

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДУ ІНЕРЦІЙНОГО КОНВЕЄРА

Коц І. В., Кутняк М. М.

На підставі теоретичного аналізу робочого процесу гідроімпульсного приводу інерційного конвеєра розроблена математична модель динаміки робочого процесу гідроімпульсного приводу інерційного конвеєра із комбінованим автоматичним гідророзподільником. Виявлені найбільш суттєві характеристики і параметри привідної гідросистеми, виведені узагальнені функціональні залежності, що зв'язують між собою основні параметри привідної гідросистеми, придатні для практичних розрахунків при попередній оцінці і виборі їхніх раціональних параметрів на стадії ескізного проектування.

Ключові слова: інерційний конвеєр, гідроімпульсний привід, математична модель робочого процесу, робочий цикл гідравлічного приводу.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ИНЕРЦИОННОГО КОНВЕЙЕРА

Коц И. В., Кутняк Н. Н.

На основании теоретического анализа рабочего процесса гидроимпульсного привода инерционного конвейера разработана математическая модель динамики рабочего процесса гидроимпульсного привода инерционного конвейера с комбинированным автоматическим гидрораспределителем. Выявлены наиболее существенные характеристики и параметры приводной гидросистемы, выведены обобщенные функциональные зависимости, связывающие между собой основные параметры приводной гидросистемы, пригодные для практических расчетов при предварительной оценке и выборе их рациональных параметров на стадии эскизного проектирования.

Ключевые слова: инерционный конвейер, гидроимпульсный привод, математическая модель рабочего процесса, рабочий цикл гидравлического привода.

MATHEMATICAL MODEL OF HYDROIMPULSIVE INERTIAL DRIVE CONVEYOR

Kots I., Kutnyak M.

Based on the theoretical analysis work flow Hydrodrive beltinertia developed a mathematical model of the work flow Hydrodrive beltinertia combined with an automatic valve. Identified the most important characteristic sand parameters of the drive hydraulic output generalized functional relationships that bind together the basic parameters of the drive hydraulic suitable for practicalcal culation satpreliminary evaluation and selection of their rational parameters at the stage of conceptual design.

Keywords: inertial conveyor, hydroimpulsive drive, mathematical model of the process, the duty cycle of the hydraulic drive.

Вступ

Надійність, герметичність, широкий діапазон регулювання робочих параметрів і відносно високі значення коефіцієнта корисної дії – основні переваги відомих гідроімпульсних приводів. В той же час, промислово розвинуті країни витрачають біля третини виробленої електроенергії на інші приводи інерційного збудження коливальних.

Саме тому виникає необхідність подальшого розвитку і вдосконалення існуючих розробок гідравлічних приводів інерційних конвеєрів, які завдяки своїй високій ефективності та регульованості робочих параметрів забезпечать можливість більш раціонального способу їх експлуатації і зменшення витрат на енергоспоживання.

Необхідність детального теоретичного аналізу і дослідження загальних закономірностей

проходження складних гідромеханічних процесів, явищ гідропружних коливань конструкцій, що взаємодіють з потоками рідини, оцінка можливостей виникнення явища гідравлічного удару, збудження акустичних коливань в потоці, що виникають при переміщенні рідини в гідравлічних системах силових приводів різних технологічних машин, визначають актуальність створення і обґрунтування теоретичних основ та розроблення адекватної і доступної для практичного застосування математичної моделі робочого процесу гідроімпульсного привода інерційного конвеєра.

Мета та завдання дослідження

Метою роботи є оцінювання ефективності роботи гідроімпульсного привода інерційних конвеєрів шляхом науково-обґрунтованого вибору параметрів їх роботи. Завданнями дослідження було проведення аналізу відомих приводів інерційних конвеєрів з метою обґрунтування найбільш ефективного привода з регульованими робочими характеристиками, розбити робочі процеси у гідроімпульсному приводі на окремі фази для полегшення розрахунків та розробити математичні моделі та виконати математичне моделювання робочих процесів запропонованої конструкції гідроімпульсного привода інерційного конвеєра.

Основна частина

На рис. 1 показана розрахункова схема конвеєра з гідроімпульсним приводом [Ошибки! Источник ссылки не найден.], який нерухомо закріплений відносно корпусу 1 та містить конвеєр 2 з насипним матеріалом 3, поршень 6, що встановлений в корпусі 1 з утворенням приводної порожнини 7, шток 8, жорстко з'єднаний з корпусом 1 стійками 9 першу пластину 10, другу пластину 11, яка виконана з можливістю переміщення вздовж стійок 9, напрямні 12, що жорстко з'єднані з другою пластиною 11, силові пружини 13, автоматичний гідророзподільник 14, привідна гідросистема 15. Шток 8 одним кінцем жорстко зв'язаний з конвеєром 2, а іншим зв'язаний з поршнем 6.

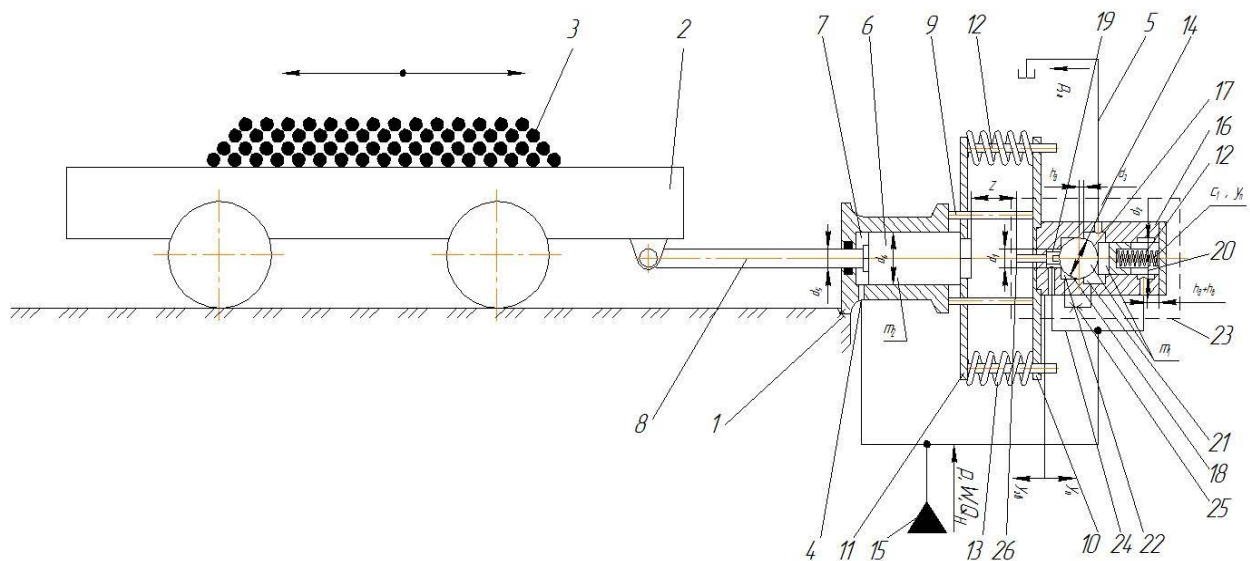


Рисунок 1 – Розрахункова схема конвеєра з гідроімпульсним приводом

Автоматичний гідророзподільник 14 складається з корпусу 16, підпружиненого відносно корпусу 16 плунжера 17, що встановлений з можливістю контакту із кулькою 18, причому корпус 16 автоматичний гідророзподільник 14 жорстко з'єднаний з першою пластиною 10. Плунжер 17 і кулька 18 утворюють в корпусі 16 чотири порожнини: підклапанну 19, надклапанну 20, зливну 21 та замкнену 22, причому, підклапанна порожнина 19 і надклапанна порожнина 20 мають гідравлічний зв'язок між собою через напірну лінію 23 та з напірною магістраллю 24. Замкнена порожнина 22 через регульований дросель 25 зв'язана з зливною порожниною 21, а зливна порожнина 21 виконана з можливістю сполучення зі зливною магістраллю.

В корпусі 16 автоматичний гідророзподільник 14 вільно розташований плунжер-штовхач 26,

виконаний з можливістю контакту одним кінцем з поршнем 6, а протилежний кінець розташований в підклапанній порожнині 19 автоматичний гідророзподільник 14 з можливістю контакту з кулькою 18. Приводна порожнина 7 каналом 4 сполучена з напірною магістраллю 24 та з привідна гідросистема 15.

Конструктивні розміри автоматичного гідророзподільника 14 виконані у такому співвідношенні: $d_1 < d_2 < d_3$, де d_1 – діаметр сідла під кульку 18, d_2 – діаметр плунжера 17, d_3 – діаметр кульки 18[2].

Перш, ніж приступити до аналізу робочого циклу і складання математичної моделі, приймемо такі припущення: тиск в зливній магістралі для даної гідросистеми приймаємо рівним деякому розрахунковому значенню $p_{zn} = p_{min} = const$, яке визначається площею умовного прохідним перерізу трубопроводу; абсолютне значення часу гальмування в кінцевих положеннях поршня, як правило, на порядок менше часу прямого або зворотного ходу, тому ним нехтуємо; продуктивність привідної гідросистеми 15 постійна, тобто не залежить від величини тиску в напірній магістралі привідної гідросистеми.

Цикл роботи агрегату з гідроімпульсним приводом, зображеного на рис. 1, можна умовно розділити на такі основні фази[2, 3]:

Перша фаза: підвищення тиску в гідросистемі і стиснення замкнутого об'єму робочої рідини (при цьому робочий орган – поршень 6 з рамою 3, а також запірний орган автоматичного гідророзподільника 14 нерухомі).

Друга фаза: рух робочого органа – поршня 6 спільно з рамою 3 і стиснення пружного елемента повернення – силових пружин 13 при закритому запірному елементі автоматичного гідророзподільника 14.

Третя фаза: подальший рух робочого органа – поршня 6 спільно з рамою 3 і стиснення пружного елемента повернення – силових пружин 13 при закритому запірному елементі автоматичного гідророзподільника 14.

Четверта фаза: релейне відкриття запірного органа – кульки 18 автоматичного гідророзподільника 14, початок перепуску робочої рідини через запірний орган автоматичного гідророзподільника 14 і відкриття через нього зливу з напірної магістралі, рух робочого органа – поршня 6 з конвеєром 2 у зворотному напрямі під дією стиснутих при прямому ході силових пружин 13, витік робочої рідини в зливну магістраль.

П'ята фаза: утримання запірного органа – кульки 18 автоматичного гідророзподільника 14 в відкритому положенні, перепуск рідини через запірний орган автоматичного гідророзподільника 14 і відкриття через нього зливу з напірної магістралі, подальший рух робочого органа – поршня 6 з конвеєром 2 у зворотному напрямі під дією стиснутих при прямому ході силових пружин 13, витік робочої рідини у зливну магістраль. В кінці фази відбувається релейне спрацювання двоходового автоматичного гідророзподільника і закриття зливу з напірної магістралі через нього.

З врахуванням прийнятих припущень робочий цикл може бути представлений у вигляді наступних систем диференціальних рівнянь для кожної фази, виходячи з диференціальних рівнянь руху рухомих мас і рівнянь зв'язку – нерозривності потоку робочої рідини в гідросистемі і робочих порожнинах[4, 5]:

I фаза. Початкові умови: $p_{нк} = 0,025$ МПа, $x_1 = 0$, $dx/dt = 0$, $p_n = 0,3$ МПа.

$$Q_n = \frac{dp_n}{dt} WK \cdot \quad (1)$$

$$ГУ: p_{нкін} = \frac{m_2 g + c_2 (x_0 + x) + \sum R_{мер}}{S_{еф_n}},$$

де $p_{нк}$ – тиск в насосній камері;

x – переміщення поршня 6 з конвеєром 2;

dx/dt – швидкість поршня 6;

p_n – тиск в привідній гідросистемі;

Q_n – продуктивність насоса привідної гідросистеми;

W – об'єм гідросистеми;

K – коефіцієнт стисливості робочої рідини;

$p_{нкін}$ – значення тиску в привідній гідросистемі, при якому починається наступна фаза;

m_2 – приведена маса рухомих частин та привідної системи;

g – прискорення вільного падіння;

c_2 – сумарна жорсткість пружин 13;

x_0 – попередня затяжка силових пружин 13;

$\sum R_{мер}$ – сума сил сухого та в'язкого тертя;

$S_{еф n}$ – робоча площа поршня 6.

II фаза. Початкові умови: $p_{нк}=0,025\text{МПа}$, $x_2=0$, $dx/dt=0$, $p_{нкін} = \frac{m_2 g + c(x_0 + x) + \sum R_{мер}}{S_{еф n}}$.

$$\begin{cases} Q_n = \frac{dp_n}{dt} (W + S_{еф n} x) K + S_{еф n} \frac{dx}{dt}; \\ m_2 \frac{d^2 x}{dt^2} = p_n S_{еф n} - p_{нк} S_{еф} - \alpha \frac{dx}{dt} - R_{мер} \text{sign} \frac{dx}{dt} - c_2 (x_0 + x); \\ S_{еф} \frac{dx}{dt} = - \frac{dp_{нк}}{dt} (W_2 - S_{еф} x) K_2, \end{cases} \quad (2)$$

Граничні умови: $p_{нк2} = p_{атм}$,

де $S_{еф}$ – ефективна площа поршня 3 зі сторони привідної системи;

$R_{мер}$ – сумарні сили сухого тертя;

$p_{атм}$ – атмосферний тиск;

α – приведений коефіцієнт в'язкого тертя, який враховує тертя і гідравлічні втрати в підвідних трубопроводах і каналах для поршня 6;

μ – коефіцієнт витрат робочої рідини;

K_2 – коефіцієнт стисливості;

W_2 – об'єм робочої камери 7.

III фаза. Початкові умови: $p_{нк3}=p_{атм}$, $x_3=x_{2к}$, $dx_3/dt = dx_{2к}/dt$, $p_{н3} = p_{н2к}$.

$$\begin{cases} Q_n = \frac{dp_n}{dt} (W + S_{еф n} x) K + S_{еф n} \frac{dx}{dt}; \\ m_2 \frac{d^2 x}{dt^2} = p_n S_{еф n} - p_{нк} S_{еф} - \alpha \frac{dx}{dt} - R_{мер} \text{sign} \frac{dx}{dt} - c_2 (x_0 + x); \\ S_{еф} \frac{dx}{dt} = \mu_p f_{всм} \sqrt{\frac{2(p_{атм} - p_{нк})}{\rho}} - \frac{dp_{нк}}{dt} (W_2 - S_{еф} x) K_2, \end{cases} \quad (3)$$

ГУ: $x_{3к} = x_n$,

де μ_p – коефіцієнт витрат;

$f_{всм}$ – площа зливноотвору клапана.

IV фаза. Початкові умови: $p_{нк4}=p_{нк3к}$, $x_4=x_{3к} = z$, $y=0$, $dx_4/dt = dx_{3к}/dt$,

$p_{н4} = p_{н3к}$.

$$\begin{cases} m_2 \frac{d^2 x}{dt^2} = c_2 [x_n - (x_0 + x)] - p_n S_{еф n} - p_{нк} S_{еф} - \\ - \alpha \frac{dx}{dt} - R_{мер} \text{sign} \frac{dx}{dt}; \\ m_1 \frac{d^2 y}{dt^2} = p_n S_{кл}^* - \alpha_1 \frac{dy}{dt} - R_{мер1} \text{sign} \frac{dy}{dt} - c_1 (y_0 + y); \\ S_{еф} \frac{dx}{dt} = \frac{dp_{нк}}{dt} (W_2 - S_{еф} x) K_2, \end{cases} \quad (4)$$

Граничні умови: $p_{нк4к} = p_{нкн}$,

де z – максимальний хід поршня, величина якого заздалегідь налаштовується;

$S_{кл}^*$ – робоча площа рухомих елементів автоматичного гідророзподільника в четвертій фазі:

$$S_{кл}^* = \begin{cases} \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}, & \text{при } y = 0; \\ \frac{\pi(d_3^2 - d_2^2)}{4}, & \text{при } y > 0; \end{cases}$$

m_l – приведена маса рухомих елементів блока керування;

α_l – приведений коефіцієнт в'язкого тертя, який враховує тертя і гідравлічні втрати в підвідних трубопроводах і каналах блока керування;

y_0 – попередня затяжка пружини блока керування 14;

y – переміщення рухомих елементів блока керування;

c_l – жорсткість пружини блока керування 14;

$p_{нкн}$ – тиск нагнітання.

V фаза. Початкові умови: $p_{нк5} = p_{нкн}$, $x_4 = x_{3к} = x_n$, $y = 0$, $dx_4/dt = dx_{3к}/dt$, $p_{н4} = p_{н3к}$.

$$\begin{cases} m_2 \frac{d^2 x}{dt^2} = c_2 [x_n - (x_0 + x)] - p_n S_{efn} - p_{рк} S_{ef} - \\ - \alpha \frac{dx}{dt} - R_{мер} \text{sign} \frac{dx}{dt}; \\ m_1 \frac{d^2 y}{dt^2} = p_n S_{кл}^{**} - \alpha_1 \frac{dy}{dt} - R_{мер1} \text{sign} \frac{dy}{dt} - c_l (y_0 + y); \\ S_{ef} \frac{dx}{dt} = \frac{dp_{рк}}{dt} (W_2 - S_{ef} x) K + \mu_p f_{наг} \sqrt{\frac{2(p_{рк} - p_{рк1})}{\rho}}, \end{cases} \quad (5)$$

Граничні умови: $x_{5к} = 0$,

де $S_{кл}^{**}$ – робоча площа рухомих елементів автоматичного гідророзподільника в п'ятій фазі:

$$S_{кл}^{**} = \begin{cases} \frac{\pi(d_3^2 - d_2^2)}{4}, & \text{при } y > 0; \\ \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}, & \text{при } y = 0. \end{cases}$$

Системи диференціальних рівнянь (1) – (5) є нелінійними і розв'язання їх в аналітичному вигляді є складним. Для їх розв'язування можна провести пониження порядку диференціальних рівнянь систем (1) – (5) еквівалентними системами диференціальних рівнянь першого порядку і в результаті виконаних перетворень отримати системи диференціальних рівнянь, так званого канонічного виду, які дозволяють застосувати відомі методи чисельного розв'язування, наприклад, метод Рунге-Кутти. Системи рівнянь (1) – (5) необхідно розв'язувати поетапно. Кінцеві результати попереднього етапу є початковими умовами наступного. Досягнення поршнем, рухомими елементами автоматичного гідророзподільника крайніх положень і їх зупинка супроводжувалися зміною знака швидкості на протилежний. В процесі обчислень визначалися величини $d^2 y/dt^2$, dy/dt , y , $d^2 x/dt^2$, dx/dt , $x, p_n, p_{рк}$ в будь-який необхідний момент часу. Наявність цих даних дозволяє розрахувати основні вихідні робочі параметри гідравлічного приводу інерційного конвеєра, керованого комбінованим автоматичним гідророзподільником, а саме: частоту ходів і величину робочого ходу поршня, його кінцеві швидкості, величину відкриття автоматичного гідророзподільника, швидкості підйому і закриття його елементів.

Висновки

- Отримано результати теоретичних досліджень на підставі запропонованої математичної моделі гідроімпульсного приводу інерційного конвеєра, які описують основні фази роботи гідроімпульсного приводу інерційного конвеєра, виконано математичне моделювання робочих процесів запропонованої конструкції гідроімпульсного привода інерційного конвеєра, що дозволить в подальшому оцінювати та прогнозувати ефективність роботи гідроімпульсного приводу інерційних конвеєрів керуючись отриманою математичною моделю.

Список використаної літератури

1. А. с. 1054587 СССР, МКИЗ F 15 В 21/12, В 28 В 1/08. Виброплощадка / А. Ф. Пономарчук, Р. Р. Обертюх, И. В. Коц, А. П. Гель (СССР). – № 3464879/25-06 ; заявл. 05.07.1982 ; опубл. 15.11.1983, Бюл. № 42.
2. Баранов В. Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы : теория, расчет и конструкции / В. Н. Баранов, Ю. Е. Захаров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1977. – 326 с.
3. Иванов М. Е. Гидроприводы погружающих и грунтоуплотняющих машин / М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий др. – М. : Машиностроение, 1977. – 174 с.
4. Гамынин Н. С. Динамика быстродействующего гидравлического привода / Н. С. Гамынин, Ю. К. Жданов, Д. Л. Климашин. – М. : Машиностроение, 1979. – 80с.
5. Петрусь В. В. Теоретичні засади створення математичної моделі гідропривода поршневого насоса / Віталій Петрусь, Іван Коц // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2006. – № 5. – С. 45–49.

Коц Іван Васильович – кандидат технічних наук, професор кафедри теплогазопостачання Вінницького національного технічного університету.

Кутняк Микола Миколайович – студент Вінницького національного технічного університету.

Коц Іван Васильович – кандидат технічних наук, професор кафедри теплогазоснабження Вінницького національного технічного університету.

Кутняк Микола Миколайович – студент Вінницького національного технічного університету.

Kotz Ivan – Ph.D., Professor of Heat Vinnytsia National Technical University.

Kutnyak Nikolai – a student of the Vinnitsa National Technical University.