

ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОГО МОМЕНТУ ОПОРУ ВЕДУЧОГО ВАЛУ ГАЛТУВАЛЬНОЇ МАШИНИ ЗІ СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧОЇ ЄМКОСТІ

Відомі різні типи галтувального обладнання, яке широко використовується у різних галузях промисловості України. Найбільш перспективним типом, на сьогоднішній день, вважають машини зі складним просторовим рухом робочих ємкостей. Виконано аналітичне дослідження статичного моменту опору, який виникає на ведучому валу машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості в результаті впливу сили тяжіння, яка діє на рухомі ланки машини. У проекції на вертикальну площину визначені точки, що відповідають умовним центрам рівноваги машини, відносно яких слід визначати відповідні моменти сил, що будуть діяти на рухомі ланки. Статичний момент опору ведучого валу машини без урахування маси сипкого середовища, завантаженого до робочої ємкості, визначається як векторна сума моментів сил тяжіння відносно відповідного центру рівноваги. Встановлені кути повороту ведучого валу машини, що відповідають від'ємним та додатним значенням статичного моменту опору, а також положенню рівноваги, при якому статичний момент опору рівний нулю. Визначено положення рухомих ланок машини, при яких будуть виникати найбільші значення моменту опору на ведучому валу. Отримані математичні залежності за допомогою яких можна визначити статичний момент опору на ведучому валу машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості без урахування маси завантаженого до робочої ємкості сипкого середовища. Результати досліджень можуть бути використані відповідними машинобудівними підприємствами на стадії проектування галтувальних типів обладнання з ємкостями, що виконують складний просторовий рух.

Ключові слова: момент опору, просторовий механізм, робоча ємкість, сила тяжіння, галтувальне обладнання.

M.G. ZALYUBOVSKIY

Open International University of Human Development "Ukraine"

SYNTHESIS AND RESEARCH OF STATICALLY DETERMINED SPATIAL HINGED MECHANISM OF THE HOLDING MACHINE

There are different types of shredding equipment, which is widely used in various industries of Ukraine. The most promising type, today, is considered to be machines with complex spatial movement of working tanks. An analytical study of the static moment of resistance that occurs on the drive shaft of the machine with a complex spatial motion of the working capacity as a result of the influence of gravity acting on the moving parts of the machine. The projection on the vertical plane defines the points corresponding to the conditional centers of equilibrium of the machine, relative to which it is necessary to determine the corresponding moments of the forces that will act on the moving links. The static moment of resistance of the driving shaft of the machine without taking into account the mass of the bulk medium loaded into the working tank is defined as the vector sum of the moments of gravity relative to the corresponding center of equilibrium. The angles of rotation of the drive shaft of the machine, which correspond to the negative and positive values of the static moment of resistance, as well as the equilibrium position at which the static moment of resistance is zero. The position of the moving parts of the machine at which the largest values of the moment of resistance on a driving shaft will arise is defined. Mathematical dependences are obtained with the help of which it is possible to determine the static moment of resistance on the driving shaft of the machine with complex spatial motion of the working tank without taking into account the mass of the bulk medium loaded into the working tank. The research results can be used by the relevant machine-building enterprises at the stage of designing galvanizing types of equipment with tanks performing complex spatial motion.

Key words: moment of resistance, spatial mechanism, working capacity, gravity, galvanizing equipment.

Постановка задачі. На сьогоднішній день відомі різні типи галтувального обладнання [1], яке широко використовується у різних галузях промисловості України. До такого галтувального обладнання відносяться: машини з обертовими барабанами [2], вібраційні машини [3], шпindelльні, щіткові та роторні машини [4], а також машини зі складним просторовим рухом робочих ємкостей. Машини з обертовими барабанами, а також вібраційні машини вважаються застарілими типами обладнання. На обробку деталей у обертових барабанах може витратитися до 38 годин [5] технологічного часу, а величина припуску, яку можна зняти з поверхні деталі за допомогою них не перевищує 0,025 мм [6]. Такі типи обладнання поступово витісняють інші більш продуктивні та енергоєфективні машини. До таких конкурентних типів галтувального обладнання відносяться машини зі складним просторовим рухом робочих ємкостей [7].

Відомі наукові роботи вітчизняних та іноземних вчених [8, 9], які займалися дослідженням конструктивних особливостей [10] такого обладнання, а також галтувальних технологічних процесів обробки деталей у ємкостях [11], які виконують складний просторовий рух. Однак, незважаючи на проведені дослідження, до теперішнього часу лишається ряд невирішених та недосліджених аспектів функціонування таких машин. Зокрема, для раціонального проектування приводів галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємкостей, які забезпечують їх безвідмовну роботу при відповідних технологічних режимах, попередньо необхідно дослідити момент опору та потужність, яка буде споживатися на ведучому валу такої машини. Таким чином, однією з основних задач, що ставляться при проектуванні даного типу галтувального обладнання є комплексне дослідження його енергетичних параметрів.

Аналіз досліджень та публікацій. Відомі [12] дослідження потужності, яка споживається на ведучому валу машин з обертовим рухом барабанів, а також вібраційних машин. У роботі [12] встановлено, що при обертанні барабану його вміст власною вагою створює момент опору, який перешкоджає його обертанню. Збільшення завантаженості барабану до 50% підвищує момент опору, однак заповнення барабану сипким технологічним середовищем більш ніж на 50% призводить вже до зниження моменту опору ведучого валу машини.

У роботі [13] отримані емпіричні вирази, які дають можливість розрахувати потужність відцентрових машин. Відомі дослідження [13] затрати енергії на змішування в планетарних та шнекових змішувачах. У роботі [101] наголошується на тому, що потужність, яка споживається машинами, котрі використовують для змішування сипких дрібнодисперсних речовин та технологічних процесів галтування, визначається як різниця потужності машини під навантаженням та потужності машини на холостому ході, при забезпеченні однакової кутової швидкості ведучого валу.

Виділення невирішених частин. Усі представлені вище наукові літературні джерела стосуються досліджень моменту опору та потужності, яка споживається на ведучому валу машин з обертовими барабанами, а також вібраційних машин. Однак, дані дослідження є непридатними для машини зі складним рухом робочих емкостей. Наприклад, якщо при роботі звичайних машин з обертальним рухом барабану виникає сталий момент опору, котрий не змінюється за один повний оберт барабану і визначається на основі відносно тривіальних формул, то при роботі машини зі складним рухом робочої емкості момент опору ведучого валу змінюватиметься декілька разів за один його повний оберт, при чому, навіть досягатиме від'ємних значень. Тобто, навпаки в деяких моментах допомагатиме обертати ведучий вал та робочу емкість. Саме тому, отримані вирази, які наведені у вищепредставлених літературних джерелах, можуть надати лише загальні уявлення та "точки опору" щодо формулювання окремої спеціальної теорії щодо визначення моменту опору та потужності, що споживається машиною зі складним рухом робочої емкості на її ведучому валу.

Формулювання цілей. Метою даної роботи є визначення статичного моменту опору на ведучому валу машини зі складним просторовим рухом робочої емкості, який створений масою рухомих ланок машини.

Виклад основного матеріалу. Дослідження статичного моменту опору на ведучому валу виконувалися частково із використанням експериментального стенду «базової» конструкції машини [14] зі складним просторовим рухом робочої емкості типу «Turbula» [15]. Модель «базової» конструкції машини представлена на рис. 1 (а), її кінематична схема – на рис. 2 (б), а фото експериментального стенду – на рис. 3 (в).

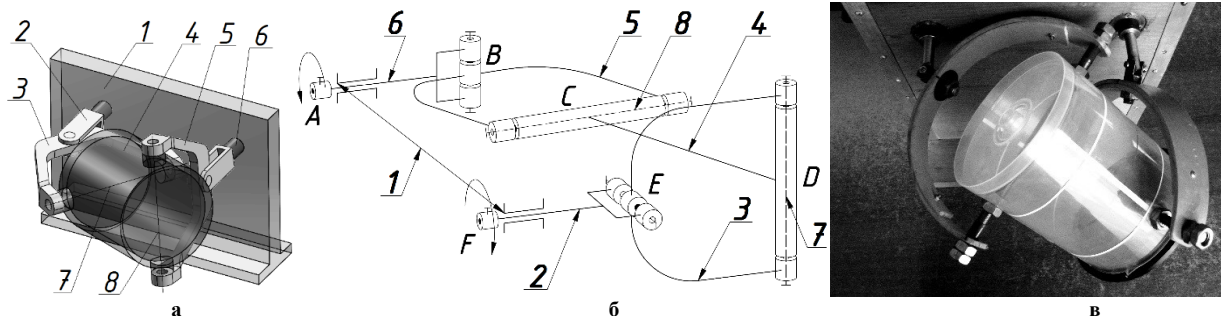


Рис. 1. «Базова» конструкція машини зі складним просторовим рухом робочої емкості:
а – модель машини, б – кінематична схема, в – фото експериментального стенду

Машини містить станину 1, ведучий 2 та ведений 6 вали, встановлені в станині паралельно в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, що виконаний у вигляді ведучого шатуна 3, веденого шатуна 5 та робочої емкості 4 (проміжного шатуна), закріпленої між ведучим та веденим шатунами на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях 7 та 8 відповідно. Рухомі ланки машини утворюють собою просторовий шестиланковий механізм [16] з обертальними кінематичними парами [17].

З метою з'ясування поведінки робочої емкості машини з точки зору її рівноваги під дією сил тяжіння (без завантаження) було проведено попередній експеримент на стенді з періодичним відключенням приводу машини, а саме: ведучий вал, який жорстко з'єднаний з приводом, повертався за годинниковою стрілкою та зупинявся з кроком в кожні 15° . Після зупинки ведучого валу у чітко фіксованому положенні розмикався його жорсткий контакт з приводом і рухомі ланки машини разом з робочою емкістю під дією сил тяжіння рухалися вниз, обертаючи при цьому ведучий вал за чи проти годинникової стрілки на певний кут або ж залишалися нерухомими. Таким чином, можна було зробити висновок щодо того, яке значення крутного моменту виникало на ведучому валу. У випадках, коли ланки та вали залишалися нерухомими – конструкція машини була зрівноважена, момент опору був рівний нулю. Коли складові частини машини рухалися вниз та викликали обертання ведучого валу проти годинникової стрілки – момент опору був додатний. Момент опору був від'ємним (допоміжний момент) в тому випадку, коли складові частини машини рухалися вниз та викликали обертання ведучого валу за годинниковою стрілкою.

За початковий кут ведучого валу було прийнято таке положення машини, при якому ведучий шатун займав вертикальне положення. При роз'єднанні ведучого валу з приводом у положеннях, що відповідають його кутам повороту в 0° , 15° , 90° , 165° , 180° рухомі ланки під дією сили тяжіння створювали допоміжний момент, викликаючи обертання ведучого валу за годинниковою стрілкою, та переміщалися в одне з положень рівноваги, яким відповідають кути повороту в 30° , 75° , 105° , 150° . При роз'єднанні ведучого валу з приводом у положеннях, що відповідають його кутам повороту в 45° , 60° , 120° , 135° рухомі ланки під дією сили тяжіння створювали момент опору й так само переміщалися в одне з найближчих положень рівноваги, викликаючи обертання ведучого валу проти годинникової стрілки. Результати подальшого дослідження при повороті ведучого валу від 180° до 360° показали аналогічну ситуацію, що повністю відповідала повороту ведучого валу від 0° до 180° .

Оскільки вектор сили тяжіння направлений вертикально вниз, а вісі обертання валів машини перпендикулярні до неї, то дію сил розглядали в проекції на вертикальну площину. Переміщення деталей механізму виникає під дією сили тяжіння, яка у проекції на вертикальну площину буде діяти на робочу ємкість, ведучий і ведений шатуни. Було умовно замінено дві кінематичні пари ведучого та веденого шатунів на одну, які позначено точками F та E відповідно, що будуть розташовані на середині міжосьових відстаней кріплення шатунів до робочої ємкості. В проекції на вертикальну площину точки F та E описують траєкторії кіл, обертальні кінематичні пари з'єднання валів з шатунами на даній проекції не фігурують. Центри обертання ведучого та веденого валів машини було позначено як O та Q відповідно. На рис. 2 (а) представлено таке положення машини, при якому конструкція зрівноважується, а момент опору рівний нулю, що представлено, а на рис. 2 (б) – положення рухомих ланок, при якому робоча ємкість проектується на вертикальну площину у натуральну величину.

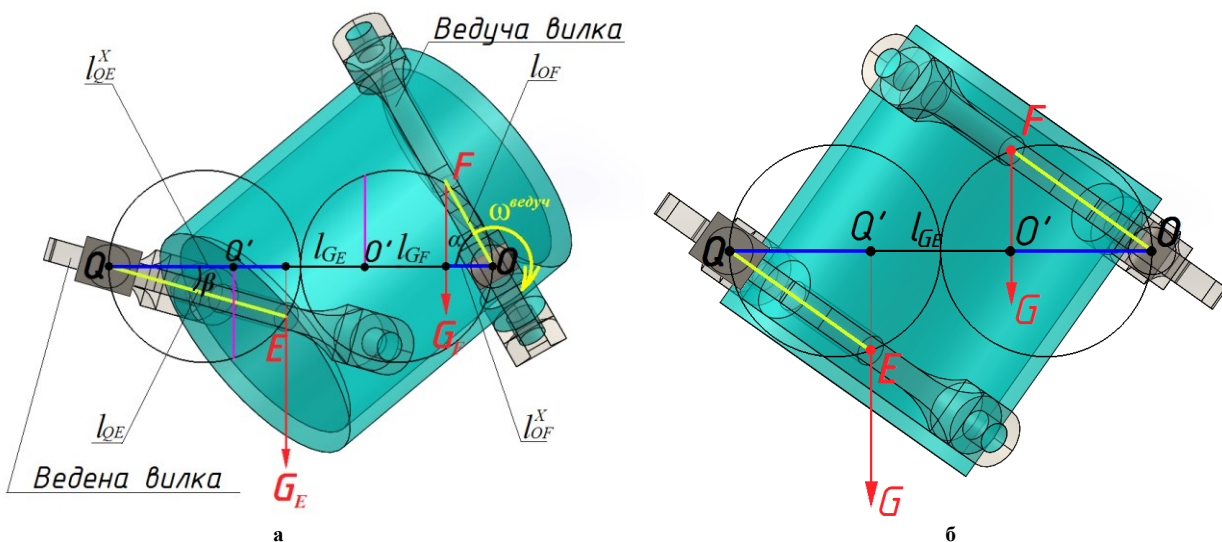


Рис. 2. Розрахункова схема машини для визначення моменту опору: а – у положенні, коли конструкція зрівноважена, б – у положенні, при якому робоча ємкість проектується на вертикальну площину у натуральну величину
 l_{OF} – проекція на вертикальну площину відстані від центру обертання ведучого шатуну O до точки F ; l_{OE}^x – проекція довжини l_{OF} на горизонтальну пряму; l_{QE} – проекція на вертикальну площину відстані від центру обертання веденого шатуну Q до точки E ; l_{QE}^x – проекція довжини l_{QE} на горизонтальну пряму; α – кут між l_{QE} та l_{OF} ; β – кут між l_{QE} та l_{OE}^x ;

Вважатимемо, що сума сил тяжіння, котрі діють на всі рухомі ланки машини, буде умовно порівну розподілена та прикладена в точках F та E . Відповідно, сили тяжіння, які діятимуть у точках F та E визначатимуться як:

$$\overline{G}_F = m_F \overline{g}. \tag{1}$$

$$\overline{G}_E = m_E \overline{g}. \tag{2}$$

Маси m_F та m_E характеризуватимуть половину від сумарної маси усіх ланок машини, які виконують просторовий рух:

$$m_F = m_E = \frac{m_{PC} + m_{Ведуч.В} + m_{Веден.В}}{2}, \tag{3}$$

де m_{PC} – маса робочої ємкості; $m_{Ведуч.В}$ – маса ведучого шатуну; $m_{Веден.В}$ – маса веденого шатуну;

Розділивши пряму QO (рис. 2) на три однакові відрізки утворюється точки Q' та O' . Ці точки будуть відповідати умовним центрам рівноваги машини, відносно яких можна визначати відповідні моменти сил, що будуть діяти на рухомі ланки. Таким чином, при положенні рухомих ланок, яке представлено на рис. 2 (а) переміщення ланок відсутнє за рахунок того, що утворюються однакові плечі l_{GF} та l_{GE} відповідних сил тяжіння до центру рівноваги O' , як наслідок, два моменти сил тяжіння відносно центру рівноваги O' взаємокомпенсуються та не дають можливості зрушити рухомі ланки у будь-якому напрямі. Центр рівноваги O' при такому положенні робочої ємкості буде знаходитися на середині горизонтальної лінії, яка

сполучає вектори сил тяжіння, що відповідає куту повороту ведучого валу в 30° та 150° . А отже, при таких положеннях машини:

$$\overline{M}_{G_F}^{O'} = \overline{M}_{G_E}^{O'}; \quad (4)$$

$$m_F \overline{gl}_{G_F} = m_E \overline{gl}_{G_E}. \quad (5)$$

Рівняння (4) буде також справедливим для такого положення рухомих ланок (кут повороту ведучого валу 75° та 105°), при якому моменти сил тяжіння визначатимуться відносно центру рівноваги Q' .

З усього вищесказаного можна зробити висновок, що статичний момент опору $M_{оп}$ ведучого валу машини без урахування маси сипкого середовища, завантаженого до робочої ємкості, визначається як векторна сума моментів сил тяжіння $M_{G_F}^{O(Q')}$ та $M_{G_E}^{O(Q')}$ відносно відповідного центру рівноваги:

$$\overline{M}_{оп} = \sum \overline{M}_{G_i}^{O(Q')}. \quad (6)$$

Момент опору з від'ємним значенням буде означать, що на ведучому валу виникає допоміжний момент. Також для визначення моментів сил тяжіння, прикладених в точках F та E відносно центру рівноваги O' можна сформулювати таке правило: якщо при положенні рухомих ланок машини перпендикуляр опущений з точки F на міжосьову лінію l_{QO} опиниться на проміжку $l_{OO'}$, то момент сил створений силою тяжіння G_F визначатиметься відносно центру рівноваги O' та буде допоміжним, матиме знак «-». Та навпаки, якщо перпендикуляр, опущений з точки F на міжосьову лінію l_{QO} , опиниться на проміжку $l_{QO'}$, то крутний момент визначатиметься відносно центру рівноваги Q' , і він буде розглядатися як той, що чинить опір обертанню ведучого валу та матиме знак «+». Аналогічно визначатиметься момент сили тяжіння прикладений в точці E відносно відповідних центрів рівноваги. Іншими словами, моменти сил тяжіння, прикладені в точках F та E визначаються відносно того центру рівноваги Q' чи O' , який буде розташований між проекціями точок F та E на міжосьову лінію l_{QO} . Рівняння моментів сил тяжіння, прикладених в точках F та E відносно центру рівноваги O' матимуть вигляд:

$$\overline{M}_{G_F}^{O'} = -\overline{G}_F l_{G_F}. \quad (7)$$

$$\overline{M}_{G_E}^{O'} = \overline{G}_E l_{G_E}. \quad (8)$$

Рівняння моментів сил тяжіння, прикладених в точках F та E відносно центру рівноваги Q' матимуть вигляд:

$$\overline{M}_{G_F}^{Q'} = \overline{G}_F l_{G_F}. \quad (9)$$

$$\overline{M}_{G_E}^{Q'} = -\overline{G}_E l_{G_E}. \quad (10)$$

З урахуванням виразів (7) – (10) запишемо рівняння для визначення моменту опору на ведучому валу при тих положеннях рухомих ланок, коли проекція точки F на міжосьову відстань l_{QO} знаходиться на проміжку $[O'O]$, а проекція точки E на міжосьову відстань l_{QO} буде знаходитися на проміжку $[Q'O']$:

$$\overline{M}_{оп} = \overline{G}_E l_{G_E} - \overline{G}_F l_{G_F}. \quad (11)$$

Аналогічно до (11) запишемо рівняння для визначення моменту опору ведучого валу при тих положеннях робочої ємкості, коли проекція точки F на міжосьову відстань l_{QO} знаходиться на проміжку $[Q'O']$, а проекція точки E на міжосьову відстань l_{QO} буде знаходитися на проміжку $[OO']$:

$$\overline{M}_{оп} = \overline{G}_F l_{G_F} - \overline{G}_E l_{G_E}. \quad (12)$$

Далі необхідно записати вирази для визначення плечей l_{G_F} та l_{G_E} . Для цього було проведено додаткове дослідження в САПР SolidWorks, на основі якого побудовано графік залежності довжин l_{OF}^X та l_{QE}^X від кута повороту ведучого валу φ . Графік залежності представлений на рис. 3. За кут повороту ведучого валу рівного нулю градусів прийнято таке положення рухомих ланок, при якому вісь кріплення ведучого шатуна з робочою ємкістю займатиме вертикальне положення.

Проаналізувавши графік представлений на рис. 3, можна стверджувати, що точки F та E за один повний оберт ведучого валу двічі опишуть власні траєкторії кіл. У випадках, коли одна з точок F чи E буде знаходитися на міжосьовій лінії l_{QO} , утворюватиметься найбільша відстань між цією точкою та центром обертання відповідного валу, яка рівна половині міжосьової відстані l_{QO} :

$$l_{QE}^{X \max} = l_{OF}^{X \max} = 0,5 l_{QO}. \quad (13)$$

Запишемо залежність довжини l_{OF}^X від кута повороту ведучого валу машини φ :

$$l_{OF}^X = 0,25 l_{QO} - 0,25 l_{QO} \cos 2\varphi. \quad (14)$$

З графіку, представленого на рис. 3 видно, що дійсна крива (синього кольору), котра характеризує зміну значення довжини l_{QE}^X мінімально відрізняється від гармонічного закону (червона пунктирна крива), а отже, запишемо залежність довжини l_{QE}^X від кута повороту ведучого валу машини φ :

$$l_{QE}^X = |0,5 l_{QO} \cos \varphi|. \quad (15)$$

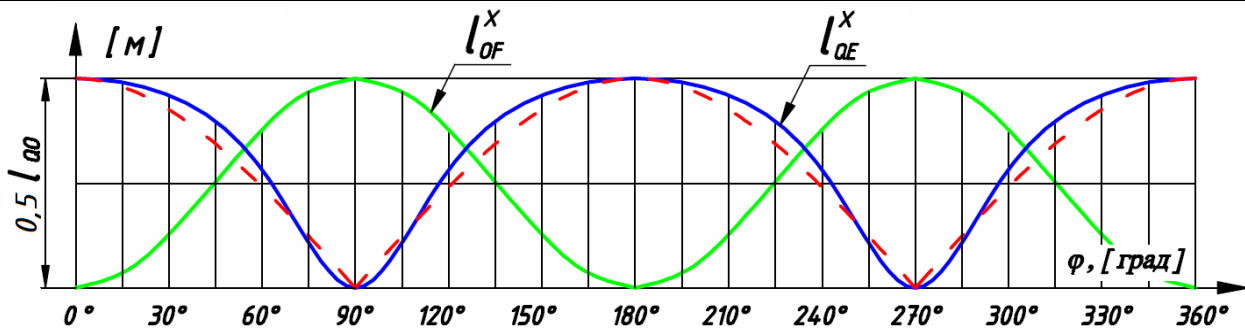


Рис. 3. Залежність довжин l_{OF}^X та l_{QE}^X від кута повороту ведучого валу φ

Далі розглянемо рис. 2 (б), на якому представлено робочу ємкість машини, яка проектується на вертикальну площину в натуральну величину. Саме в такому положенні проекції з точок F та E , опущені на міжосьову відстань l_{QO} , співпадатимуть з центрами рівноваги машини O' та Q' відповідно. В результаті чого міжосьову відстань l_{QO} можна умовно розділити на три рівні частини за двома центрами рівноваги:

$$l_{QO'} = l_{Q'O'} = l_{O'O} = \frac{1}{3} l_{QO}. \quad (16)$$

Саме при таких положеннях рухомих ланок машини, що відповідають кутам повороту ведучого валу $\varphi = 54^\circ; 126^\circ; 234^\circ; 306^\circ$ буде виникати найбільше значення моменту опору на ведучому валу машини за рахунок того, що утворюватиметься максимальна довжина плеча сили тяжіння прикладеної у точці F чи E , момент якої буде додатнім, а довжина плеча сили тяжіння прикладеної у точці F чи E , момент якої від'ємний, буде рівний нулю. Момент опору при таких положеннях рухомих ланок можна визначити як:

$$\bar{M}_{оп} = \frac{1}{3} \bar{G}_E l_{QO} = \frac{1}{3} \bar{G}_F l_{QO} = \frac{1}{3} m_E \bar{g} l_{QO} = \frac{1}{3} m_F \bar{g} l_{QO}. \quad (17)$$

Опираючись на виведені рівняння (14), (15) та приймаючи до уваги формулу (16), запишемо вирази для визначення плечей l_{GF} та l_{GE} . У тому випадку, якщо проекція точки F на міжосьову відстань буде знаходитися праворуч від центру рівноваги O' , то l_{GF} визначатиметься як:

$$l_{GF} = \frac{1}{3} l_{QO} - l_{OF}^X. \quad (18)$$

А з урахуванням рівняння (14) вираз (18) буде мати вигляд:

$$l_{GF} = \frac{1}{3} l_{QO} - 0,25 l_{QO} + 0,25 l_{QO} \cos 2\varphi. \quad (19)$$

У тому випадку, якщо проекція точки F на міжосьову відстань буде знаходитися ліворуч від центру рівноваги O' , то l_{GF} визначатиметься наступним чином:

$$l_{GF} = \frac{2}{3} l_{QO} - l_{OF}^X. \quad (20)$$

З урахуванням рівняння (14) вираз (20) матиме вигляд:

$$l_{GF} = \frac{2}{3} l_{QO} - 0,25 l_{QO} + 0,25 l_{QO} \cos 2\varphi. \quad (21)$$

Запишемо вираз для визначення плеча l_{GE} в тому випадку, якщо проекція точки E на міжосьову відстань знаходитиметься праворуч від центру рівноваги Q' :

$$l_{GE} = \frac{2}{3} l_{QO} - l_{QE}^X. \quad (22)$$

А з урахуванням рівняння (15) вираз (22) матиме вигляд:

$$l_{GE} = \frac{2}{3} l_{QO} - |0,5 l_{QO} \cos \varphi|. \quad (23)$$

Запишемо вираз для визначення плеча l_{GE} у тому випадку, якщо проекція точки E на міжосьову відстань знаходитиметься ліворуч від центру рівноваги Q' :

$$l_{GE} = \frac{1}{3} l_{QO} - l_{QE}^X. \quad (24)$$

З урахуванням рівняння (15) вираз (24) матиме вигляд:

$$l_{GE} = \frac{1}{3} l_{QO} - |0,5 l_{QO} \cos \varphi|. \quad (25)$$

Запишемо рівняння (11), з урахуванням виразів (23), (19):

$$\bar{M}_{оп} = \bar{G}_E \left(\frac{2}{3} l_{QO} - |0,5 l_{QO} \cos \varphi| \right) - \bar{G}_F \left(\frac{1}{3} l_{QO} - (0,25 l_{QO} - 0,25 l_{QO} \cos 2\varphi) \right). \quad (26)$$

Плечі моментів сил в такому випадку визначатимуться відносно центру рівноваги O' . Враховуючи положення рухомих ланок машини, що відповідає куту повороту ведучого валу в 0° , таке рівняння буде актуальним для таких кутів повороту ведучого валу машини: $\varphi = (306^\circ - 54^\circ)$ та $\varphi = (126^\circ - 234^\circ)$.

Запишемо рівняння (12), з урахуванням виразів (21), (25):

$$\bar{M}_{оп} = \bar{G}_F \left(\frac{2}{3} l_{QO} - (0,25l_{QO} - 0,25l_{QO} \cos 2\varphi) \right) - \bar{G}_E \left(\frac{1}{3} l_{QO} - |0,5l_{QO} \cos \varphi| \right). \quad (27)$$

Плечі моментів сил в такому випадку визначатимуться відносно центру рівноваги Q' . Таке рівняння актуальне при кутах повороту ведучого валу машини: $\varphi = (54^\circ - 126^\circ)$ та $\varphi = (234^\circ - 306^\circ)$.

Таким чином, отримано 3 рівняння (17), (26) та (27) за допомогою яких можна визначити статичний момент опору на ведучому валу машини без урахування маси завантаженого до робочої ємкості сипкого середовища.

Із використанням розрахунків за рівняннями (17), (26) та (27) побудовано криву зміни статичного моменту опору на ведучому валу за один його оберт та порівняємо її з кривою, яка отримана на основі 3D моделювання моделі машини та подальшого її кінематичного аналізу в САПР SolidWorks. При моделюванні моделі машини у САПР SolidWorks, маси усіх рухомих ланок приймали аналогічними до маси рухомих ланок експериментального стенду. Графіки залежності моменту опору ведучого валу від кута його повороту, встановлений аналітичним методом та за допомогою САПР SolidWorks представлений на рис. 4. За кут повороту ведучого валу, який рівний нулю градусів прийнято таке положення рухомих ланок машини, при якому вісь кріплення ведучого шатуна до робочої ємкості є вертикальною.

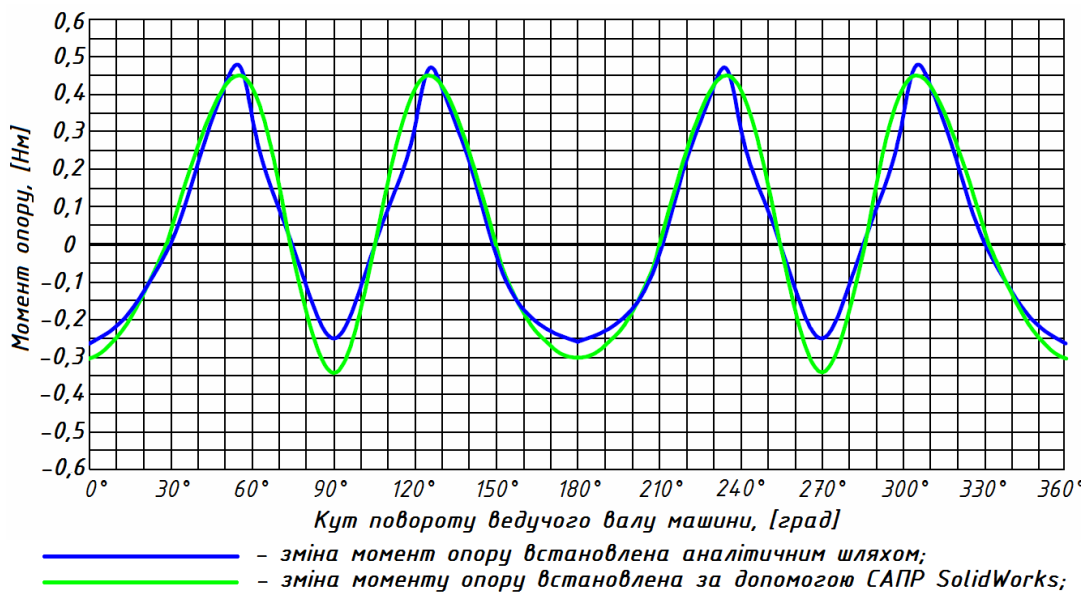


Рис. 4. Графік залежності моменту опору ведучого валу від кута його повороту

Крива, отримана на основі розрахункового методу практично аналогічна до кривої, отриманої за допомогою САПР SolidWorks; різниця між екстремальними значеннями додатного моменту опору двох кривих є незначною, дещо більша різниця між екстремальними значеннями від'ємного моменту опору, однак, це не є актуальним з точки зору раціонального проектування приводу галтувальної машини.

Висновки

1. Виконані дослідження статичного моменту опору на ведучому валу «базової» конструкції машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості, який створений масою рухомих ланок машини.
2. Визначено, що в положеннях машини, коли її робоча ємкість проектується на вертикальну площину в натуральну величину, на ведучому валу виникатимуть максимальні значення статичного моменту опору.
3. Аналітично отримані рівняння, за допомогою яких можна визначити статичний момент опору на ведучому валу машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості без урахування маси завантаженого до робочої ємкості сипкого середовища.
4. Отримані результати є основою для проведення подальших досліджень енергетичних параметрів галтувального обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємкостей.

Література

1. Залюбовський М.Г. Машини зі складним рухом робочих ємкостей для обробки полімерних деталей: монографія / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев – К.: Університет «Україна», 2018. – 228 с.
2. Першин, В.Ф. Машини барабанного типу: основи теорії, расчета и конструирования / В.Ф. Першин. – Воронеж : Изд-во ВГУ, 1990. – 168 с.
3. Шумакова Т.А. Інструмент для виброобразивної обробки деталей: монографія / Т.А. Шумакова, В.И. Шаповалов, Ю.И. Гутько; Восточноукр. нац. ун-т ім. В. Даля. – Луганск: Ноулідж, 2011. – 59 с.
4. Бурмістенков О.П. Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості: монографія / О.П. Бурмістенков, Б.М. Злотенко, В.П. Коновал, І.В. Панасюк, М.Є. Скиба, О.М. Синюк. – Хмельниц., 2007. – 255 с.

5. Копин В.А., Макаров В.Л., Ростовцев А.М. Обработка изделий из пластмасс. - М.: Химия, 1988. – 176 с.
6. Шварц А.И. Механизация и автоматизация производства формовых РТИ: Учебное пособие для рабочего образования. М.: Химия, 1987. – 176 с.
7. Панасюк І.В. Визначення закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2015. – №5. – С. 40-46.
8. Marigo M. Discrete Element Method (DEM) for Industrial Applications: Comments on Calibration and Validation for the Modelling of Cylindrical Pellets / M. Marigo, EH Stitt // KONA Powder and Particle Journal – 2015. – No 32, P. 236-252.
9. Marigo M. Discrete element modelling (DEM) input parameters: understanding their impact on model predictions using statistical analysis / Z. Yan, SK. Wilkinson, EH. Stitt, M. Marigo // Computational Particle Mechanics – 2014. – No 2. (Vol. 3), P. 283-299.
10. Panasyuk I. Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process / I. Panasyuk, M. Zalyubovskiy // Metallurgical and Mining Industry – 2015. – №3. – P. 260-264.
11. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32.
12. Модестов В.Б. Определение мощности смесителя, необходимой при смешивании сыпучих материалов. // "Химическое и нефтегазовое машиностроение", №3, 2003. С. 7 – 8.
13. Модестов В.Б. Смесители сыпучих и пастообразных материалов: монография / В. Б. Модестов; МОНМС Украины, Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля, Технол. ин-т. – Луганск, 2011. – 353 с.
14. Панасюк І.В. Визначення деяких конструктивних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2013. – №5. – С. 76-81.
15. Willy A. Bachofen (WAB): сайт Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2021 [Електронний ресурс]. URL: <https://www.wab-group.com/en/> (дата відвідування: 11.02.2021).
16. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, issue 1, April 2020, 54 – 64.
17. Zaliubovskiy M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, – 2020. – 178, issue 4, 69-75.

References

1. Zaliubovskiy M. H. Mashyny zi skladnym rukhom robochykh yemkosti dlia obrobky polimernykh detalei: monohrafiia / M. H. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, V. V. Malyshev – K.: Universytet «Ukraina», 2018. – 228 s.
2. Pershin, V.F. Mashyni barabannogo tipa: osnovyi teorii, rascheta i konstruirovaniya / V.F. Pershin. – Voronezh : Izd-vo VGU, 1990. – 168 s.
3. Shumakova T.A. Instrument dlya vibrobrazivnoy obrabotki detaley : monografiya / T.A. Shumakova, V.I. Shapovalov, Yu.I. Gutko; Vostochnoukr. nats. un-t im. V. Dallya. – Lugansk: Noulidzh, 2011. – 59 s.
4. Bumistenkov O.P. Vyrobnystvo lytykh detalei ta vyrobiv z polimernykh materialiv u vztivivii ta shkirhalantereinii promyslovosti: monohrafiia / O.P. Bumistenkov, B.M. Zlotenko, V.P. Konoval, I.V. Panasiuk, M.Ie. Skyba, O.M. Syniuk. – Khmelnyts., 2007. – 255 s.
5. Kopin V.A., Makarov V.L., Rostovtsev A.M. Obrabotka izdeliy iz plastmass. - M.: Himiya, 1988. – 176 s.
6. Shvarts A.I. Mehanizatsiya i avtomatizatsiya proizvodstva formovyih RTI: Uchebnoe posobie dlya rabocheho obrazovaniya. M.: Himiya, 1987. – 176 s.
7. Panasiuk I.V. Vyznachennia zakonu zminy kutovoi shvydkosti veduchoho valu mashyny dlia obrobky detalei zi skladnym rukhom robochoi yemkosti / I.V. Panasiuk, M.H. Zaliubovskiy // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnologii ta dizainu – 2015. – №5. – S. 40-46.
8. Marigo M. Discrete Element Method (DEM) for Industrial Applications: Comments on Calibration and Validation for the Modelling of Cylindrical Pellets / M. Marigo, EH Stitt // KONA Powder and Particle Journal – 2015. – No 32, P. 236-252.
9. Marigo M. Discrete element modelling (DEM) input parameters: understanding their impact on model predictions using statistical analysis / Z. Yan, SK. Wilkinson, EH. Stitt, M. Marigo // Computational Particle Mechanics – 2014. – No 2. (Vol. 3), P. 283-299.
10. Panasyuk I. Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process / I. Panasyuk, M. Zalyubovskiy // Metallurgical and Mining Industry – 2015. – №3. – P. 260-264.
11. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2. – P. 24 – 32.
12. Modestov V.B. Opredelenie moschnosti smesitelya, neobhodimoy pri smeshivanii syipuchih materialov. // "Himicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie", №3, 2003. S. 7 – 8.
13. Modestov V.B. Smesiteli syipuchih i pastobraznykh materialov: monografiya / V. B. Modestov; MONMS Ukrainyi, Vostochnoukr. nats. un-t im. V. Dallya, Tehnol. in-t. – Lugansk, 2011. – 353 s.
14. Panasiuk I.V. Vyznachennia deiakykh konstruktivnykh parametriv zmishuvachiv z tryvymirnym obertanniam barabanu / I.V. Panasiuk, M.H. Zaliubovskiy // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnologii ta dizainu – 2013. – №5. – S. 76-81.
15. Willy A. Bachofen (WAB): сайт Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2020 [Електронний ресурс]. URL: <https://www.wab-group.com/en/>.
16. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, issue 1, April 2020, 54 – 64.
17. Zaliubovskiy M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, – 2020. – 178, issue 4, 69-75.