

$$\frac{\rho_p}{\rho_i} = 1,014; \quad \frac{\rho_p}{\rho_3} = 1,0107.$$

Таким чином, зважаючи на незначний вплив температури на густину нафти, можна стверджувати, що отримані Соколовим Е.Я. рівняння характеристики струминного насоса з достатнім ступенем точності можуть використовуватись для високотемпературних свердловин.

ЕЛЕМЕНТИ ТЕОРІЇ БЕЗСТРІЧКОВОГО НАСОСА КОЧЕННЯ

Д.П.Прокопенко
ІФНТУНГ, Deniss_2005@ukr.net

Американський винахідник Д.Вілкс вперше розробив на рівні винаходів цілу гаму механізмів, у більшості з яких відсутнє кінематичне тертя ковзання. Їх ККД наближається до одиниці. Суттєвою відмінністю цих механізмів є наявність роликів, які S-подібно розділені тонкою пружною стрічкою. Але обмеження тіл кочення тільки роликками та наявність стрічки знижує межі застосування механізмів цього типу.

Його спроба використати двохконтурне торкання ступеневих роликів з метою відмови від застосування стрічки є невдалою із-за неможливості позбавитися кінематичного ковзання між ними. Крім цього, поза увагою автора залишився аналіз можливості появи вертіння з ковзанням торців роликів, наприклад, у роламайтових підшипниках кочення.

Не вивченим також є питання, чи можливо створити дезаксіальний безстрічковий механізм з одноконтактними парами роликів при умові відсутності кінематичного тертя ковзання. Крім цього, поза його увагою залишився варіант виконання механізму роламайтового типу при наявності дезаксіалу.

Усе це вимагає створення теоретичної бази для пошуку діапазону існування механізмів із залежним контуром тіл кочення без кінематичного ковзання.

Уявимо собі, що у природі існують такі співвідношення параметрів, що опорні тіла кочення у взаємодії з нерухомою напрямною розділені без стрічки сепаруючими тілами кочення кочення також у взаємодії з нерухомою напрямною так, щоб обидві напрямні розташовані дезаксіально (рис.1) і хоча би одна напрямна має лекальну форму замкненої поверхні змінного радіуса r_1 , наприклад, для сепаруючого тіла у вигляді нерухомого кулачкового шипа.

Позначимо миттєву вісь обертання опорного та сепаруючого тіла літерою Π_{21} , опорного радіуса r_1 з напрямною – P_{13} радіуса R , сепаруючого радіуса r_2 – $P_{2в}$ (рис 1).

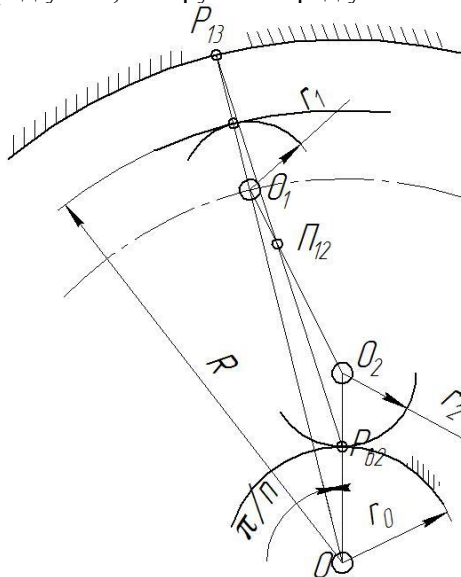


Рисунок 1 – Розрахункова схема

Сепаруюче тіло повинно напрямлятися шипом.

З умови відсутності кінематичного ковзання опорного та сепаруючого тіл кочення одне по одному потрібно, щоб точка $P_{2в}$ розташувалася на лінії, яка з'єднує точки Π_{21} і P_{13} .

Це можливо якщо задовольняється співвідношення:

$$\frac{\Pi_{21}P_{31}}{\Pi_{21}P_{2в}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1)$$

Із закономірностей планетарного руху тіл кочення маємо

$$\omega_1 = \left(1 - \frac{R}{r_1}\right) \cdot \frac{\Omega_1}{\Omega_2} \quad (2)$$

і

$$\omega_2 = \left(1 + \frac{r_i}{r_2}\right) \cdot \Omega_2, \quad (3)$$

де, Ω_1 і Ω_2 - кутові швидкості обертання центрів O_1 і O_2 тіл кочення.

Підставляючи (2) і (3) в (1) отримуємо після перетворень

$$r_i = (r_1 - R) \cdot \frac{\Omega_1}{\Omega_2} - r_2. \quad (4)$$

Для пошуку r_i використовуємо формулу кривини плоскої кривої у точці P_{2i}

(x_{p2i}, y_{p2i})

$$r_i = \frac{\left[1 + (y'_{p2i})^2\right]^{\frac{3}{2}}}{y''_{p2i}} \quad (5)$$

Приймаємо $y'_{p2i} = p$, тоді $y''_{p2i} = p' = \frac{dy_{20}}{dx_{p2i}}$ і $\frac{r_i dp}{(1+p^2)^{\frac{3}{2}}} = dx_{p2i}$. Тоді після перетворень

отримуємо, що координати центра кривизни O_i шипа мають вигляд

$$\xi = x_{p20} - \frac{p \cdot (1+p^2)}{p'}; \quad \eta = y_{p20} + \frac{1+p^2}{p'}$$

Після перетворень отримуємо

$$\xi = C_1 = const,$$

$$\eta = C_2 = const.$$

Вирази ξ і η характерні для кола, рівнянням якого є

$$\begin{aligned} (y_{P20} - C_2)^2 &= r_i^2 - (x_{P20} - C_1)^2 \quad \text{або} \\ (y_{P20} - C_2)^2 + (x_{P20} - C_1)^2 &= r_i^2 \end{aligned} \quad (6)$$

Центр цього кола розташований у точці з координатами $x_{P20} = C_1$, $y_{P20} = C_2$.

Звідси видно, що механізм із кінематичним ланцюгом замкнутим тілами кочення без ковзання з напрямними змінного радіуса кривизни, здійснити не можливо, а шип повинен бути аксіальним.

Література

1. Пат 108050 Україна, МПК F16H39/02-39/42, Н 01 F 7/24. Електромагнітний гідронасос кочення [Текст]/Воробйов М.С., Прокопенко Д.П.; патентовласник Івано-Франківський національний університет нафти і газу. заяв.05.03.00; опуб. 10.03.15. Бюл. №5.

2. Norman, Carlisle (February 1968). "The Amazing Rolamite – It Opens the Door for 1000 Inventions". Popular Mechanics.

3 Бронштейн И.Н., Справочник по математике/ И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев: М.:Наука, 1979-720с.

УДК 622.276.53.05-886

ВПЛИВ НЕРІВНОМІРНОСТІ ОБЕРТАННЯ КРИВОШИПА ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ НА КІНЕМАТИКУ РУХУ ТОЧКИ ПІДВІСУ КОЛОНИ ШТАНГ

В.М.Сенчішак, В.Я.Попович, В.В.Буй

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727147,

e-mail: mechmach@nung.edu.ua

Штангова насосна експлуатація свердловин займає ведуче місце серед інших способів видобування нафти. Широке застосування обумовлене їх відносною простотою і зручністю експлуатації мало- і середньо дебітних свердловин.

Питання кінематики і динаміки верстатів-гойдалок достатньо ґрунтовно розглянуті у роботах [1,2]. Методи розрахунку кінематичних і динамічних параметрів побудовані на уточнених але дещо спрощених залежностях, які допускають деякі відхилення від реальних показників. Але з появою ЕОМ появилася можливість виконувати обчислення кінематичних і динамічних параметрів відмовившись від прийнятих спрощень. Так, у роботі [3] авторами запропонований метод дослідження кінематики просторового важільного механізму приводу верстата-гойдалки засобами векторної алгебри.

Гармонійний закон руху точки підвісу штанг зменшує динамічні і вібраційні навантаження на всі вузли верстата-гойдалки. Прискорення колони штанг при цьому найменші. Досягти гармонійного закону переміщення штанг можна при відповідному співвідношенні довжин кривошипа і шатунів верстата-гойдалки [1] і рівномірному обертанні кривошипа. Перша умова, у сучасних балансірних верстатах-гойдалках, конструктивно вирішена. У реальних умовах експлуатації штангової установки навантаження на балансір суттєво впливає на обертальний рух кривошипа, і як результат, на кінематику руху точку підвісу колони штанг.

Щоб оцінити реальний закон руху колони штанг, необхідно знати реальну кутову швидкість і кутове прискорення кривошипа.

При дослідженні руху точки підвісу штанг необхідно розв'язати дві задачі. У першій задачі визначають закон руху кривошипа з урахуванням реальних навантажень у точці підвісу штанг. Потім, знаючи реальну кутову швидкість і прискорення кривошипа, визначають кінематичні параметри точки підвісу колони штанг.

Дослідження закону руху виконувались для верстата-гойдалки 7СК12-2,5-5600. На рис.1 зображена розрахункова схема механізму приводу верстата-гойдалки.

Закон руху кривошипа досліджувався за рівнянням записаним у диференціальній формі [4]

$$J_{3\theta} \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dJ_{3\theta}}{d\varphi_1} = M_{3\theta}^p + M_{3\theta}^0, \quad (1)$$

де ω - середня кутова швидкість кривошипа, рад/с; φ - кут повороту кривошипа, рад.; $J_{3\theta}$ - зведений до кривошипа момент інерції мас ланок приводу верстата-гойдалки, мас колони штанг і рідини, кг·м².

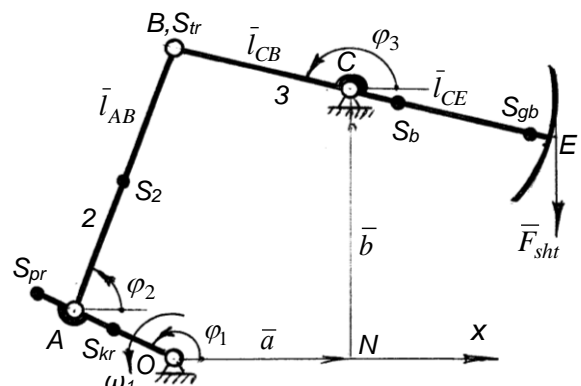


Рисунок 1 – Кінематична схема верстата-гойдалки