

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ І ДИНАМІКИ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ПРИВОДА ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ

¹В. М. Сенчішак, ¹В. Я. Попович, ²О. В. Прозур

¹ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 727147,
e-mail: m e s c h m a s c h @ n i n g . e d u . u a

² Нафтогазовидобувне управління “Чернігівнафтогаз”;
17500, Чернігівська обл., м. Прилуки, вул. Вокзальна, 1, тел. (04637) 32198,
e-mail: O l e x a n d r . p r o z u r @ p r n g d y . u k r n a f t a . c o m

Під час роботи верстата-гойдалки між рухомими з'єднаннями ланок (кінематичних пар) виникають сили взаємодії (сили реакцій). Навантаження кінематичних пар цими силами є важливою динамічною характеристикою механізму. Дослідження реакції у кінематичних парах механізму, які знаходяться в експлуатації, необхідні для аналізування різноманітних механічних поломок ланок і вузлів механізму.

У роботі розглянуто кінематичні і кінетостатичні дослідження важільного механізму привода верстата-гойдалки з надлишковими зв'язками і без надлишкових зв'язків. Кінетостатичні дослідження проводились для механізму привода верстата-гойдалки моделі 7СК12-2,5-5600 з реальним навантаженням, взятим із динамограми.

Проведеними дослідженнями встановлено вплив надлишкових зв'язків на навантаженість ланок механізму привода.

Ключові слова: векторний контур, розрахункова схема, кінематична пара, ланка, надлишкові зв'язки, реакції зв'язків.

При работе станка-качалки между подвижными соединениями звеньев (кинематических пар) возникают силы взаимодействия (силы реакций). Нагрузка кинематических пар этими силами является важной динамической характеристикой механизма. Исследование реакции в кинематических парах механизма, которые находятся в эксплуатации, необходимо для проведения анализа различных механических поломок звеньев и узлов механизма.

В работе рассмотрены кинематические и кинетостатические исследования рычажного механизма привода станка-качалки с избыточными связями и без избыточных связей. Кинетостатические исследования проводились для механизма привода станка-качалки модели 7СК12-2,5-5600 с реальной нагрузкой, взятой из динамограммы.

Проведенными исследованиями установлено влияние избыточных связей на загруженность звеньев механизма привода.

Ключевые слова: векторный контур, расчетная схема, кинематическая пара, звено, избыточные связи, реакции связей.

In the process of the pumping jack operation in the movable connections (kinematic pairs), the component interacting forces emerge (reaction forces). The load of the kinematic pairs with these forces is considered to be an important dynamic characteristic of a mechanism. The research of the reaction in the mechanism kinematic pairs is necessary for the analysis of various mechanical failures of the machine components.

The article deals with the kinematic and kinetostatic research of a pumping jack driving mechanism with and without excessive connections. The kinetostatic research has been conducted for the pumping jack driving mechanism of the 7SK12-2,5-5600 model with a real load taken from the dynamogram.

The conducted research has discovered the influence of the excessive connections on the driving mechanism components workload.

Key words: vector circuit, design model, kinematic pair, component, excessive connections, connections reaction.

Вступ. Важливим вузлом штангової глибинонасосної установки є привод, який надає за допомогою штанг зворотно-поступального руху плунжеру глибинного насоса, що знаходиться у свердловині. Із різних видів приводів штангових насосів у нафтовидобувній галузі найчастіше застосовується балансірний привод механічної дії, який на практиці називають верстатом-гойдалкою.

Під час роботи верстата-гойдалки на ланки діють зовнішні активні сили, а в кінематичних з'єднаннях виникають сили взаємодії ланок між собою (сили реакцій). Вони відносяться до внутрішніх сил по відношенню до механізму загалом.

Ці сили є швидкозмінними, вони приймають інші значення, ніж у стані спокою. Навантаження кінематичних пар цими силами є важливою динамічною характеристикою механізму. Знання про сили у кінематичних парах механізмів, які знаходяться в експлуатації, необхідне для проведення аналізу різноманітних механічних поломок ланок і вузлів механізму.

Аналіз сучасних досліджень. Розрахунки просторового механізму верстата-гойдалки, положення його ланок у просторі, кінематичних і кінетостатичних характеристик пов'язані з виконанням великого об'єму громіздких ана-

літичних обчислень. Тому у багатьох роботах автори спрощують важільний механізм, зображуючи його плоским. Так, у роботах [1, 2] автори розглядали просторовий шестиланковий важільний механізм привода верстата-гойдалки дещо спрощено – як плоский чотириланковий. Такий підхід є достатньо коректним тільки для випадку дослідження кінематичних параметрів точки підвісу колони штанг.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Якщо ж досліджувати переміщення ланок механізму у просторі або величину навантажень на кожну ланку важільного механізму, то такий підхід є помилковим. При такій постановці задачі неможливо врахувати реальний перерозподіл сил між ланками просторового механізму від зовнішнього навантаження і вплив локальних зазорів в окремих з'єднаннях, які з'являються у процесі зношування, на положення ланок у просторі.

Метою роботи є кінематичні і кінетостатичні дослідження просторового важільного механізму привода верстата-гойдалки.

Висвітлення основного матеріалу досліджень. На рис. 1 зображено кінематичну схему кривошипно-коромислового механізму привода верстата-гойдалки, який складається із здвоєного кривошипа 1, двох шатунів 2 і 3, траверси 4 і балансира 5. Шатуни з'єднані з кривошипом і траверсою кінематичними обертальними парами V класу (шарніри A, B, A_1, B_1). Балансир з траверсою з'єднаний сферичною парою D III класу, а з стояком – V класу (шарнір C).

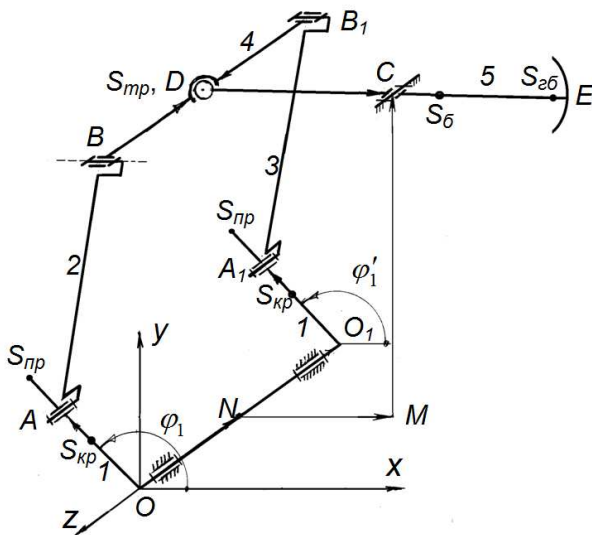


Рисунок 1 – Кінематична схема верстата-гойдалки

Положення ланок у просторі у зазначений момент часу будуть визначати напрямні косинуси орт x_i, y_i, z_i відповідних векторів \bar{l}_i , які умовно замінюють ланки механізму, а положення гілок кривошипа - кути φ_1 і φ'_1 .

В роботі [3] розв'язана перша задача кінематики – дослідження положень ланок просторового шестиланкового важільного механізму привода верстата-гойдалки методом векторних замкнених контурів [4] засобами векторної алгебри. У замкнених кінематичних ланцюгах ланки, з'єднуючись між собою, утворюють замкнені контури. На схемі механізму (рис. 1) це контури $OABDCMNO$ та $NO_1A_1B_1DCMN$.

Умова їх замкнутості описується рівняннями

$$\bar{l}_{OA} + \bar{l}_{AB} + \bar{l}_{BD} + \bar{l}_{DC} = \bar{l}_{ON} + \bar{l}_{NM} + \bar{l}_{MC}, \quad (1)$$

$$\bar{l}_{NO_1} + \bar{l}_{O_1A_1} + \bar{l}_{A_1B_1} + \bar{l}_{B_1D} + \bar{l}_{DC} = \bar{l}_{NM} + \bar{l}_{MC}. \quad (2)$$

Рівняння (1), (2) перепишемо у такому вигляді:

$$l_{OA}\bar{e}_{OA} + l_{AB}\bar{e}_{AB} + l_{BD}\bar{e}_{BD} + l_{DC}\bar{e}_{DC} = l_{ON}\bar{e}_{ON} + l_{NM}\bar{e}_{NM} + l_{MC}\bar{e}_{MC}; \quad (3)$$

$$l_{NO_1}\bar{e}_{NO_1} + l_{O_1A_1}\bar{e}_{O_1A_1} + l_{A_1B_1}\bar{e}_{A_1B_1} + l_{B_1D}\bar{e}_{B_1D} + l_{DC}\bar{e}_{DC} = l_{NM}\bar{e}_{NM} + l_{MC}\bar{e}_{MC}, \quad (4)$$

де \bar{e}_i – орти відповідних векторів \bar{l}_i .

Орти є одномірним масивом виду

$$\bar{e}_i = (x_i \quad y_i \quad z_i)^T,$$

де x_i, y_i, z_i – напрямні косинуси орта відповідно до осей x, y, z .

З врахуванням векторного запису орт, рухомі ланки механізму зобразимо векторами

$$\bar{l}_2 = l_{AB} \begin{pmatrix} x_{AB} \\ y_{AB} \\ z_{AB} \end{pmatrix}; \quad \bar{l}_3 = l_{A_1B_1} \begin{pmatrix} x_{A_1B_1} \\ y_{A_1B_1} \\ z_{A_1B_1} \end{pmatrix}; \quad \bar{l}_4 = l_{BD} \begin{pmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \\ z_{BD} \end{pmatrix};$$

$$\bar{l}_{41} = -l_{B_1D} \begin{pmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \\ z_{BD} \end{pmatrix}; \quad \bar{l}_5 = l_{DC} \begin{pmatrix} x_{DC} \\ y_{DC} \\ 0 \end{pmatrix};$$

$$\bar{l}_1 = l_{OA} \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad \bar{l}_{11} = l_{O_1A_1} \begin{pmatrix} \cos \varphi'_1 \\ \sin \varphi'_1 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

де $\bar{l}_1, \bar{l}_{11}, \bar{l}_2, \bar{l}_3, \bar{l}_4, \bar{l}_{41}, \bar{l}_5$ – лінійні вектори, які умовно зв'язані відповідно з рухомими ланками або з їх елементами $OA, O_1A_1, AB, A_1B_1, BD, B_1D, DC$.

Тепер систему рівнянь (1), (2) перепишемо

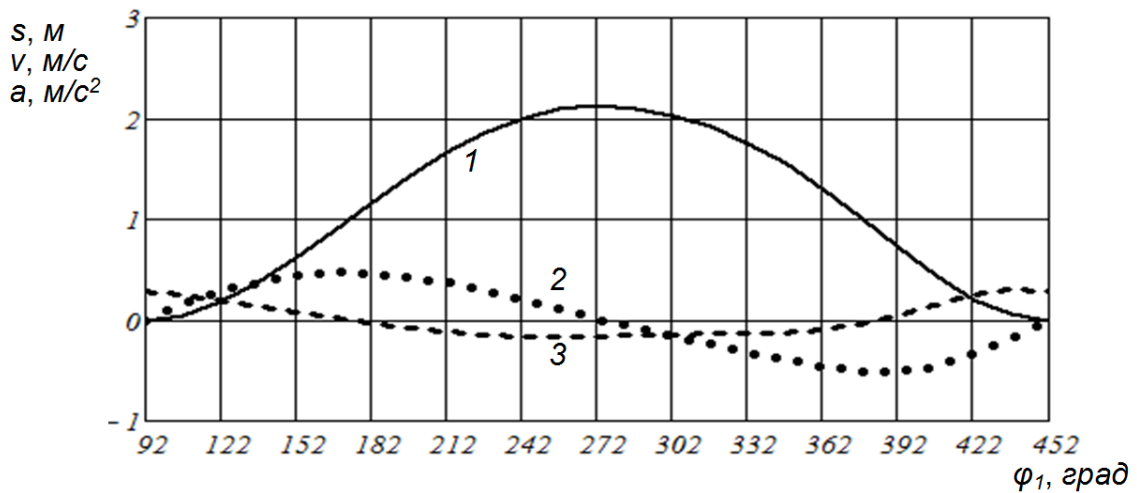
$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_4 + \bar{l}_5 = \bar{l}_{ON} + \bar{l}_{NM} + \bar{l}_{MC}, \quad (5)$$

$$\bar{l}_{NO_1} + \bar{l}_{11} + \bar{l}_3 + \bar{l}_{41} + \bar{l}_5 = \bar{l}_{NM} + \bar{l}_{MC}. \quad (6)$$

Диференціюємо за часом рівняння (5), (6)

$$\frac{d\bar{l}_1}{dt} + \frac{d\bar{l}_2}{dt} + \frac{d\bar{l}_4}{dt} + \frac{d\bar{l}_5}{dt} = 0, \quad (7)$$

$$\frac{d\bar{l}_{11}}{dt} + \frac{d\bar{l}_3}{dt} + \frac{d\bar{l}_{41}}{dt} + \frac{d\bar{l}_5}{dt} = 0. \quad (8)$$



1 – переміщення; 2 – швидкість; 3 - прискорення

Рисунок 2 – Кінематика точки підвісу штанг

Похідні за часом від лінійних векторів $\frac{d\bar{l}_i}{dt}$

знаходимо за формулою Бура [5]

$$\bar{\omega}_1 \times \bar{l}_1 + \bar{\omega}_2 \times \bar{l}_2 + \bar{\omega}_4 \times \bar{l}_4 + \bar{\omega}_5 \times \bar{l}_5 = 0, \quad (9)$$

$$\bar{\omega}_1 \times \bar{l}_{11} + \bar{\omega}_3 \times \bar{l}_3 + \bar{\omega}_4 \times \bar{l}_{41} + \bar{\omega}_5 \times \bar{l}_5 = 0. \quad (10)$$

Тут кутова швидкість кривошипа задана у векторній формі $\bar{\omega}_1 = (0 \ 0 \ \omega_1)^T \ (c^{-1})$. Підлягають визначенню кутові швидкості ланок механізму $\bar{\omega}_2, \bar{\omega}_3, \bar{\omega}_4, \bar{\omega}_5$.

Щоб знайти кутові прискорення ланок механізму, диференціюємо за часом t систему рівнянь (9), (10). В результаті отримаємо два векторних рівняння

$$\begin{aligned} \bar{\varepsilon}_1 \times \bar{l}_1 + \bar{\omega}_1 \times (\bar{\omega}_1 \times \bar{l}_1) + \bar{\varepsilon}_2 \times \bar{l}_2 + \bar{\omega}_2 \times (\bar{\omega}_2 \times \bar{l}_2) + \\ + \bar{\varepsilon}_4 \times \bar{l}_4 + \bar{\omega}_4 \times (\bar{\omega}_4 \times \bar{l}_4) + \bar{\varepsilon}_5 \times \bar{l}_5 + \\ + \bar{\omega}_5 \times (\bar{\omega}_5 \times \bar{l}_5) = 0, \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \bar{\varepsilon}_1 \times \bar{l}_{11} + \bar{\omega}_1 \times (\bar{\omega}_1 \times \bar{l}_{11}) + \bar{\varepsilon}_3 \times \bar{l}_3 + \bar{\omega}_3 \times (\bar{\omega}_3 \times \bar{l}_3) + \\ + \bar{\varepsilon}_4 \times \bar{l}_4 + \bar{\omega}_4 \times (\bar{\omega}_4 \times \bar{l}_{41}) + \bar{\varepsilon}_5 \times \bar{l}_5 + \\ + \bar{\omega}_5 \times (\bar{\omega}_5 \times \bar{l}_5) = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

де $\bar{\varepsilon}_1$ – вектор кутового прискорення кривошипа, модуль і напрям якого задається $\bar{\varepsilon}_1 = (0 \ 0 \ \varepsilon_1)^T$;

$\bar{\varepsilon}_2, \bar{\varepsilon}_3, \bar{\varepsilon}_4, \bar{\varepsilon}_5$ – вектори кутових прискорень відповідних ланок механізму, які підлягають визначенню.

Наведені вище системи рівнянь (9)...(12) зручно розв'язувати обчислювальним блоком *Given-Minerr* програмного пакету Mathcad [6]. Коли визначені кутові швидкості і прискорення ланок, легко знайти лінійні швидкості і прискорення будь-яких точок механізму.

Швидкості і прискорення окремих точок ланок механізму привода визначаються за формулами:

- точки E (точка підвісу штанг)

$$\bar{V}_E = \bar{\omega}_5 \times \bar{l}_{CE},$$

$$\bar{a}_E = \bar{\varepsilon}_5 \times \bar{l}_{CE} + \bar{\omega}_5 \times (\bar{\omega}_5 \times \bar{l}_{CE}); \quad (13)$$

де $\bar{l}_{CE} = l_{CE} (x_{DC} \ y_{DC} \ 0)^T$;

- центра маси траверси

$$\bar{V}_{Smp} = -\bar{\omega}_5 \times \bar{l}_{DC},$$

$$\bar{a}_{Smp} = -\bar{\varepsilon}_5 \times \bar{l}_{DC} - \bar{\omega}_5 \times (\bar{\omega}_5 \times \bar{l}_{DC}); \quad (14)$$

- центра маси головки балансира

$$\bar{V}_{S\delta} = \bar{\omega}_5 \times \bar{l}_{CS\delta},$$

$$\bar{a}_{S\delta} = \bar{\varepsilon}_5 \times \bar{l}_{CS\delta} + \bar{\omega}_5 \times (\bar{\omega}_5 \times \bar{l}_{CS\delta}); \quad (15)$$

- центрів мас противаг

$$\bar{V}_{np} = \bar{\omega}_1 \times \bar{l}_{OSnp},$$

$$\bar{a}_{np} = \bar{\omega}_1 \times \bar{V}_{np} + \bar{\varepsilon}_1 \times \bar{l}_{OSnp}. \quad (16)$$

У формулах (13)...(16) $\bar{l}_{CS\delta} = CS_{\delta} \begin{pmatrix} x_{DC} \\ y_{DC} \\ z_{DC} \end{pmatrix}$,

$$\bar{l}_{CS\delta} = CS_{\delta} \begin{pmatrix} x_{DC} \\ y_{DC} \\ z_{DC} \end{pmatrix}, \quad \bar{l}_{OSnp} = OS_{np} \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

На рис. 2 наведено окремі результати кінематичних досліджень механізму привода верстата-гойдалки, а саме переміщення, швидкість і прискорення точки підвісу колони штанг.

Встановлено, що у досліджуваному механізмі присутні чотири пасивні зв'язки. Результати досліджень впливу динамічних похибок на деформацію окремих ланок механізму вказують на те, що пасивні зв'язки присутні у кінематичних парах A, A_1 і B, B_1 . Шатуни 2 і 3 зазнають пружних деформацій кручення і згину [3].

Враховуючи пружні деформації шатунів, складемо розрахункову схему для кінетостатичного розрахунку механізму.

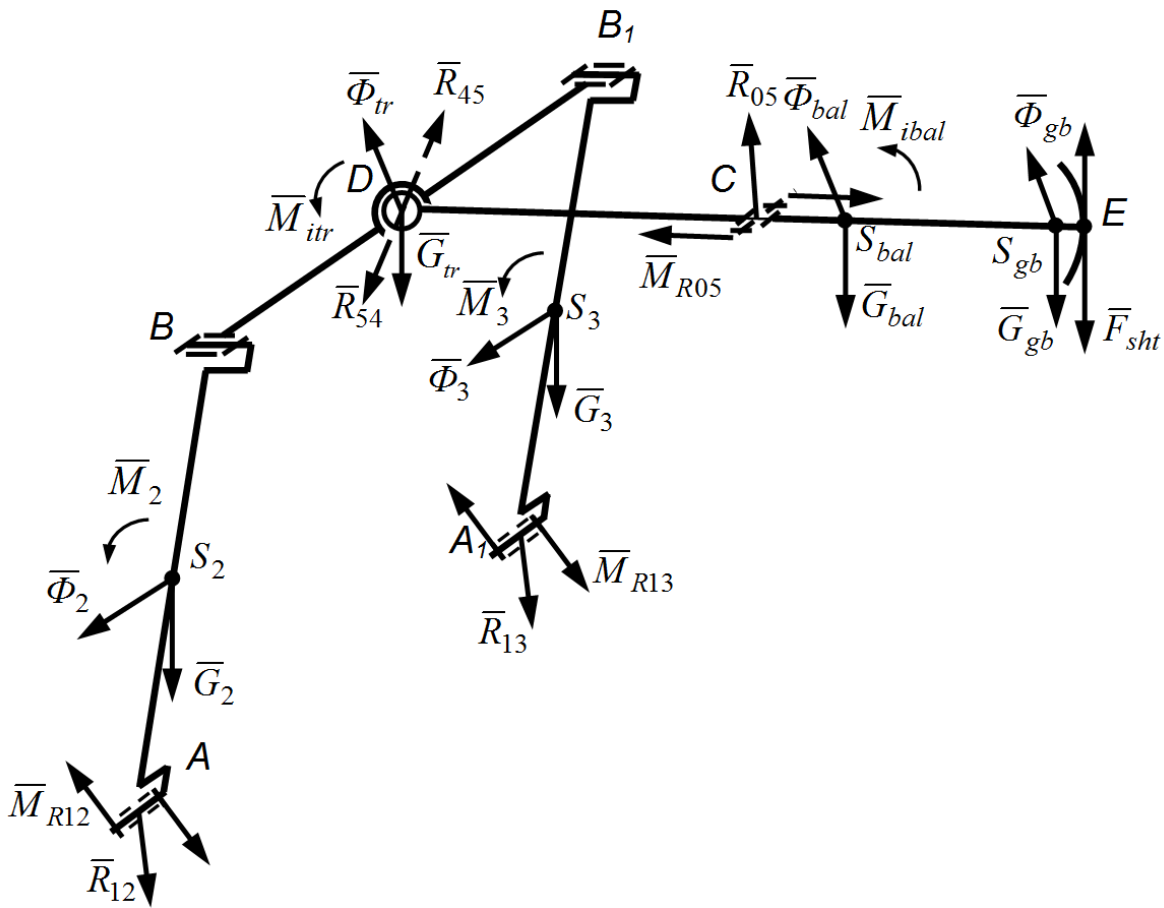


Рисунок 3 – Розрахункова схема для визначення реакцій у кінематичних парах механізму

Реакції у кінематичних парах зводяться до сили і пари сил реакції [7]; сила реакції визначається числом параметрів, рівним числу зв'язків поступальних переміщень, накладених кінематичною парою; момент пари сил реакції визначається числом параметрів, рівним числу зв'язків обертальних переміщень, накладених кінематичною парою. Притому вектор моменту пари сил реакції перпендикулярний до осі шарніра. Якщо кінематична пара допускає обертання навколо трьох осей, то момент пари сил реакції рівний нулю.

Силами тертя нехтуємо. Кінематична пара третього класу (шарнір D) не допускає поступальних переміщень одного елемента відносно іншого. Зв'язки можна замінити силою реакції \bar{R}_{ji} , яка проходить через центр шарніра. Модуль і напрям сили реакції невідомі.

Інші кінематичні пари (шарніри A, A_1, B, B_1, C) обертальні V класу. Такі обертальні пари допускають відносно обертання її елементів навколо осі шарніра. Накладені зв'язки можна замінити силою реакції \bar{R}_{ji} , невідомою за модулем і напрямком, і парою сил реакції \bar{M}_{Rji} , причому вектор моменту пари перпендикулярний до осі шарніра [7].

З врахуванням вищезгаданого, побудовано розрахункову схему просторового механізму привода верстата-гойдалки (рис. 3), яка складається із чотирьох ланок, що знаходяться під

дією зовнішніх сил (сил ваги ланок $\bar{G}_2, \bar{G}_3, \bar{G}_4, \bar{G}_5$ і ваги головки балансира \bar{G}_{gb}) та реакцій зв'язків \bar{R}_i, \bar{M}_{Ri} . Сили реакцій і моменти пари сил реакцій у кінематичних парах B і B_1 на схемі не відображені, оскільки вони взаємно зрівноважені.

У точці підвісу колони штанг (точка E) діє сила \bar{F}_{sht} . Значення цієї сили брались із реальної динамограми роботи верстата-гойдалки моделі 7СК12-2,5-5600. Сила \bar{F}_{sht} є зведеною силою ваги колони штанг і перекачуваної рідини, сил тертя і сил інерції мас колони і рідини.

Кінетостатичні дослідження побудовані на принципі Даламбера. При русі ланок їх рівновага відсутня, оскільки частина сил витрачається на прискорення або сповільнення мас. Тому формально умову рівноваги при русі записують на підставі принципу Даламбера, додаючи до умови рівноваги сили і моменти сил інерції, які визначаються за формулами:

$$\bar{\Phi}_i = -m_i \bar{a}_{Si}, \quad \bar{M}_{ii} = -\bar{\epsilon}_i J_{Si}.$$

Моменти \bar{M}_2, \bar{M}_3 , які прикладені відповідно до шатунів 2 і 3, є сумарними моментами для кожного із шатунів

$$\begin{aligned} \bar{M}_2 &= \bar{M}_{F2} + \bar{M}_{kp2} + \bar{M}_{i2}, \\ \bar{M}_3 &= \bar{M}_{F3} + \bar{M}_{kp3} + \bar{M}_{i3}, \end{aligned} \quad (17)$$

де $\bar{M}_{i2}, \bar{M}_{i3}$ – моменти сил інерції шатунів;

$\bar{M}_{kp2}, \bar{M}_{kp3}$ – моменти сил пружного кручення на шатунах 2 і 3.

Напрямок цих моментів будуть визначати відповідно орти $\bar{e}_{AB}, \bar{e}_{A_1B_1}$ лінійних векторів \bar{l}_{AB} і $\bar{l}_{A_1B_1}$, тобто:

$$\bar{M}_{kp2} = T_{kp} \bar{e}_{AB}, \text{ або } \bar{M}_{kp2} = \frac{GJ_{\rho} \varphi_{\kappa}}{l_{AB}} \bar{e}_{AB}, \quad (18)$$

$$\bar{M}_{kp3} = T_{kp} \bar{e}_{A_1B_1}, \text{ або } \bar{M}_{kp3} = \frac{GJ_{\rho} \varphi_{\kappa}}{l_{AB}} \bar{e}_{A_1B_1}. \quad (19)$$

Деформація згину шатунів у площині $хоу$ породжує згинальні моменти у шарнірах B, B_1 , величина і напрям яких визначається за формулою:

$$\bar{M}_{F2} = \frac{3EJ_z \sin(\Delta\beta_{23}/2)}{l_{AB}^2} \bar{e}_{BD}, \quad (20)$$

$$\bar{M}_{F3} = -\frac{3EJ_z \sin(\Delta\beta_{23}/2)}{l_{AB}^2} \bar{e}_{BD}, \quad (21)$$

де $\Delta\beta_{23}$ – кут між шатунами у площині $хоу$;

$E = 2,1 \cdot 10^{11}$ МПа – модуль пружності матеріалу шатуна;

$J_z = 1,176 \cdot 10^{-6}$ м⁴ – осьовий момент інерції поперечного перерізу шатуна.

Сили реакцій і моменти сил реакцій у кінематичних парах невідомі і підлягають визначенню.

Для кожної ланки можна записати рівняння рівноваги сил і рівняння рівноваги моментів сил відносно точок, які знаходяться у центрі кінематичних пар.

Запишемо рівновагу сил і моментів сил, які діють на балансир

$$\sum_{л.5} \bar{F}_i = 0, \quad (22)$$

$$\bar{R}_{45} + \bar{G}_{bal} + \bar{\Phi}_{bal} + \bar{G}_{gb} + \bar{\Phi}_{gb} + \bar{R}_{05} + \bar{F}_{sht} = 0, \quad (23)$$

$$\sum_{л.5} \bar{M}_D = 0,$$

$$\bar{M}_{R05} + \bar{l}_5 \times \bar{R}_{05} + \bar{M}_{ibal} + (\bar{l}_5 - \lambda_3 \bar{l}_E) \times (\bar{G}_{bal} + \bar{\Phi}_{bal}) + (\bar{l}_5 + \lambda_4 \bar{l}_E) \times (\bar{G}_{gb} + \bar{\Phi}_{gb}) + (\bar{l}_5 + \bar{l}_{sht}) \times \bar{F}_{sht} = 0$$

Для траверси запишемо також два рівняння:

$$\sum_{л.4} \bar{F}_i = 0, \quad (24)$$

$$\bar{R}_{24} + \bar{G}_{tr} + \bar{\Phi}_{tr} + \bar{R}_{54} + \bar{R}_{34} = 0,$$

$$\sum_{л.4} \bar{M}_D = 0, \quad (25)$$

$$\bar{M}_{R24} - \bar{l}_4 \times \bar{R}_{24} + \bar{M}_{itr} - \bar{l}_{41} \times \bar{R}_{34} + \bar{M}_{R34} = 0.$$

Додамо по два рівняння рівноваги сил і моментів сил, які прикладені до шатунів 2 і 3:

$$\sum_{л.3} \bar{F}_i = 0, \quad (26)$$

$$\bar{R}_{13} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{R}_{43} = 0;$$

$$\sum_{л.3} \bar{M}_{B_1} = 0, \quad (27)$$

$$\bar{M}_{R13} - \bar{l}_3 \times \bar{R}_{13} + \bar{M}_3 - \bar{l}_{S3} \times \bar{G}_3 - \bar{l}_{S3} \times \bar{\Phi}_3 + \bar{M}_{R43} = 0;$$

$$\sum_{л.2} \bar{F}_i = 0, \quad (28)$$

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{R}_{42} = 0;$$

$$\sum_{л.2} \bar{M}_B = 0, \quad (29)$$

$$\bar{M}_{R12} - \bar{l}_2 \times \bar{R}_{42} + \bar{M}_2 - \bar{l}_{S2} \times \bar{G}_2 - \bar{l}_{S2} \times \bar{\Phi}_2 + \bar{M}_{R42} = 0;$$

де $\lambda_3 = CE/CS_{bal}, \lambda_4 = CE/CS_{gb}$.

У рівняннях (25), (27), (29) перед векторним добутком знак «мінус» вказується тому, що вектори $\bar{l}_4, \bar{l}_{41}, \bar{l}_{S2}$ і \bar{l}_{S3} необхідно брати з протилежним напрямком.

Оскільки $\bar{R}_{54} = -\bar{R}_{45}, \bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34}, \bar{R}_{42} = -\bar{R}_{24}, \bar{M}_{R43} = -\bar{M}_{R34}, \bar{M}_{R42} = -\bar{M}_{R24}$, то рівняння (22)... (29) відповідно перепишемо

$$\sum_{л.5} \bar{F}_i = 0, \quad (30)$$

$$\bar{R}_{45} + \bar{G}_{bal} + \bar{\Phi}_{bal} + \bar{G}_{gb} + \bar{\Phi}_{gb} + \bar{R}_{05} + \bar{F}_{sht} = 0;$$

$$\sum_{л.5} \bar{M}_D = 0, \quad (31)$$

$$\bar{M}_{R05} + \bar{l}_5 \times \bar{R}_{05} + \bar{M}_{ibal} + (\bar{l}_5 - \lambda_3 \bar{l}_E) \times (\bar{G}_{bal} + \bar{\Phi}_{bal}) + (\bar{l}_5 + \lambda_4 \bar{l}_E) \times (\bar{G}_{gb} + \bar{\Phi}_{gb}) +$$

$$+ \bar{l}_E \times \bar{F}_{sht} = 0;$$

$$\sum_{л.4} \bar{F}_i = 0, \quad (32)$$

$$\bar{R}_{24} + \bar{G}_{tr} + \bar{\Phi}_{tr} - \bar{R}_{45} + \bar{R}_{34} = 0,$$

$$\sum_{л.4} \bar{M}_D = 0, \quad (33)$$

$$\bar{M}_{R24} - \bar{l}_4 \times \bar{R}_{24} + \bar{M}_{itr} - \bar{l}_{41} \times \bar{R}_{34} + \bar{M}_{R34} = 0;$$

$$\sum_{л.3} \bar{F}_i = 0, \quad (34)$$

$$\bar{R}_{13} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 - \bar{R}_{34} = 0;$$

$$\sum_{л.3} \bar{M}_{B_1} = 0, \quad (35)$$

$$\bar{M}_{R13} - \bar{l}_3 \times \bar{R}_{13} + \bar{M}_3 - \bar{l}_{S3} \times \bar{G}_3 - \bar{l}_{S3} \times \bar{\Phi}_3 - \bar{M}_{R34} = 0;$$

$$\sum_{л.2} \bar{F}_i = 0, \quad (36)$$

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 - \bar{R}_{24} = 0;$$

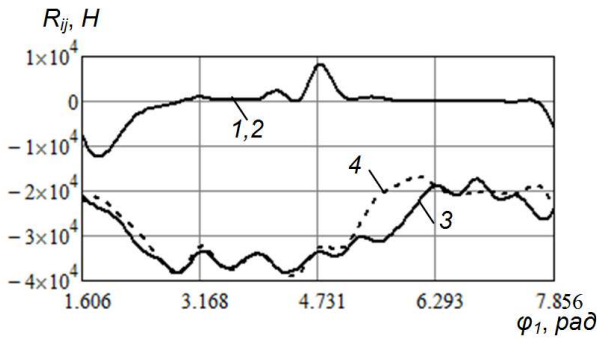
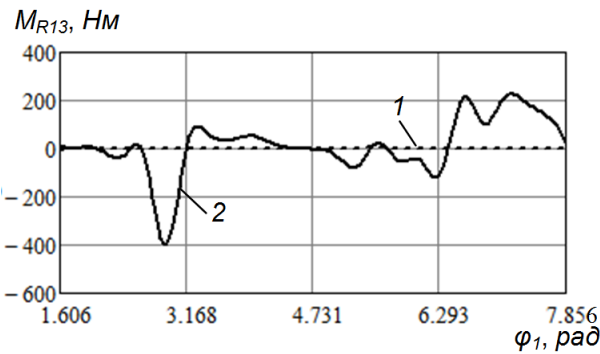
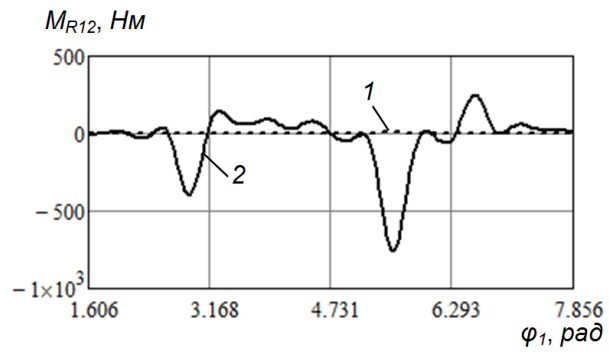


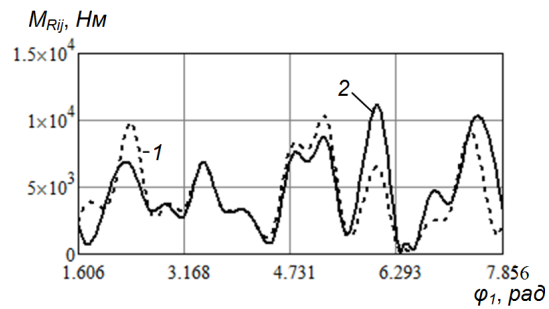
Рисунок 4 – Значення проєкцій реакцій R_{12} і R_{13} у кінематичних парах A і A_1



1 – на вісь x ; 2 – на вісь y
Рисунок 6 – Значення проєкцій моменту сили реакції M_{R13}



1 – на вісь x ; 2 – на вісь y
Рисунок 5 – Значення проєкцій моменту сили реакції M_{R12}



1 – момент сили реакції M_{R24} ;
2 – момент сили реакції M_{R34}
Рисунок 7 – Графіки моментів сил реакцій M_{R24} і M_{R34} у шарнірах B і B_1

$$\sum_{л.2} \bar{M}_B = 0, \quad (37)$$

$$\bar{M}_{R12} - \bar{l}_2 \times \bar{R}_{42} + \bar{M}_2 - \bar{l}_{S2} \times \bar{G}_2 - \bar{l}_{S2} \times \bar{\Phi}_2 - \bar{M}_{R24} = 0.$$

Дев'яте рівняння буде умовою рівноваги сил, які діють на ланки структурної групи

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{R}_{13} + \bar{G}_{tr} + \bar{\Phi}_{tr} + \bar{G}_{bal} + \bar{\Phi}_{bal} + \bar{G}_{gb} + \bar{\Phi}_{gb} + \bar{R}_{05} + \bar{F}_{sht} = 0, \quad (38)$$

а десяте – умовою рівноваги моментів сил відносно точки C , які діють на балансир

$$\sum_{л.5} \bar{M}_C = 0, \quad (39)$$

$$\bar{M}_{R05} - \bar{l}_5 \times \bar{R}_{45} + \bar{M}_{ibal} - \lambda_3 \bar{l}_E \times (\bar{G}_{bal} + \bar{\Phi}_{bal}) + \lambda_4 \bar{l}_E \times (\bar{G}_{gb} + \bar{\Phi}_{gb}) + \bar{l}_E \times \bar{F}_{sht} = 0.$$

Рівняння кінестатики утворюють систему, яка визначає невідомі реакції у кінематичних парах: \bar{R}_{12} , \bar{R}_{13} , \bar{R}_{24} , \bar{R}_{34} , \bar{R}_{45} , \bar{R}_{05} , \bar{M}_{R12} , \bar{M}_{R13} , \bar{M}_{R24} , \bar{M}_{R34} , \bar{M}_{R05} .

Під час роботи балансир коливається у вертикальній площині і сили, які діють на нього, розміщені у цій площині, тому момент пари сил реакції у шарнірі C $\bar{M}_{R05} = 0$.

Описаний алгоритм кінестатичного дослідження просторового механізму реалізова-

ний для верстата – гойдалки моделі 7СК12-2,5-5600 за допомогою програмного пакету Mathcad.

На рис. 4, 5, 6, 7 наведено результати досліджень навантаження елементів кінематичних пар, якими шатуни з'єднані з іншими ланками механізму привода.

На рис. 4 зображено графіки значень складових реакцій \bar{R}_{12} і \bar{R}_{13} , які діють у з'єднаннях шатунів з кривошипом (шарніри A , A_1). Проекції цих реакцій на вісь x \bar{R}_{12x} і \bar{R}_{13x} показані графіками 1 і 2. Відмінність у числових значеннях цих складових не значна, тому графіки 1 і 2 накладаються. Вертикальні складові \bar{R}_{12y} і \bar{R}_{13y} зображені відповідно графіками 3 і 4. Проекції реакцій на вісь z \bar{R}_{12z} і \bar{R}_{13z} дорівнюють нулю і на рисунку не зображені.

На рис. 5, 6 зображено графіки моментів сил реакцій M_{R12} і M_{R13} у рухомих з'єднаннях шатунів (шарніри A , A_1). Проекції моментів на вісь x (графік 1) за величиною не перевищують 10 Нм. Вертикальні складові M_{R12y} і M_{R13y} на рисунках показані графіками 2.

На рис. 7 наведено графіки абсолютних значень моментів сил реакцій M_{R24} і M_{R34} , які діють у кінематичних парах B і B_1 під час роботи верстата-гойдалки.

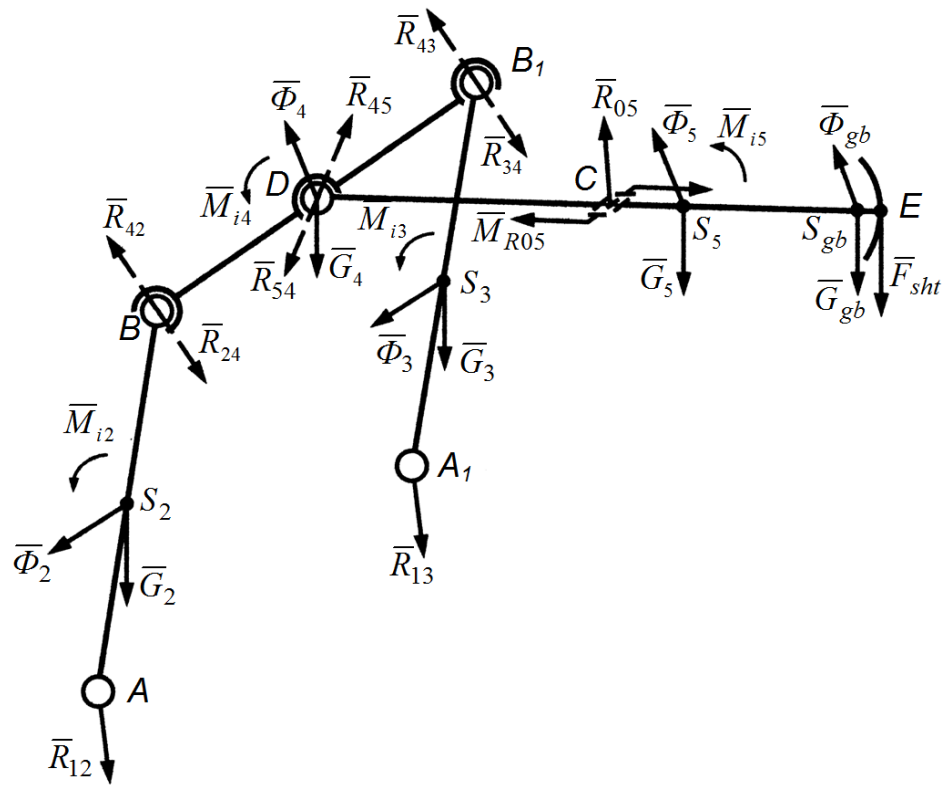


Рисунок 8 – Розрахункова схема для визначення реакцій у кінематичних парах механізму без надлишкових зв’язків

Аналіз отриманих результатів досліджень вказує на те, що у механізмі привода верстата-гойдалки з надлишковими зв’язками навантаження на шатуні розподіляються нерівномірно. Причиною такого розподілу є наявність пружних деформацій шатунів.

Зменшити додаткові навантаження на шатуні привода, які спричинені пружними деформаціями, можна усуненням надлишкових зв’язків у конструкції важільного механізму верстата-гойдалки.

На другому етапі проведені кінетостатичні дослідження важільного механізму верстата-гойдалки без надлишкових зв’язків. Усунення надлишкових зв’язків здійснюється зміною рухомості окремих кінематичних пар. У роботі [3] авторами запропоновано схему досліджуваного механізму без надлишкових зв’язків, в якому чотири обертальні кінематичні пари A, A_1 і B, B_1 замінені сферичними III класу.

На рис. 8 зображена розрахункова схема для визначення реакцій у рухомих з’єднаннях шатунів з ланками механізму привода. Кінематичні пари третього класу (шарніри A, A_1, B, B_1, D) не допускають поступальних переміщень одного елемента відносно іншого. Зв’язки можна замінити силою реакції \bar{R}_{ji} , яка проходить через центр шарніра. Модуль і напрям сили реакції невідомі.

Для кожної ланки можна записати рівняння рівноваги сил і моментів сил.

Рівняння рівноваги сил і моментів сил для балансира:

$$\sum_{l.5} \bar{F}_i = 0, \quad (40)$$

$$\bar{R}_{45} + \bar{G}_5 + \bar{\Phi}_5 + \bar{G}_{gb} + \bar{\Phi}_{gb} + \bar{R}_{05} + \bar{F}_{sht} = 0;$$

$$\sum_{l.5} \bar{M}_C = 0, \quad (41)$$

$$\bar{l}_5 \times \bar{R}_{45} + \bar{M}_{R05} + \bar{M}_{ubal} - \lambda_3 \bar{l}_E \times \bar{G}_{bal} - \lambda_3 \bar{l}_E \times \bar{\Phi}_{bal} + \lambda_4 \bar{l}_E \times \bar{G}_{gb} + \lambda_4 \bar{l}_E \times \bar{\Phi}_{gb} + \bar{l}_E \times \bar{F}_{sht} = 0;$$

$$\sum_{l.5} \bar{M}_D = 0, \quad (42)$$

$$\bar{M}_{R05} + \bar{l}_5 \times \bar{R}_{05} + \bar{M}_{ubal} + (\bar{l}_5 - \lambda_3 \bar{l}_E) \times (\bar{G}_{bal} + \bar{\Phi}_{bal}) + (\bar{l}_5 + \lambda_4 \bar{l}_E) \times (\bar{G}_{gb} + \bar{\Phi}_{gb}) + \bar{l}_E \times \bar{F}_{sht} = 0,$$

де $\lambda_3 = CE/CS_{bal}$,

$\lambda_4 = CE/CS_{gb}$,

$\bar{l}_E = (l_{CE} \ 0 \ 0)^T$.

За рівняннями (40)...(42) визначають невідомі \bar{R}_{05} , \bar{R}_{45} і \bar{M}_{R05} .

Рівняння рівноваги сил і моментів сил, які діють на траверсу:

$$\sum_{l.4} \bar{F}_i = 0, \quad (43)$$

$$\bar{R}_{24} + \bar{G}_4 + \bar{\Phi}_4 + \bar{R}_{54} + \bar{R}_{34} = 0;$$

$$\sum_{l.4} \bar{M}_D = 0, \quad (44)$$

$$-\bar{l}_4 \times \bar{R}_{24} + \bar{M}_{i4} - \bar{l}_{41} \times \bar{R}_{34} = 0.$$

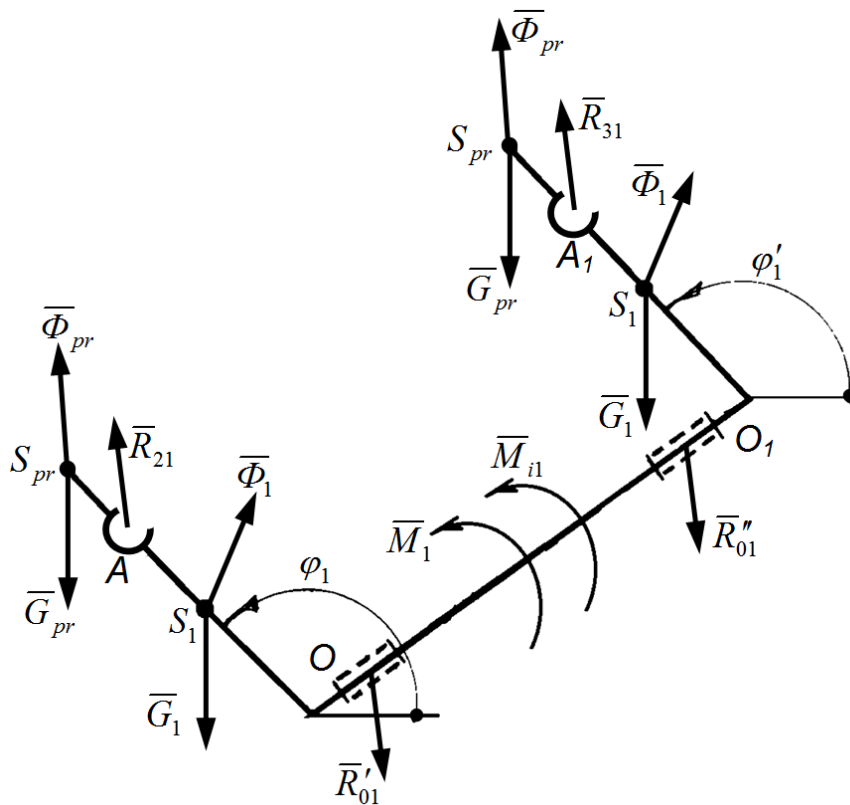


Рисунок 9 – Розрахункова схема кривошипа

Рівняння рівноваги сил, які діють на шатуни 2 і 3:

$$\sum_{л.2} \bar{F}_i = 0, \quad \bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{R}_{42} = 0; \quad (45)$$

$$\sum_{л.3} \bar{F}_i = 0, \quad \bar{R}_{13} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{R}_{43} = 0. \quad (46)$$

Розв'язком системи рівнянь (43)...(46) є шукані реакції \bar{R}_{24} , \bar{R}_{34} , \bar{R}_{12} , \bar{R}_{13} .

Розглянемо навантаження кривошипа. На рис. 9 зображено його розрахункову схему. До кривошипа прикладені: ваги гілок кривошипа \bar{G}_1 і противаг \bar{G}_{pr} , реакції \bar{R}_{21} і \bar{R}_{31} , які стали відомими $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$, $\bar{R}_{31} = -\bar{R}_{13}$, момент сил інерції \bar{M}_{i1} , сили інерції противаг $\bar{\Phi}_{pr}$ і гілок кривошипа $\bar{\Phi}_{kr}$, невідомі реакція \bar{R}'_{01} , \bar{R}''_{01} стояка і зовнішній момент \bar{M}_1 .

Запишемо рівняння рівноваги моментів сил відносно осі OO_1 :

$$\bar{M}_1 + \bar{M}_{i1} + 2\bar{l}_{pr} \times (\bar{\Phi}_{pr} + \bar{G}_{pr}) + 2\bar{l}_{S1} \times (\bar{\Phi}_1 + \bar{G}_1) + \bar{l}_1 \times \bar{R}_{21} + \bar{l}_{11} \times \bar{R}_{31} = 0, \quad (47)$$

де $\bar{l}_{pr} = OS_{pr} \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix}$, $\bar{l}_{S1} = OS_1 \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix}$.

Сила інерції мас противаг і мас гілок кривошипа

$$\bar{\Phi}_{pr} = -m_{pr} \bar{a}_{Spr}, \quad \bar{\Phi}_1 = -m_1 \bar{a}_{S1}.$$

Момент інерції кривошипа відносно осі обертання

$$\bar{M}_{i1} = -\bar{\varepsilon}_1 J_z,$$

де

$$J_z = 2 \left(\frac{m_1 (OS_{pr})^2}{12} + m_1 (OS_1)^2 + m_{pr} (OS_{pr})^2 \right).$$

Невідомий зовнішній момент \bar{M}_1 складається із складових $\bar{M}_1 = \bar{M}_z + \bar{M}_{R01}$. Обертовий момент \bar{M}_z – це зрівноважувальний момент сил, який передається на кривошип вихідним валом редуктора привода верстата-гойдалки і паралельний до осі z . А момент \bar{M}_{R01} є моментом сили реакції в обертальній кінематичній парі, причому вектор моменту \bar{M}_{R01} перпендикулярний до осі z .

Умова рівноваги сил, прикладених до кривошипа, виглядає таким чином:

$$\bar{R}_{01} + 2\bar{G}_1 + 2\bar{\Phi}_1 + 2\bar{G}_{pr} + 2\bar{\Phi}_{pr} + \bar{R}_{21} + \bar{R}_{31} = 0, \quad (48)$$

де $\bar{R}_{01} = \bar{R}'_{01} + \bar{R}''_{01}$.

Результати розв'язків рівнянь (40)...(48), які описують умови рівноваги сил і моментів для механізму без надлишкових зв'язків, наведені нижче.

На рис.10 зображені графіки значень складових реакцій \bar{R}_{12} і \bar{R}_{13} , які діють у з'єднаннях шатунів з кривошипом. Проекції цих реакцій на вісь x \bar{R}_{12x} і \bar{R}_{13x} зображені графіками 1 і 2, а

вертикальні складові \bar{R}_{12y} і \bar{R}_{13y} зображені відповідно графіками 3 і 4. Відмінність у числових значеннях цих складових відсутня, тому графіки 1,2 і 3,4 накладаються. Проекції реакцій на вісь z \bar{R}_{12z} і \bar{R}_{13z} рівні нулю і на рисунку не показані. Це вказує на рівномірне навантаження шатунів під час роботи штангової глибинонасосної установки.

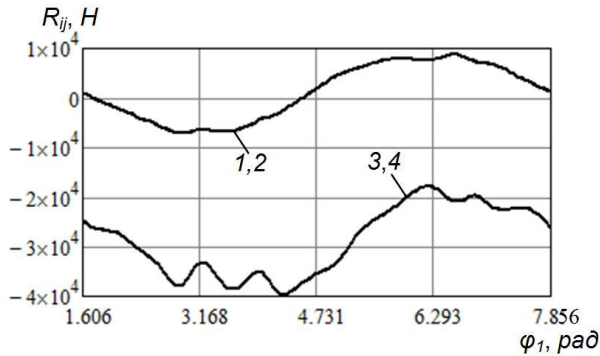
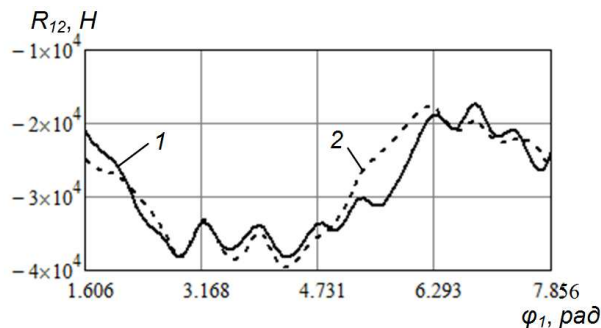


Рисунок 10 – Значення складових реакцій R_{12} і R_{13} у кінематичних парах A і A_1

За наявності надлишкових зв'язків значення складових реакцій \bar{R}_{12} та \bar{R}_{13} значно відрізняються від аналогічних величин для раціонального механізму без надлишкових зв'язків.

Так, при порівнянні складової реакції \bar{R}_{12} на вісь y для двох вищевказаних варіантів відхилення між складовими становить до 6,9 кН (рис. 11).

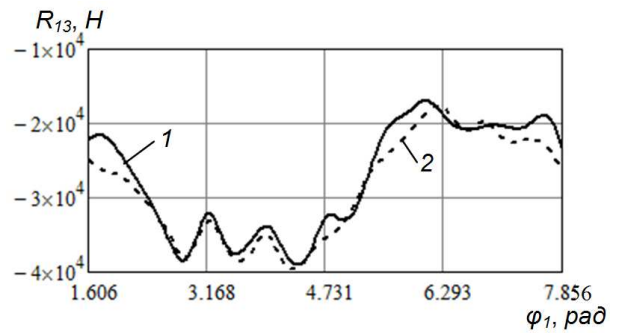


1 – у механізмі з надлишковими зв'язками;
2 – у механізмі без надлишкових зв'язків

Рисунок 11 – Значення складової реакції R_{12y}

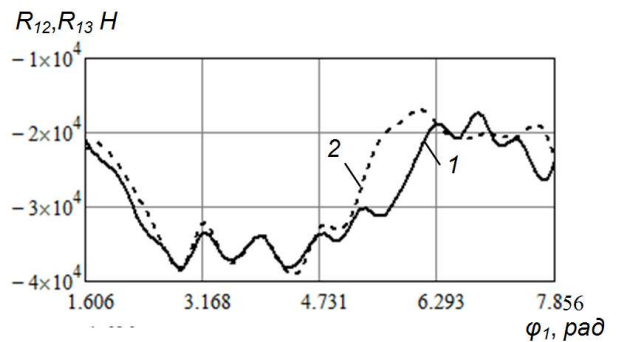
Для реакції \bar{R}_{13} похибка досягає до 5,6 кН (рис. 12). Причому для складової реакції \bar{R}_{12y} значення максимальної похибки величина від'ємна ($R_{12y} < R_{012y}$), а для складової реакції \bar{R}_{13y} – додатня ($R_{13y} > R_{013y}$).

Крім того, в реальному механізмі з надлишковими зв'язками значення реакцій \bar{R}_{12} та \bar{R}_{13} значно відрізняються один від одного. Так, в проекції на вісь y похибка між складовими реакцій досягає до 10 кН (рис. 13).



1 – у механізмі з надлишковими зв'язками;
2 – у механізмі без надлишкових зв'язків

Рисунок 12 – Значення складової реакції R_{13y}

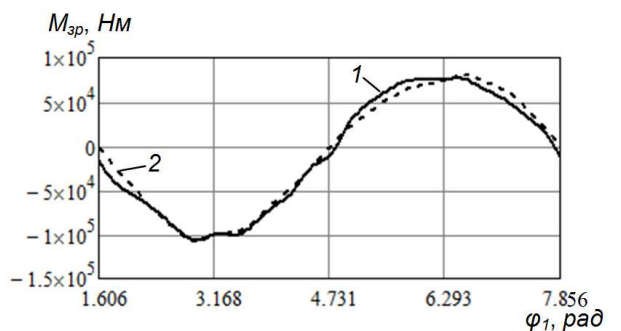


1 – складова R_{12y} ; 2 – складова R_{13y}

Рисунок 13 – Значення складових реакцій

Варто також зауважити, що похибка між реакціями шатунів присутня не тільки у проекції на вісь y . При проходженні так званих крайніх положень важільного механізму (точка підвісу штанг знаходиться максимально вверху або внизу) похибка між складовими реакціями \bar{R}_{12} та \bar{R}_{13} на вісь x досягає 6,7 кН.

Відмінність у навантаженості двох шатунів також призводить до зміни зрівноважувального моменту на валу кривошипа (рис. 14).



1 – у механізмі з надлишковими зв'язками;
2 – у механізмі без надлишкових зв'язків

Рисунок 14 – Графіки зрівноважувального моменту на кривошипі

Максимальна різниця значень зрівноважувального моменту для важільного механізму верстата-гойдалки без надлишкових зв'язків і реального з надлишковими зв'язками досягає 20 кНм.

На підставі вищенаведених досліджень можна зробити такі **висновки**.

1. Описаний алгоритм кінематичного і кінетостатичного дослідження просторового шестиланкового важільного механізму верстата-гойдалки дає змогу:

- визначити реальне навантаження на ланки механізму з врахуванням надлишкових зв'язків;

- виявити відхилення між реакціями раціонального і реального механізмів верстата-гойдалки;

2. Реакції реального важільного механізму верстата-гойдалки значно відрізняються від раціонального без надлишкових зв'язків. Різниця становить близько 7 кН. Крім того, між реакціями обох шатунів виявлено також відмінність, що сягає 5 кН.

3. Значне розходження навантаження між шатунами призводить до нерівномірного навантаження гілок кривошипа і вихідного вала редуктора привода і, як наслідок, до зміни величини зрівноважувального моменту.

1 Аливердизаде К.С. Балансирные индивидуальные приводы глубиннонасосной установки [Текст] / К.С. Аливердизаде. Баку – Л.: Гостехиздат, 1951. – 215 с.

2 Крижанівський Є.І. Аналіз структурних схем виконавчих механізмів верстатів-качалок. / Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.Я. Попович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 2. – С. 73-76.

3 Попович В.Я. Дослідження впливу динамічних похибок важільного механізму верстата-качалки на деформацію і переміщення його ланок [Текст] / В.Я. Попович, В. М. Сенчішак, В.Р. Харун // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – № 4(53) – С. 135-140.

4 Зиновьев В.Я. Пространственные механизмы с низшими парами / В.Я. Зиновьев // Кинематический анализ и синтез. – М.: Издат. технико-теоретической литературы, 1952. – 431 с.

5 Комп'ютерне дослідження кінематики механізмів: навчально-наочний посібник [Текст] / В.І. Векерик, К.Г. Левчук, С.Т. Степаненко, І.В. Цидило. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2011. – 150 с.

6 Алгоритмізація та програмування. Mathcad: навчальний посібник / Я.С. Паранчук, В.І. Мороз. – 2-ге вид. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2012. – 312 с.

7 Бруевич Н.Г. Кинетостатика пространственных механизмов / Н.Г. Бруевич, Б.О. Мардер. – М.: Наука, 1981. – 102 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
15.11.16*

*Рекомендована до друку
професором Крижанівським Є.І.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Тарабаріновим П.В.
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)*