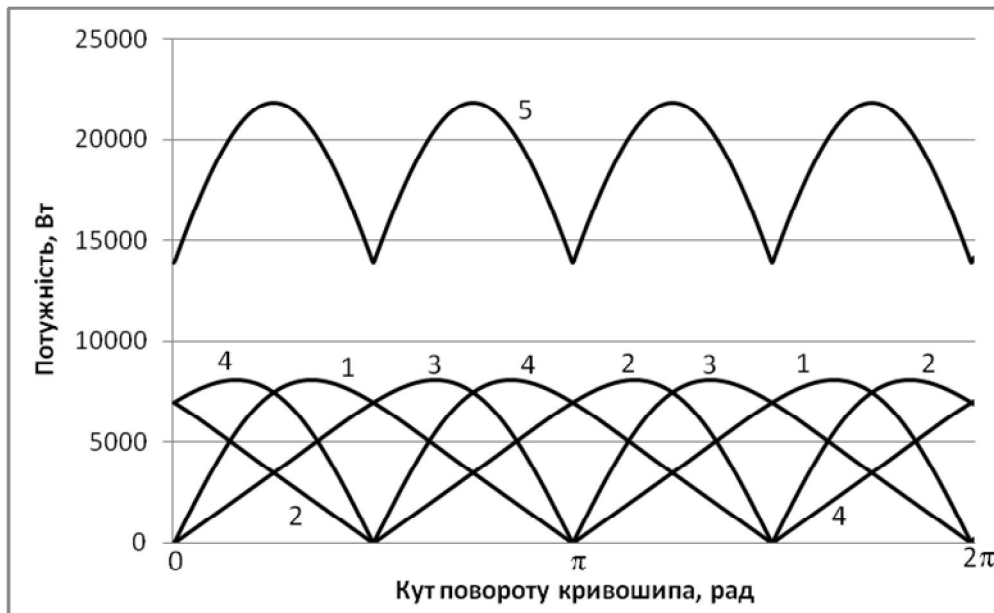


Рис. 5.12. Графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого – 1, другого – 2, третього – 3, четвертого – 4 візків та сумарної потужності – 5 установки з врівноваженим приводом в залежності від кута повороту кривошипа

Аналіз цих графіків показує, що максимальне значення потужності, необхідної для забезпечення процесу формування кожним формувальним візком становить $P_{1,2,3,4 \text{ max}} = 8045,6 \text{ Вт}$. При цьому середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки для кожного візка має значення $P_{1,2,3,4 \text{ сер}} = 4738,8 \text{ Вт}$. Максимальне значення сумарної потужності установки, необхідної для забезпечення процесу формування становить $P_{\text{сум max}} = 21872,2 \text{ Вт}$, а середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки має значення $P_{\text{сум сер}} = 18993,8 \text{ Вт}$. З наведеного вище можна зробити висновок, що при застосуванні врівноваженого приводу на чотири формувальні візки середнє значення сумарної потужності на кожний формувальний

візок становить 4748,45 Вт, що майже рівне значенню $P_{1,2,3,4\text{ сep}}$, а максимальне значення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить 5468,05 Вт, що в 1,471 рази менше у порівнянні з $P_{1,2,3,4\text{ max}}$.

5.4. Порівняльний аналіз визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами

Отримані у підрозділах 5.1-5.3 результати розрахунків середнього $P_{к\text{ сep}}$ та максимального $P_{к\text{ max}}$ значень сумарної потужності на кожний формувальний візок установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, рекупераційним приводом на два візки, енергетично врівноваженим приводом на три візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки представлені в таблиці 5.1 [62].

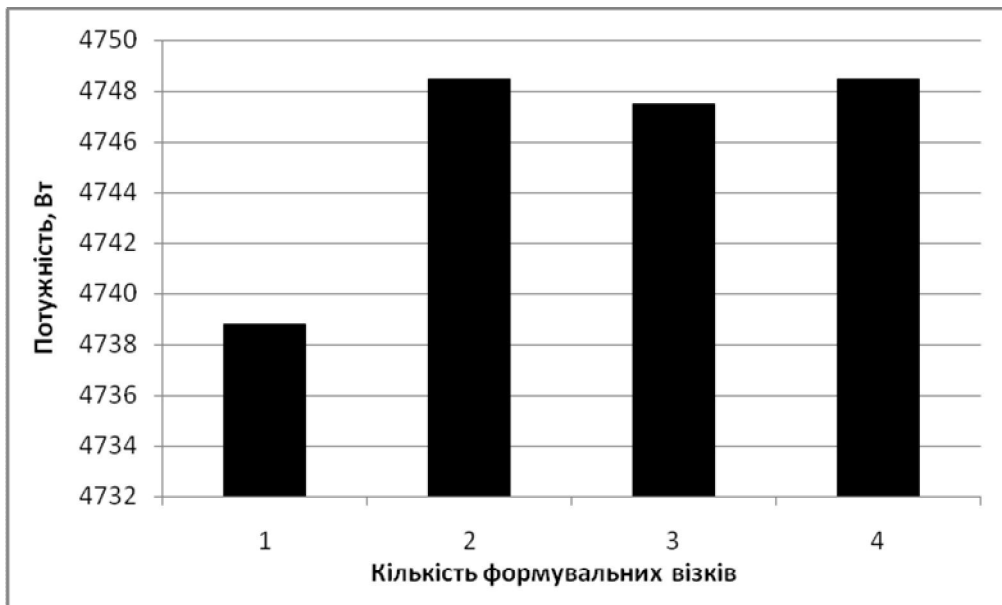
На основі даних таблиці 5.1 побудовано гістограми зміни середнього та максимального значень сумарної потужності на кожний формувальний візок в залежності від кількості формувальних візків в установці, тобто від виду приводного механізму (рис. 5.13).

Таблиця 5.1

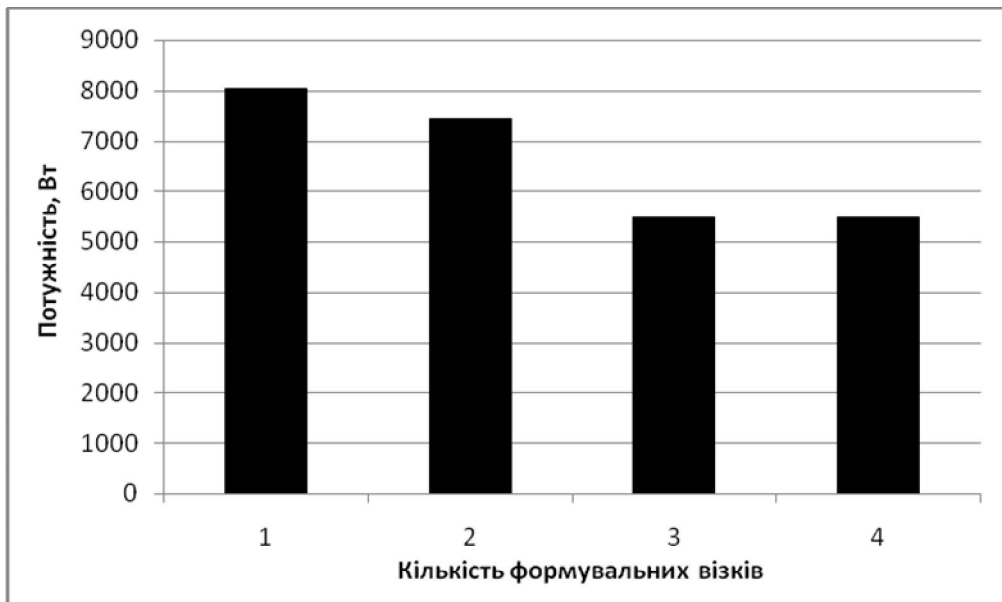
Результати розрахунків

Значення потужності	Установка з кількістю візків*			
	1	2	3	4
$P_{к\text{ сep}}, \text{Вт}$	4738,8	4748,45	4747,5	4748,45
$P_{к\text{ max}}, \text{Вт}$	8045,6	7436,6	5487,4	5468,05

*Примітка. Кількість візків в установці: 1 – установка з кривошипно-повзунним приводом на один візок; 2 – установка з рекупераційним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.



а



б

Рис. 5.13. Гістограми зміни середнього (а) та максимального (б) значень сумарної потужності на кожний формувальний візок в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

Аналіз даних таблиці 5.1 та гістограм на рис. 5.13 показує, що мінімум середнього значення сумарної потужності на кожний формувальний візок спостерігається в установці з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок (при цьому всі значення майже рівні між собою), а мінімум максимального значення сумарної потужності на кожний формувальний візок спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

РОЗДІЛ 6

АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

6.1. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом

В роликових формувальних установках з кривошипно-повзунним приводом спостерігається значна нерівномірність руху формувального візка під час виконання процесу ущільнення бетонної суміші [67, 68], що приводить до зниження якості виробу та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки [82]. Тому було прослідковано зміну кутової швидкості кривошипу установки з моменту пуску і при усталеному режимі руху, а також визначено коефіцієнти нерівномірності руху та динамічності.

Нерівномірність руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок (рис. 1.3) 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 [67]:

$$I_{зв}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{зв}(\varphi)}{d\varphi} = M_p(\omega) - M_o(\varphi), \quad (6.1)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипу; $I_{зв}(\varphi)$ – 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 тягіння шатуна.

Рівняння (6.1) являє собою нелінійне диференціальне рівняння першого порядку [55, 58]. Тому для його розв'язку використано чисельний метод, запропонований професором Г.Г. Барановим [7, 55, 56]. Згідно з цим методом рівняння (6.1) представлено у вигляді:

$$2 \cdot I_{зв}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dI_{зв}(\varphi) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega) - M_o(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (6.2)$$

Виходячи з умови відсутності сингулярності особливих точок та розривів, замінивши в рівнянні (6.2): $d\varphi \approx \Delta\varphi$ – крок інтегрування; $dI_{зв} \approx I_{зв(i+1)} - I_{зв(i)}$; $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$; $\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$; отримано:

$$2 \cdot I_{зв(i)} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (I_{зв(i+1)} - I_{зв(i)}) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)}{\omega_i}, \quad (6.3)$$

де φ_i , ω_i , $I_{зв(i)}$, $M_p(\omega_i)$, $M_o(\varphi_i)$ – 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} , $I_{зв(i+1)}$ – відповідно кутова координата, швидкість та зведений момент інерції механізму до осі повороту кривошипу в положенні $i+1$.

Розв'язавши рівняння (6.3) відносно ω_{i+1} , отримано функцію зміни кутової швидкості в кожний наступний момент часу:

$$\omega_{i+1} = \frac{[M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)] \cdot \Delta\varphi + \frac{(3 \cdot I_{зв(i)} - I_{зв(i+1)})}{2 \cdot I_{зв(i)}} \cdot \omega_i}{I_{зв(i)} \cdot \omega_i}. \quad (6.4)$$

Для розв'язку рівняння (6.4) знайдено всі необхідні характеристики установки при вище наведених її параметрах.

За виразом (3.5) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$, який зображено на рис. 6.1 в залежності від кута повороту кривошипу.

З графіка на рис. 6.1 визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа:

$$M_{оср} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_o(\varphi) \cdot d\varphi = 453,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (6.5)$$

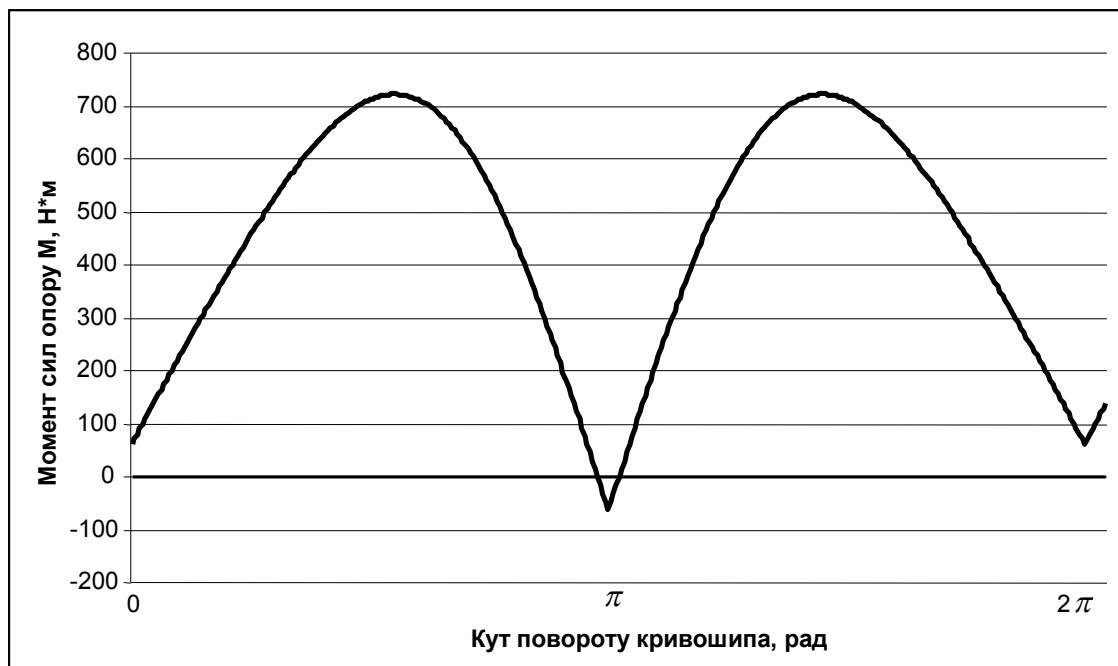


Рис. 6.1. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувального візка від кута повороту кривошипа

і знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна:

$$P_n = \frac{M_{ocp} \cdot \omega_1}{10^3 \cdot \eta} = \frac{453,5 \cdot 10,467}{10^3 \cdot 0,9} = 5,29 \text{ кВт}, \quad (6.6)$$

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** [194] 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; $I_{де} = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна відносно осі його обертання; $M_n = 97,97 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – 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 [193] 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 нижченаведеною формулою Клосса [194] побудована механічна характеристика (рис. 6.2):

$$M(\omega) = 2 \cdot M_{кр} \cdot \frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр})}{1 + \left[(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр}) \right]^2} \quad (6.7)$$

Виходячи із залежності (6.7), визначено рушійний момент на валу кривошипа:

$$M_p = M(\omega) \cdot i_{np} \cdot \eta \quad (6.8)$$

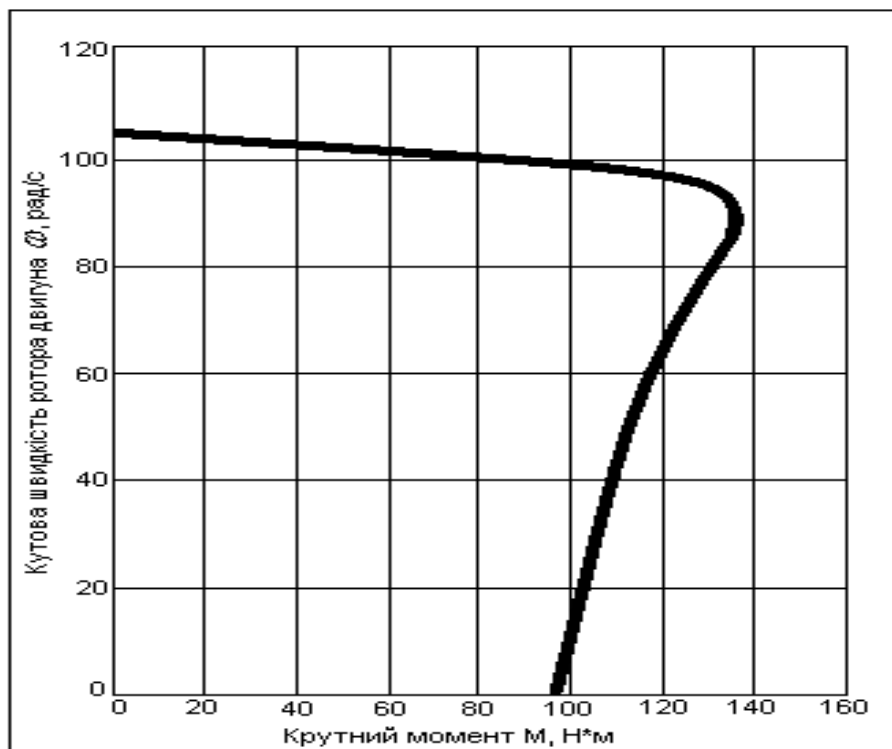


Рис. 6.2. Механічна характеристика двигуна

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

$$I_{зв} = I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + I_{su} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 \varphi \right], \quad (6.9)$$

де $I_o = (I_{об} + I_m + I_{ред}) \cdot i_{np}^2$ – момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту електродвигуна; m_1 – маса формувального візка; $I_{су} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – 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. 6.3).



Рис. 6.3. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 6.4).

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

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (6.10)$$

за допомогою якої отримано кутове прискорення кривошипу:

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (6.11)$$

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

За допомогою залежності (6.11) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипу (рис. 6.5).

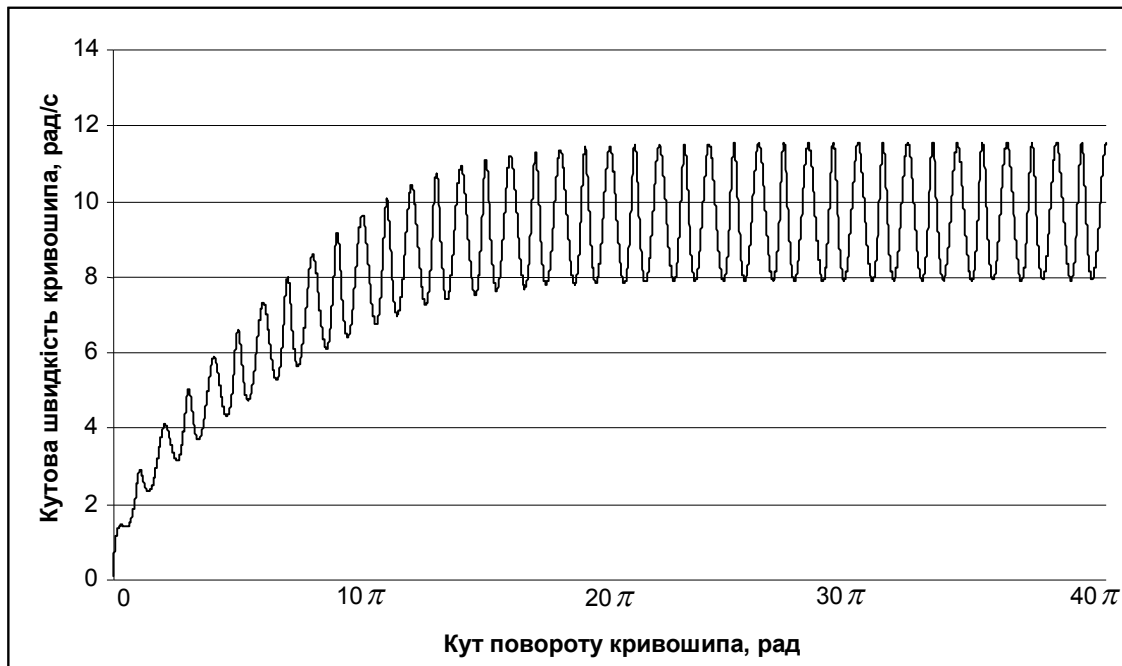


Рис. 6.4. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

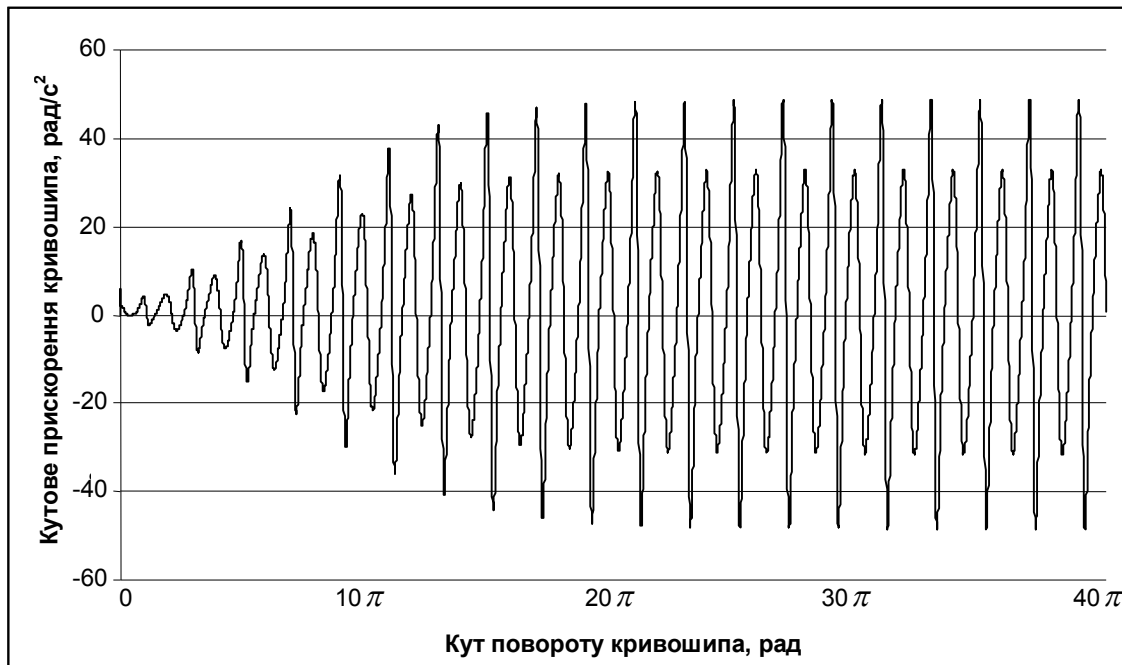


Рис. 6.5. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 6.4 та 6.5, можна побачити, що протягом 10 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а ку-

тове 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]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,5612 - 7,898}{9,7296} = 0,3765. \quad (6.12)$$

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]:

$$H = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{48,67}{9,7296^2} = 0,51412. \quad (6.13)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формуальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [104]:

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(11,5612 - 7,898)^2}{9,7296^2} + \frac{48,67}{9,7296^2} = 0,656. \quad (6.14)$$

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. 6.6, 6.7).

Проаналізувавши графіки на рис. 6.6 та 6.7, 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 ($H = 0,0851$, $k_p = 0,0902$).

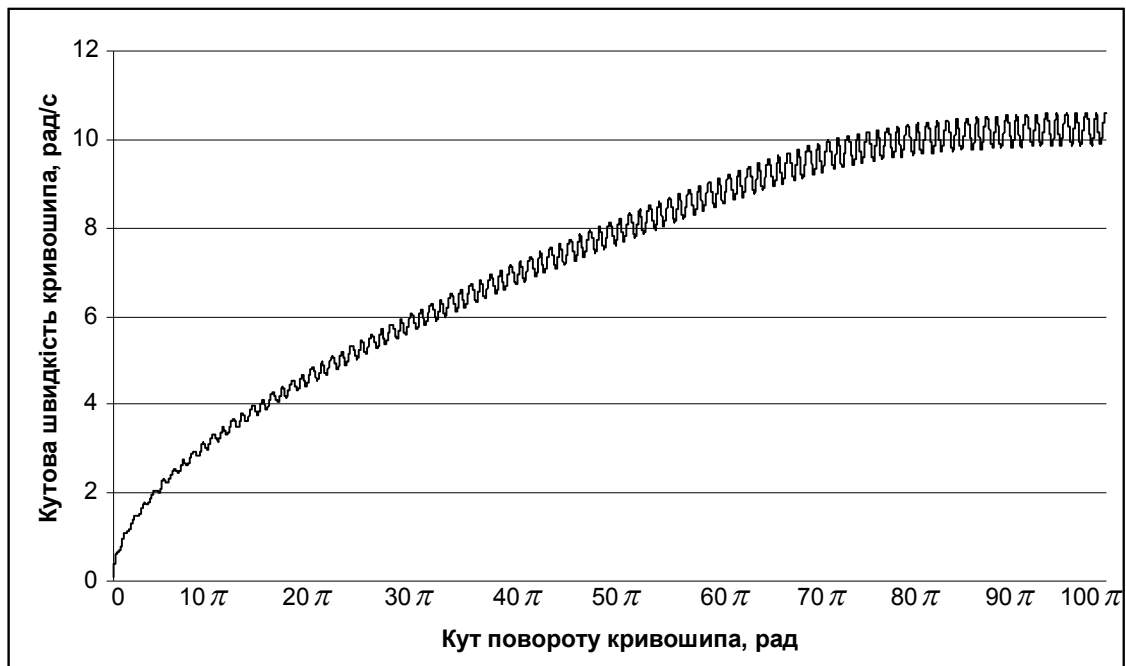


Рис. 6.6. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки з застосуванням маховика від кута його повороту

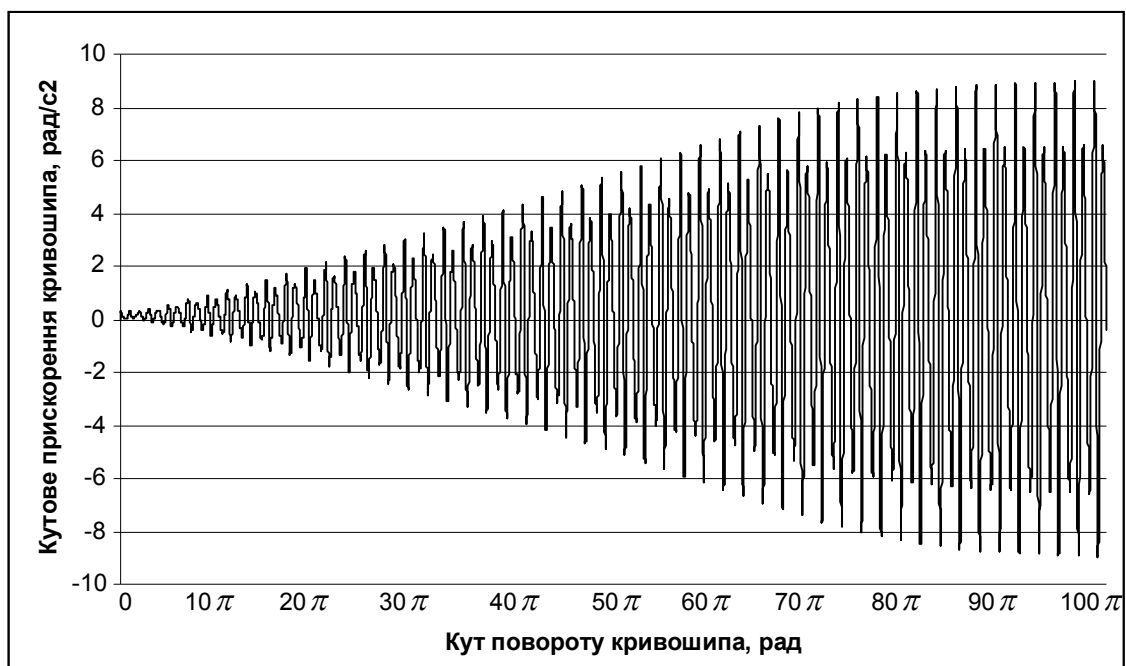


Рис. 6.7. Графік зміни кутового прискорення кривошипа з застосуванням маховика від кута його повороту

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 6.1).

Таблиця 6.1

Результати розрахунків

I_m , кг·м ²	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сеп}}$, рад/с	δ	ε_{\max} , рад/с ²	Н	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
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 6.1 побудовані графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 6.8-6.10).

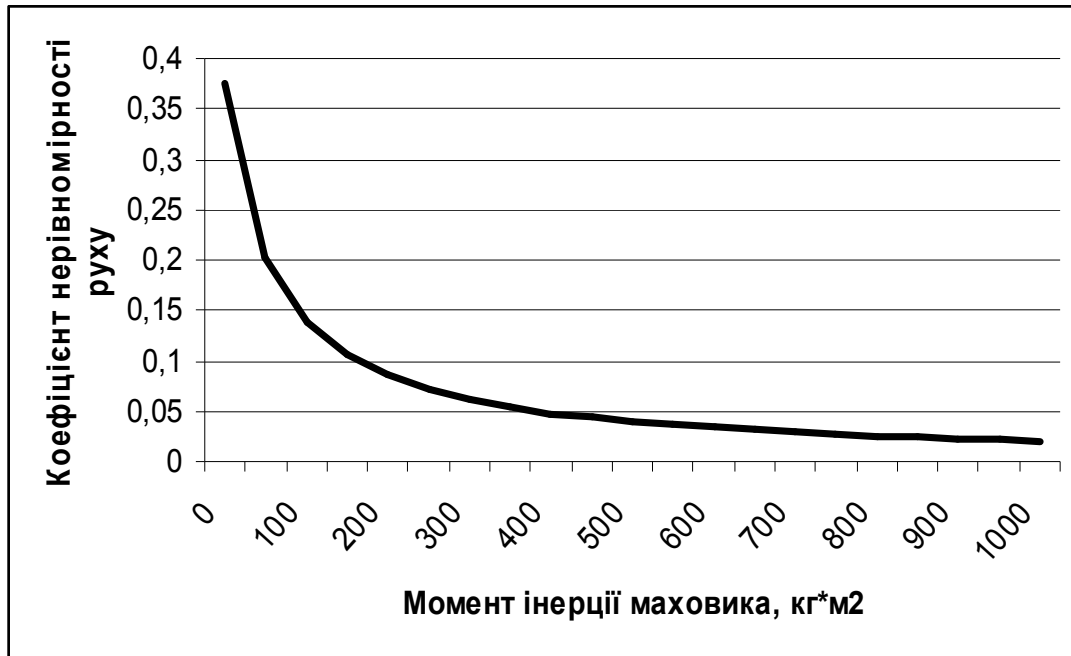


Рис. 6.8. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

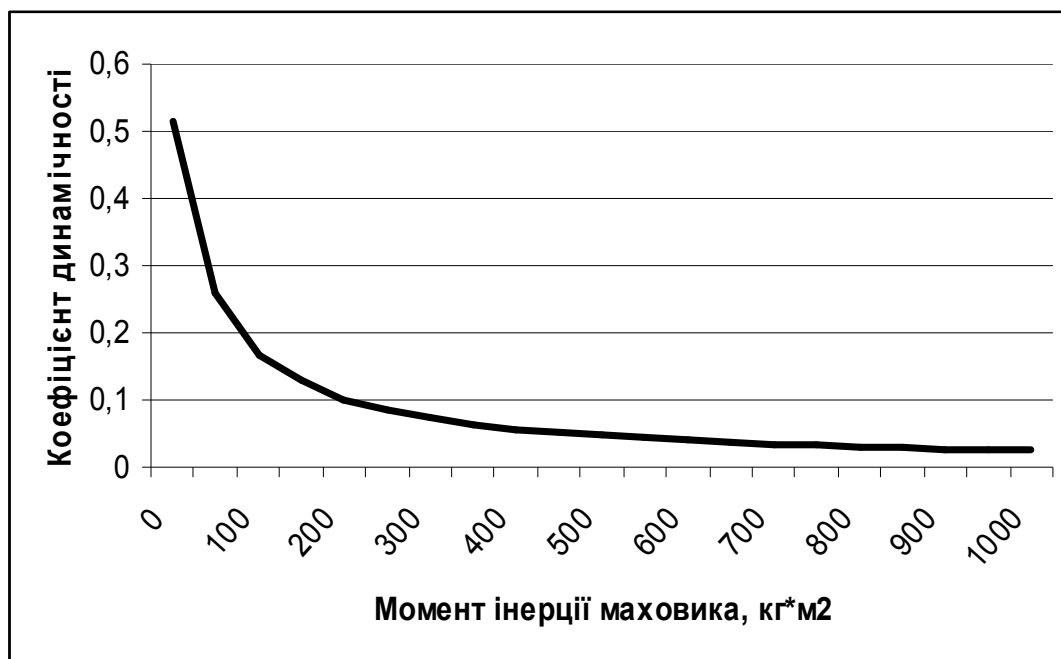


Рис. 6.9. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика



Рис. 6.10. 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.

6.2. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

За виразом (3.6) із врахуванням залежностей (3.7) та (3.8) 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. 6.11 в залежності від кута повороту кривошипу.

З графіка на рис. 6.11 за допомогою залежності (6.5) визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, що становить $M_{ocp} = 907,03 \text{ Н} \cdot \text{м}$, і за допомогою виразу (6.6) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_n = 10,58 \text{ кВт}$ [68].



Рис. 6.11. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків від кута повороту кривошипа

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А132S6У3** [194] 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; $I_{об} = 0,138 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – 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; $M_{кр} = 215,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [193] 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 передавальним числом $i_{пр} = 9,8$ і зведеним до вхідного валу моментом інерції $I_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (6.7) та (6.8) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

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

$$\begin{aligned}
I_{зв} = & I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + I_{s6} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \\
& + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 \varphi \right] + \\
& + m_2 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right)^2 + I_{s7} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
& + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi - \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi - \Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi - \Delta\varphi) \right],
\end{aligned} \tag{6.15}$$

де $I_o = (I_{\delta\delta} + I_m + I_{ped}) \cdot i_{np}^2$ – 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 (6.15) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 6.12).

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 6.13).

За допомогою залежностей (6.10) та (6.11) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипу, графік зміни якого зображено на рис. 6.14.

Проаналізувавши графіки на рис. 6.13 та 6.14, 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.

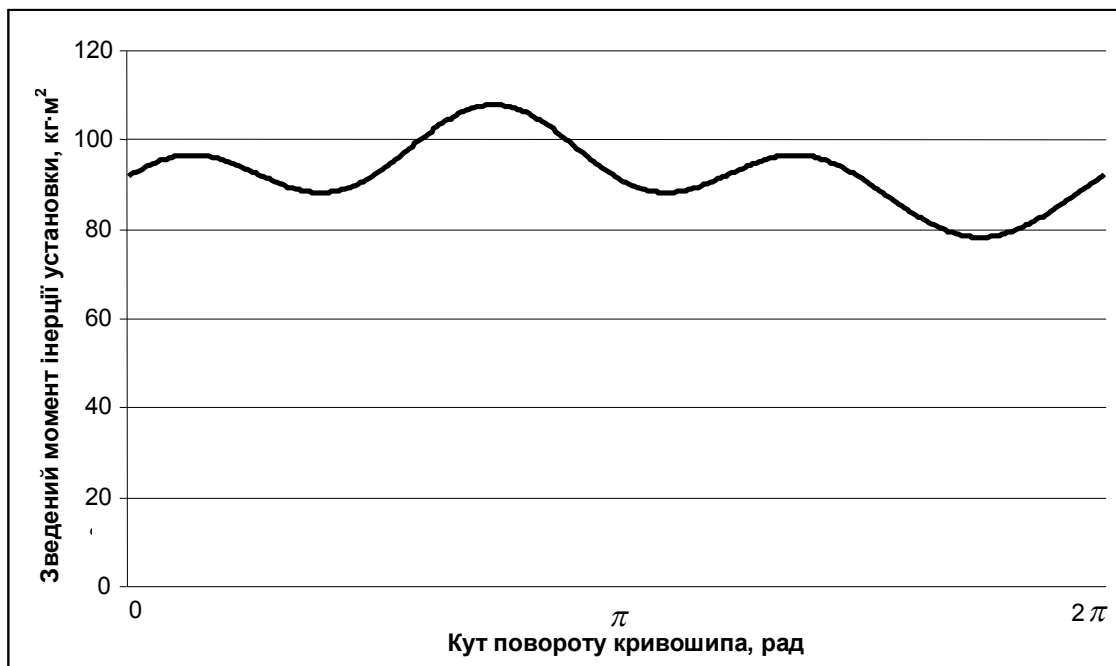


Рис. 6.12. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

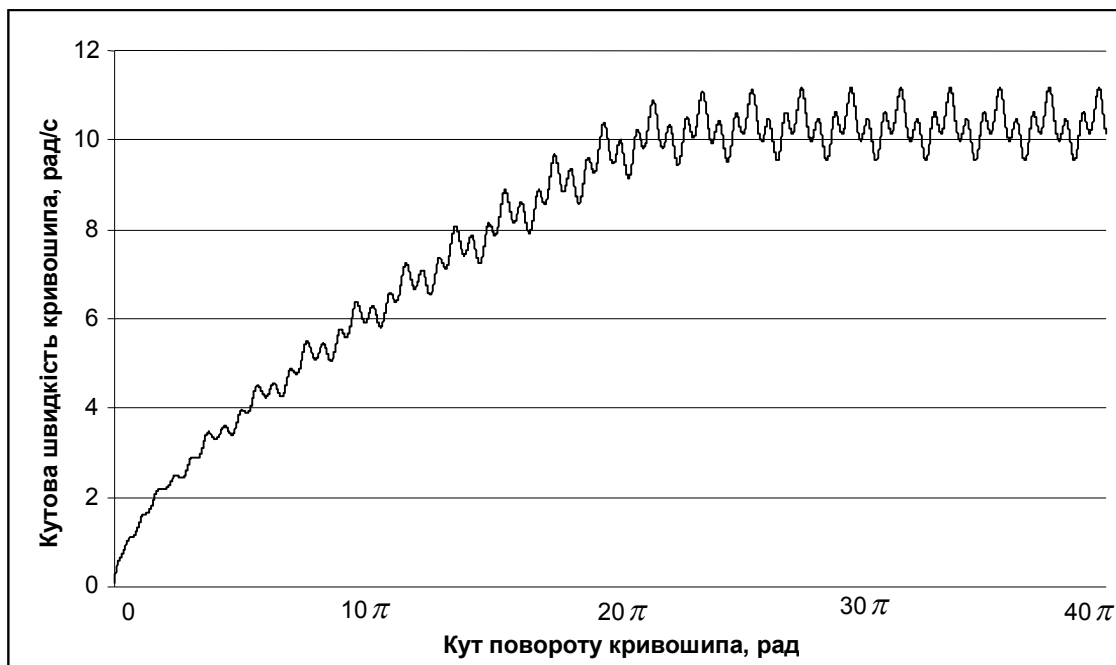


Рис. 6.13. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

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 $\omega_{\text{сер}} = 10,356 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (6.12), 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 (6.13) та (6.14) відповідно, дорівнюють $H = 0,1453$ та $k_p = 0,1696$.

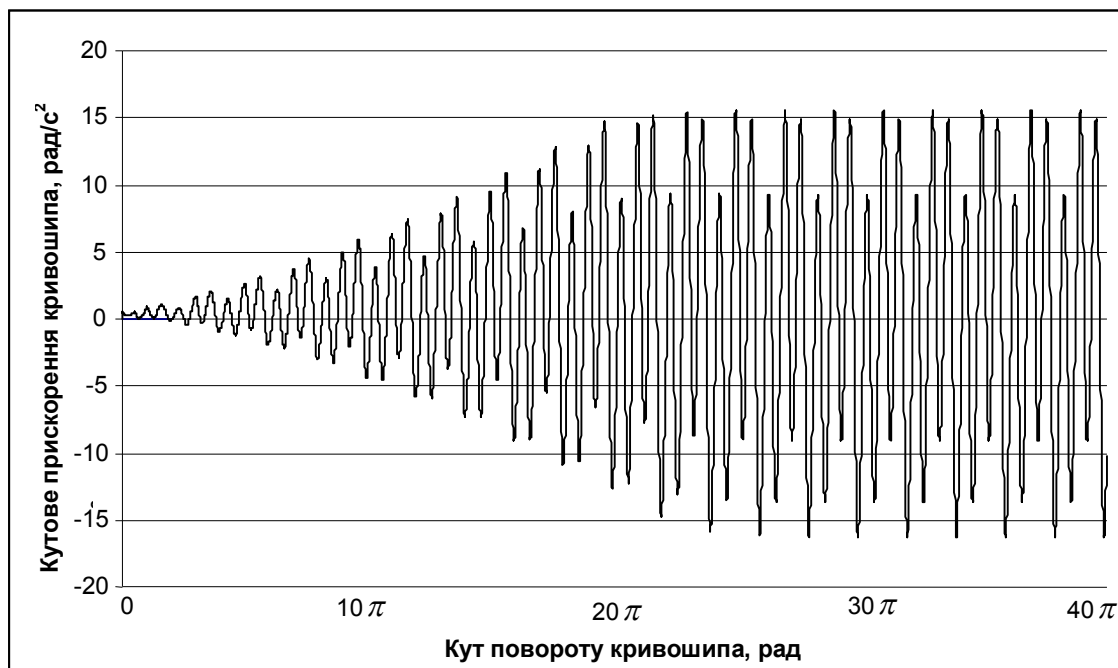


Рис. 6.14. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

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. 6.15, 6.16).

Проаналізувавши графіки на рис. 6.15 та 6.16, 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 ($H = 0,0408$, $k_p = 0,0427$).

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 6.2).

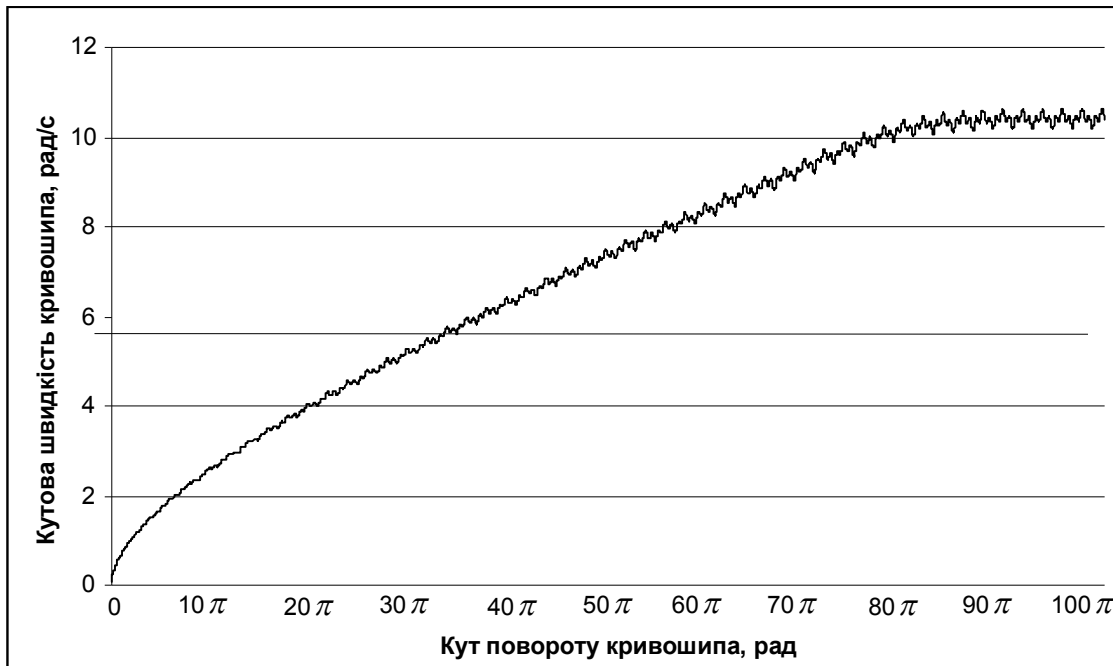


Рис. 6.15. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки з застосуванням маховика від кута його повороту

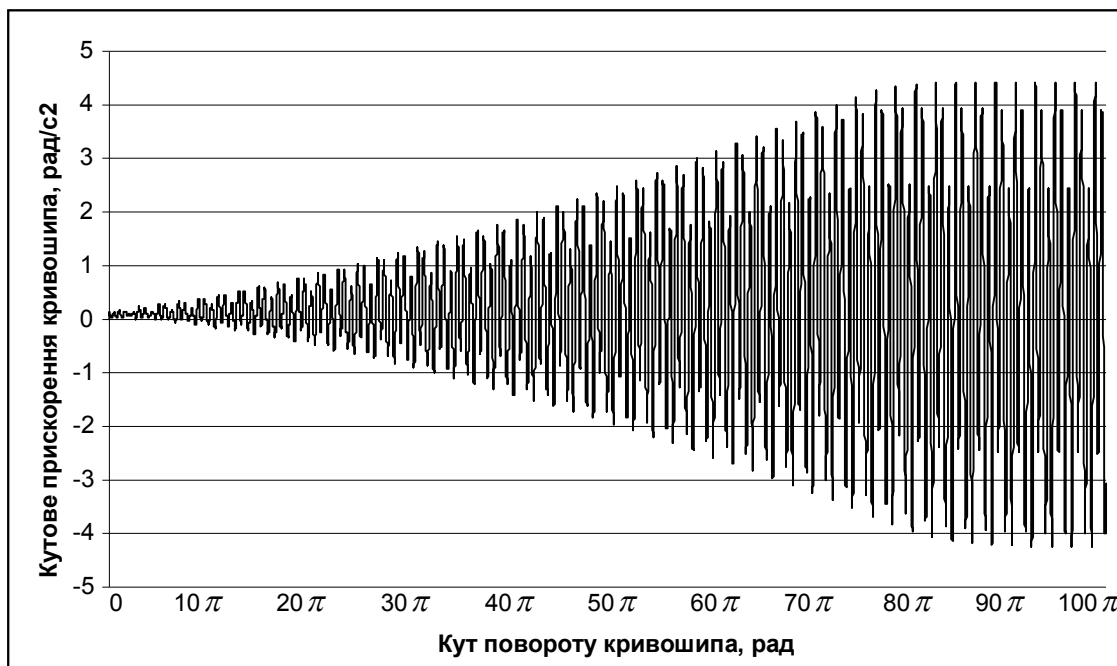


Рис. 6.16. Графік зміни кутового прискорення кривошипа з застосуванням маховика від кута його повороту

Таблиця 6.2

Результати розрахунків

I_m , кг·м ²	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сеп}}$, рад/с	δ	ε_{\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 6.2 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 6.17-6.19).

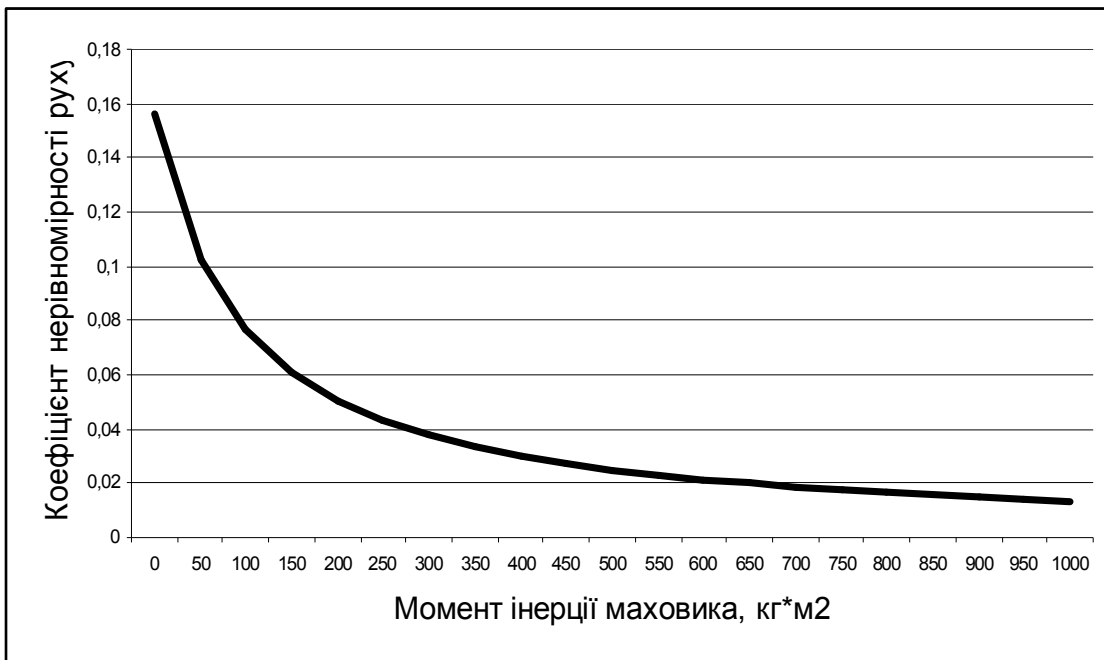


Рис. 6.17. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

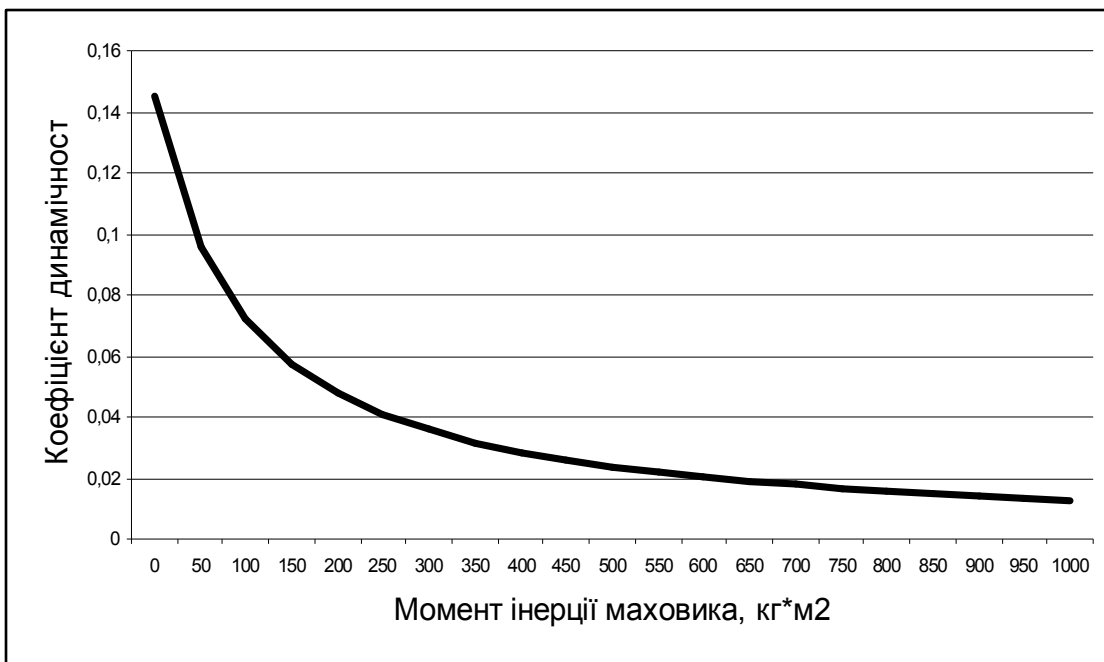


Рис. 6.18. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

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 тривалість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції махо-

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

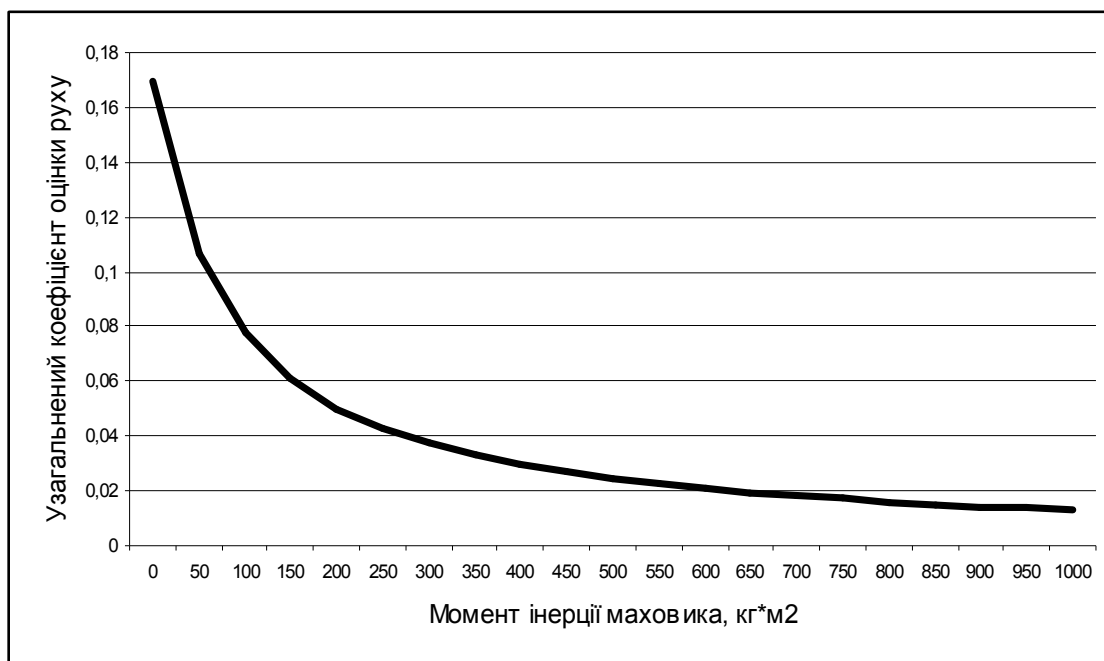


Рис. 6.19. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Визначені коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом відповідають значенню зміщення кривошипів $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$. 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 побудовано графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту [76, 77, 106]. Після цього визначено значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^{\circ}$ до $\Delta\varphi = 180^{\circ}$ з кроком 10° . Результати розрахунків наведено в таблиці 6.3.

На основі даних таблиці 6.3 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 6.20), коефіцієнта динамічності руху (рис. 6.21) та

узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 6.22) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.

Проаналізувавши графіки на рис. 6.20-6.22, можна побачити, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення при значенні кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Таблиця 6.3

Результати розрахунків режимів руху

$\Delta\varphi, ^\circ$	$\omega_{\min}, \text{рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{рад/с}$	$\omega_{\text{сеп}}, \text{рад/с}$	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



Рис. 6.20. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від кута зміщення кривошипів



Рис. 6.21. Графік зміни коефіцієнта динамічності руху в залежності від кута зміщення кривошипів

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 6.4.



Рис. 6.22. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху від кута зміщення кривошипів

Таблиця 6.4

Результати розрахунків режимів руху

$\Delta\varphi, ^\circ$	$\omega_{\min}, \text{рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{рад/с}$	$\omega_{\text{сеп}}, \text{рад/с}$	δ	$\varepsilon_{\max}, \text{рад/с}^2$	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

Продовження таблиці 6.4

$\Delta\varphi, ^\circ$	$\omega_{\min}, \text{рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{рад/с}$	$\omega_{\text{сеп}}, \text{рад/с}$	δ	$\varepsilon_{\max}, \text{рад/с}^2$	H	k_p
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 6.4 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 6.23), коефіцієнта динамічності руху (рис. 6.24) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 6.25) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.

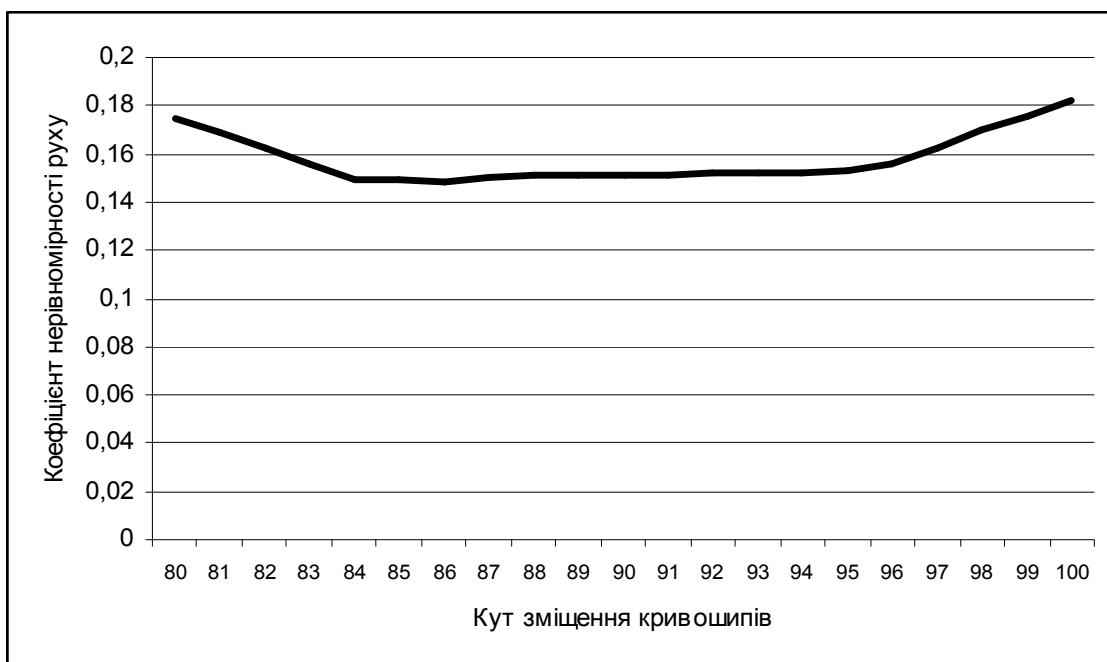


Рис. 6.23. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від кута зміщення кривошипів

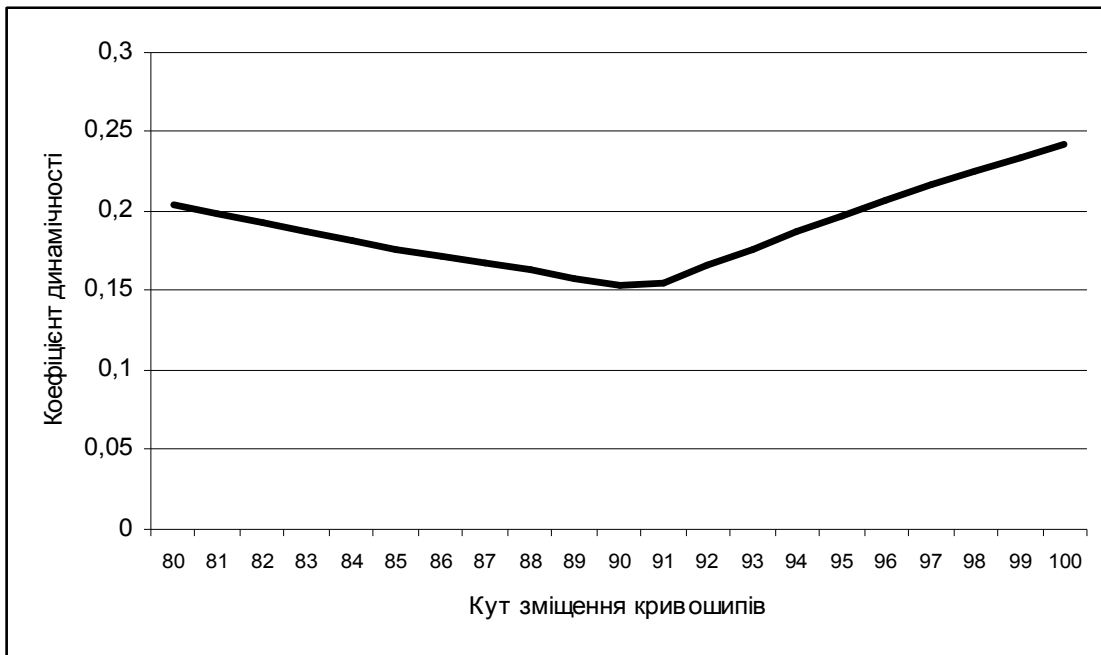


Рис. 6.24. Графік зміни коефіцієнта динамічності руху в залежності від кута зміщення кривошипів



Рис. 6.25. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від кута зміщення кривошипів

Аналіз графіків на рис. 6.23-6.25 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.

6.3. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

За виразом (3.19) із врахуванням залежностей (3.20) визначено зведено-ний до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, який зображено на рис. 6.26 в залежності від кута повороту кривошипа.

З графіка на рис. 6.26 за допомогою залежності (6.5) визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, що становить $M_{оср} = 1360,55 \text{ Н} \cdot \text{м}$, і за допомогою виразу (6.6) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_n = 15,04 \text{ кВт}$ [65].

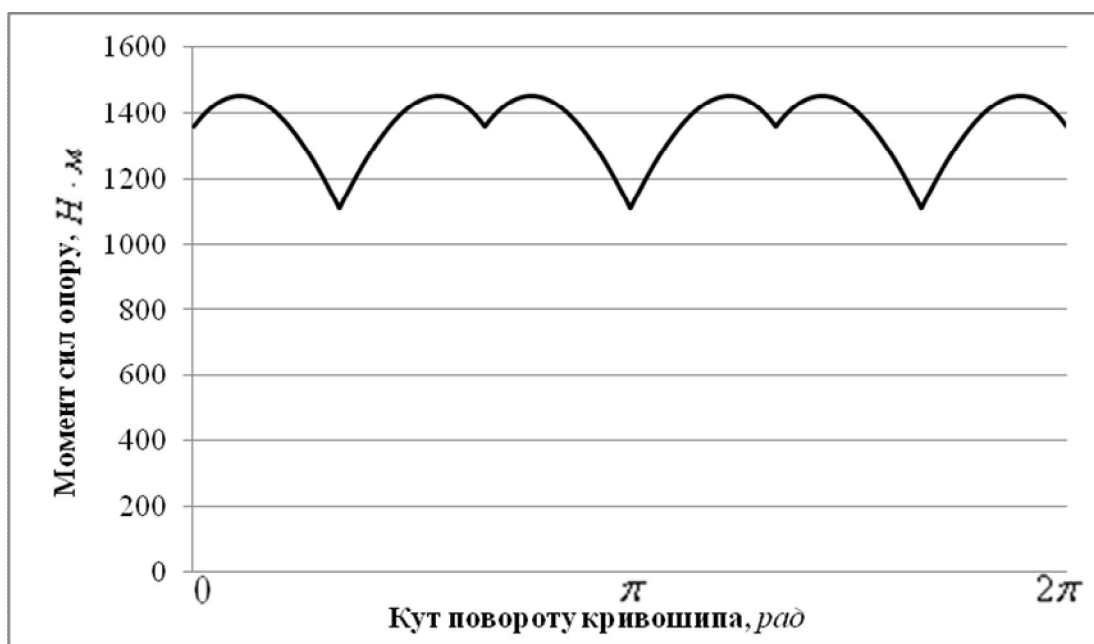


Рис. 6.26. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків від кута повороту кривошипа

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А160М6У3 [194] 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; $I_{об} = 0,183 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 176,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 146,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$ –

номінальний момент; $M_{кр} = 293,8H \cdot м$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [193] з номінальним передавальним моментом $M_{ном} = 500H \cdot м$ і моментом інерції $I_m = 0,32кг \cdot м^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $i_{np} = 9,8$ і зведеним до вхідного валу моментом інерції $I_{ред} = 0,036кг \cdot м^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (6.7) та (6.8) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки:

$$\begin{aligned}
 I_{зв} = & I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + I_{s4} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 \varphi \right] + \\
 & + m_2 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + I_{s5} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi + \Delta\varphi) \right] + \\
 & + m_3 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + I_{s6} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \right],
 \end{aligned} \tag{6.16}$$

де $I_o = (I_{об} + I_m + I_{ред}) \cdot i_{np}^2$ – момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипу; $m_1 = m_2 = m_3$ – маса формувальних візків 1, 2 та 3; $I_{s4} = I_{s5} = I_{s6} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатунів 4, 5 та 6 відносно їх центрів мас (рис. 2.10).

На основі залежності (6.16) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 6.27).

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 6.28).

За допомогою залежностей (6.10) та (6.11) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипу, графік зміни якого зображено на рис. 6.29.

Проаналізувавши графіки на рис. 6.28 та 6.29, можна побачити, що протягом 13 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 13 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 13 повних обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,714 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 10,845 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{ср}} = 10,263 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (6.12), становить $\delta = 0,11$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -17,307 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 17,778 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, що визначаються за залежностями (6.13) та (6.14) відповідно, дорівнюють $H = 0,169$ та $k_p = 0,181$.

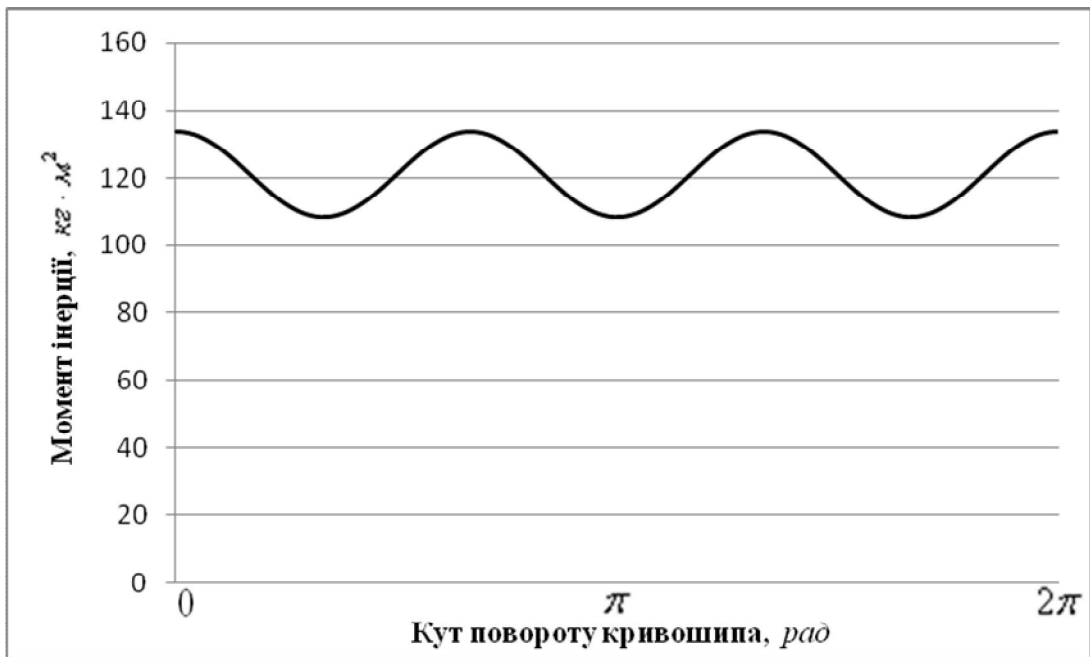


Рис. 6.27. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

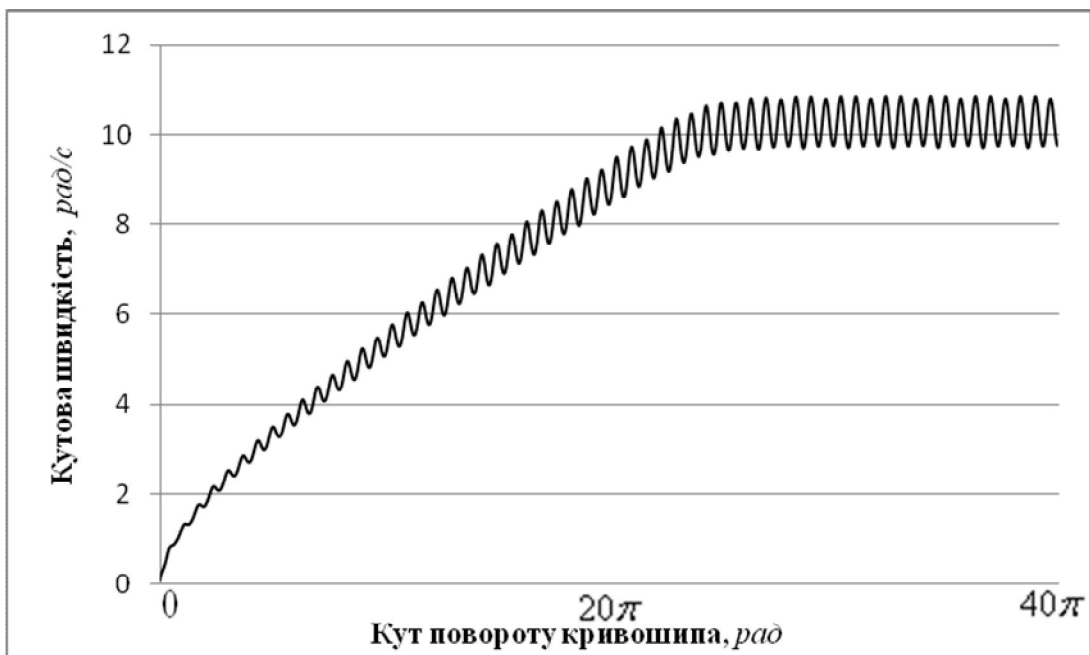


Рис. 6.28. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

Одним із методів зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху є встановлення на вал двигуна або на приводний вал кривошипів установки маховика. Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримано зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на усталеному режимі руху (табл. 6.5).

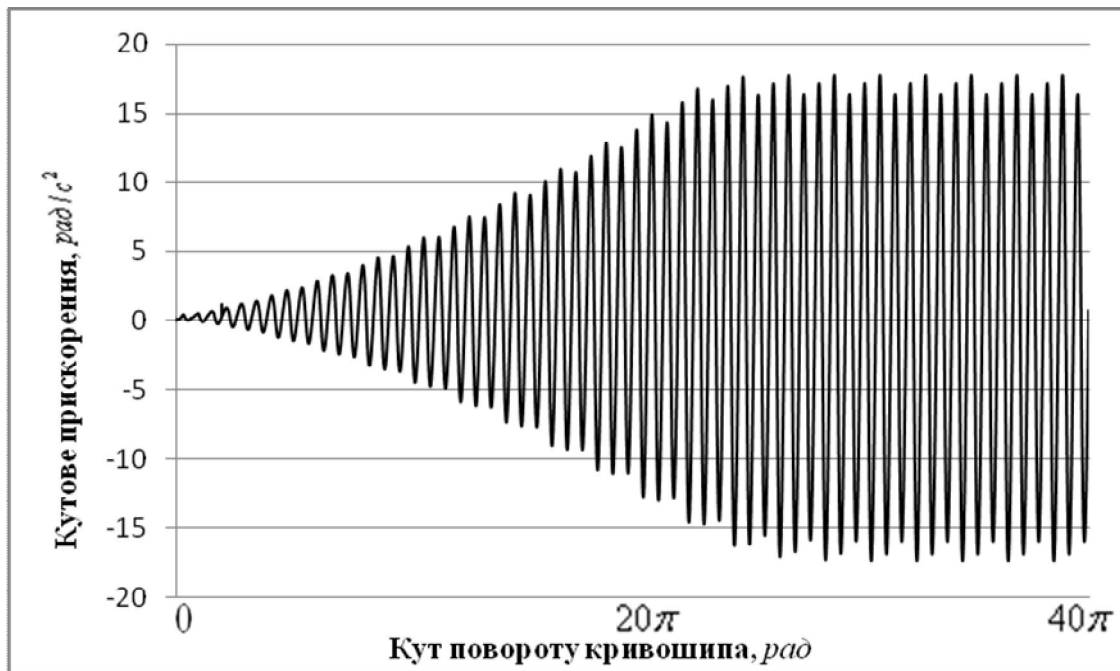


Рис. 6.29. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Таблиця 6.5

Результати розрахунків

I_m , $кг \cdot м^2$	ω_{min} , $рад/с$	ω_{max} , $рад/с$	$\omega_{сер}$, $рад/с$	δ	ε_{min} , $рад/с^2$	ε_{max} , $рад/с^2$	H	k_p
0	9,714	10,845	10,263	0,11	-17,307	17,778	0,169	0,181
50	9,937	10,738	10,331	0,0775	-12,383	12,510	0,117	0,123
100	10,051	10,673	10,359	0,06	-9,626	9,673	0,09	0,0937
150	10,122	10,627	10,373	0,0487	-7,847	7,884	0,0733	0,0756
200	10,168	10,595	10,381	0,0411	-6,648	6,637	0,0616	0,0633
250	10,2	10,571	10,386	0,0357	-5,751	5,743	0,0532	0,0545
300	10,226	10,553	10,389	0,0315	-5,064	5,066	0,0469	0,0479
350	10,246	10,537	10,392	0,028	-4,523	4,531	0,0419	0,0427
400	10,262	10,525	10,394	0,0253	-4,096	4,091	0,0378	0,0385
450	10,274	10,515	10,395	0,0232	-3,748	3,737	0,0346	0,0351
500	10,285	10,506	10,396	0,0213	-3,388	3,432	0,0317	0,0322
550	10,294	10,499	10,397	0,0197	-3,121	3,161	0,0292	0,0296
600	10,302	10,492	10,397	0,0183	-2,889	2,955	0,0273	0,0277

Продовження таблиці 6.5

I_m , кг·м ²	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сеп}}$, рад/с	δ	ε_{\min} , рад/с ²	ε_{\max} , рад/с ²	H	k_p
650	10,308	10,487	10,398	0,0172	-2,687	2,762	0,0255	0,0258
700	10,314	10,481	10,398	0,0161	-2,601	2,585	0,0239	0,0242
750	10,32	10,477	10,399	0,0151	-2,451	2,448	0,0226	0,0228
800	10,324	10,473	10,399	0,0143	-2,316	2,313	0,0214	0,0216
850	10,328	10,469	10,399	0,0136	-2,196	2,194	0,0203	0,0205
900	10,332	10,467	10,4	0,013	-2,087	2,087	0,0193	0,0195
950	10,335	10,464	10,4	0,0124	-1,989	1,982	0,0183	0,0185
1000	10,339	10,461	10,4	0,0117	-1,899	1,894	0,0175	0,0176

На основі даних таблиці 6.5 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 6.30-6.32).

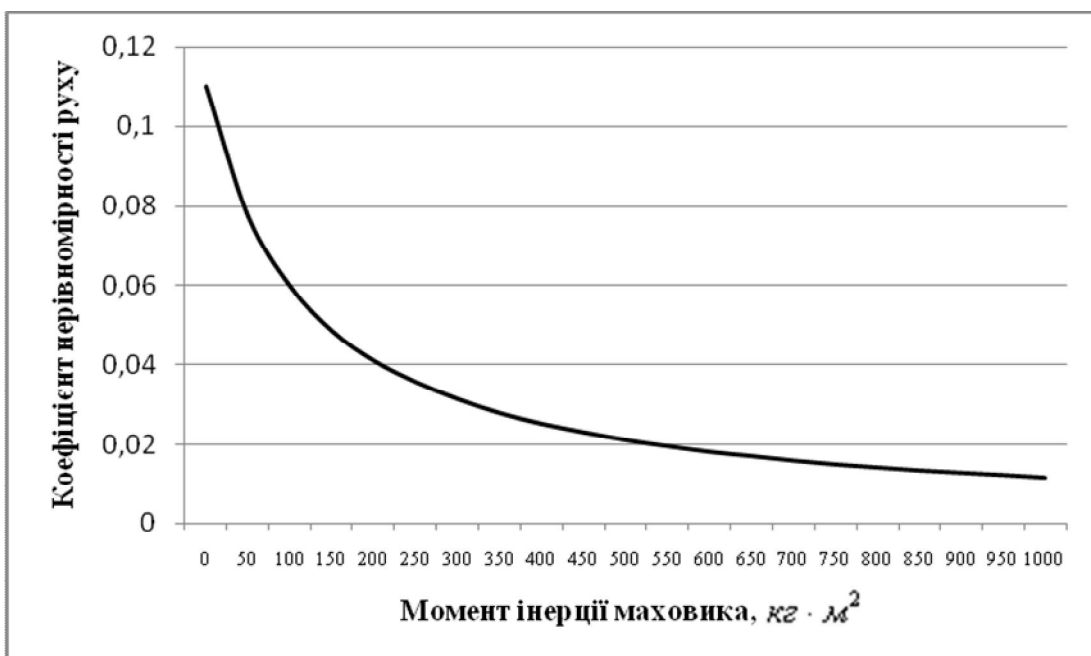


Рис. 6.30. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до зна-

чення 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.

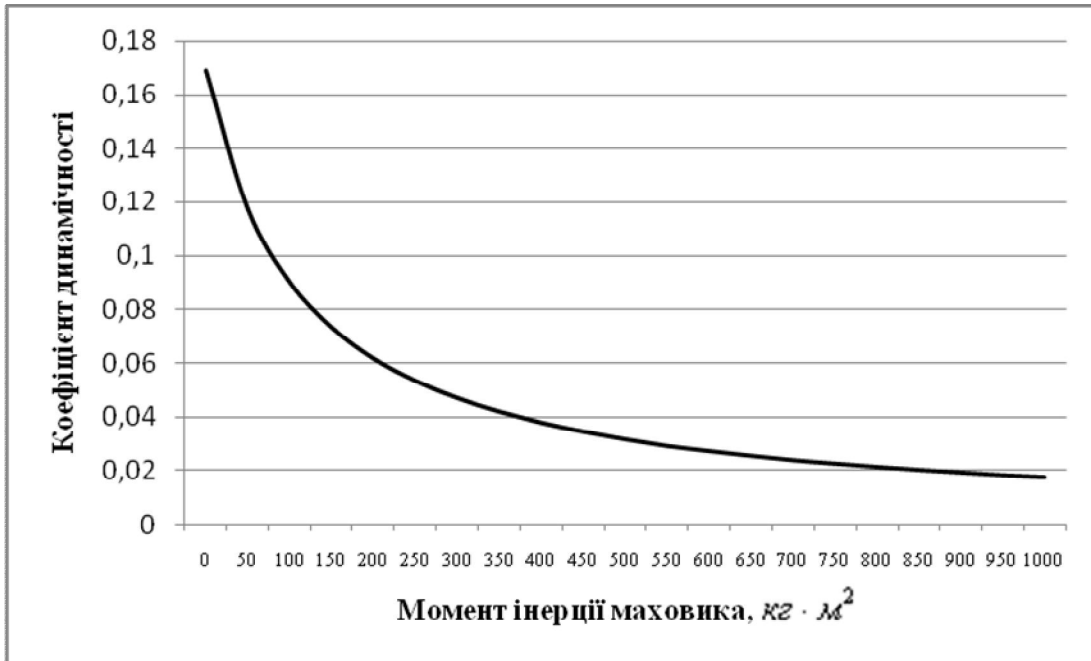


Рис. 6.31. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

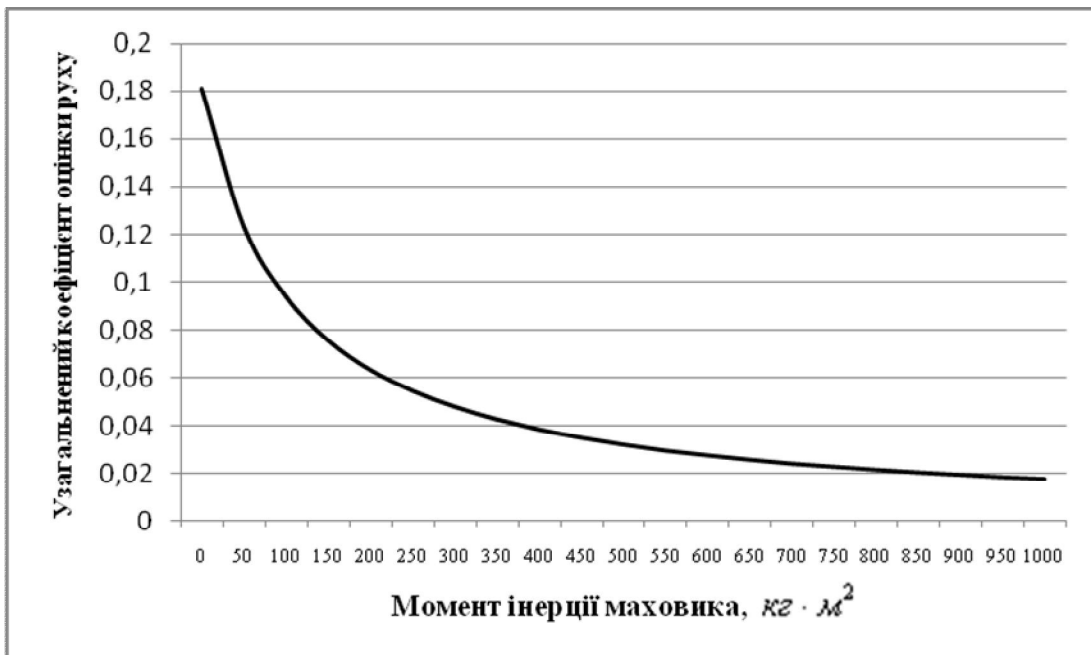


Рис. 6.32. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

6.4. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з врівноваженим приводом

За виразом (3.27) із врахуванням залежностей (3.28) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$ роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на чотири формувальні візки, який зображено на рис. 6.33 в залежності від кута повороту кривошипа.

З графіка на рис. 6.33 за допомогою залежності (6.5) визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, що становить $M_{оср} = 1814 \text{ Н} \cdot \text{м}$, і за допомогою виразу (6.6) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_n = 20,05 \text{ кВт}$ [66].

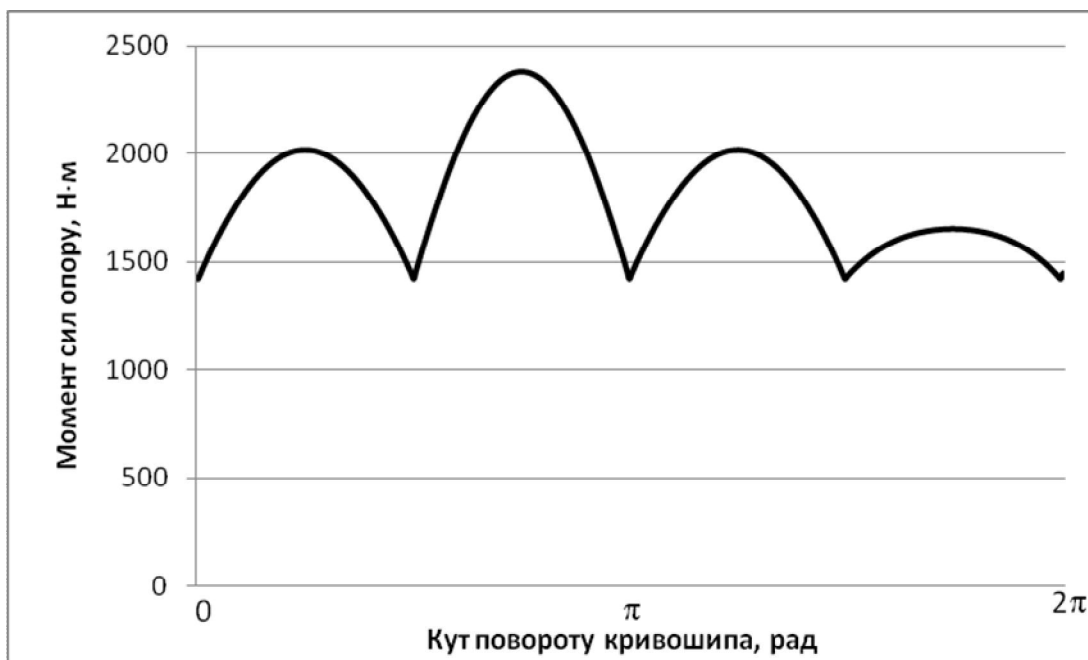


Рис. 6.33. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків від кута повороту кривошипа

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А200М6У3** [194] 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; $I_{об} = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 280,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 215,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ –

номінальний момент; $M_{кр} = 517,14H \cdot м$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,4$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [193] з номінальним передавальним моментом $M_{ном} = 500H \cdot м$ і моментом інерції $I_m = 0,32кг \cdot м^2$ та редуктор **Ц2-400** з передавальним числом $i_{np} = 9,8$ і зведеним до вхідного валу моментом інерції $I_{ред} = 0,036кг \cdot м^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (6.7) та (6.8) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції роликової формульної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки:

$$\begin{aligned}
 I_{зв} = & I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2 \varphi}} \right)^2 + I_{s5} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2 \varphi \right] + \\
 & + m_2 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + I_{s6} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi + \Delta\varphi) \right] + \\
 & + m_3 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + I_{s7} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
 & + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \right] +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + m_4 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi) \left(1 + \frac{\cos(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2} - \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right)^2 + I_{s8} \left(\frac{r}{l} \frac{\cos(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right)^2 + \\
& + l \cdot q \cdot \left[r^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{2 \cdot l} \frac{\cos(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right)^2 + \frac{r^2}{4} \cdot \cos^2(\varphi + 3\Delta\varphi) \right],
\end{aligned} \tag{6.17}$$

де $I_o = (I_{об} + I_m + I_{ред}) \cdot i_{np}^2$ – 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; $I_{s5} = I_{s6} = I_{s7} = I_{s8} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатунів 5, 6, 7 та 8 відносно їх центрів мас (рис. 2.11).

На основі залежності (6.17) побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 6.34).

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 6.35).

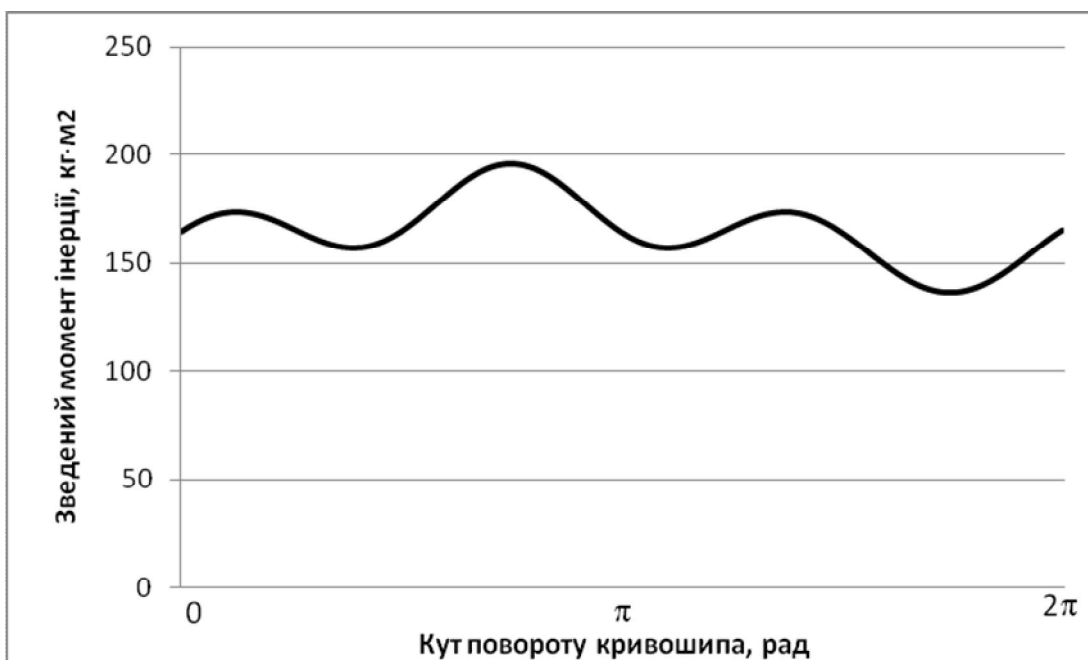


Рис. 6.34. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

За допомогою залежностей (6.10) та (6.11) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипу, графік зміни якого зображено на рис. 6.36.

Проаналізувавши графіки на рис. 6.35 та 6.36, можна побачити, що протягом 8 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 8 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 8 повних обертів кривошипа.

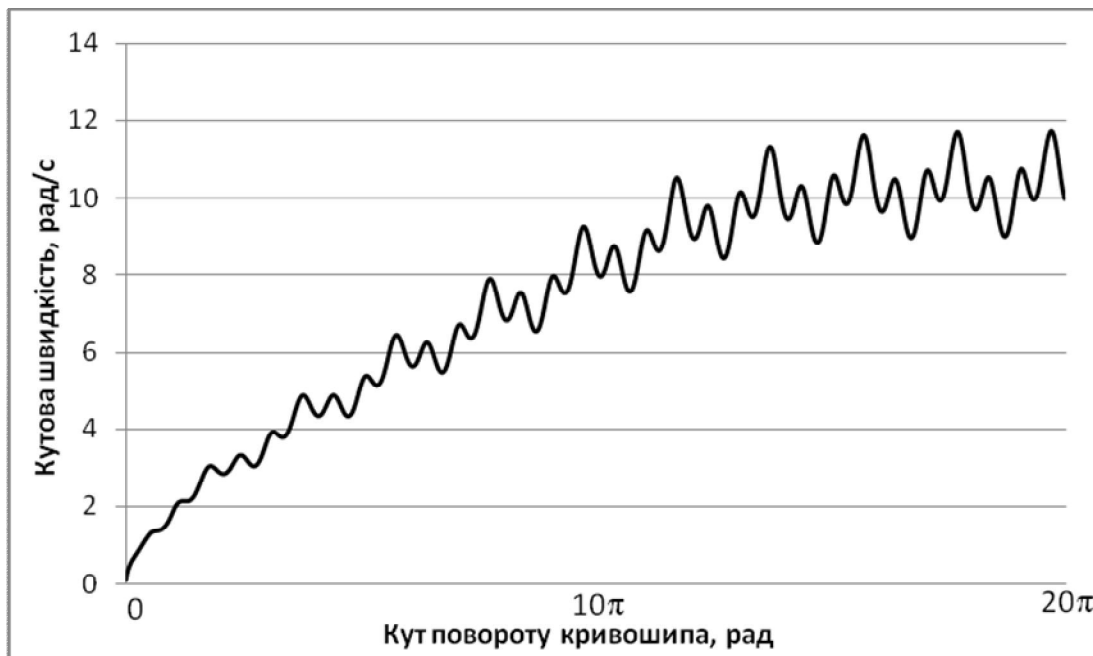


Рис. 6.35. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,02 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 17,752 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сер}} = 10,288 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності (6.12), становить $\delta = 0,265$. Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -29,55 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 26,031 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки

руху, що визначаються за залежностями (6.13) та (6.14) відповідно, дорівнюють $H = 0,2792$ та $k_p = 0,3497$.

Одним із методів зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху є встановлення на вал двигуна або на приводний вал кривошипів установки маховика. Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримано зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на усталеному режимі руху (табл. 6.6).

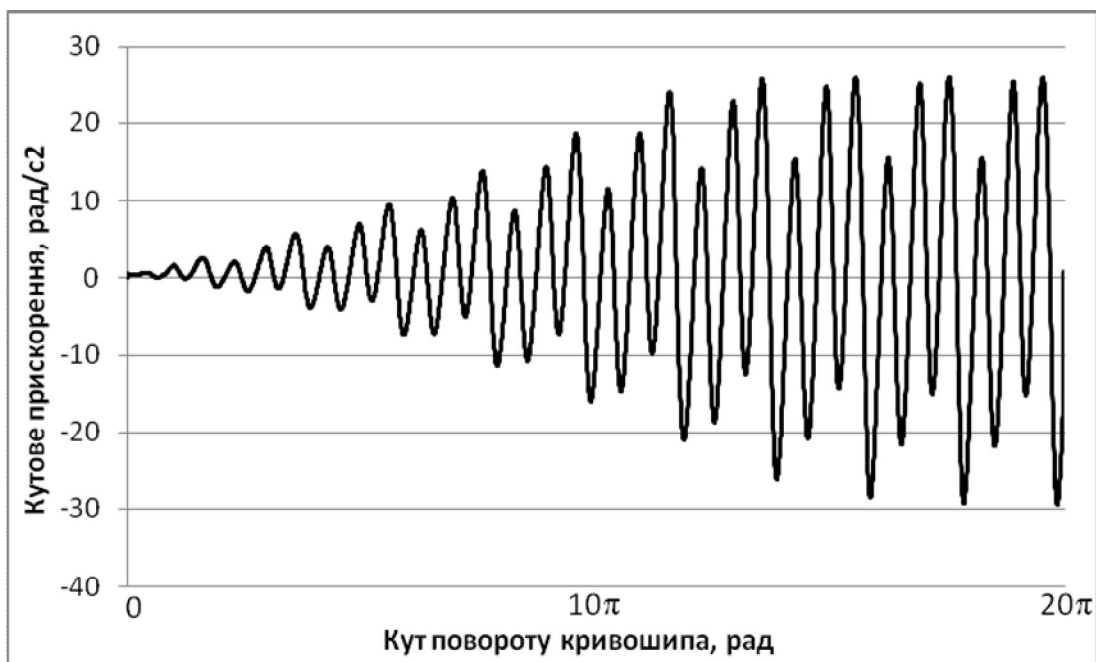


Рис. 6.36. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Таблиця 6.6

Результати розрахунків

I_m , $кг \cdot м^2$	ω_{min} , $рад/с$	ω_{max} , $рад/с$	$\omega_{сер}$, $рад/с$	δ	ε_{min} , $рад/с^2$	ε_{max} , $рад/с^2$	H	k_p
0	9,02	11,752	10,288	0,265	-29,55	26,031	0,2792	0,3497
50	9,324	11,43	10,33	0,204	-21,427	19,97	0,2008	0,2424
100	9,523	11,238	10,357	0,166	-16,86	16,434	0,157	0,1846
150	9,663	11,111	10,375	0,139	-13,914	13,954	0,129	0,1491
200	9,765	11,02	10,387	0,121	-11,847	12,13	0,112	0,127
250	9,84	10,95	10,396	0,107	-10,31	10,725	0,099	0,1106

Продовження таблиці 6.6

I_m , кг·м ²	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сеп}}$, рад/с	δ	ε_{\min} , рад/с ²	ε_{\max} , рад/с ²	H	k_p
300	9,906	10,895	10,402	0,095	-9,13	9,61	0,0888	0,0978
350	9,957	10,85	10,407	0,086	-8,22	8,71	0,0804	0,0878
400	9,998	10,81	10,41	0,078	-7,54	7,95	0,0734	0,0794
450	10,03	10,78	10,412	0,072	-6,98	7,33	0,0676	0,0728
500	10,06	10,756	10,414	0,067	-6,49	6,79	0,0626	0,067
550	10,09	10,73	10,416	0,061	-6,06	6,32	0,0582	0,062
600	10,11	10,71	10,416	0,058	-5,68	5,92	0,0546	0,0579
650	10,13	10,69	10,417	0,054	-5,35	5,56	0,0512	0,0541
700	10,14	10,68	10,417	0,052	-5,06	5,25	0,0484	0,0511
750	10,16	10,665	10,417	0,048	-4,79	4,96	0,0457	0,0481
800	10,17	10,65	10,417	0,046	-4,56	4,71	0,0434	0,0455
850	10,18	10,64	10,417	0,044	-4,33	4,48	0,0413	0,0432
900	10,19	10,63	10,417	0,042	-4,14	4,27	0,0393	0,0411
950	10,2	10,62	10,416	0,04	-3,96	4,08	0,0376	0,0392
1000	10,21	10,61	10,416	0,038	-3,79	3,91	0,036	0,0375

На основі даних таблиці 6.6 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 6.37-6.39).

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.

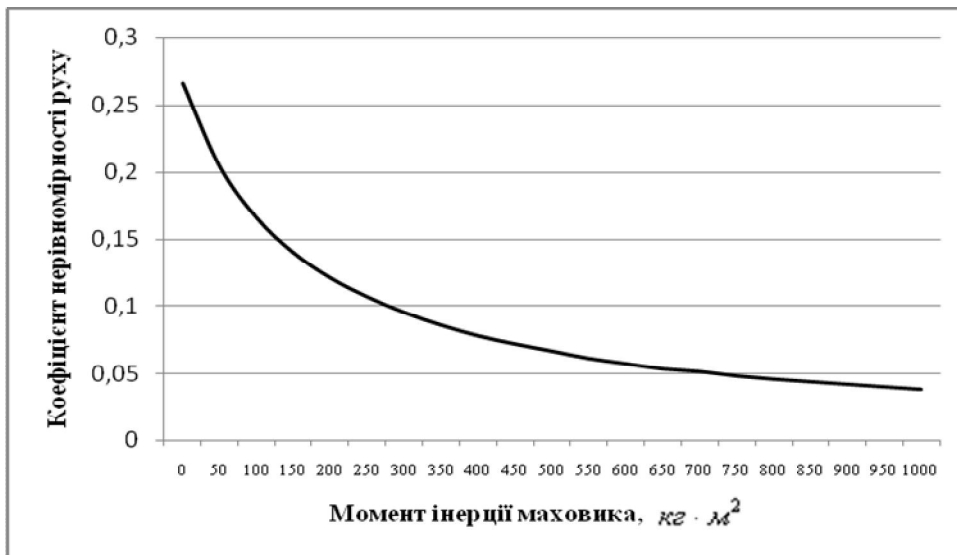


Рис. 6.37. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

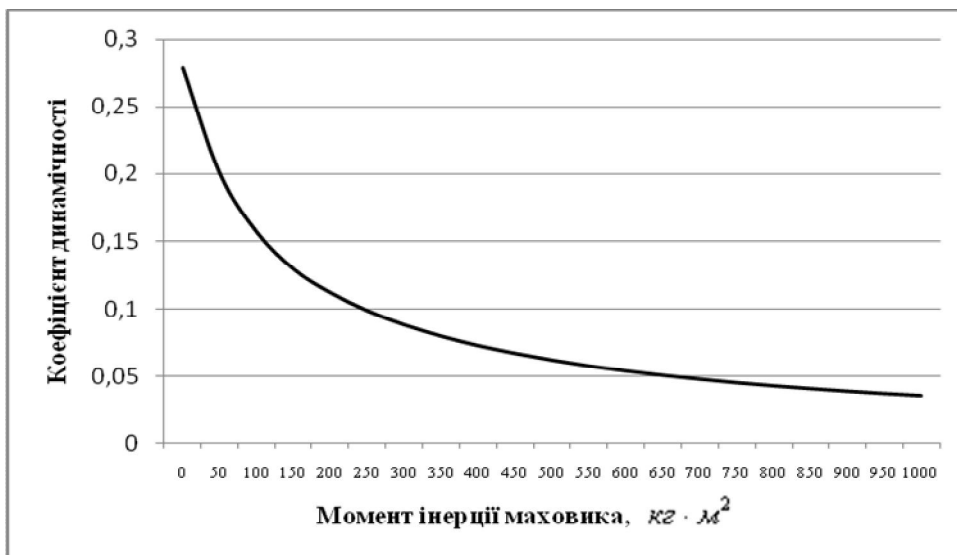


Рис. 6.38. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

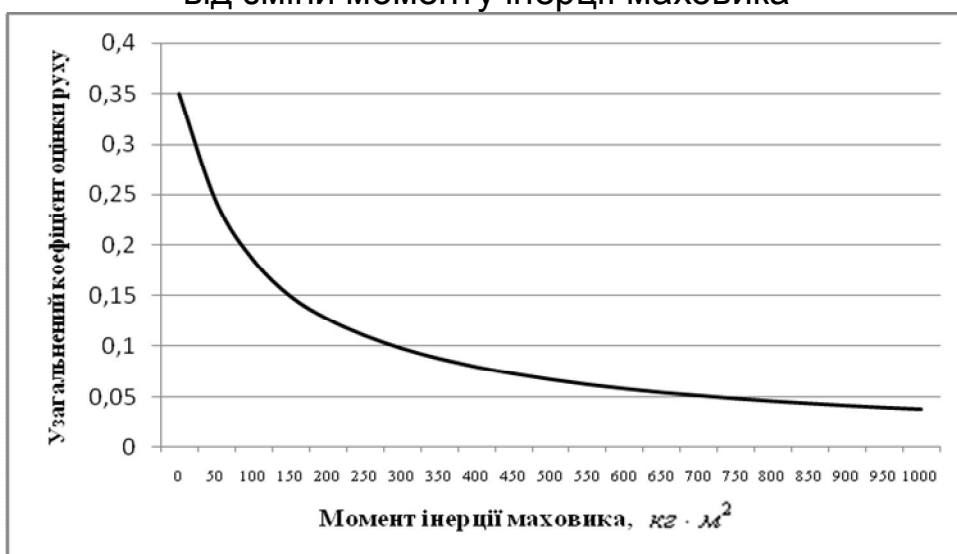


Рис. 6.39. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

6.5. Порівняльний аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з кривошипно-повзунним, рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами

Отримані у підрозділах 6.1-6.4 результати аналізу нерівномірності руху роликів формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, рекупераційним приводом на два візки, енергетично врівноваженим приводом на три візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки представлені в таблиці 6.7 [63].

На основі даних таблиці 6.7 побудовано гістограми зміни коефіцієнта нерівномірності руху δ (рис. 6.40), коефіцієнта динамічності H (рис. 6.41) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху k_p в залежності від кількості формувальних візків в установці, тобто від виду приводного механізму (рис. 6.42).

Аналіз даних таблиці 6.7 та гістограм на рис. 6.40-6.42 показує, що мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності руху спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, а коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення в установці з рекупераційним приводом на два формувальні візки.

Таблиця 6.7

Результати розрахунків

Показник	Установка з кількістю візків*			
	1	2	3	4
δ	0,3765	0,156	0,11	0,265
H	0,51412	0,1453	0,169	0,2792
k_p	0,656	0,1696	0,181	0,3497

*Примітка. Кількість візків в установці: 1 – установка з кривошипно-повзунним приводом на один візок; 2 – установка з рекупераційним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.

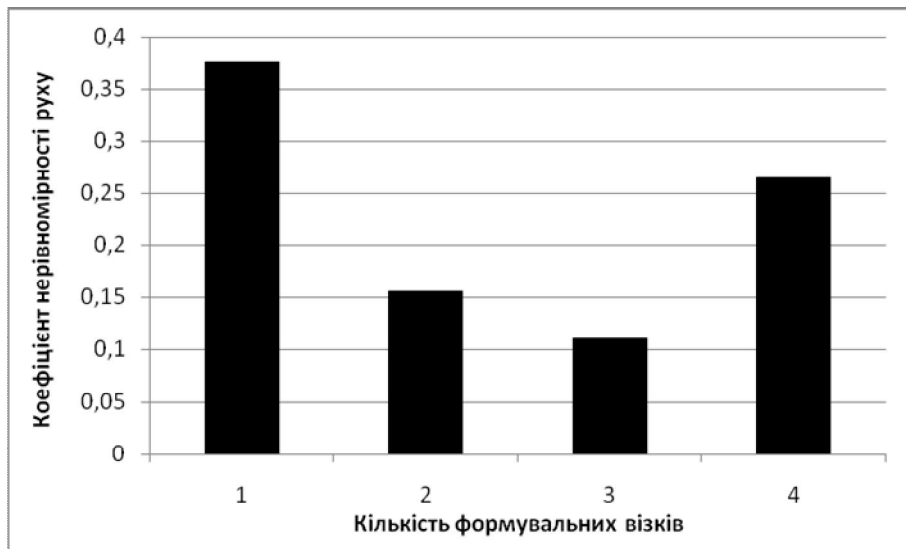


Рис. 6.40. Гістограми зміни коефіцієнта нерівномірності руху δ в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

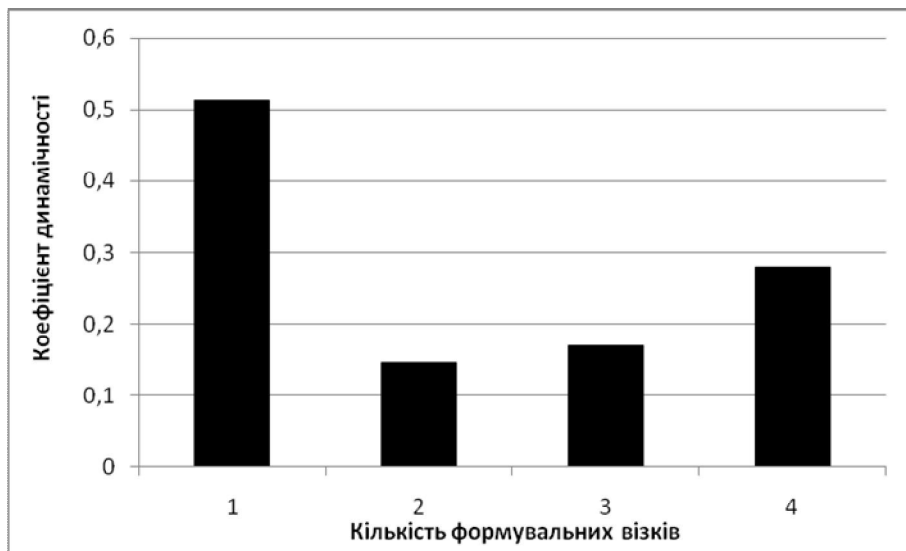


Рис. 6.41. Гістограми зміни коефіцієнта динамічності H в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

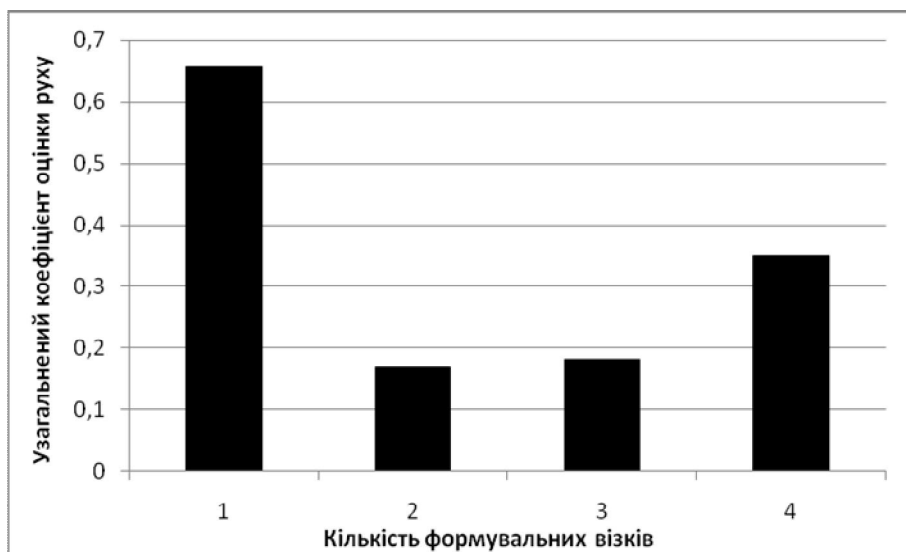


Рис. 6.42. Гістограми зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху k_p в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

6.6. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з передавальним механізмом, що має змінне передаточне відношення

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

На рис. 6.43 зображено роликову формувальну установку з використанням еліптичної зубчастої передачі між вихідним валом редуктора та приводним валом кривошипа [156].

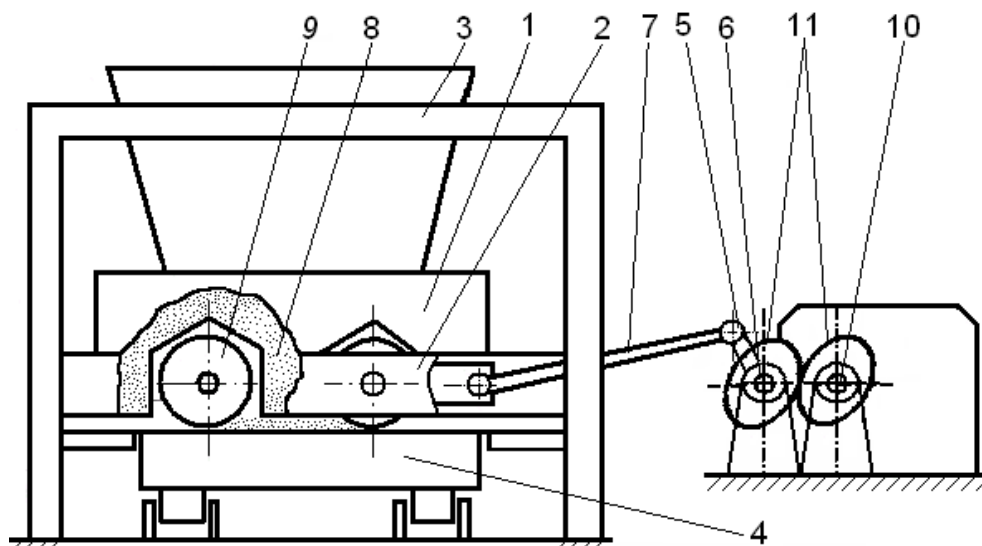


Рис. 6.43. Роликова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням передавального механізму, що має змінне передаточне відношення

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-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. 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 запропоновано функцію зміни передаточного відношення еліптичної передачі передавального механізму протягом циклу руху, графік якої зображено на рис. 6.44 [69].

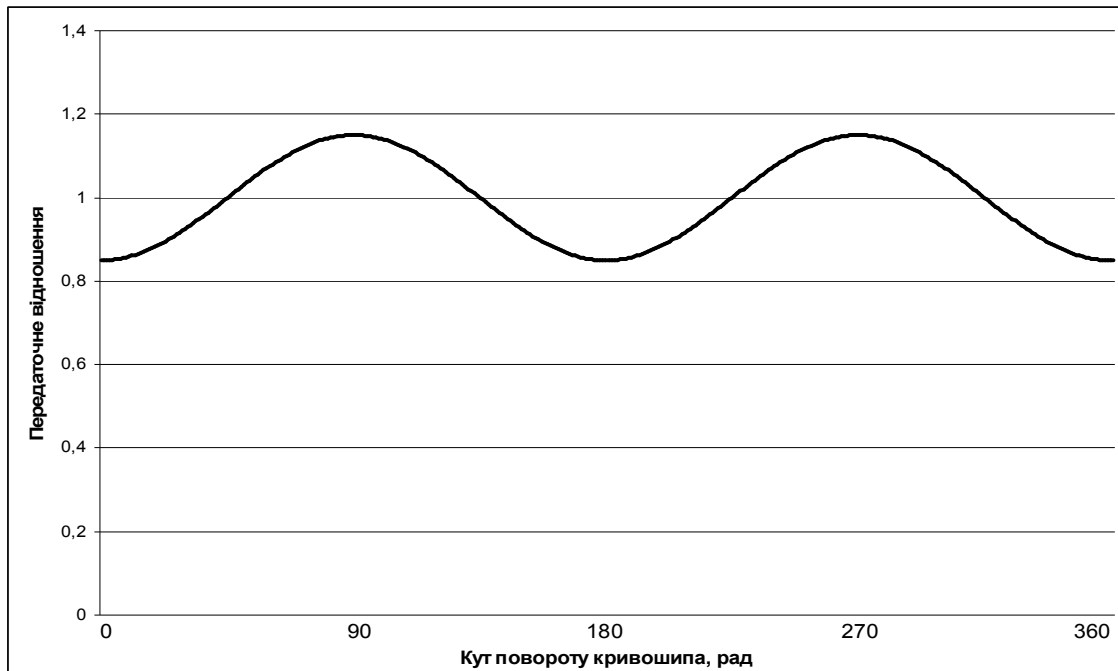


Рис. 6.44. Графік зміни передаточного відношення передавального механізму

Наклавши функцію зміни передаточного відношення передавального механізму на функцію зміни кутової швидкості та кутового прискорення приводного валу установки (рис. 6.4 та 6.5), отримано функції зміни цих параметрів з використанням вказаного передавального механізму, графіки яких зображено на рис. 6.45 та 6.46.

При застосуванні такого передавального механізму кутова швидкість приводного валу на усталеному режимі руху змінюється в межах від $\omega_{\min} = 8,91 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 10,29 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сер}} = 9,6 \text{ рад/с}$, 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 $\varepsilon_{\min} = -44,54 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 44,54 \text{ рад/с}^2$. 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.

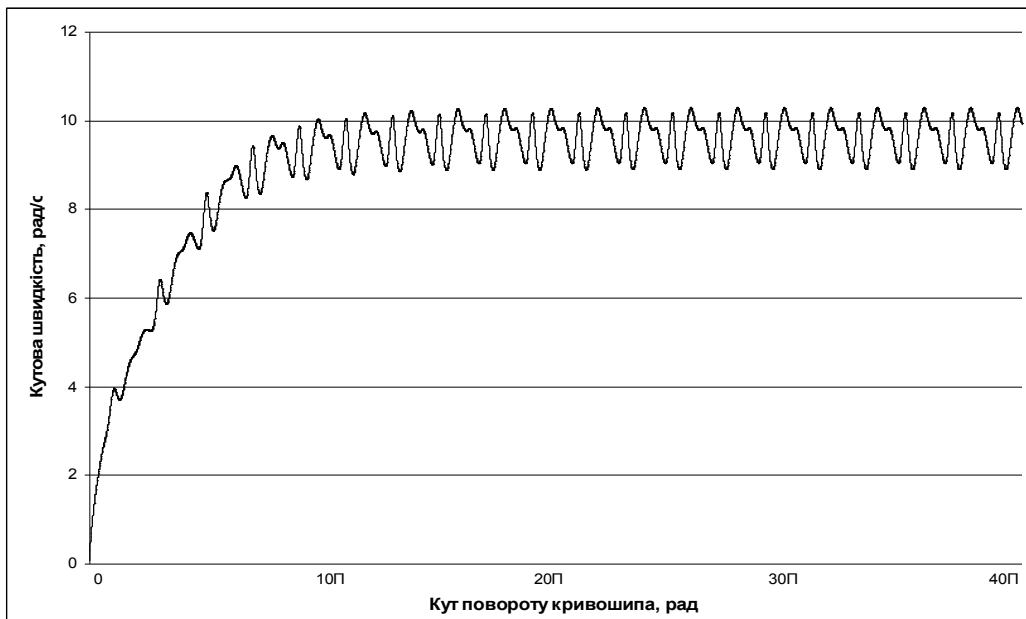


Рис. 6.45. Графік зміни кутової швидкості приводного вала установки

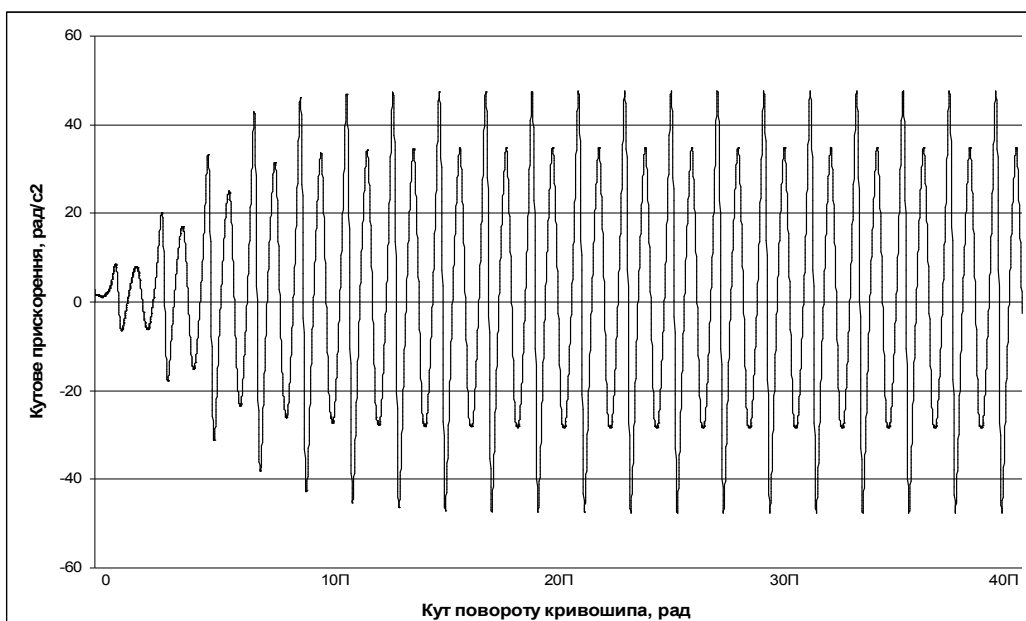


Рис. 6.46. Графік зміни кутового прискорення приводного вала установки

6.7. 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 [151]. На рис. 6.47 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_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 кривошипями, що жорстко закріплені на цьому валу і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\phi = \pi$, електродвигун 11, пружні муфти 12 та 14 та багатоступінчастий редуктор 13. Формувальний візок 1 приводиться в зворотно-поступальний рух від штоку 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.

На рис. 6.48 зображена кінематична схема приводного механізму для визначення переміщення, швидкості та прискорення формувального візка в залежності від кута повороту кривошипа ϕ [64].

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

$$x = r \cdot \left(1 - \frac{c}{r} + \sqrt{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \phi} \right); \quad (6.18)$$

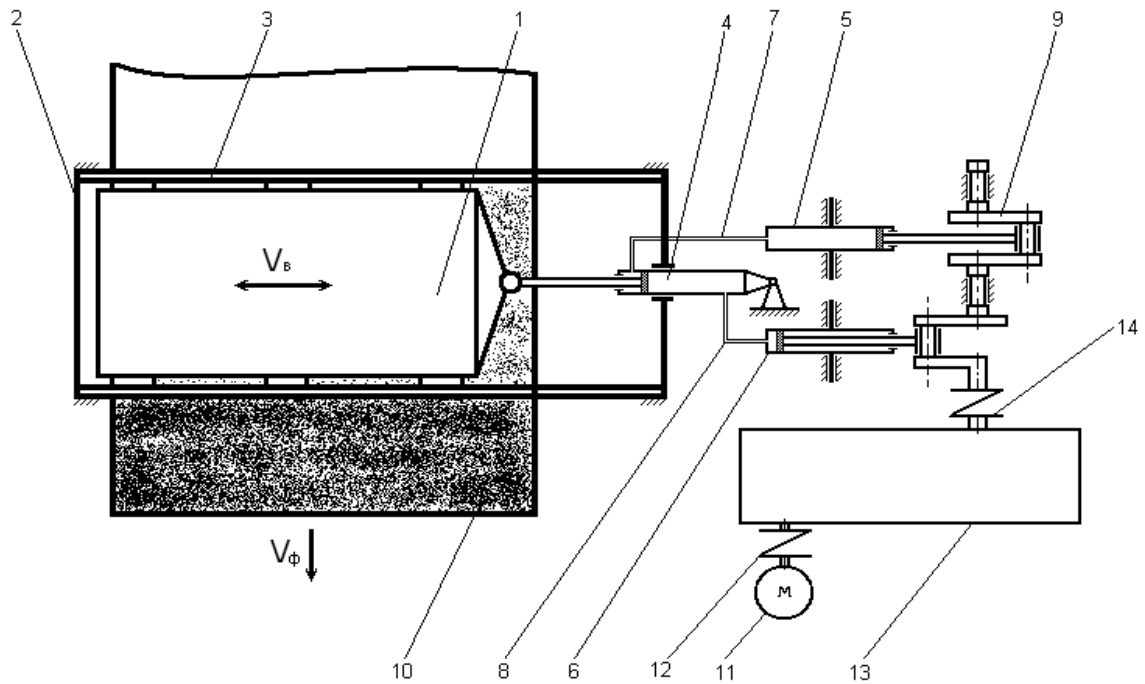


Рис. 6.47. Роликова формувальна установка з гідромеханічним приводом

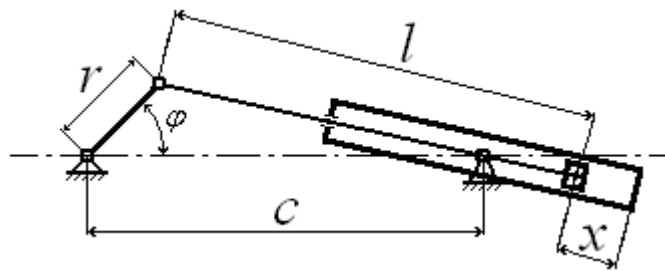


Рис. 6.48. Кінематична схема приводного механізму

$$\frac{\partial x}{\partial \phi} = r \cdot \frac{\sin \phi}{\sqrt{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \phi}}; \quad (6.19)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial \phi^2} = \frac{c}{\sqrt{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \phi}} \cdot \left(\cos \phi - \frac{\frac{c}{r} \cdot \sin^2 \phi}{1 + \frac{c^2}{r^2} - 2 \cdot \frac{c}{r} \cdot \cos \phi} \right), \quad (6.20)$$

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 (3.7) визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\phi)$ роликової формувальної установки з гідромеханічним приводом, який зображено на рис. 6.49 в залежності від кута повороту кривошипу.

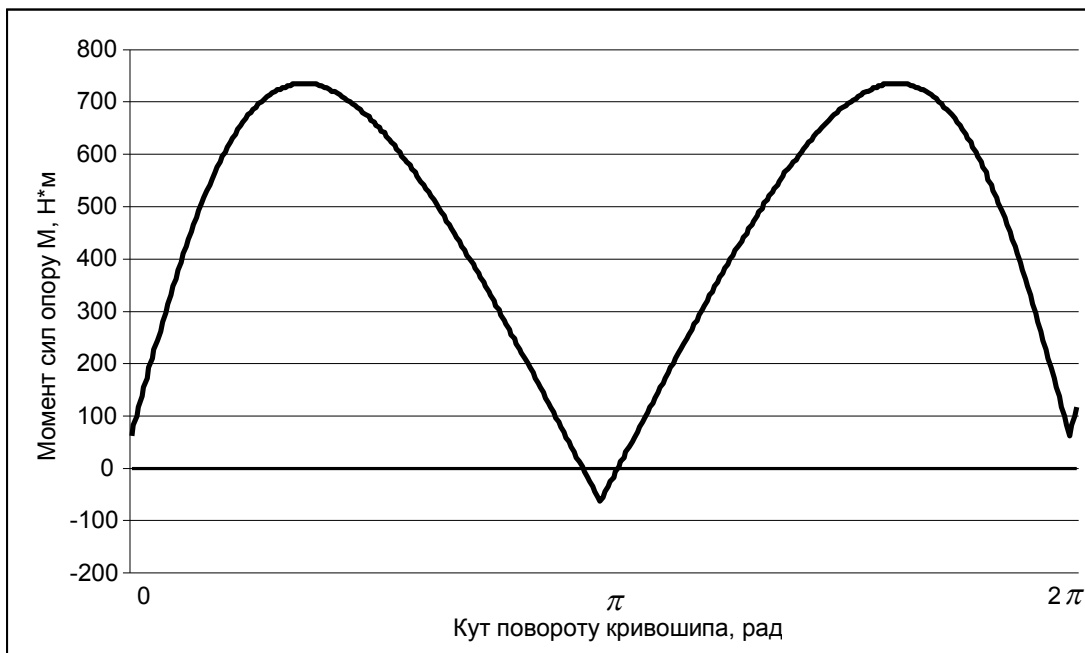


Рис. 6.49. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувального візка від кута повороту кривошипа

З графіка на рис. 6.49 за допомогою залежності (6.5) 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 (6.6) знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна, що дорівнює $P_n = 4,94 \text{ кВт}$.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А132S6У3** [194] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 101,05 \text{ рад/с}$, $\omega_{\text{кр}} = 87,16 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $I_{\text{об}} = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – 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; $M_{\text{кр}} = 136,075 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{\text{кр}}}{M_n} = 2,5$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [193] з номінальним передаваним моментом $M_{\text{мно}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $I_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передаточним числом $i_{\text{пр}} = 9,8$ і моментом інерції $I_{\text{ред}} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за допомогою залежностей (6.7) та (6.8) побудована механічна характеристика та визначено рушійний момент на валу кривошипа.

За допомогою залежності (6.9) визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції роликівальної установи з гідромеханічним приводом і побудовано його графік в залежності від кута повороту кривошипа за цикл (рис. 6.50).

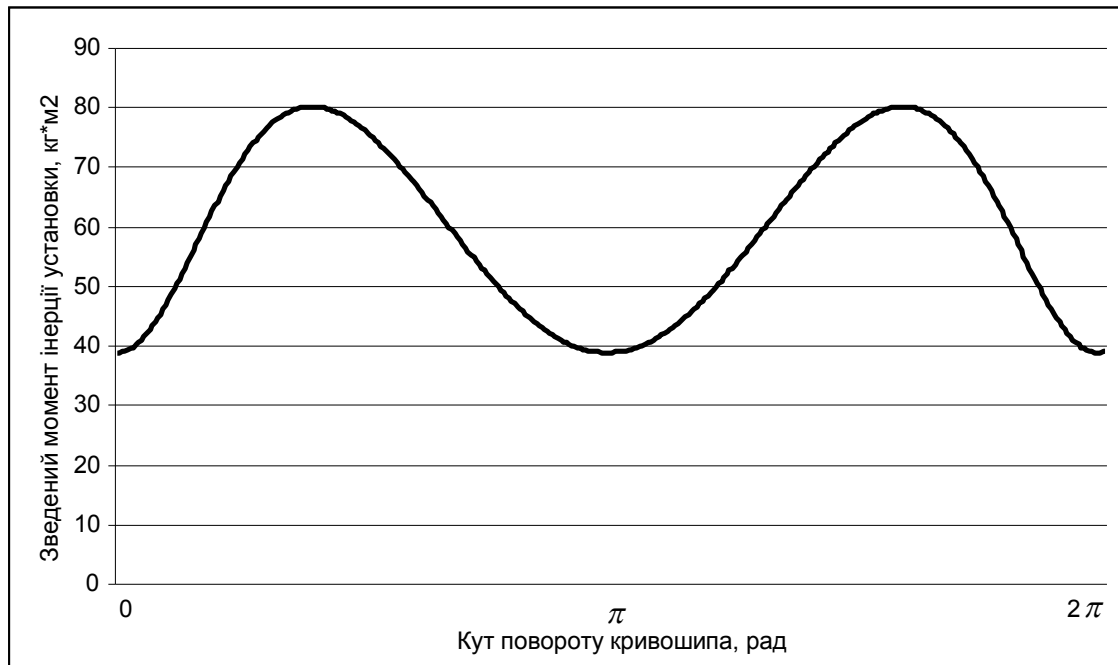


Рис. 6.50. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

Підставивши отримані залежності в рівняння (6.4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 6.51).

За допомогою залежностей (6.10) та (6.11) визначено час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} та кутове прискорення кривошипу, графік зміни якого зображено на рис. 6.52.

Проаналізувавши графіки на рис. 6.51 та 6.52, 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.

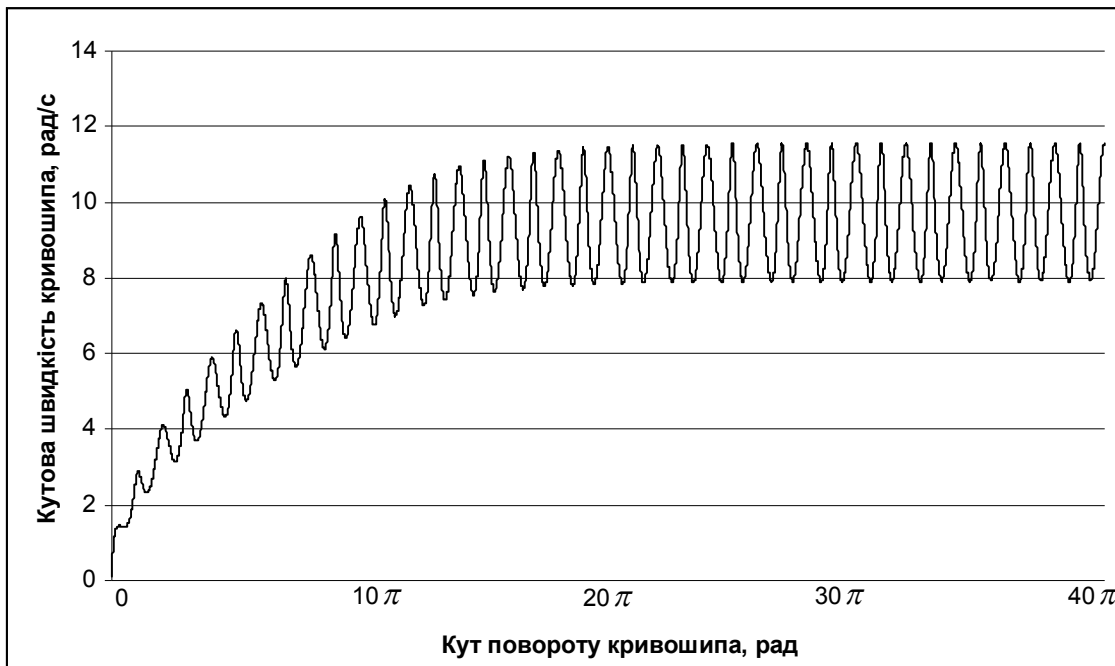


Рис. 6.51. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

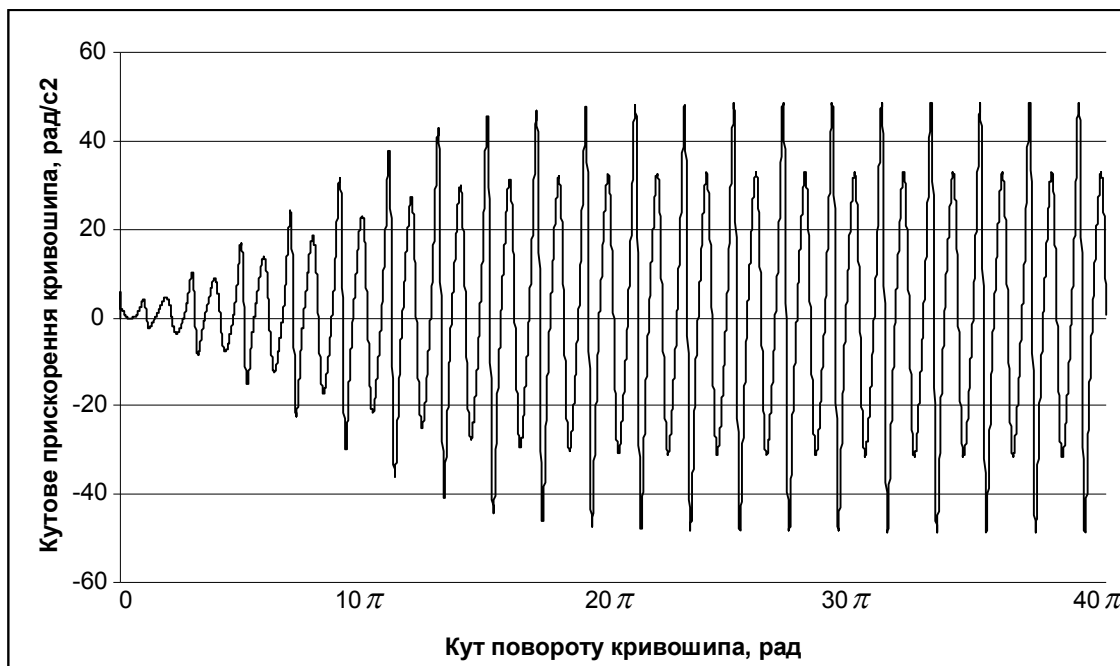


Рис. 6.52. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

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 $\omega_{\text{сеп}} = 9,886 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху, що визначається за допомогою залежності

(6.12), 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 (6.13) та (6.14) 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. 6.53, 6.54).

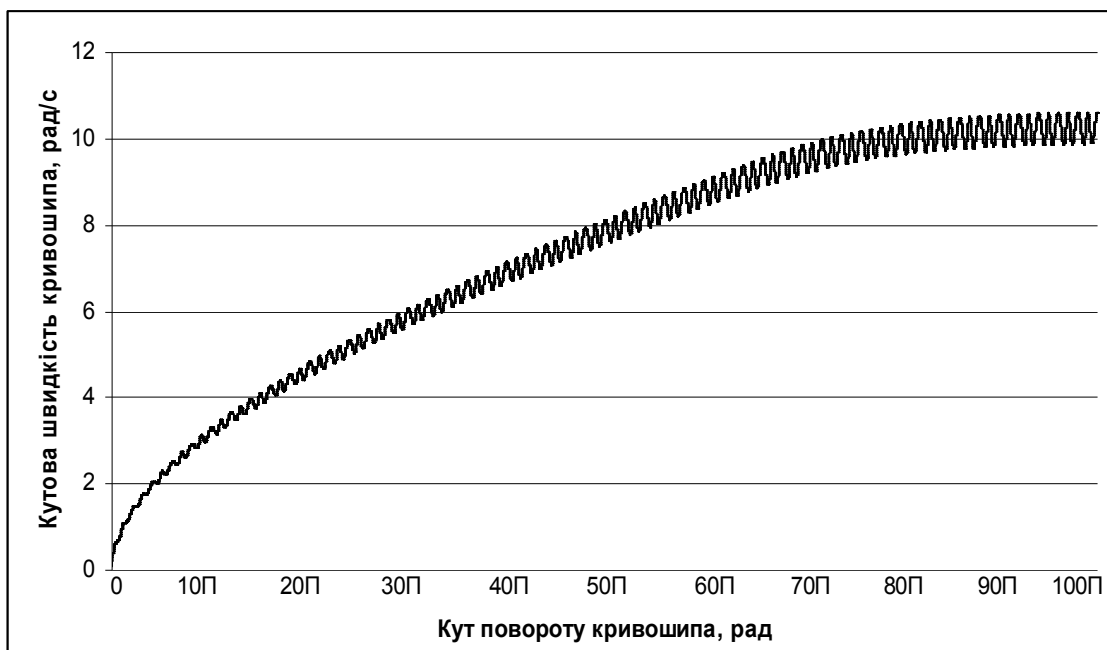


Рис. 6.53. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки з застосуванням маховика від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 6.53 та 6.54, 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 ($H = 0,0895$, $k_p = 0,0939$).

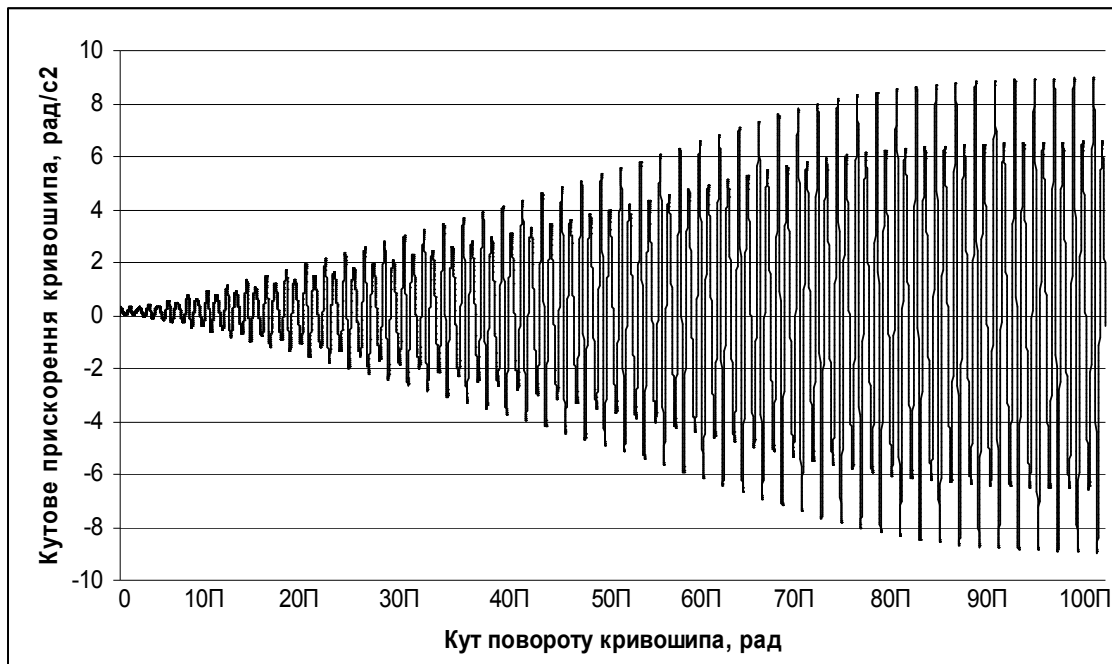


Рис. 6.54. Графік зміни кутового прискорення кривошипа з застосуванням маховика від кута його повороту

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 6.8).

На основі даних таблиці 6.8 побудовано графіки зміни коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від моменту інерції маховика (рис. 6.55-6.57).

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.

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.

Таблиця 6.8

Результати розрахунків

I_M , кг·м ²	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сеп}}$, рад/с	δ	ε_{\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

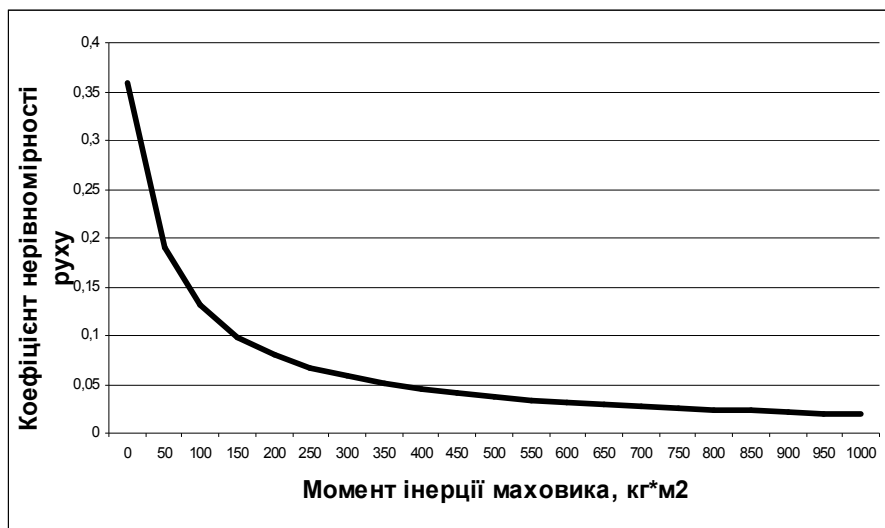


Рис. 6.55. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

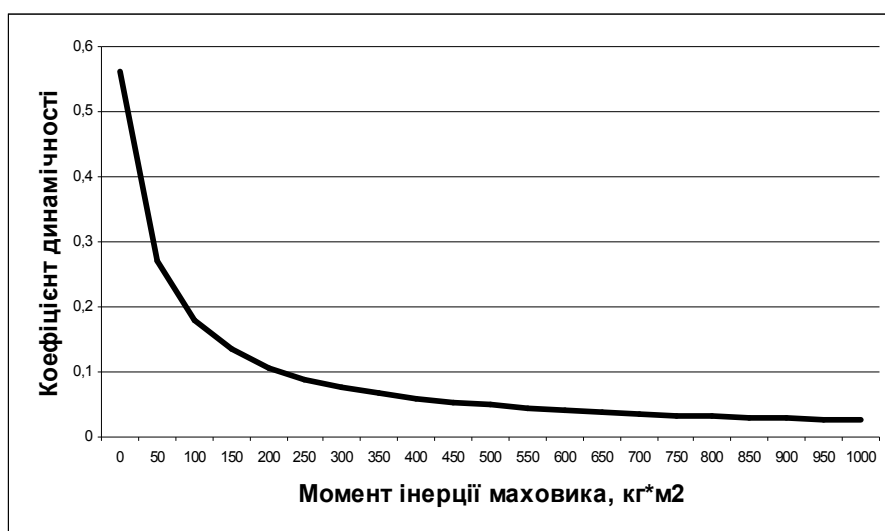


Рис. 6.56. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика

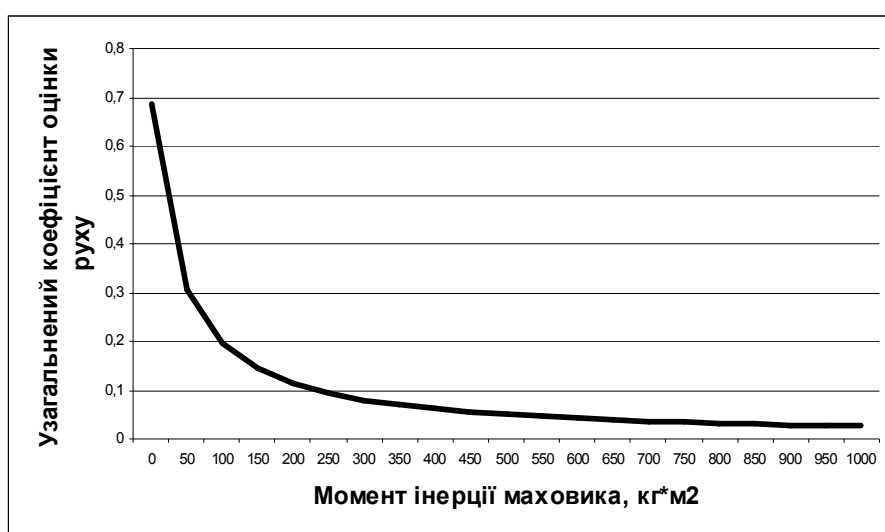


Рис. 6.57. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

РОЗДІЛ 7

ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

7.1. Динамічне зрівноваження приводного механізму роликів формувальної установки з рекуперативним приводом

При роботі роликів формувальної установки в її елементах крім сил тяжіння та сил опору на переміщення формувальних візків виникають також сили інерції [79], що створюють додаткові навантаження на приводний механізм. Тому актуальною є задача зрівноваження приводного механізму машин роликів формування.

На рис. 7.1 зображено кінематичну схему роликів формувальної установки з рекуперативним приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії (рис. 2.3). На даній кінематичній схемі r – радіус кривошипів 5 та 6; l – довжина шатунів 3 та 4; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення одного кривошипу відносно іншого; x_1 та x_2 – координати центрів мас першого 1 та другого 2 візків відповідно; β_1 та β_2 – кутові координати, які визначають положення шатунів першого та другого візків відносно горизонталі.

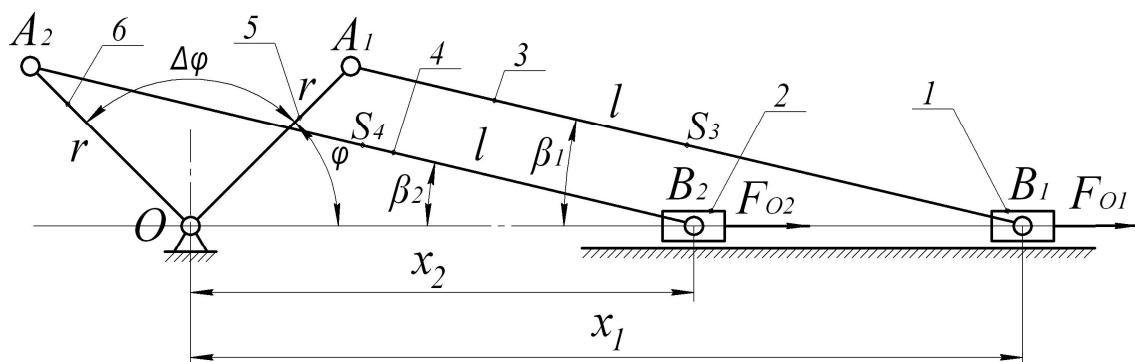


Рис. 7.1. Кінематична схема установки

З рис. 7.1 визначаємо координати центрів мас візків:

– для першого візка:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \beta_1, \quad (7.1)$$

де r – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; β_1 – кутова координата, яка визначає положення шатуна першого візка відносно горизонталі.

Оскільки кут β_1 невідомий, його можна визначити в залежності від довжини шатуна l , радіуса кривошипа r та кутової координати кривошипа φ :

$$r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta_1 \rightarrow \sin \beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi .$$

Звідси

$$\cos \beta_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_1} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} .$$

Тоді

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} . \quad (7.2)$$

– для другого візка:

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2 , \quad (7.3)$$

де $\Delta\varphi$ – кут зміщення одного кривошипу відносно іншого; β_2 – кутова координата, яка визначає положення шатуна другого візка відносно горизонталі.

Значення кута β_2 визначаємо по аналогії з першим випадком:

$$r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2 \rightarrow \sin \beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) .$$

Звідси

$$\cos \beta_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)} .$$

Тоді

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)} . \quad (7.4)$$

З виразів (7.2) та (7.4) отримуємо функції зміни швидкостей центрів мас формувальних візків:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} ; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} , \quad (7.5)$$

де $\dot{\varphi} = \omega$ – кутова швидкість обертання кривошипів; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас відповідно візків 1 та 2, які визначаються наступними виразами:

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad (7.6)$$

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

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

$$\ddot{x}_1 = \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}, \quad (7.7)$$

де $\ddot{\varphi} = \varepsilon$ – кутове прискорення кривошипів; $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$; $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас відповідно візків 1 та 2, що визначаються наступними виразами:

$$\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} = -r \cdot \left[\cos \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 \varphi - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right];$$

$$\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2(\varphi + \Delta\varphi) - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \right)^{\frac{3}{2}}} \right]. \quad (7.8)$$

Кінетична енергія всієї системи визначається як сума кінетичних енергій складових приводного механізму та формувальних візків:

$$T = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{J_{S_3} \cdot \dot{\beta}_1^2}{2} + \frac{m_3 \cdot (\dot{x}_{S_3}^2 + \dot{y}_{S_3}^2)}{2} + \frac{J_{S_4} \cdot \dot{\beta}_2^2}{2} + \frac{m_4 \cdot (\dot{x}_{S_4}^2 + \dot{y}_{S_4}^2)}{2}, \quad (7.9)$$

де J_p – зведений до осі обертання приводного вала момент інерції приводного механізму (із врахуванням ротора двигуна, передавального механізму та з'єднувальних муфт); m_1 та m_2 – маси формувальних візків 1 та 2 відповідно (маси формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m$); m_3 , m_4 , J_{S_3} та J_{S_4} – маси шатунів 3 і 4 та їхні власні моменти інерції відносно центрів мас; $\dot{\beta}_1$ та $\dot{\beta}_2$ – кутові швидкості шатунів 3 та 4; \dot{x}_{S_3} , \dot{y}_{S_3} , \dot{x}_{S_4} та \dot{y}_{S_4} – лінійні швидкості центрів мас шатунів 3 та 4.

Оскільки маси шатунів 3 та 4 значно менші за маси формувальних візків 1 та 2, то можемо знехтувати цими масами і, відповідно, нехтуємо кінетичною енергією вказаних шатунів. Тоді значення кінетичної енергії установки будемо мати у вигляді:

$$T = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_2^2}{2} = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m}{2} \cdot \left[\dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right], \quad (7.10)$$

або:

$$T = \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\}. \quad (7.11)$$

Складемо рівняння руху роликової формувальної установки. Для цього використаємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \quad (7.12)$$

де t – час; φ – кутова координата положення кривошипа, яка прийнята за узагальнену координату; Q_φ – узагальнена сила, яка відповідає цій узагальненій координаті.

Узагальнена сила визначається залежністю:

$$Q_\varphi = M_p - F_{O1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_{O2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}. \quad (7.13)$$

Тут F_{O1} та F_{O2} – сили опору переміщенню формувальних візків 1 та 2; M_p – рушійний момент приводного двигуна, зведений до осі обертання кривошипа, який визначається за формулою Клосса:

$$M_p = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s}} \cdot u \cdot \eta; \quad (7.14)$$

$$s = 1 - \frac{\omega}{\omega_0} = 1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0}; \quad (7.15)$$

$$s_{кр} = 1 - \frac{\omega_{кр}}{\omega_0}, \quad (7.16)$$

де $M_{кр}$ – критичний момент на валу двигуна; s та $s_{кр}$ – ковзання та його критичне значення; ω та ω_0 – кутова швидкість ротора двигуна та її синхронне значення; u – передаточне число передавального механізму від двигуна до приводного вала; η – ККД приводного механізму.

Після підстановки залежностей (7.11) та (7.13)-(7.16) в рівняння (7.12), отримаємо [79]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right); & \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= \dot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= \ddot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\} + 2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right); \\ \ddot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\} + \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) &= \\ &= \frac{2 \cdot M_{кр}}{1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0} + \frac{1 - \frac{\omega_{кр}}{\omega_0}}{1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0}}} \cdot u \cdot \eta - F_{O1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_{O2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}. \end{aligned} \quad (7.17)$$

Отримане рівняння являє собою нелінійне диференціальне рівняння другого порядку, яке необхідно розв'язувати чисельним методом. В результаті розв'язку рівняння (7.17) отримуємо залежності:

$$\varphi = \varphi(t); \quad \dot{\varphi} = \dot{\varphi}(t); \quad \ddot{\varphi} = \ddot{\varphi}(t). \quad (7.18)$$

При динамічному аналізі швидкохідних механізмів, до яких відноситься роликівна формувальна установка, необхідно розв'язувати дві задачі динамічного врівноваження:

1. врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок;
2. врівноваження приведенного до осі обертання приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції.

Для вирішення першої задачі необхідно, щоб центр мас рухомих ланок роликівної формувальної установки (формувальних візків) не зміщувався, тобто для роликівної формувальної установки, візки якої рухаються вздовж осі x , повинна виконуватись умова:

$$x_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2}{m_1 + m_2} = const. \quad (7.19)$$

Диференціюючи двічі за часом залежність (7.19), отримаємо:

$$\ddot{x}_c = \frac{m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2}{m_1 + m_2} = 0. \quad (7.20)$$

Вираз (7.20) можна записати в наступному вигляді:

$$F_{ic} = m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 = m_1 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right) + m_2 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) = 0, \quad (7.21)$$

де F_{ic} – сумарна сила інерції, зведена до центра мас рухомих ланок установки від дії сил інерції окремих візків.

Якщо врахувати, що $m_1 = m_2 = m$, то будемо мати:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) \right] = 0. \quad (7.22)$$

Якщо умова (7.21) чи (7.22) не виконується, то має місце невірноваженість сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути сумарне значення сил інерції формувальної установки:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) \right]. \quad (7.23)$$

За один цикл руху роликівної формувальної установки (один оберт кривошипа) нерівномірність сил інерції може бути оцінена максимальним

значенням сили інерції, зведеної до центра мас установки $F_{ic \max}$ або його середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} F_{ic}^2 dt} = \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\ddot{\phi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} + \frac{\partial x_2}{\partial \phi} \right) + \dot{\phi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} \right) \right]^2 dt}, \quad (7.24)$$

де $t_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n}$ – тривалість циклу руху роликів формувальної установки; ω_n – номінальне значення кутової швидкості приводного вала установки.

В деяких випадках доцільно оцінювати неврівноваженість сил інерції, що діють на ланки формувальної установки, за допомогою безрозмірного критерію, який може бути представлений відношенням середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок. Цей критерій можна представити в наступному вигляді:

$$k_{F_i} = \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\ddot{\phi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} + \frac{\partial x_2}{\partial \phi} \right) + \dot{\phi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} \right) \right]^2 dt}{\left(\ddot{\phi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \phi} + \dot{\phi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\phi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \phi} + \dot{\phi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} \right)^2}}. \quad (7.25)$$

Для забезпечення рівноваження зведеного до приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, необхідно виконати умову:

$$T = const \quad \text{або} \quad \frac{\partial T}{\partial \phi} = 0. \quad (7.26)$$

Якщо умова (7.26) не виконується, то має місце неврівноваженість зведеного до приводного валу крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Критерієм цієї неврівноваженості може бути значення крутного моменту, яке визначається залежністю:

$$M_i = \frac{\partial T}{\partial \phi} = m \cdot \left(\dot{x}_1 \cdot \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial \phi} + \dot{x}_2 \cdot \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \phi} \right) = m \cdot \dot{\phi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \phi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} \right). \quad (7.27)$$

За один цикл руху роликів формувальної установки неврівноваженість зведеного до приводного валу крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, може бути оцінена його максимальним значенням $M_{i \max}$ або середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\begin{aligned}\overline{M}_i &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} m^2 \cdot \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt} = \\ &= m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}.\end{aligned}\quad (7.28)$$

Оцінімо також невірноваженість крутного моменту від дії сил інерції за допомогою безрозмірного критерію, який представимо відношенням середньоквадратичних значень моменту сил інерції всього механізму і складових моменту сил інерції від окремих елементів установки. Такий критерій має вигляд:

$$\begin{aligned}k_{M_i} &= \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}} dt = \\ &= \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}} dt}.\end{aligned}\quad (7.29)$$

Для роликової формувальної установки з рекупераційним приводом з параметрами [182]: $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; $m_1 = m_2 = m = 1000 \text{ кг}$; $J_p = 47,76 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$; $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$; $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$; $M_{кр} = 215,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $s_{кр} = 0,0933$; $u = 9,8$; $\eta = 0,9$; $F_{O1} = 3562 \text{ Н}$; $F_{O2} = 3562 \text{ Н}$ визначені значення сумарної сили інерції F_{ic} та крутного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$) при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ (80^0 , 90^0 , 100^0 , 160^0 , 180^0 , 200^0), графіки зміни яких зображено на рис. 7.2 та 7.3. Знайдено також максимальні $F_{ic \max}$ і $M_{i \max}$ та середньоквадратичні \overline{F}_{ic} і \overline{M}_i значення сил інерції та моментів від сил інерції для різних значень кута $\Delta\varphi$. Результати обчислень занесені до таблиці 7.1. Також в таблиці 7.1 наведені значення безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} , які визначені за формулами (7.25) та (7.29). За даними таблиці 7.1 побудовано графіки зміни максимальних $F_{ic \max}$ і $M_{i \max}$ та середньоквадратичних \overline{F}_{ic} і \overline{M}_i значень сил інерції та

моментів від сил інерції в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$ (рис. 7.4 та 7.5). На рис. 7.6 представлено графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$. При визначенні описаних вище характеристик установки використовувались значення кутової швидкості обертання приводного вала $\dot{\varphi}$ та його кутового прискорення $\ddot{\varphi}$ для кожного значення кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$, що були визначені за методикою, описаною в підрозділі 6.2.

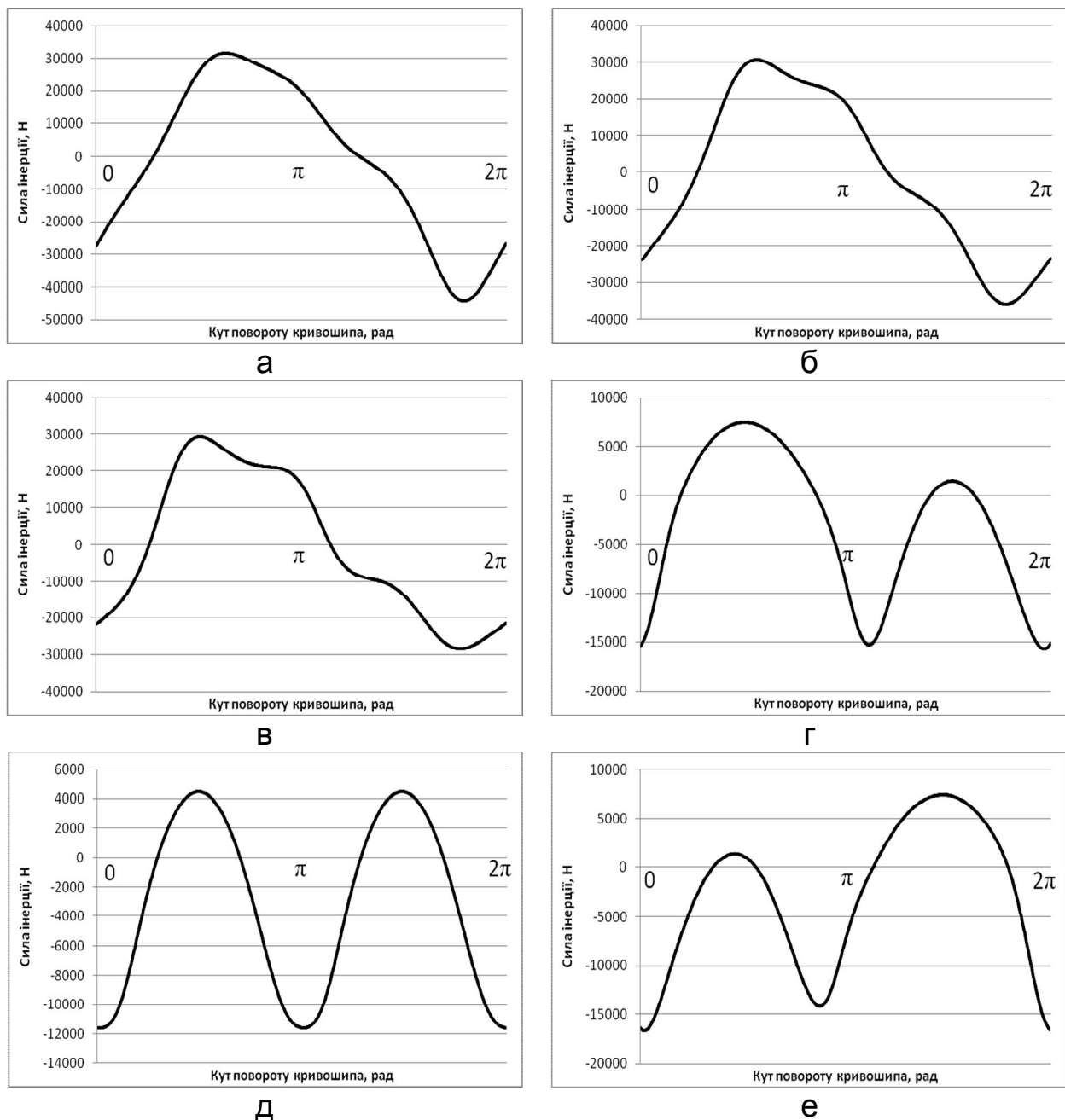


Рис. 7.2. Графіки зміни сумарної сили інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$: а – 80° ; б – 90° ; в – 100° ; г – 160° ; д – 180° ; е – 200°

Таблица 7.1

Результати обчислень

$\Delta\varphi$	$F_{ic\max}, H$	$M_{i\max}, H \cdot m$	\bar{F}_{ic}, H	$\bar{M}_i, H \cdot m$	k_{F_i}	k_{M_i}
0	57325	2882,9	22478,8	1918,8	1,414	1,504
10	57482	2918,8	22631,6	1918,3	1,3181	1,4818
20	57814	2903,5	23030,1	1908,9	1,2315	1,4209
30	58013	2820,1	23589,4	1877,8	1,1637	1,3363
40	57924	2897,1	24296,5	1814,0	1,1101	1,2248
50	57466	2940,2	25165,0	1706,9	1,0701	1,0766
60	55893	2880,5	25893,0	1528,7	1,0423	0,8912
70	51560	2580,1	25613,6	1241,9	1,0226	0,6699
80	44207	1991,1	23968,3	891,7	1,0082	0,4413
90	35946	1274,2	21749,7	662,7	0,9983	0,3089
100	29239	1753,9	19579,8	763,1	0,9905	0,3977
110	26747	2179,3	17396,7	1077,8	0,9819	0,6057
120	22849	2460,8	14992,1	1387,6	0,9719	0,8243
130	19183	2594,1	12670,6	1605,8	0,9591	1,0139
140	18560	2648,1	10713,8	1745,8	0,9358	1,1771
150	17452	2717,4	9090,2	1829,1	0,8862	1,3147
160	15687	2770,2	7781,8	1872,6	0,8478	1,4208
170	13469	2788,8	6881,9	1891,3	0,8543	1,4876
180	11589	2745,3	6552,6	1896,1	0,8583	1,5116
190	14144	2779,3	6876,9	1891,0	0,8491	1,4917
200	16646	2791,6	7761,1	1872,4	0,8418	1,4271
210	18307	2753,3	9042,9	1829,5	0,8702	1,3231
270	36644	1256,2	21922,1	659,1	0,9968	0,3085

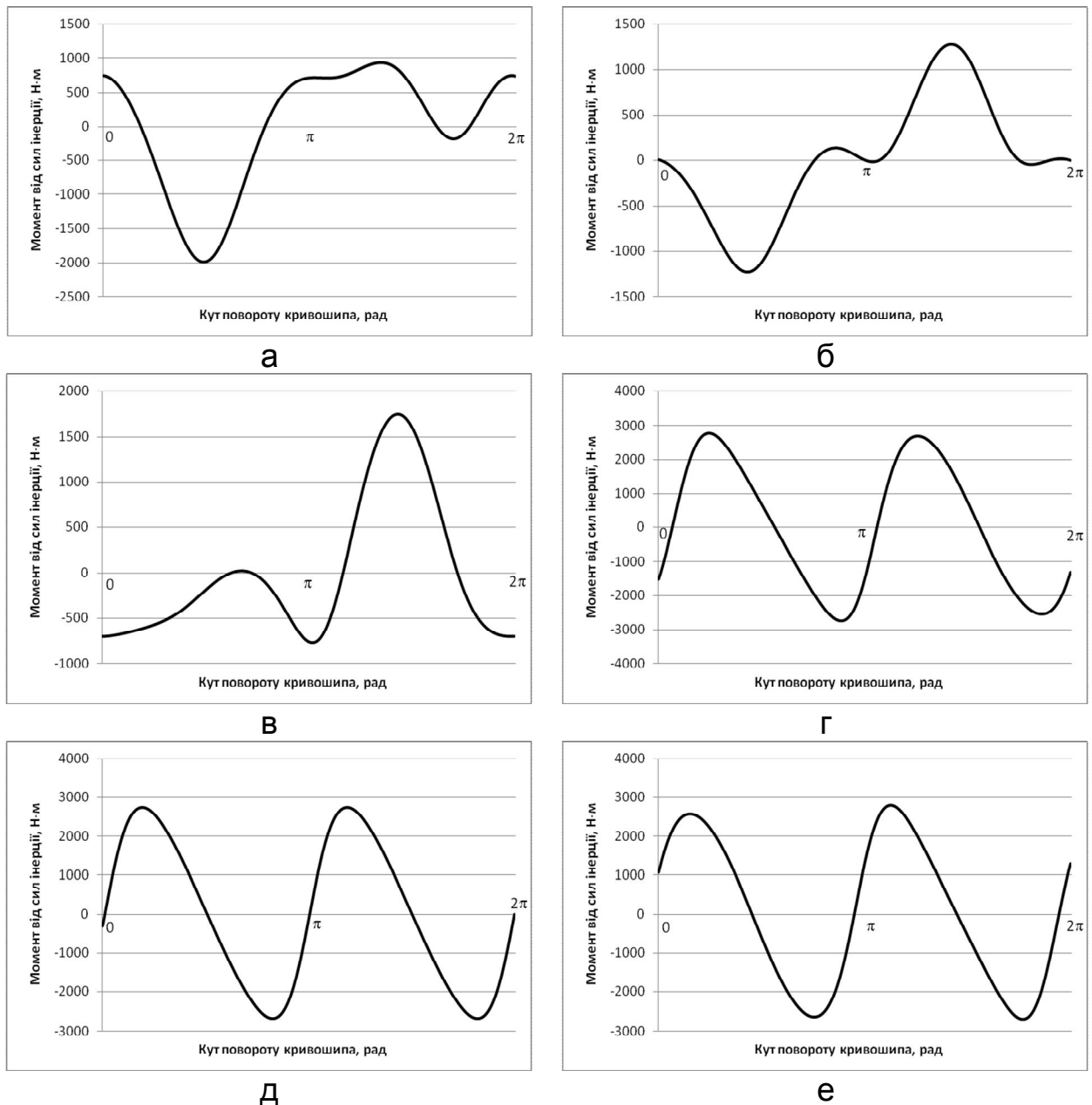
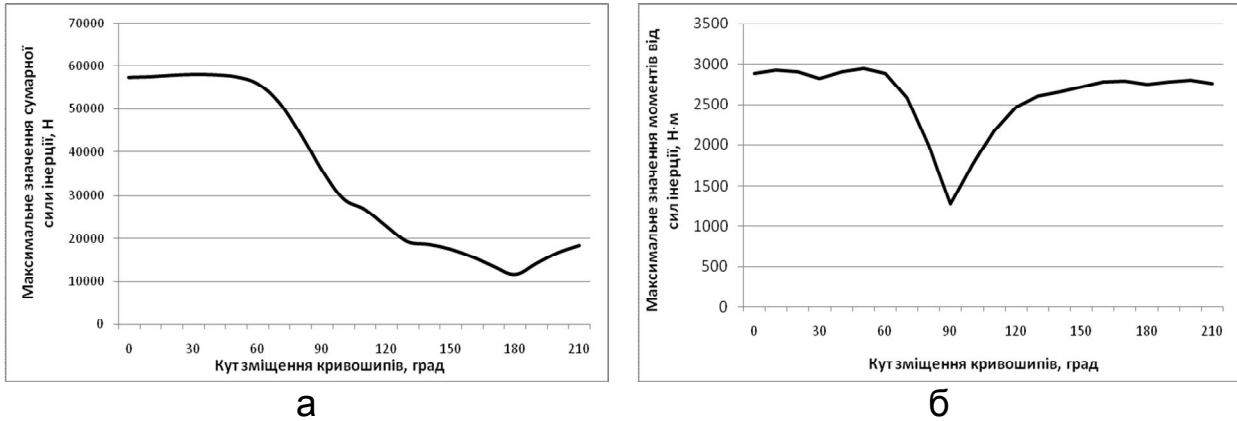


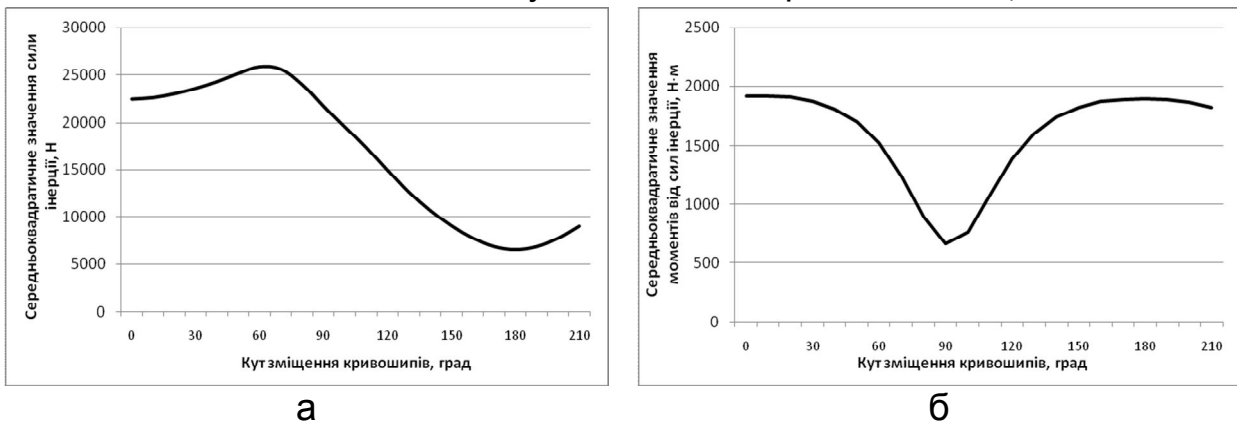
Рис. 7.3. Графіки зміни сумарного моменту від сил інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$: а – 80° ; б – 90° ; в – 100° ; г – 160° ; д – 180° ; е – 200°

Аналізуючи дані таблиці 7.1 та графіки на рис. 7.4-7.6, можна зробити висновок, що максимальне значення сумарної сили інерції $F_{ic \max}$ та її середньоквадратичне значення \bar{F}_{ic} спочатку збільшуються при значеннях кута зміщення кривошипів від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 60^\circ$, а потім зменшуються і набувають мінімального значення при $\Delta\varphi = 180^\circ$; безрозмірний коефіцієнт k_{F_i} постійно зменшується при збільшенні кута зміщенні кривошипів і приймає міні-

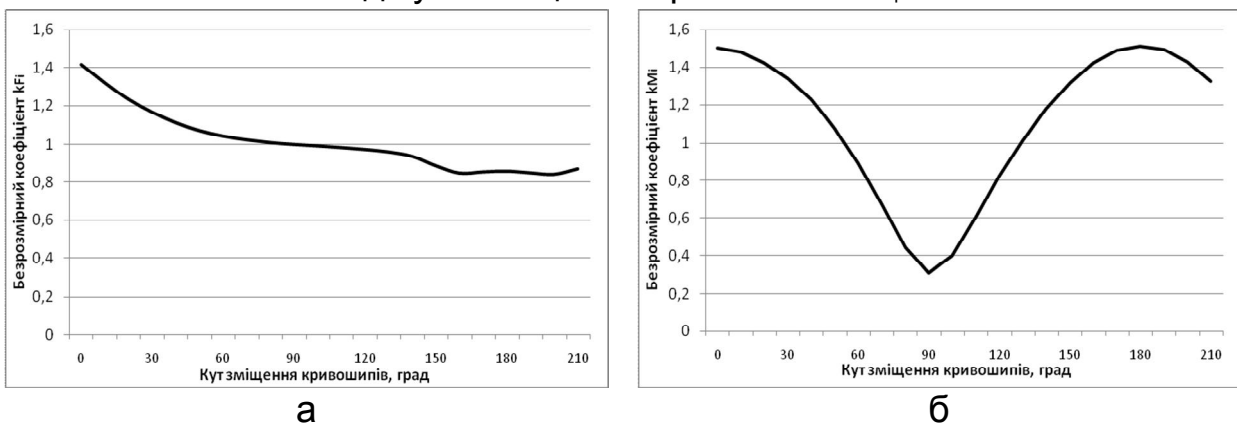
мальне значення при зміщенні кривошипів в межах від $\Delta\varphi = 160^{\circ}$ до $\Delta\varphi = 200^{\circ}$; максимальне значення моменту від сил інерції, його середньоквадратичне значення та безрозмірний коефіцієнт k_{M_i} набувають свого мінімуму при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^{\circ}$ та $\Delta\varphi = 270^{\circ}$.



а б
Рис. 7.4. Графіки зміни максимальних значень сил інерції $F_{ic\max}$ (а) та моментів від сил інерції $M_{i\max}$ (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$



а б
Рис. 7.5. Графіки зміни середньоквадратичних значень сил інерції \bar{F}_{ic} (а) та моментів від сил інерції \bar{M}_i (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$



а б
Рис. 7.6. Графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} (а) та k_{M_i} (б) в залежності від кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$

7.2. Динамічне зрівноваження приводного механізму роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом

Для роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки (рис. 2.10) за аналогією з підрозділом 6.1 записано умову, при якій центр мас рухомих ланок роликів формувальної установки (формувальних візків) не зміщується, тобто:

$$x_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 + m_3 \cdot x_3}{m_1 + m_2 + m_3} = \text{const}. \quad (7.30)$$

Диференціюючи двічі за часом залежність (7.30), отримаємо:

$$\ddot{x}_c = \frac{m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3}{m_1 + m_2 + m_3} = 0. \quad (7.31)$$

Вираз (7.31) можна записати в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} F_{ic} &= m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3 = \\ &= m_1 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right) + m_2 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) + m_3 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) = 0, \end{aligned} \quad (7.32)$$

де F_{ic} – сумарна сила інерції, зведена до центра мас рухомих ланок установки від дії сил інерції окремих візків.

Якщо врахувати, що $m_1 = m_2 = m_3 = m$, то будемо мати:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right] = 0. \quad (7.33)$$

Якщо умова (7.32) чи (7.33) не виконується, то має місце невірноваженість сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути сумарне значення сил інерції формувальної установки:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right]. \quad (7.34)$$

За один цикл руху роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки (один оберт кривошипа) нерівномірність сил інерції може бути оцінена максимальним значенням сили інерції, зведеної до центра мас установки $F_{ic\max}$ або його середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} F_{ic}^2 dt} = \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2 dt}, \quad (7.35)$$

де $t_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n}$ – тривалість циклу руху роликів формувальної установки; ω_n – номінальне значення кутової швидкості приводного вала установки.

В деяких випадках доцільно оцінювати невідношення сил інерції, що діють на ланки формувальної установки, за допомогою безрозмірного критерію, який може бути представлений відношенням середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок. Цей критерій можна представити в наступному вигляді:

$$k_{F_i} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2}{\left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2} dt}. \quad (7.36)$$

Для забезпечення врівноваження зведеного до приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, необхідно виконати умову (7.26). Якщо умова (7.26) не виконується, то має місце невідношення зведеного до приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Критерієм цієї невідношеності може бути значення крутного моменту, яке визначається залежністю:

$$M_i = \frac{\partial T}{\partial \varphi} = m \cdot \left(\dot{x}_1 \cdot \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial \varphi} + \dot{x}_2 \cdot \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \varphi} + \dot{x}_3 \cdot \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \varphi} \right) = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right). \quad (7.37)$$

За один цикл руху роликів формувальної установки невідношення зведеного до приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, може бути оцінена його максимальним значенням $M_{i_{\max}}$ або середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\begin{aligned} \bar{M}_i &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} m^2 \cdot \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt} = \\ &= m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}. \end{aligned} \quad (7.38)$$

Оцінімо також невірноваженість крутного моменту від дії сил інерції за допомогою безрозмірного критерію, який представимо відношенням середньоквадратичних значень моменту сил інерції всього механізму і складових моменту сил інерції від окремих елементів роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки. Такий критерій має вигляд:

$$k_{M_i} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2}{\dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2}} dt =$$

$$= \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2}{\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2}} dt. \quad (7.39)$$

Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом з параметрами [182]: $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; $m_1 = m_2 = m_3 = m = 1000 \text{ кг}$; $J_p = 52,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$; $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$; $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$; $M_{кр} = 293,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $s_{кр} = 0,0933$; $u = 9,8$; $\eta = 0,9$; $F_{O1} = 3562 \text{ Н}$; $F_{O2} = 3562 \text{ Н}$; $F_{O3} = 3562 \text{ Н}$ визначені значення сумарної сили інерції F_{ic} та крутного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$), графіки зміни яких зображено на рис. 7.7.

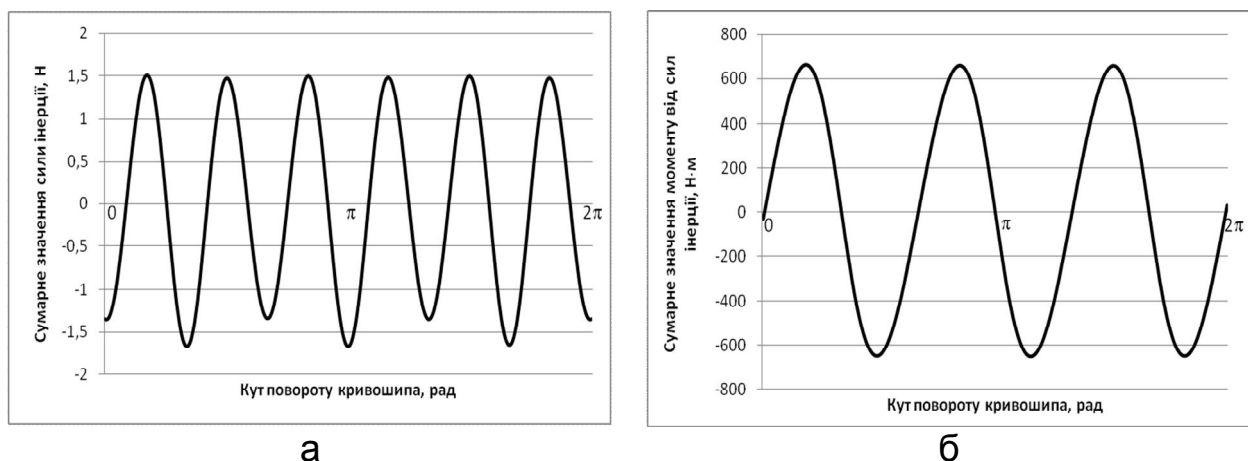


Рис. 7.7. Графіки зміни сумарної сили інерції (а) та сумарного моменту від сил інерції (б) в залежності від кута повороту кривошипа установки з енергетично врівноваженим приводом

Знайдено також максимальні та середньоквадратичні значення сил інерції та моментів від сил інерції, які дорівнюють $F_{ic\max} = 1,67\text{ Н}$, $M_{i\max} = 6639\text{ Н}\cdot\text{м}$, $\bar{F}_{ic} = 1,06\text{ Н}$, $\bar{M}_i = 462,8\text{ Н}\cdot\text{м}$. Також визначено величини безрозмірних коефіцієнтів $k_{F_i} = 0,0000413$ та $k_{M_i} = 0,17954$. При визначенні описаних вище характеристик установки використовувались значення кутової швидкості обертання приводного вала $\dot{\varphi}$ та його кутового прискорення $\ddot{\varphi}$, що були визначені за методикою, описаною в підрозділі 6.3.

7.3. Динамічне зрівноваження приводного механізму роликової формувальної установки з зрівноваженим приводом

Для роликової формувальної установки з зрівноваженим приводом на чотири формувальні візки (рис. 2.11) за аналогією з підрозділами 7.1 та 7.2 записано умову, при якій центр мас рухомих ланок роликової формувальної установки (формувальних візків) не зміщується, тобто:

$$x_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 + m_3 \cdot x_3 + m_4 \cdot x_4}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4} = \text{const} . \quad (7.40)$$

Диференціюючи двічі за часом залежність (7.40), отримаємо:

$$\ddot{x}_c = \frac{m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3 + m_4 \cdot \ddot{x}_4}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4} = 0 . \quad (7.41)$$

Вираз (7.41) можна записати в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} F_{ic} &= m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3 + m_4 \cdot \ddot{x}_4 = \\ &= m_1 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right) + m_2 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) + \\ &+ m_3 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) + m_4 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) = 0 . \end{aligned} \quad (7.42)$$

де F_{ic} – сумарна сила інерції, зведена до центра мас рухомих ланок установки від дії сил інерції окремих візків.

Якщо врахувати, що $m_1 = m_2 = m_3 = m$, то будемо мати:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right) \right] = 0 . \quad (7.43)$$

Якщо умова (7.42) чи (7.43) не виконується, то має місце нерівноваженість сил інерції. Критерієм цієї нерівноваженості може бути сумарне значення сил інерції формувальної установки:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{\phi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} + \frac{\partial x_2}{\partial \phi} + \frac{\partial x_3}{\partial \phi} + \frac{\partial x_4}{\partial \phi} \right) + \dot{\phi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \phi^2} \right) \right]. \quad (7.44)$$

За один цикл руху роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки (один оберт кривошипа) нерівномірність сил інерції може бути оцінена максимальним значенням сили інерції, зведеної до центра мас установки $F_{ic_{max}}$ або його середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} F_{ic}^2 dt} = \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\ddot{\phi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} + \frac{\partial x_2}{\partial \phi} + \frac{\partial x_3}{\partial \phi} + \frac{\partial x_4}{\partial \phi} \right) + \dot{\phi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \phi^2} \right) \right]^2 dt}, \quad (7.45)$$

де $t_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n}$ – тривалість циклу руху роликової формувальної установки; ω_n – номінальне значення кутової швидкості приводного вала установки.

Безрозмірний критерій, який представлений відношенням середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок, має вигляд:

$$k_{F_i} = \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\ddot{\phi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \phi} + \frac{\partial x_2}{\partial \phi} + \frac{\partial x_3}{\partial \phi} + \frac{\partial x_4}{\partial \phi} \right) + \dot{\phi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 x_4}{\partial \phi^2} \right) \right]^2 dt}{\left[\left(\ddot{\phi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \phi} + \dot{\phi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \phi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\phi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \phi} + \dot{\phi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \phi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\phi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \phi} + \dot{\phi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \phi^2} \right)^2 + \left(\ddot{\phi} \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \phi} + \dot{\phi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \phi^2} \right)^2 \right]}}}. \quad (7.46)$$

Для забезпечення врівноваження зведеного до приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, необхідно виконати умову (7.26). Якщо умова (7.26) не виконується, то має місце нерівноваженість зведеного до приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Критерієм цієї нерівноваженості може бути значення крутного моменту, яке визначається залежністю:

$$\begin{aligned}
M_i &= \frac{\partial T}{\partial \varphi} = m \cdot \left(\dot{x}_1 \cdot \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial \varphi} + \dot{x}_2 \cdot \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \varphi} + \dot{x}_3 \cdot \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \varphi} + \dot{x}_4 \cdot \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \varphi} \right) = \\
&= m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right).
\end{aligned} \tag{7.47}$$

За один цикл руху роликової формувальної установки невірноваженість зведеного до приводного валу крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, оцінюємо його максимальним значенням $M_{i \max}$ або середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\begin{aligned}
\overline{M_i} &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} m^2 \cdot \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt} = \\
&= m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}.
\end{aligned} \tag{7.48}$$

Оцінюємо також невірноваженість крутного моменту від дії сил інерції за допомогою безрозмірного критерію, який представимо відношенням середньоквадратичних значень моменту сил інерції всього механізму і складових моменту сил інерції від окремих елементів роликової формувальної установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. Такий критерій має вигляд:

$$\begin{aligned}
k_{M_i} &= \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left(\dot{\varphi}^4 \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\varphi}^4 \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}} dt} = \\
&= \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left(\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_4}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}} dt}.
\end{aligned} \tag{7.49}$$

Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом з параметрами [182]: $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m = 1000 \text{ кг}$; $J_p = 72,92 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$; $\omega_u = 102,1 \text{ рад/с}$; $\omega_{kp} = 94,95 \text{ рад/с}$; $M_{kp} = 517,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $s_{kp} = 0,0933$; $u = 9,8$; $\eta = 0,9$; $F_{O1} = 3562 \text{ Н}$; $F_{O2} = 3562 \text{ Н}$; $F_{O3} = 3562 \text{ Н}$; $F_{O4} = 3562 \text{ Н}$ визначені значення сумарної сили інерції F_{ic} та кру-

тного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$), графіки зміни яких зображено на рис. 7.8.

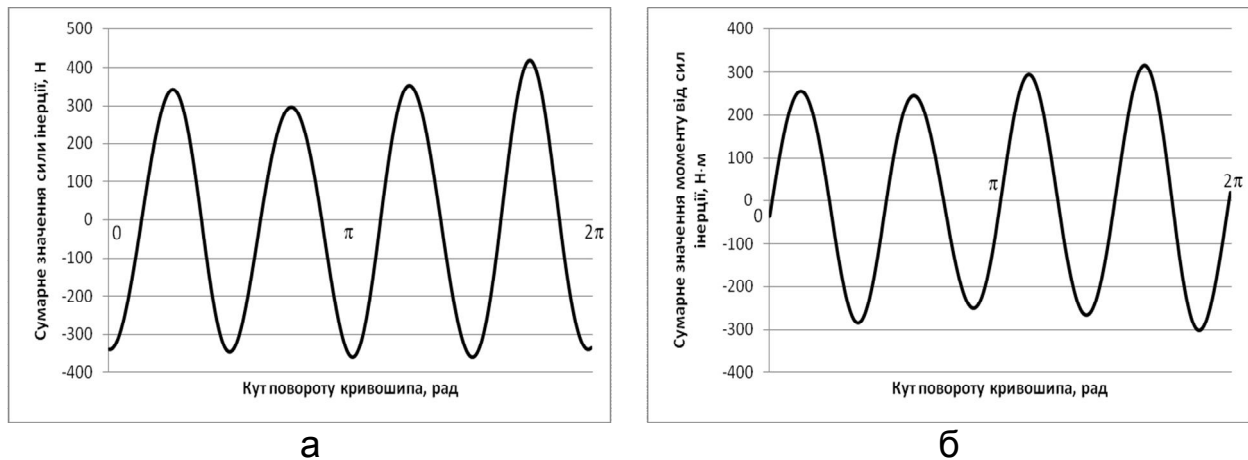


Рис. 7.8. Графіки зміни сумарної сили інерції (а) та сумарного моменту від сил інерції (б) в залежності від кута повороту кривошипа установки з врівноваженим приводом

Знайдено також максимальні та середньоквадратичні значення сил інерції та моментів від сил інерції, які дорівнюють $F_{ic\max} = 417,7\text{ Н}$, $M_{i\max} = 315,7\text{ Н}\cdot\text{м}$, $\bar{F}_{ic} = 249,3\text{ Н}$, $\bar{M}_i = 196,2\text{ Н}\cdot\text{м}$. Також визначено величини безрозмірних коефіцієнтів $k_{F_i} = 0,00792$ та $k_{M_i} = 0,0661$. При визначенні описаних вище характеристик установки використовувались значення кутової швидкості обертання приводного вала $\dot{\varphi}$ та його кутового прискорення $\ddot{\varphi}$, що були визначені за методикою, описаною в підрозділі 6.4.

7.4. Аналіз динамічного зрівноваження приводних механізмів роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами

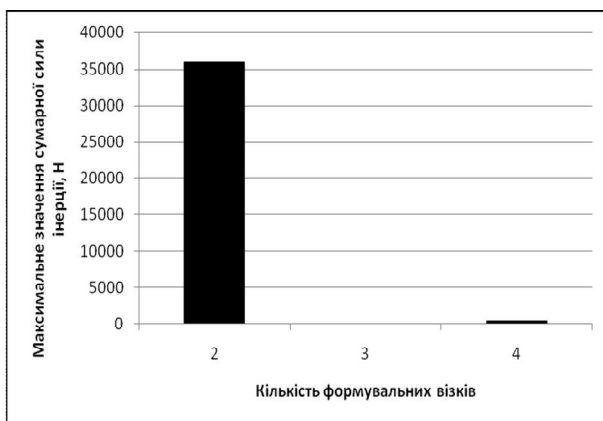
Отримані у підрозділах 7.1-7.3 результати динамічного зрівноваження приводних механізмів роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, рекупераційним приводом на два візки, енергетично врівноваженим приводом на три візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки представлені в таблиці 7.2.

Результати розрахунків

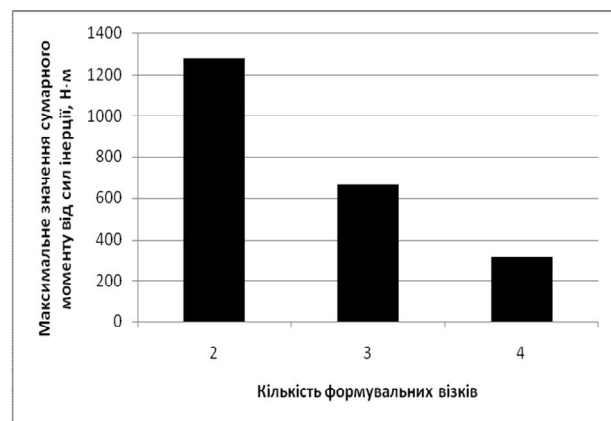
Установка з кількістю візків*	$F_{ic\max}, H$	$M_{i\max}, H \cdot m$	\bar{F}_{ic}, H	$\bar{M}_i, H \cdot m$	k_{F_i}	k_{M_i}
2	35946	1274,2	21749,7	662,7	0,9983	0,3089
3	1,67	663,9	1,06	462,8	0,0000413	0,17954
4	417,7	315,7	249,3	196,2	0,00792	0,0661

*Примітка. Кількість візків в установці: 2 – установка з рекупераційним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.

На основі даних таблиці 7.2 побудовано гістограми зміни максимального значення сумарної сили інерції $F_{ic\max}$ та крутного сумарного моменту від дії сил інерції $M_{i\max}$ (рис. 7.9), середньоквадратичні значення сумарної сили інерції \bar{F}_{ic} та крутного сумарного моменту від дії сил інерції \bar{M}_i (рис. 7.10), безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} (рис. 7.11) в залежності від кількості формувальних візків в установці, тобто від виду приводного механізму.



а



б

Рис. 7.9. Гістограми зміни максимальних значень сумарної сили інерції $F_{ic\max}$ (а) та крутного сумарного моменту від дії сил інерції $M_{i\max}$ (б) в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

Аналіз даних таблиці 7.2 та гістограм на рис. 7.9-7.11 показує, що максимальне значення $F_{ic\max}$ та середньоквадратичне значення \bar{F}_{ic} сумарної сили інерції, а також безрозмірний коефіцієнт k_{F_i} мають мінімальне значення в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки;

максимальне значення $M_{i\max}$ та середньоквадратичне значення \bar{M}_i сумарного моменту від дії сили інерції, а також безрозмірний коефіцієнт k_{M_i} мають мінімальне значення в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

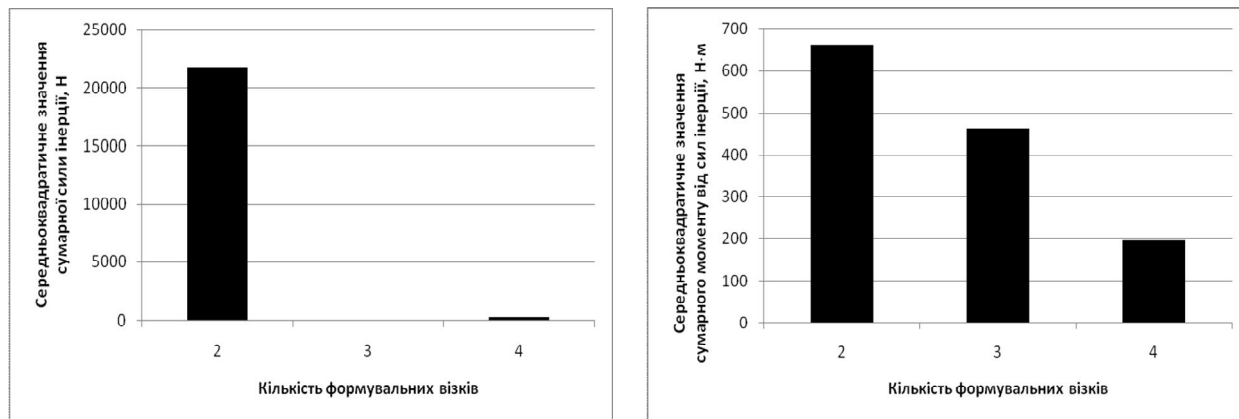


Рис. 7.10. Гістограми зміни середньоквадратичних значень сумарної сили інерції \bar{F}_{ic} (а) та крутного сумарного моменту від дії сил інерції \bar{M}_i (б) в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

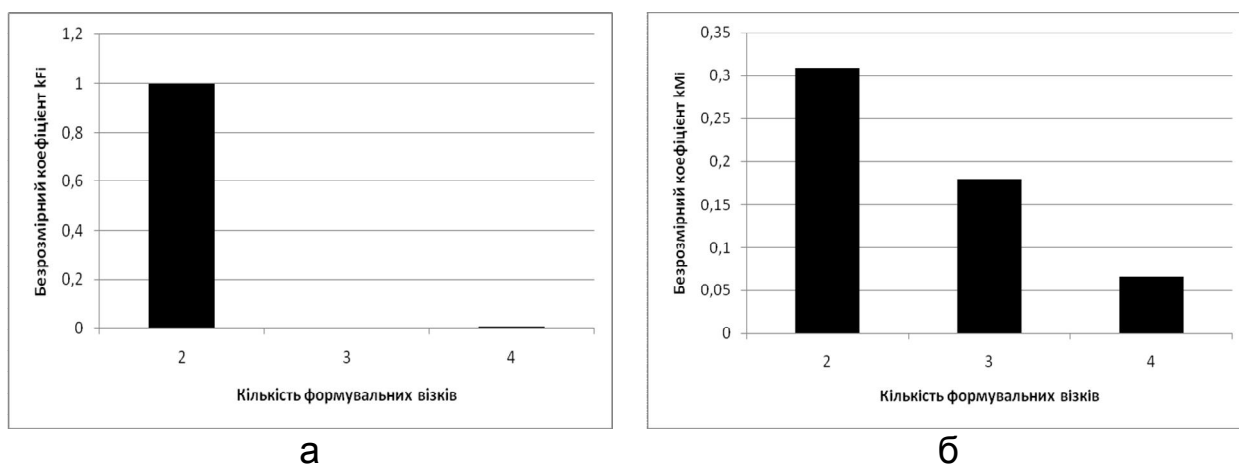


Рис. 7.11. Гістограми зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу)

ВИСНОВКИ

У монографії проведено огляд машин для виробництва плоских залізобетонних виробів, здійснено аналіз конструкцій і параметрів машин роликкового формування виробів з бетонних сумішей та проведено огляд приводів машин роликкового формування.

З метою підвищення надійності та довговічності розроблено конструкцію роликкової 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. Також запропоновано використання в роликковій формувальній установці енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки та врівноваженого приводу на чотири формувальні візки. Всі запропоновані конструкції установок захищені патентами України на винаходи та корисні моделі.

Розроблено математичні моделі динаміки руху роликкової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами, на основі яких проведено динамічний аналіз установки: визначено функції зміни кінетичної енергії та моментів сил опору, зведених до приводного валу, а також здійснено порівняльний аналіз динаміки установки з кожним із наведених приводів. 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.

Для роликкової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами складено розрахункову схему навантажень на кожен із формувальних візків та на приводний механізм, записано рівняння кінетостатичної рівноваги, в результаті яких визначено навантаження в елементах установки. Також встановлено, що мінімум максимального значення сумарної потужності на кожний формувальний візок

спостерігається в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

Проведено аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, установки з рекупераційним приводом на два формувальні візки, установки енергетично врівноваженим на три формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. При цьому встановлено, що мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності руху спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, а коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення в установці з рекупераційним приводом на два формувальні візки.

Здійснено динамічне зрівноваження приводних механізмів роликової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами. Встановлено, що максимальне та середньоквадратичне значення сумарної сили інерції мають мінімальне значення в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки; максимальне та середньоквадратичне значення сумарного моменту від дії сили інерції мають мінімальне значення в установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

Результати досліджень можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку динаміки приводних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

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. Анохин А. И. Дорожные машины, основы теории и расчета. / А.И. Анохин, Н.Я. Хархута. – М.: Дорожно-техническая литература ГУШОСДОРА, 1950. – 286 с.
5. Артоболевский И. И. Динамические критерии режима движения машин. / И.И. Артоболевский // Теоретична и приложена механика. / Болгария /. – 1971. – №1. – С. 11-24.
6. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. / И.И. Артоболевский – М.: Наука, 1975. – 640 с.
7. Артоболевский С. И. Теория механизмов и машин: Учебное пособие. / С. И. Артоболевский – М.: Высш. шк., 1967. – 367 с.
8. Архипкин А. А. Опыт формования бетонных и железобетонных изделий с применением роликовой технологии. / А. А. Архипкин, П. Г. Лавринев // 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. / Д. С. Баранов, В. Е. Карамзин – М.: Стройиздат. – 1966. – 186 с.
10. Баранов Д. С. Тензометрические приборы для исследования строительных конструкций. / Д. С. Баранов – М.: Стройиздат, 1970. – 166 с.

11. Баранов Ю. О. Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки. / Ю. О. Баранов, М. О. Клименко, В. А. Басараб // Техніка будівництва. – 2002. – № 11. – С. 24-28.
12. Баранов Ю. О. Експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки. / Ю. О. Баранов, М. О. Клименко, В. А. Басараб // 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. / А. Н. Боголюбов – К.: Наук. думка, 1964. – 463 с.
15. Бондаренко Л. М. Деформаційні опори в машинах. / Л. М. Бондаренко, М. П. Довбня, В. С. Ловейкін – Дніпропетровськ: РВА “Дніпро-VAL”, 2002. – 200 с.
16. Васильев А. А. Дорожные машины. / А. А. Васильев – М.: Машиностроение, 1987. – 415 с.
17. Вербовский Г. Г. Теория механизмов и машин: Учебное пособие. / Г. Г. Вербовский – Х.: Изд. Харьковского ун-та, 1968. – 276 с.
18. Вульфсон И. И. Динамика машин с упругими звеньями. / И. И. Вульфсон – Л.: Машиностроение, 1969. – 286 с.
19. Вульфсон И. И. Динамические расчеты цикловых механизмов. / И. И. Вульфсон – Л.: Машиностроение, 1976. – 246 с.
20. Гарнець В. М. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії. / В. М. Гарнець, С. В. Зайченко, Ю. В. Човнюк, В. О. Шаленко, Я. С. Приходько – К.: Інтерсервіс, 2015. – 238 с.
21. Гарнець В. М. Визначення опору перекочуванню безвібраційного робочого органу для виробництва пустотних виробів. / В. М. Гарнець,

- С. В. Зайченко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1999. – № 53. – С. 49-55.
22. Гарнец В. Н. Оценка эффективности конструкций машин роликового формования. / В. Н. Гарнец, В. С. Ловейкин // Горные, строительные и дорожные машины. – 1988. – № 41. – С. 51-55.
23. Гарнец В. М. Методология проектирования и конструирования машин: Учеб. пособие. / В. М. Гарнец – К.: УМК ВО, 1988. – 160 с.
24. Гарнец В. М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. / В. М. Гарнец – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
25. Гарнец В. Н. Определение режимов работы поверхностного вибропресса. / В. Н. Гарнец // Горные, строительные и дорожные машины. – 1976. – № 22. – С. 65-69.
26. Гарнец В. Н. Аналитическое определение контактного давления при роликовом формовании. / В. Н. Гарнец, В. Т. Рюшин // Горные, строительные и дорожные машины. – 1983. – № 36. – С. 58-62.
27. Гарнец В. Н. Исследование процесса роликового формования бетона. / В. Н. Гарнец, В. Т. Рюшин // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. – Рига, 1979. – С. 218, 219.
28. Гарнец В. Н. К вопросу определения режимов роликового формования бетона. / В. Н. Гарнец, В. Т. Рюшин // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. – Юрмала, 1982. – С. 348-350.
29. Гарнец В. Н. Опыт роликового формования железобетонных изделий в заводских условиях. / В. Н. Гарнец, В. Т. Рюшин, И. Е. Пархиловский // Материалы, технология и конструкции для нечерноземья. – Брянск, 1985. – С. 87, 88.
30. Гарнец В. Н. Роликовый метод формования бетонных изделий. / В. Н. Гарнец, В. Т. Рюшин, А. А. Коврыжников // Горные, строительные и дорожные машины. – 1980. – № 30. – С. 67-69.
31. Горский Б. Е. Безразмерные критерии динамического совершенствования механических систем. / Б. Е. Горский, В. С. Ловейкин // Критерии

- качества и эффективности механических систем. – Киев: Знание, 1978. – С. 12-15.
32. Горский Б. Е. Динамическое совершенствование механических систем. / Б. Е. Горский – К: Техника, 1987. – 200 с.
33. Горский Б. Е. Комплексные параметры динамики машин. / Б. Е. Горский // Реферативная информация “Строительная механика и расчет сооружений”. – Киев: Выща шк., 1972. – № 3. – С. 29, 30.
34. Горский Б. Е. Критерии динамического совершенства механических систем. / Б. Е. Горский, В. С. Ловейкин // Теория машин металлургического и горного оборудования. – Свердловск: УПИ, 1989. – Вып. 13. – С. 98-102.
35. Горский Б. Е. О критериях совершенства механических систем. / Б. Е. Горский // Прикладная механика. – 1974. – Т. X. – № 2. – С. 74-80.
36. Горский Б. Е. Применение метода удельных действий в поисковом конструировании. / Б. Е. Горский, В. С. Ловейкин // Горные, строительные и дорожные машины. – 1981. – № 32. – С. 80-89.
37. Горский Б. Е. Расширение понятия коэффициента полезного действия на все удельные действия. / Б. Е. Горский, В. С. Ловейкин // Динамика и прочность тяжелых машин. – Днепропетровск : ДГУ, 1982. – № 6. – С. 13-20.
38. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. / К. Джонсон – М.: Мир, 1989. – 510 с.
39. Живов Л. Г. Привод и автоматика самоходных кранов. / Л. Г. Живов – М.: Машиностроение, 1973. – 152 с.
40. 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 “Машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій”. / С. В. Зайченко – Київ, 2001. – 19 с.
41. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (ч. 1). Машини та знаряддя для обробітки ґрунту. / П. М. Заїка – Харків: Око, 2001. – 444 с.

42. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 2 (ч. 1). Машини для заготівлі кормів. / П. М. Заїка – Харків: Око, 2003. – 360 с.
43. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 2 (ч. 2). Зернозбиральні машини. / П. М. Заїка – Харків: Око, 2003. – 376 с.
44. Захаренко А. В. Теоретические и экспериментальные исследования процессов уплотнения катками грунтов и асфальтобетонных смесей : Автореф. дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук : спец. 05.05.04 “Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины” / А. В. Захаренко – Омск, 2005. – 44 с.
45. Ишлинский А. Ю. О качении жестких и пневматических колес по деформируемому грунту. / А. Ю. Ишлинский // Прикладные задачи механики. Книга первая. Механика вязкоупругих и не вполне упругих тел. – М.: Наука, 1986. – С. 293-314.
46. Казаков Е. Г. Оборудование для изготовления крупноразмерных сборных железобетонных изделий. / Е. Г. Казаков, Е. Ю. Сквирский // Обзор информ. ЦНИИТЭСтроймаш. Сер. 7. Оборудование для производства цемента и сборного железобетона. – 1986. – № 2. – С. 42.
47. Калужский Я. А. Закономерности укатки грунтовых слоев жесткими катками. / Я. А. Калужский // Сборник трудов ХАДИ. – Харьков, 1953. – № 20. – С. 37-45.
48. Кильческий Н. А. Курс теоретической механики. Т.2. / Н. А. Кильческий – М.: Наука, 1977. – 543 с.
49. Кіницький Я. Т. Практикум із теорії механізмів і машин: навчальний посібник. / Я. Т. Кіницький – Львів: Вид-во “Афіша”, 2004. – 453 с.
50. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: Підручник. / Я. Т. Кіницький – К.: Наукова думка, 2002. – 662 с.
51. Клименюк О. В. Технологія наукового дослідження: Авторський підручник. / О. В. Клименюк – Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2006. – 308 с.

52. Ковбаса В. П. Кінематика взаємодії ущільнюючого котка з середовищем обмеженої глибини. / В. П. Ковбаса, В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Луцьк: ЛДТУ, 2007. – № 15. – С. 139-147.
53. Ковбаса В. П. Механіка сільськогосподарських матеріалів та середовищ. / В. П. Ковбаса, В. М. Швайко, О. П. Гуцол – Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2015. – 536 с.
54. Коган Б. Ю. Сто задач по механике. / Б. Ю. Коган – М.: Наука, 1973. – 80 с.
55. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин: Учебное пособие. / С. Н. Кожевников – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.
56. Крайнев А. Ф. Словарь-справочник по механизмам. / А. Ф. Крайнев – М.: Машиностроение, 1981. – 438 с.
57. Краснов М. Л. Вариационное исчисление. / М. Л. Краснов, Г. И. Макаренко, А. И. Киселев – М.: Наука, 1973. – 192 с.
58. Красовский И. И. Теория управления движением (линейные системы). / И. И. Красовский – М.: Наука, 1968. – 476 с.
59. 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” / В. Н. Кузин – Москва, 1981. – 20 с.
60. Кулен А. Современная земледельческая механика. / А. Кулен, Х. Куиперс; / [пер. с англ. А. Э. Габриэляна]; [под ред. и с предисл. Ю. А. Смирнова]. – М.: Агропромиздат, 1986. – 349 с.
61. Ловейкін В. С. Аналіз динамічного режиму руху роликової формувальної установки з керуванням гідроприводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка, Т. В. Шевченко // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії (збірник наукових праць). – 2005, № 1. – С. 149-154.
62. Ловейкін В. С. Аналіз дослідження навантажень в елементах роликових формувальних установок з різними приводними механізмами /

- В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Вісник національного університету “Львівська політехніка”, серія “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів” – Львів, 2015. – № 820. – С. 76-84.
63. Ловейкін В. С. Аналіз нерівномірності руху приводних механізмів машин роликового формування. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Науково-технічний журнал «Техніка будівництва», № 30, 2013 р. – С. 23-32.
64. Ловейкін В. С. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з гідромеханічним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2005 р. – № 65. – С. 26-36.
65. Ловейкін В. С. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Вібрації в техніці та технологіях. – 2010. – № 4 (60). – С. 20-29.
66. Ловейкин В. С. Анализ неравномерности движения роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом. / В. С. Ловейкин, К. И. Почка // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszow, 2015. – Vol. 17, No 3. – P. 17-27.
67. Ловейкін В. С. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка, Д. А. Паламарчук // Сб. науч. тр.: Строительство. Материаловедение. Машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСА, 2005. – № 33. – С. 157-169.
68. Ловейкін В. С. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з рекуперативним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 4. – С. 19-33.
69. Ловейкін В. С. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з передавальним механізмом, що має змінне передаточне відношення. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Науково-технічний журнал «Техніка будівництва». – № 21. – 2008 р. – С. 22-27.

70. Ловейкін В. С. Аналіз руху роликової формувальної установки з врівноваженим приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – № 27, 2004 р. – С. 95-101.
71. Ловейкин В. С. Аналитическое представление коэффициента сопротивления и внешних гистерезисных потерь при качении. / В. С. Ловейкин, Л. Н. Бондаренко // Техніка будівництва. – 2000. – № 7. – С. 45-48.
72. Ловейкін В. С. Визначення навантажень в елементах роликових формувальних установок. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Збірник наукових праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 88 – С. 15-20.
73. Ловейкін В. С. Визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Науково-технічний журнал «Теорія і практика будівництва», № 3, 2007 р. – С. 19-23.
74. Ловейкін В. С. Визначення оптимальних конструктивних параметрів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. НУ «Львівська політехніка», 2013. – Вип. 47. – С. 65-76.
75. Ловейкін В. С. Визначення оптимальних конструктивних параметрів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Збірник тез доповідей 74 науково-практичної конференції Київського національного університету будівництва і архітектури (9-12 квітня 2013 р.). Секції: Створення, удосконалення та експлуатація будівельної техніки, заходів автоматизації і роботизації. Психолого-педагогічні основи професійного навчання. – К.: КНУБА, кафедра ОПН. – С. 10-12.
76. Ловейкін В. С. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у ма-

- шинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2007. – № 41. – С. 127-134.
77. Ловейкін В. С. Вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роликової формувальної установки з рекуперативним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Техніка будівництва. – 2006. – № 18. – С. 12-22.
78. Ловейкін В. С. Динаміка роликової формувальної установки. Монографія. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – К.-Ромни: КНУБА, «ІСА-Інтерпапір», 2009. – 228 с.
79. Ловейкін В. С. Динамічне зрівноваження приводного механізму роликової формувальної установки. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. НУ «Львівська політехніка», 2015. – Вип. 49. – С. 61-72.
80. Ловейкін В. С. Динамічна оптимізація кулачкового приводу машин роликового формування. Монографія. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – К.: ЦП «Компринт», 2016. – 177 с.
81. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом. / В. С. Ловейкін, В. П. Ковбаса, К. І. Почка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 5. – С. 338-344.
82. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекуперативним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507-514.
83. Ловейкін В. С. Динамічна оптимізація режиму реверсування роликової формувальної установки. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Збірник наукових праць «Машинобудування». – Харків: УПА, 2015. – № 15. – С. 76-86.
84. Ловейкін В. С. Дослідження динамічних навантажень в елементах роликових формувальних установок. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Materialy

- VIII mezinárodní vědecko-praktická konference “Vznik moderní vědecke – 2012”. – Díl. 18. Technické vědy. Moderní informační technologie: Praha. Publishing House “Education and Science” s.r.o. – P. 20-25.
85. Ловейкін В. С. Дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з врівноваженим приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. НУ «Львівська політехніка», 2015. – Вип. 49. – С. 73-79.
86. Ловейкін В. С. Дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Науково-технічний журнал «Техніка будівництва». – № 31. – 2013 р. – С. 13-18.
87. Ловейкін В. С. Дослідження робочого процесу роликової центрифуги з акумулятором енергії. / В. С. Ловейкін, В. Є. Богуславський, Я. С. Душанін // Техніка будівництва. – 1999. – № 5. – С. 66-70.
88. Ловейкін В. С. Критерії синтезу режимів руху механізмів і машин. / В. С. Ловейкін // Техніка будівництва. – К.: КНУБА, 2005. – № 17. – С. 58-62.
89. Ловейкін В. С. Моделювання процесу зрівноваження приводного механізму машин роликового формування. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей. – К.: Національний транспортний університет, 2015. – С. 28, 29.
90. Ловейкин В. С. О некоторых путях снижения энергетических затрат роликовых центрифуг. / В. С. Ловейкин, В. Е. Богуславский // Научно-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій. – К.: МНС України, КНУБА, 1999. – Вип. 2. – С. 61-63.
91. Ловейкін В. С. Обґрунтування крайових прискорень при оптимальному режимі реверсування роликової формувальної установки. / В. С. Ловей-

- кін, К. І. Почка, А. В. Ловейкін // Науковий вісник Донбаської державної машинобудівної академії: збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2015. – № 2 (17Е). – С. 89-102.
92. Ловейкін В. С. Обґрунтування параметрів енергетично врівноваженого приводу роликової формувальної установки. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Науково-технічний журнал «Техніка будівництва». – № 32. – 2014 р. – С. 25-32.
93. Ловейкін В. С. Одна трактовка фізичної та геометричної моделі коефіцієнта гістерезисних витрат при коченні. / В. С. Ловейкін, Л. М. Бондаренко // Вісник ХДТУСГ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – С. 282-289.
94. Ловейкин В. С. Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин. / В. С. Ловейкин // Подъемно-транспортное оборудование. – 1987. – № 18. – С. 31-35.
95. Ловейкін В. С. Оптимізація крайових умов ривкового режиму реверсування роликової формувальної установки. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2015. – Вип. 226. – С. 356-368.
96. Ловейкин В. С. Оптимизация режима движения манипуляционных систем роботов по комплексному критерию. / В. С. Ловейкин // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 1988. – № 2. – С. 8-11.
97. Ловейкін В. С. Оптимізація режиму реверсування роликової формувальної установки за прискоренням третього порядку. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії: збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2015. – № 3 (36). – С. 16-26.
98. Ловейкін В. С. Оптимізація ривкового режиму реверсування роликової формувальної установки. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України.

- Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2015. – Вип. 212, ч. 1. – С. 186-197.
99. Ловейкін В. С. Оптимізація гідроприводного механізму машин для ущільнення ґрунту. / В. С. Ловейкін, І. І. Назаренко, А. Т. Свідерський // Зб. наук. праць “Механізація сільськогосподарського машинобудування”. – К.: НАУ, 1998. – С. 8-12.
100. Ловейкін В. С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка, Д. А. Паламарчук // Техніка будівництва. – 2004. – № 15. – С. 40-48.
101. Ловейкін В. С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роlikової формуальної установки з енергетично врівноваженим приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // MOTROL. Motorization and power industry in agriculture . – Том 12 В. – Lublin, 2010. – Р. 9-18.
102. Ловейкін В. С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роlikової формуальної установки з енергетично врівноваженим приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Збірник тез доповідей XI конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів Технічного ННІ НУБіП України (21-25 березня 2011 року). Секції конструювання та дизайн машин – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2011. – С. 36.
103. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів руху кулачкових механізмів за одиничними критеріями. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка, А. В. Ловейкін // Збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. – НУ «Львівська політехніка», 2014. – Вип. 48. – С. 114-123.
104. Ловейкин В. С. Оценка движения механизмов и машин. / В. С. Ловейкин // Подъемно-транспортное оборудование. – 1989. – № 21. – С. 16-18.
105. Ловейкин В. С. Оценка эффективности конструкций машин роlikового формования. / В. С. Ловейкин, В. М. Гарнец // Горные, строительные,

дорожные и мелиоративные машины. – К.: Техніка, 1988 — Вып 41. – С. 43-47.

106. Ловейкін В. С. Порівняльний аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з механічним та рекупераційним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування) Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка. – 2005. – № 16. – С. 126-130.
107. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие. / В. С. Ловейкин – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
108. Ловейкін В. С. Реалізація комплексного оптимального режиму руху роликової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Збірник тез доповідей XV міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування» (23–27 березня 2015 року). Секції факультету конструювання та дизайну / НДІ техніки, енергетики та інформатизації АПК Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2015. – С. 37-40.
109. Ловейкін В. С. Реалізація оптимальних режимів руху робочих органів машин з гідроприводом. / В. С. Ловейкін // Науково-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій: Збірник наукових статей. – К.: КНУБА, МНС України; 2000. – № 4. – С. 100-105.
110. Ловейкін В. С. Реалізація оптимального динамічного режиму реверсування роликової формувальної установки. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Всеукраїнський збірник наукових праць «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини». – К.: КНУБА, 2015 р. – Вип. 86. – С. 34-41.
111. Ловейкін В. С. Реалізація оптимального динамічного режиму руху роликової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Збірник тез доповідей конференції науково-

- педагогічних працівників та аспірантів Технічного ННІ НУБіП України (березень 2010 року). – К.: НУБіПУ, 2010. – С. 22, 23.
112. Ловейкін В. С. Реалізація оптимального режиму реверсування роликів формувальної установки за прискоренням третього порядку. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка, А. В. Ловейкін // Збірник наукових праць «Машинобудування». – Харків: УПА, 2015. – № 16. – С. 67-78.
113. Ловейкін В. С. Реалізація оптимального ривкового режиму реверсування роликів формувальної установки. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Робоча програма та тези доповідей Першої Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених, аспірантів і студентів «Буд-Майстер-Клас 2015». – К.: КНУБА, 2015. – С. 158.
114. Ловейкін В. С. Реалізація ривкового режиму реверсування роликів формувальної установки з оптимальними крайовими умовами. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Аграрна наука, освіта, виробництво: європейський досвід для України: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, 17-18 листопада 2015 р. – Житомир: ЖНАЕУ, 2015. – С. 49-55.
115. Ловейкін В. С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликів формувальної установки з рекупераційним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П.Василенка. – Харків, 2007. – № 59, Том 1. – С. 465-474.
116. Ловейкін В. С. Силовий аналіз роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Науковий вісник Національного аграрного університету. – Вип. 80, 2005 р. – С. 346-356.
117. Ловейкін В. С. Силовий аналіз роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. / В. С. Ловейкін, В. П. Ковбаса, К. І. Почка // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 1, Том 2. – С. 16-23.

118. Ловейкін В. С. Силовий аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Техніка будівництва. – 2003. – № 14. – С. 27-37.
119. Ловейкін В. С. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з комбінованим режимом руху. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Техніка будівництва. – № 33. – 2014 р. – С. 11-17.
120. Ловейкін В. С. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з оптимальним динамічним режимом руху. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Техніка будівництва. – № 22. – 2009. – С. 16-18.
121. Ловейкін В. С. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з комбінованим динамічним режимом руху. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2016. – Вип. 241. – С. 58-66.
122. Ловейкін В. С. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з оптимальним ривковим режимом руху. / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование // Сб. научных трудов. № 57. – Днепропетровск: ПГСА, 2010. – С. 185-188.
123. Ловейкин В. С. Синтез кулачкового приводного механизма роликовой формувальної установки с комплексным оптимальным режимом движения. / В. С. Ловейкин, К. И. Почка // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика: сборник научных трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции 9-12 ноября 2015 г. – Воронеж: ВГЛУ, 2015. – № 7 часть 2 (18-2). – С. 137-144.

124. Ловейкін В. С. Синтез оптимальних режимів руху вібраційних машин в будівельній індустрії. / В. С. Ловейкін // Доклади I Всеукраїнської НТК “Прогресивні технології і машини для виробництва стійких матеріалів, изделий і конструкцій”. – Полтава, 1996. – С. 8-12.
125. Ловейкин В. С. Синтез режимов движения манипуляционных систем роботов. / В. С. Ловейкин // Тез. докл. IV Всесоюзной конференции “Автоматизация поискового конструирования и подготовка инженерных кадров”. – Волгоград, 1987. – Т. II. – С. 165-167.
126. Ловейкин В. С. Снижение вибрационной напряженности машин путем выбора режима движения. / В. С. Ловейкин // Тезисы докладов II Всесоюзной НТК “Вибрация и вибродиагностика”. – Полтава, 1988. – С. 226, 227.
127. Ловейкін В. С. Теорія механізмів і машин: навчальний посібник. / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка – Ніжин: Міланік, 2007. – 140 с.
128. Ловейкін В. С. Теорія технічних систем: навчальний посібник. / В. С. Ловейкін, І. І. Назаренко, О. Г. Онищенко – Київ-Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 175 с.
129. Ловейкін В. С. Теоретичні дослідження динаміки тримасових ударно-вібраційних ущільнюючих машин з гідроприводом. / В. С. Ловейкін, І. І. Назаренко, А. Т. Свідерський // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА, 1999. — № 54. – С. 60-63.
130. Лурье А. И. Теория упругости. / А. И. Лурье – М.: Наука, 1970. – 940 с.
131. Марголин Ш. Ф. Теория механизмов и машин. / Ш. Ф. Марголин – Минск: «Вышэйшая школа», 1968. – 359 с.
132. Маслов А. Г. Исследование вибрационных площадок с двухчастотными пространственными колебаниями. / А. Г. Маслов, А. Ф. Иткин // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Вып. 38 – Харьков, 2007. – С. 39-44.

133. Маслов А. Г. Исследование виброплощадки для уплотнения цементобетонных смесей горизонтально направленными колебаниями и пригрузом. / А. Г. Маслов, А. Ф. Иткин // Интерстроймех 2007: материалы международной научно-технической конференции, 11-14 сентября 2007 г. Самара / Самарск. гос. арх.-строит. ун-т. Самара, 2007. – С. 189-196.
134. 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.
135. Назаренко И. И. Высокоэффективные виброформовочные машины. / И. И. Назаренко – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1988. – 140 с.
136. Назаренко И. И. Машины для производства будівельних матеріалів: підручник. / И. И. Назаренко – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
137. Назаренко И. И. Оптимизация конструктивных параметров привода машин роликового формования. / И. И. Назаренко, В. С. Ловейкин, В. Н. Гарнец // Горные, строительные и дорожные машины. – 1992. – № 46. – С. 19–25.
138. Назаренко И. И. Перспективные направления создания и совершенствования уплотняющих машин в строительстве. / И. И. Назаренко, В. Н. Гарнец – К.: О-во “Знание” УССР, 1987. – 16 с.
139. Назаренко И. И. Прикладные задачи теории вибрационных систем. / И. И. Назаренко – К.: ИСИО, 1993. – 216 с.
140. Неклюдов М. К. Механизация уплотнения грунтов. / М. К. Неклюдов – М.: Стойиздат, 1985. – 167 с.
141. Неклюдов М. К. Механизированное уплотнение грунтов. / М. К. Неклюдов – М.: Госстойиздат, 1960. – 143 с.
142. Пат. 30776 А Україна, МКВ В28В13/02 / Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей / В. М. Гарнець, С. В. Зайченко – № 98062832 заявл. 01.06.98; опубл. 15.12.00, Бюл. № 7-II.

143. Пат. 33971 А Україна, МКВ В28В13/02 / Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей / В. М. Гарнець, С. В. Зайченко – № 99052546 заявл. 05.05.99; опубл. 15.02.01, Бюл. № 1.
144. Пат. 67091 А Україна, МКВ В28В13/02 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, В. М. Гарнець, К. І. Почка – № 2003076371 заявл. 08.07.03; опубл. 15.06.04, Бюл. № 6.
145. Пат. 70490 А Україна, МКВ В28В13/02 / Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, В. М. Гарнець, К. І. Почка – № 20031110056 заявл. 07.11.03; опубл. 15.10.04, Бюл. № 10.
146. Пат. 70523 А Україна, МКВ В28В13/02 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, В. М. Гарнець, К. І. Почка – № 20031110814 заявл. 28.11.03; опубл. 15.10.04, Бюл. № 10.
147. Пат. 7461 У Україна, МКВ В28В13/02 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка – № 20041210695 заявл. 24.12.04; опубл. 15.06.05, Бюл. № 6.
148. Пат. 7884 У Україна, МКВ В28В13/02 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка, В. М. Бичевський – № 20041209993 заявл. 06.12.04; опубл. 15.07.05, Бюл. № 7.
149. Пат. 9675 У Україна, МКВ В28В13/02 / Установа для формування виробів із вологих сипких сумішей / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка, Д. А. Паламарчук – № u 200502004 заявл. 04.03.05; опубл. 17.10.05, Бюл. № 10.
150. Пат. 10414 У Україна, МКВ В28В13/02 / Установа з гідроприводом для роликів формування плоских виробів / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, В. М. Гарнець, К. І. Почка, Т. В. Шевченко – № u 200503882 заявл. 25.04.05; опубл. 15.11.05, Бюл. № 11.
151. Пат. 10711 У Україна, МКВ В28В13/02 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка – № u 200505494 заявл. 08.06.05; опубл. 15.11.05, Бюл. № 11.

152. Пат. 12135 U Україна, МКВ В28В13/02 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка, Д. А. Паламарчук – № у 200507785 заявл. 05.08.05; опубл. 16.01.06, Бюл. № 1.
153. Пат. 15814 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка – № у 200600735 заявл. 27.01.06; опубл. 17.07.06, Бюл. № 7.
154. Пат. 16778 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка – № у 200602817 заявл. 16.03.06; опубл. 15.08.06, Бюл. № 8.
155. Пат. 21888 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для роликового формування плоских залізобетонних виробів з керованим гідроприводом / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка, Д. А. Паламарчук – № у 200610497 заявл. 03.10.06; опубл. 10.04.07, Бюл. № 4.
156. Пат. 26999 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка – № у 200706711 заявл. 15.06.07; опубл. 10.10.07, Бюл. № 16.
157. Пат. 27477 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка – № у 200708595 заявл. 26.07.07; опубл. 25.10.07, Бюл. № 17.
158. Пат. 28047 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установа для формування виробів з вологих сипких сумішей / В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, К. І. Почка – № у 200707475 заявл. 03.07.07; опубл. 26.11.07, Бюл. № 19.
159. Пат. 32838 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 20041108955 заявл. 02.11.2004; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.
160. Пат. 50032 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 200911443 заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.

161. Пат. 53483 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 201003748 заявл. 01.04.2010; опубл. 11.10.2010, Бюл. № 19.
162. Пат. 100934 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 201502916 заявл. 30.03.2015; опубл. 10.08.2015, Бюл. № 15.
163. Пат. 101386 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 201502416 заявл. 18.03.2015; опубл. 10.09.2015, Бюл. № 17.
164. Пат. 101387 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 201502417 заявл. 18.03.2015; опубл. 10.09.2015, Бюл. № 17.
165. Пат. 101388 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 201502418 заявл. 18.03.2015; опубл. 10.09.2015, Бюл. № 17.
166. Пат. 102628 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 201504419 заявл. 06.05.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 21.
167. Пат. 102629 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 201504421 заявл. 06.05.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 21.
168. Пат. 102630 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 201504422 заявл. 06.05.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 21.
169. Пат. 105005 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 201509652 заявл. 06.10.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.
170. Пат. 105006 U Україна, МПК В28В13/00 / Установа для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № у 201509654 заявл. 06.10.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.

171. Пат. 105007 U Україна, МПК В28В13/00 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № u 201509655 заявл. 06.10.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.
172. Пат. 107072 U Україна, МПК В28В13/00 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № u 201509656 заявл. 06.10.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10.
173. Пат. 108779 U Україна, МПК В28В13/00 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № u 201601909 заявл. 29.02.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14.
174. Пат. 108780 U Україна, МПК В28В13/00 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка – № u 201601910 заявл. 29.02.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14.
175. Полянин А. Д. Справочник по линейным уравнениям математической физики. / А. Д. Полянин – М.:ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 576 с.
176. Почка К. І. Методи зниження нерівномірності руху роликів формувальних установок. / К. І. Почка // Наукова конференція молодих вчених, аспірантів і студентів КНУБА: тези доповідей. – в 2-х частинах. – Ч.1. – К.: КНУБА, 2009. – С.80.
177. Почка К. І. Реалізація оптимального ривкового режиму руху роликів формувальної установки з кулачковим приводним механізмом. / К. І. Почка // Наукова конференція молодих вчених, аспірантів і студентів КНУБА: тези доповідей. – в 2-х частинах. – Ч.1. – К.: КНУБА, 2010. – С.123.
178. Почка К. І. Силовий аналіз роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. / К. І. Почка // Наукова конференція молодих вчених, аспірантів і студентів КНУБА: тези доповідей. – в 2-х частинах. – Ч.1. – К.: КНУБА, 2011. – С.75.
179. Рекомендации по изготовлению железобетонных изделий методом роликового формования. – М.: НИИЖБ Госстроя СССР. – 1983.

180. Розенбойм Л. С. Малая механизация бетонных работ. / Л. С. Розенбойм – М.: Стройиздат, 1984. – 85 с.
181. Руденко И. Ф. Методические рекомендации по технологии роликового формования. / [И. Ф. Руденко, В. Н. Кузин, А. И. Шклярова и др.] – М.: ЦМИПКС, 1987. – 35 с.
182. 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”. / В. Т. Рюшин – Киев, 1986. – 20 с.
183. Рюшин В. Т. Аналитическое описание роликового формования бетона. / В. Т. Рюшин, Ю. В. Човнюк // Новые технологические процессы при производстве сборного железобетона: Сб. Трудов НИИСП. – Киев, 1981. – С. 67–70.
184. Селиванова С. А. О назначении составов бетона роликового формования. / С. А. Селиванова, В. Н. Кузин // Сб. научн. трудов “Исследование и практика заводского производства железобетона”. – Москва, 1982. – С. 91-98.
185. Сивко В. И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. / В. И. Сивко – К.: Вища школа, 1987. – 168 с.
186. Соколов В. А. Самоходные дорожные катки: учебное пособие. / В. А. Соколов, А. Н. Новиков – М.: Высшая школа, 1985. – 215 с.
187. Тышкевич В. А. Коэффициенты качества шарнирных четырехзвенников. / В. А. Тышкевич // Анализ и синтез механизмов. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 70–95.
188. Хархута Н. Я. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог. / Н. Я. Хархута, Ю. М. Васильев – М.: Транспорт, 1975. – 257 с.
189. Хархута Н. Я. Дорожные машины. / [Н. Я. Хархута, М. И. Капустин, В. П. Семенов, И. М. Эвентов]. – М.: Машиностроение, 1968. – 416 с.

190. Хархута Н. Я. Дорожные машины. / Н. Я. Хархута – Л.: Машиностроение, 1976. – 470 с.
191. Хархута Н. Я. Машины для уплотнения грунтов. / Н. Я. Хархута – Л.: Машиностроение, 1973. – 176 с.
192. Чубук Ю. Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. / Ю. Ф. Чубук, И. И. Назаренко, В. Н. Гарнец – К.: Вища школа, 1985. – 168 с.
193. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов / А. Е. Шейнблит – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
194. 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 роликвого формування плоских залізобетонних виробів	9
1.3. Огляд приводів машин роликвого формування	15
1.4. Постановка задачі дослідження	26

РОЗДІЛ 2

СИНТЕЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ, ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ТА ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДАМИ	29
2.1. Синтез роликвого формувальної установки з рекупераційним приводом	29
2.2. Визначення оптимальних конструктивних параметрів роликвого формувальної установки з рекупераційним приводом	41
2.3. Синтез роликвого формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом	53
2.4. Синтез роликвого формувальної установки з врівноваженим приводом	64

РОЗДІЛ 3

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ, ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ТА ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДАМИ	68
3.1. Динамічний аналіз роликвого формувальної установки з рекупераційним приводом	68
3.1.1. Визначення кінетичної енергії установки	68
3.1.2. Визначення моментів сил опору	75
3.2. Динамічний аналіз роликвого формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом	87

3.2.1. Визначення кінетичної енергії установки	87
3.2.2. Визначення моментів сил опору	89
3.3. Динамічний аналіз роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом	93
3.3.1. Визначення кінетичної енергії установки	93
3.3.2. Визначення моментів сил опору	94
3.4. Порівняльний аналіз динаміки роlikової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами	98

РОЗДІЛ 4

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

104

4.1. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом	104
4.2. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом	109
4.3. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом	113

РОЗДІЛ 5

ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

118

5.1. Визначення навантажень в елементах роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом	118
5.2. Визначення навантажень в елементах роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом	124
5.3. Визначення навантажень в елементах роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом	130
5.4. Порівняльний аналіз визначення навантажень в елементах роlikової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами	137

РОЗДІЛ 6

АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ

МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ 139

- 6.1. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом 139
- 6.2. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом 149
- 6.3. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом 163
- 6.4. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом 170
- 6.5. Порівняльний аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з кривошипно-повзунним, рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами 177
- 6.6. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з передавальним механізмом, що має змінне передаточне відношення 179
- 6.7. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з гідромеханічним приводом 182

РОЗДІЛ 7

ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПРИВODНОГО МЕХАНІЗМУ

МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ 191

- 7.1. Динамічне зрівноваження приводного механізму роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом 191
- 7.2. Динамічне зрівноваження приводного механізму роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом ... 203
- 7.3. Динамічне зрівноваження приводного механізму роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом 206
- 7.4. Аналіз динамічного зрівноваження приводних механізмів роlikової формувальної установки з рекупераційним, енергетично врівноваженим та врівноваженим приводами 209

ВИСНОВКИ 212

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ 214

Наукове видання

ЛОВЕЙКІН Вячеслав Сергійович
ПОЧКА Костянтин Іванович

**ДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ
МАШИН РОЛИКОВОГО
ФОРМУВАННЯ**

Монографія

Комп'ютерна верстка *К.І. Почки*

Тираж 300 прим.