

УДК 621.658.2 + 62–822

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ МЕМБРАННОГО ГІДРОПРИВОДНОГО НАСОСА

В. В. Петрусь, І. В. Коц, В. О. Пішенін, С. М. Бабій

Запропоновано математичну модель динаміки робочого процесу мембранного гідроприводного насоса, яка дозволить проводити дослідження загальних закономірностей гідродинамічних процесів в насосі і гідросистемі в цілому, вирішувати загальні задачі по їх розрахунку і проектуванню, ставити і вирішувати задачі забезпечення надійності, пов'язані з високочастотними коливаннями тиску і гідравлічним ударом в гідросистемі, вирішувати задачі оптимізації її структури і оптимального проектування всіх її елементів. Результати розв'язку диференціальних рівнянь математичної моделі, отриманих у даній статті, можуть бути рекомендовані для практичної реалізації у вигляді аналітичних залежностей при розробці методики розрахунку для створення нових конструкцій насосів з гідроприводом та оцінювання їх ефективності.

Ключові слова: гідравлічний привод, мембранний насос, робочий процес, перекачування, математична модель.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МЕМБРАННОГО ГИДРОПРИВОДНОГО НАСОСА

В. В. Петрусь, И. В. Коц, В. А. Пишенин, С. Н. Бабий

Предложена математическая модель динамики рабочего процесса мембранного гидроприводного насоса, которая позволит проводить исследования общих закономерностей гидродинамических процессов в насосе и гидросистеме в целом, решать общие задачи по их расчету и проектированию, ставить и решать задачи обеспечения надежности, связанные с высокочастотными колебаниями давления и гидравлическим ударом в гидросистеме, решать задачи оптимизации ее структуры и оптимального проектирования всех ее элементов. Результаты решения дифференциальных уравнений математической модели, полученных в данной статье, могут быть рекомендованы для практической реализации в виде аналитических зависимостей при разработке методики расчета для создания новых конструкций насосов с гидроприводом и оценки их эффективности.

Ключевые слова: гидравлический привод, мембранный насос, рабочий процесс, перекачивание, математическая модель.

MATHEMATICAL MODEL OF DYNAMICS OF HYDRAULICALLY DRIVEN MEMBRANE PUMP WORKING PROCESS

V. Petrus, I. Kots, V. Pishenin, S. Babiy

Mathematical model of dynamics of hydraulically driven membrane pump working process is proposed, which will enable studies of the general laws of hydrodynamic processes in pump and hydraulic system as a whole, to solve common tasks for their calculation and design, formulate and solve problems of reliability associated with the high-pressure fluctuations and hydraulic strikes in hydraulic system, to solve the problem of optimizing its structure and optimal design of all its elements. Results of the solution of differential equations of the mathematical model derived in this article can be recommended for practical implementation in the form of analytical curves for the development of methods of calculation for the creation of new structures and hydraulic pumps to assess their effectiveness.

Keywords: hydraulic drive, membrane pump, working process, pumping, mathematical model.

Вступ

При розробці гідравлічних приводів різних технологічних машин їх основні параметри і характеристики, а також конструктивні параметри складових деталей та вузлів гідроагрегатів вибирають, виходячи, в основному, із силових і кінематичних вимог до подолання технологічного навантаження, забезпечення величини ходу і швидкості руху робочих органів на робочому та холостому ходах. Але досвід експлуатації гідрофікованих машин свідчить, що цих вимог недостатньо. Вібрація, нестабільність швидкості руху робочих органів, які часто виникають у гідроприводах, ведуть до зниження надійності машин та погіршення якості виконуваних робіт. Саме тому дослідження динаміки гідропривода має велике значення.

Одним з основних етапів в розробці нових конструкцій насосних гідроприводних агрегатів зворотно-поступальної дії, що керовані за допомогою автоматичних блоків керування – комбінованих автоматичних гідророзподільників, є теоретичне дослідження робочих характеристик цих агрегатів та їх блоків керування. Необхідність детального теоретичного аналізу і дослідження загальних закономірностей проходження складних гідромеханічних процесів 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 динаміки робочого процесу гідроімпульсного привода мембранного насосного агрегату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

У наукових роботах [1 - 8] та інших створені наукові основи і зроблено вагомий внесок в напрямках математичного моделювання, конструювання і розрахунку гідроприводів. Проте, проведений аналіз свідчить про недостатність детальних досліджень динаміки робочих процесів, обґрунтування закономірностей функціональної залежності між параметрами та характеристиками гідроприводів у випадку їх застосування для різних насосних агрегатів, що вимагає проведення подальших додаткових теоретичних та експериментальних досліджень для встановлення нових методів розрахунку гідроімпульсних приводів насосних агрегатів та блоків їх автоматичного керування.

Узагальнені математичні моделі динаміки робочих процесів гідроприводних насосних агрегатів та дослідження особливостей режимів їх роботи при перекачуванні будівельних розчинів тощо, розглянуті в роботах [9-11]. В переважній більшості зазначених робіт гідропривод розглядається або без врахування стисливості робочої рідини, або її зміни зі зміною тиску в гідросистемі, а також в наведених математичних моделях обмежено розглядаються закономірності функціонування блоків керування гідроприводами досліджуваних насосних агрегатів. Проведений аналіз свідчить про необхідність подальших детальних досліджень динаміки робочих процесів, обґрунтування закономірностей функціональної залежності між параметрами та характеристиками гідроприводів у випадку їх застосування для різних насосних агрегатів.

Формулювання мети і задач

Для розробки досконалого конструктивного виконання гідроприводу мембранного насосного агрегату було поставлено задачу створення математичної моделі динаміки робочого процесу гідроімпульсного привода насоса мембранного типу. Створена математична модель надасть можливість визначення найбільш раціонального поєднання конструктивних і силових параметрів гідроприводу, які забезпечать оптимальні робочі режими насоса в цілому.

Основна частина

У запропонованій нами математичній моделі враховуються лише маси плунжера робочого гідроциліндра з діафрагмою та її штоком (m_2), а також маси клапана і стакана пульсатора (m_1) (рис. 1). Масою інших рухомих елементів насоса нехтуємо.

Пружні властивості робочої рідини враховуються лише у порожнині робочого гідроциліндра, в підклапанній порожнині разом із порожниною над підпружиненим стаканом та в надклапанній порожнині пульсатора. Решта порожнин з робочою рідиною гідропривода вважаються незначними і тому абсолютно жорсткими.

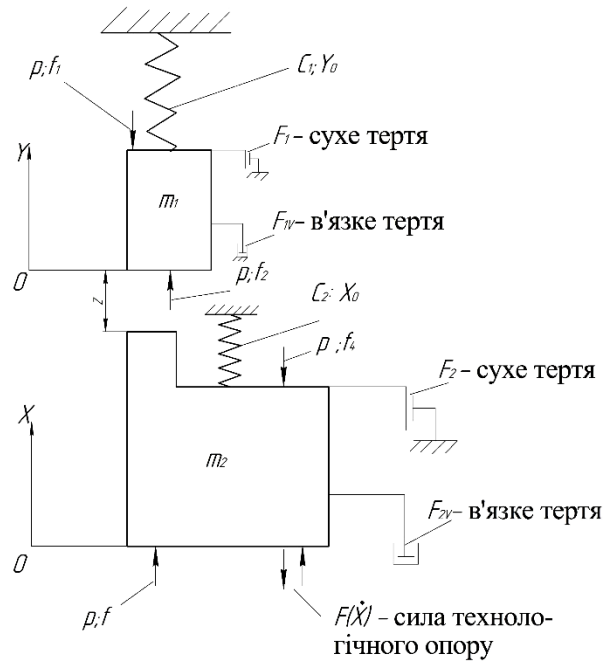


Рисунок 1 – Кінематична схема для складання динамічних рівнянь

На рис. 2 показана розрахункова схема мембранного насосного агрегату з гідроімпульсним приводом, детальний опис якого та опис його робочого процесу ідентичний наведеному нами в роботі [14].

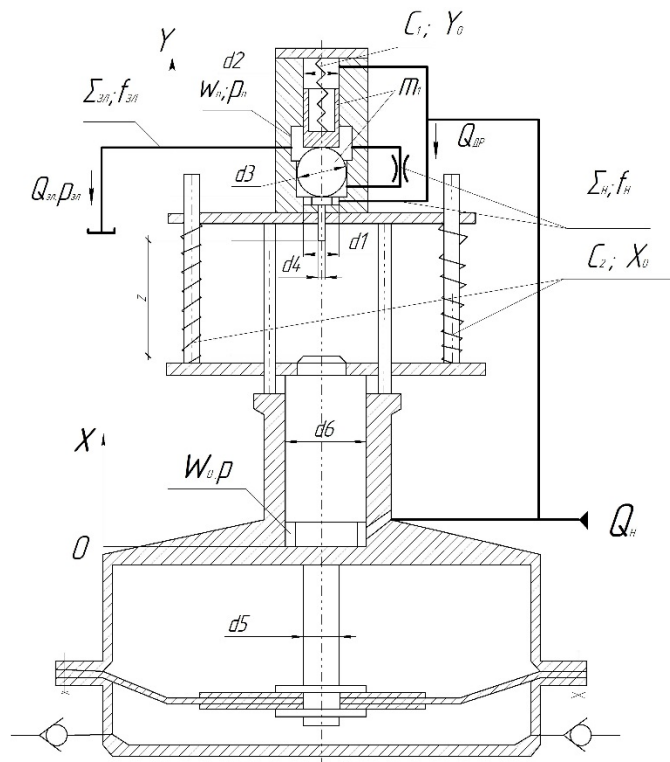


Рисунок 2 – Розрахункова схема для складання матмоделі гідроприводного мембранного насоса

Ефективні площі, на які діє робоча рідина в процесі роботи гідропривода:

$$f = \pi / 4 (d_6^2 - d_5^2) - \text{ефективна площа робочого гідроциліндра};$$

$$f_1 = \pi / 4 (d_2^2 - d_1^2) - \text{ефективна площа притискування кульки клапана-пульсатора до сідла};$$

$$f_2 = \pi / 4 (d_3^2 - d_2^2) - \text{ефективна площа утримання клапана-пульсатора у відкритому положенні};$$

$f_4 = \pi / 4d_4^2$ – ефективна площа плунжера–штовхача клапана-пульсатора.

Рівняння руху мас можна записати так

$$\ddot{X} = 1/m_2 \left(pf - F_2 \operatorname{sign} \dot{X} - F_{2v} - C_2(X + X_0) - F \left(\dot{X} \right) \right) \mathbf{1}(Z - X) +$$

$$+ \frac{1}{m_1 + m_2} (pf + pf_2 \mathbf{1}(Y) - pf_4 - (F_1 + F_2) \operatorname{sign} \dot{X} - F_{1v} - F_{2v} - C_1(Y + Y_0) -$$

$$- C_2(X + X_0) - F(\dot{X})) \mathbf{1}(X - Z); \quad (1)$$

$$\ddot{Y} = \dot{X} \mathbf{1}(X - Z) + \frac{1}{m_1} (p_n f_2 - pf_1 \mathbf{1}(Z - X) - C_1(Y + Y_0) - F_1 - F_{1v}) \mathbf{1}(Z - X), \quad (2)$$

де $F_{1v} = B_1 \dot{Y}$ – сила в'язкого тертя під час руху мас m_1 ;

$F_{2v} = B_2 \dot{X}$ – сила в'язкого тертя під час руху мас m_2 ;

B_1, B_2 – коефіцієнти в'язкого тертя.

Обмеження руху мас

$X=0$ та $\dot{X} = 0$, якщо $\dot{X} < 0$ та $X < 0$;

$X=H$ та $\dot{X} = 0$, якщо $\dot{X} > 0$ та $X > H$,

де H – конструкційний хід плунжера робочого гідроциліндра.

$Y=0$ та $\dot{Y} = 0$, якщо $\dot{Y} < 0$ та $Y < 0$;

$Y=h$ та $\dot{Y} = 0$, якщо $\dot{Y} > 0$ та $Y > h$,

де h – конструкційний хід клапана-пульсатора.

Для складання балансу витрат робочої рідини в гідросистемі запишемо рівняння для порожнин робочого гідроциліндра та порожнин клапана-пульсатора.

Для порожнини робочого гідроциліндра

$$\beta(W_0 + fX) \dot{p} = Q_H - f \dot{X} - f_2 \dot{Y} - Q_{op} \mathbf{1}(Y) + f_4 \dot{X} \mathbf{1}(X - Z), \quad (3)$$

де β – постійний коефіцієнт стиснення робочої рідини гідропривода;

$Q_{др}$ – витрата робочої рідини через дросель пульсатора;

W_0 – об'єм порожнини робочого гідроциліндра при початковому (нижньому) положенні його плунжера.

Для надклапанної порожнини пульсатора

$$\beta(W_n - f_2 Y) p_n = Q_{др} - Q_{3л}, \quad (4)$$

де p_n – тиск в надклапанній порожнині пульсатора;

W_n – об'єм надклапанної порожнини пульсатора при закритому його клапані.

Витрата рідини через дросель пульсатора

$$Q_{др} = f_H \sqrt{\frac{2(p - p_n)}{\rho \xi_H}} \cdot \mathbf{1}(Y) \operatorname{sign}(p - p_n), \quad (5)$$

- де f_n – середня площа поперечно перерізу каналів між робочим гідроциліндром та надклапанною порожниною пульсатора;
 ρ – густина робочої рідини гідропривода;
 ξ_n – коефіцієнт гідравлічного опору каналів між порожниною робочого гідроциліндра та надклапанною порожниною пульсатора.
 Витрата робочої рідини через зливну лінію

$$Q_{зл} = f_{зл} \sqrt{\frac{2|p_n - p_{зл}|}{\rho \xi_{зл}}} \cdot 1(Y), \quad (6)$$

- де $f_{зл}$ – середня площа поперечно перерізу каналів від надклапанної порожнини пульсатора до баку (зливної гідролінії);
 $\xi_{зл}$ – коефіцієнт гідравлічного опору каналів між надклапанною порожниною пульсатора та баком;
 $p_{зл}$ – тиск підпору у зливній гідролінії.

Висновки

- На підставі теоретичного аналізу робочого процесу досліджуваного гідроімпульсного привода мембранного насосного агрегату розроблена повна математична модель динаміки робочого процесу гідроімпульсного привода мембранного насосного агрегату для перекачування високов'язких, агресивних та абразивовмісних середовищ з блоком керування – клапаном-пульсатором.
- Математичні залежності, що отримані в результаті складання диференціальних рівнянь математичної моделі можуть бути рекомендовані для практичної реалізації при розробці методики розрахунку для створення нових конструкцій мембранних насосних агрегатів з гідроімпульсним приводом і подальшим впровадженням створених конструкцій у виробництво та оцінювання їх ефективності.

Використана література

1. Бочаров Ю. А. Кузнечно-прессовое оборудование / Бочаров Ю. А. – М.: Издательский центр “Академия”, 2008. – 408 с.
2. Васильченко В. А. Гидропривод и средства гидроавтоматики / В. А. Васильченко // Строительные и дорожные машины. – 2004. – № 11. – С. 9-14.
3. Гамынин Н. С. Динамика быстродействующего гидравлического привода / Н. С. Гамынин, Ю. К. Жданов, Д. Л. Климашин. – М.: Машиностроение, 1979. – 80 с.
4. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика / [Федорець В. О., Педченко М. Н., Струтинський В. Б. та ін.]; за ред. В. О. Федорця. – К.: Вища шк., 1995. – 463 с.
5. Зайончковський Г. Й. Порівняльні характеристики динамічної жорсткості рульових приводів різних кінематичних схем / Г. Й. Зайончковський, О. В. Лось // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Машинобудування. – 2004. – Вип. 38 (1). – С. 12-17.
6. Іскович-Лотоцький Р. Д. Гідроімпульсний привод установки для віброабразивної очистки внутрішніх поверхонь трубчастих виробів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, М. М. Вірник, В. О. Дрончак // Промислова гідравліка та пневматика. – 2008. – № 2 (20). – С. 63-64.
7. Лурье З. Я. Динамика гидроагрегата копрового пресса с учетом нестационарных явлений / Зиновий Лурье, Алексей Старченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – № 4 (10). – С. 63-67.
8. Навроцкий К. Л. Динамика автономного гидропривода возвратно-поступательного движения / К. Л. Навроцкий // Вестник машиностроения. – 2003. – № 4. – С. 7-13.
9. Бритвин Л. Н. Разработка научных основ построения, расчета и применения многофункциональных объемных насосных агрегатов: дис. ... доктора техн. наук: 05.02.02, 05.04.13 / Бритвин Лев Николаевич. – М., 2004. – 450 с.

10. Кукоба А. Т. Гідроприводний розчинонасос подвійної дії: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.02 / Кукоба Анатолій Тихонович. – Полтава, 2000. – 195 с.
11. Shigapov A. B. A Hydraulic Drive of Booster Pumps / A. B. Shigapov // Thermal Engineering. – 2007. – Vol. 54. – № 3. – P. 240-241.
12. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / [Иванов М. Е., Матвеев И. Б., Искович-Лотоцкий Р. Д. и др.]. – М.: Машиностроение, 1977. – 174 с.
13. Коц И. В. Разработка и исследование клапанов-пульсаторов для гидравлических приводов вибрационных и ударно-вибрационных узлов горных машин: дис. ... кандидата техн. наук: 05.02.03 / Коц Иван Васильевич. – Винница, 1994. – 227 с.
14. Патент на корисну модель № 45361U Україна, МПК₈ F04B 43/06. Гідропривідний мембранний насос / Коц І. В., Петрусь В. В.; заявник і власник патента Вінницький національний технічний університет. – № u200904792; заявл. 05.05.09; опубл. 10.11.09, Бюл. № 21.

Петрусь Віталій Володимирович – к.т.н., старший викладач кафедри теплогазопостачання Вінницького національного технічного університету.

Коц Іван Васильович – к.т.н., професор кафедри теплогазопостачання Вінницького національного технічного університету.

Пишенин Володимир Олексійович – к.т.н., доцент кафедри металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв Вінницького національного технічного університету.

Бабій Сергій Миколайович – к.т.н., доцент кафедри електромеханічних систем автоматизації в промисловості і на транспорті Вінницького національного технічного університету.

Петрусь Віталій Владимирович – к.т.н., старший преподаватель кафедры теплогазоснабжения Винницкого национального технического университета.

Коц Иван Васильевич – к.т.н., профессор кафедры теплогазоснабжения Винницкого национального технического университета.

Пишенин Владимир Алексеевич – к.т.н., доцент кафедры металлорежущих станков и оборудования автоматизированных производств Винницкого национального технического университета.

Бабий Сергей Николаевич – к.т.н., доцент кафедры электромеханических систем автоматизации в промышленности и на транспорте Винницкого национального технического университета.

Petrus Vitaliy – PhD, Senior Lecturer, Heat and Gas Supply Department, Vinnytsia National Technical University.

Kots Ivan – Ph.D., professor, Heat and Gas Supply Department, Vinnytsia National Technical University.

Pishenin Vladimir – Ph.D., assistant professor, Machine Tools and Automated Production Equipment Department, Vinnytsia National Technical University.

Babiy Sergiy – Ph.D., assistant professor, Electromechanical Systems Automation in Industry and Transport Department, Vinnytsia National Technical University.