



<https://www.sworldjournal.com/index.php/swj/article/view/swj24-00-011>

DOI: 10.30888/2663-5712.2024-24-00-011

УДК 621.436

**FEATURES OF THE METHODOLOGICAL APPROACH TO THE STUDY OF THE DYNAMICS OF THE GAS DISTRIBUTION MECHANISM OF TRANSPORT POWER INSTALLATIONS**

**ОСОБЛИВОСТІ МЕТОДИЧНОГО ПІДХОДУ ДО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ТРАНСПОРТНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

**Lohvinenko O.A. / Логвіненко О.А.**

*s.t.s., as.prof. / к.т.н., доц.*

ORCID: 0000-0002-5731-7995

*Ukrainian State University of Railway*

*Transport, Kharkiv, Feuerbach Square 7, 61050*

*Український державний університет залізничного транспорту,*

*Україна, м. Харків, майдан Фейєрбаха 7, 61050*

**Анотація.** В статті розглядається актуальне питання щодо необхідності проведення динамічного дослідження механізму газорозподілу транспортних енергетичних установок, метою якого є розрахунок дійсного руху клапанів з урахуванням інерційних, пружно-дисипативних параметрів ланок, а також діючих в механізмі навантажень. Представлено опис покрокових етапів робіт та математичний апарат, які дозволяють отримати математичну модель, що відповідає прийнятній динамічній моделі на підставі опису силових дій в механізмі газорозподілу. Зазначено, що дослідження математичної моделі дозволить провести моделювання динамічних характеристик та визначити реальні закони руху клапанів.

**Ключові слова:** енергетична установка, механізм газорозподілу, динаміка, динамічна модель, математична модель, реальні закони руху клапанів.

**Вступ.**

Транспортна галузь будь-якої європейської країни є важливим сектором економіки, що забезпечує зайнятість і вагомий внесок у її валовий внутрішній продукт. Наряду з цим транспорт, як її основа, є важливою складовою інфраструктури країни та забезпечує рух товарів, послуг і людей, а ефективна транспортна система дозволяє забезпечити умови економічного зростання, підвищення конкурентоспроможності національної економіки та якості життя населення [1].

В той же час основою сучасних технічних засобів транспорту є енергетичні установки, в яких при перетворенні енергії палива в роботу, за допомогою спеціальних пристроїв та механізмів, що складають їх конструкцію, відбуваються відповідні робочі процеси. До основних процесів, що протікають в транспортних енергетичних установках, слід віднести газообмінні процеси в циліндрах, які в значній мірі залежать від характеристик функціонування механізму газорозподілу (МГР) [2,3]. Слід відмітити, що основним елементом МГР є кулачковий механізм приводу клапанів, ефективність якого оцінюється величиною «час-переріз» клапанів при забезпеченні надійності та довговічності в експлуатації [2,4].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій** показав [4-6], що однією з



основних причин порушення нормальної роботи МГР, а іноді і руйнувань окремих деталей (важелів, клапанів) є пружні коливання ланок клапанного привода. Причому інтенсивність таких коливань в значній мірі визначається профілями кулачків розподільного валу [2,3]. Ці обставини обґрунтовують необхідність проведення динамічного дослідження клапанного привода, метою якого є розрахунок дійсного руху клапанів з урахуванням інерційних, пружно-дисипативних параметрів ланок, а також діючих в механізмі навантажень.

**Викладення основного матеріалу.** В загальному плані запропонований методичний підхід до дослідження динаміки МГР передбачає виконання наступних етапів робіт: по перше, це заміна реального кінематичного ланцюга МГР (складної механічної системи) на еквівалентну динамічну модель (спрощену розрахункову систему) з основними параметрами, що відповідають інерційним, силовим, пружно-дисипативним параметрам механізму привода клапанів; по друге, це складання математичної моделі, яка відповідає прийнятній динамічній моделі на підставі опису силових дій в МГР і по-третє, це дослідження математичної моделі для отримання динамічних характеристик і здійснення контролю умов прийнятної динаміки МГР.

Нижче, в якості прикладу, наводиться покрокове проведення вищезазначених етапів робіт стосовно до дослідження динаміки механізму газорозподілу транспортної енергетичної установки (ТЕУ) ЧН26/27. Проведені в рамках першого етапу дослідження, а також аналіз особливостей конструкції кулачкового механізму газорозподілу ТЕУ ЧН26/27 (рисунок 1) дозволили запропонувати для опису динамічних процесів в різних елементах привода одномасову динамічну модель (ДМ), яка представляється у вигляді узагальненої одномасової коливальної системи (рисунок 2).

Слід зауважити, що застосування для дослідження одномасової ДМ допускається тільки при відповідному вірному виборі її параметрів, основними з яких є зведена до осі клапану маса  $m_{зв}$  і жорсткість  $c_{зв}$  механізму. З урахуванням конструкції механізму газорозподілу ТЕУ ЧН26/27 дані параметри ДМ знаходяться за наступними залежностями:

$$m_{зв} = m_{кл} + \frac{1}{3}m_{пр} + \frac{I_в}{Q^2}, \quad c_{зв} = \frac{1}{\frac{1}{c_{шт}} + \frac{1}{c_{кор}} + \frac{1}{c_в}},$$

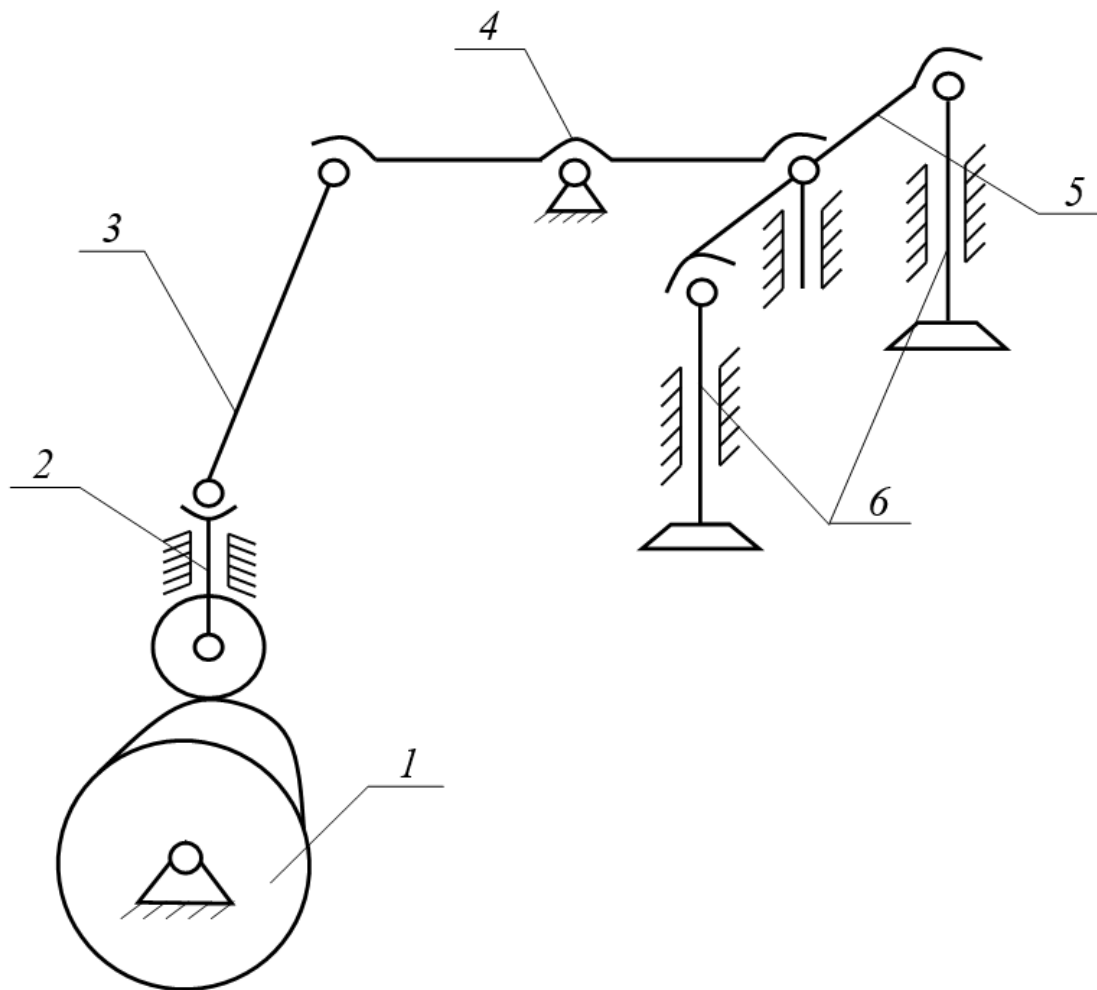
де  $m_{кл}$  - маса клапанного комплекту і деталей кріплення пружин;

$m_{пр}$  - маса клапанної пружини;

$I_в$  - момент інерції важеля відносно його осі обертання;

$Q$  - відстань від осі коромисла до осі клапану;

$c_{шт}$ ,  $c_{кор}$ ,  $c_в$ ,  $c_{кл.пр}$  - відповідно жорсткості штанги, коромисла клапану разом зі стійкою та віссю, розподільчого валу, клапанної пружини.



1 - розподільний вал; 2 - штовхач; 3 - штанга;  
4 - коромисло; 5 - траверса; 6 - клапани

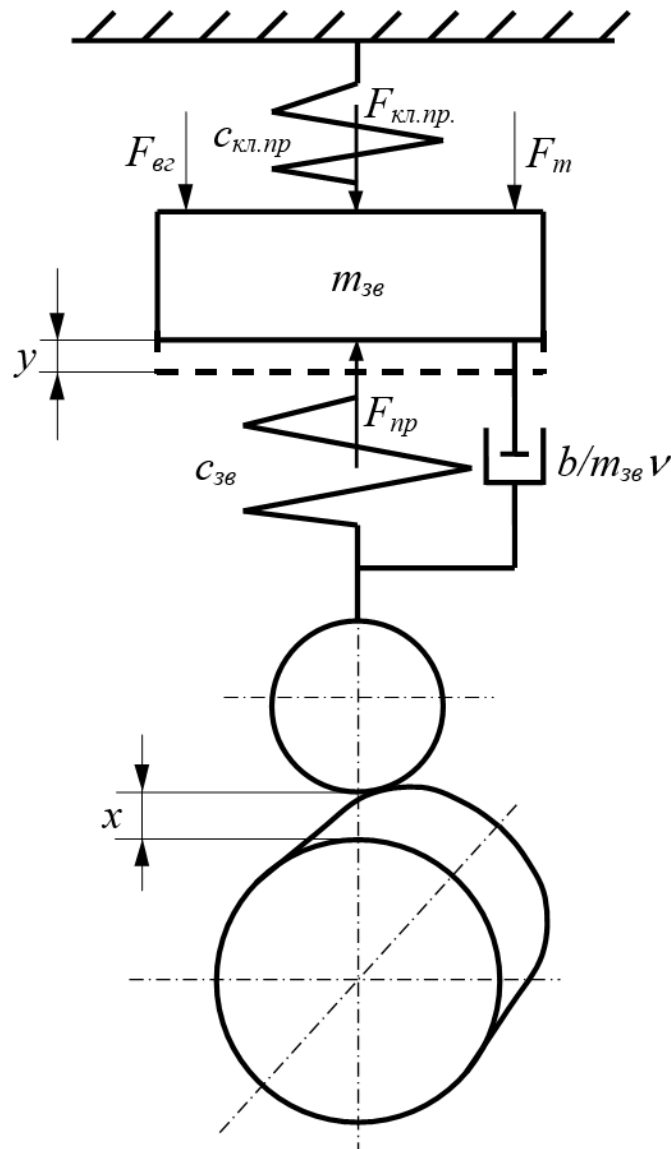
**Рисунок 1 - Кінематична схема механізму газорозподілу ТЕУ ЧН26/27**

Авторська розробка

Нижче наводиться вираз для визначення частоти власних коливань системи  $\nu$  (рисунок 2):

$$\nu = \sqrt{\frac{C_{зв} + C_{кл.пр}}{m_{зв}}}$$

З урахуванням вищенаведеного відповідний вибір параметрів робить обґрунтованим заміну дійсного механізму газорозподілу ТЕУ ЧН26/27 одномасовою ДМ. При цьому рівняння, яке описує дійсний рух клапану співпадає з рівнянням руху зведеної маси  $m_{зв}$ . Також на рисунку 2 показані сили діючі на масу  $m_{зв}$ :  $F_{пр}$  - сила пружної деформації передаточних ланок привода;  $F_{кл.пр}$  - сила клапанної пружини;  $F_m$  - сила тертя в механізмі;  $F_{вг}$  - сила тиску газів, що відпрацювали, на головку випускного клапану. При цьому:  $x$  - поточне значення лінійного переміщення штовхача, зведеного до осі клапану;  $y$  - поточне значення переміщення клапану, відповідно переміщенню  $x$ .



**Рисунок 2 - Узагальнена динамічна модель механізму газорозподілу  
ТЕУ ЧН26/27**

Авторська розробка

Тоді поточне значення пружної деформації механізму буде визначатися із наступного співвідношення:

$$z = x - y.$$

Відповідно до основного закону динаміки можна записати таке рівняння руху зведеної маси:

$$m_{3в} \ddot{y} = F_{нр} - F_{кл.нр} - F_m - F_{вг},$$

де  $\ddot{y}$  - поточне значення прискорення маси  $m_{3в}$ .

Сила пружної деформації передаточних ланок приводу:

$$F_{нр} = c_{3в} \cdot z.$$

Сила клапанної пружини:

$$F_{кл.нр} = F_0 + c_{кл.нр} y,$$

де  $F_0$  - сила попередньої затяжки клапанної пружини.



Для визначення значення сили тертя  $F_m$  відповідно до рекомендацій [7], внутрішнє тертя при розрахунку може бути замінено умовним в'язким опором, спрямованим протилежно до швидкості деформації  $\dot{z}$ . Силу зовнішнього опору можна вважати пропорційною та протилежно спрямованою швидкості клапану  $\dot{y}$ . Таким чином:

$$F_m = b_1 \cdot \dot{z} - b_2 \cdot \dot{y},$$

де  $b_1$ - умовний коефіцієнт внутрішнього в'язкого опору;

$b_2$ - коефіцієнт зовнішнього в'язкого опору.

Поточні значення сили тиску відпрацьованих газів на головку випускного клапану  $F_{\phi 2}$ , відповідно до рекомендацій [3], з достатньою точністю можна визначити за співвідношенням:

$$F_{\phi 2_i} = (p_{\phi} - l) \cdot f_{\kappa} \cdot \left( 1 - \frac{\phi_i}{2\phi_{\text{вип}}} \right),$$

де  $p_{\phi}$  - тиск в циліндрі в момент початку руху випускного клапану;

$f_{\kappa}$  - площа головки випускного клапану;

$\phi_i$  - поточне значення кута обертання кулачку;

$\phi_{\text{вип}}$  - кут випередження відкриття випускного клапану до нижньої мертвої точки.

Використовуючи вирази для сил  $F_{np}$ ,  $F_{\kappa, np}$  та  $F_m$  після перетворення можна записати дві форми рівняння руху клапану:

$$y'' + \frac{b}{m_{3\phi} \cdot \omega} y' + \frac{c_{3\phi} + c_{\kappa, np}}{m_{3\phi} \cdot \omega^2} y = \frac{b_1}{m_{3\phi} \cdot \omega} x' + \frac{c_{3\phi}}{m_{3\phi} \cdot \omega^2} x - \frac{F_0 + F_{\phi 2}}{m_{3\phi} \cdot \omega^2}, \quad (1)$$

$$z'' + \frac{b}{m_{3\phi} \cdot \omega} z' + \frac{c_{3\phi} + c_{\kappa, np}}{m_{3\phi} \cdot \omega^2} z = x'' + \frac{b_2}{m_{3\phi} \cdot \omega} x' + \frac{c_{3\phi}}{m_{3\phi} \cdot \omega^2} x + \frac{F_0 + F_{\phi 2}}{m_{3\phi} \cdot \omega^2}, \quad (2)$$

де  $y'$  і  $y''$  - відповідно аналоги швидкості та прискорення клапану;

$x'$  і  $x''$  - відповідно зведені до осі клапану аналоги швидкості та прискорення штовхача;

$\omega$  - кутова швидкість обертання кулачку;

$b$  - сумарний коефіцієнт в'язкості,  $b = b_1 + b_2$ . У випадку відсутності пристроїв для гасіння коливань клапанних пружин правомірно прийняти  $b_2 = 0$ , тобто  $b = b_1$ .

Рівняння (1) описує абсолютний рух клапану, а рівняння (2) – його відносний рух (деформацію привода). При проведенні дослідження динаміки зручніше використовувати рівняння деформації привода (2), яке дає можливість безпосереднього контролю виконання умови нерозривності кінематичного ланцюга  $z > 0$ . В той же час рівняння (2) можливо використовувати в більш зручній формі:

$$z'' + \frac{b}{m_{3\phi} \cdot v} z' + \frac{v^2}{\omega^2} z = x'' + x \frac{c_{\kappa, np}}{(c_{3\phi} + c_{\kappa, np})} \cdot \frac{v^2}{\omega^2} + \frac{F_0 + F_{\phi 2}}{(c_{3\phi} + c)} \cdot \frac{v^2}{\omega^2}, \quad (3)$$



де  $\frac{b}{m_{36} \cdot \nu}$  - коефіцієнт демпфірування.

Рівняння (3) представляє собою математичну модель, яка відповідає одномасовій ДМ. Слід відмітити, що значення жорсткісних та демпфуючих параметрів можливо знайти експериментальним шляхом [8], а значення  $\nu$  і  $\frac{b}{m_{36} \cdot \nu}$  за наступними співвідношеннями:

$$\nu = 2\pi \cdot \frac{1}{T}; \quad \frac{b}{m_{36} \cdot \nu} = \frac{1}{\pi} \ln \frac{A_n}{A_{n+1}},$$

де  $T$  - період власних коливань;  
 $A_n, A_{n+1}$  - послідовні амплітуди напружень.

### Висновки.

Описаний в статті методичний підхід до дослідження динаміки механізму газорозподілу транспортних енергетичних установок дозволяє, при визначених кінематичних характеристиках і пружно-дисипативних параметрах, моделювати динамічні характеристики та одержувати реальні (з урахуванням динамічних відхилень у русі клапанів на працюючій енергетичній установці) закони руху клапанів. Також наведені в статті матеріали можуть бути використані при проектуванні нових або удосконаленні існуючих енергетичних установок технічних засобів транспорту.

### Література:

1. Крихтіна Ю. О. Державна політика розвитку транспортної галузі України: теорія, методологія, практика: монографія. Харків: «Діса плюс», 2022. - 336 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / За редакцією проф. А.П. Марченка, проф. А.Ф. Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004. 491 с.
3. Logvinenko A. A. Peculiarities of stress calculation of basic parts of valve timing gear of modern locomotive electric power installations // Metallurgical and mining industry (Machine building). Dnipropetrovsk, 2014. No.6. P. 59-63.
4. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. / За редакцією проф. А.П. Марченка, проф. А.Ф. Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004. 423 с.
5. Diesel and Gasoline Engines. Edited by Richard Viskup. Published 26 February 2020 in London, United Kingdom, 2020 by IntechOpen. Doi: <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.75259>. ISBN 978-1-78985-447-3. 191 p.
6. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschöke: Handbook of Diesel Engines. Published: 21 July 2010, Springer-Verlag Berlin Heidelberg. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-540-89083-6>. ISBN978-3-540-89083-6. 636 p.
7. Основи прикладної теорії коливань: Підруч. для студентів машинобуд. та електромех. спец. / В.В. Воробйов, Л.Д. Воробйова, С.П. Киба; Кременчуц. нац. ун-т ім. Михайла Остроградського. Кременчук: Щербатих О.В., 2020. 153 с.



8. Мороз В.І., Братченко О.В., Логвіненко О.А. Експериментальне визначення пружно-дисипативних параметрів механізму газорозподілу тепловозного дизеля Д80 // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. 2002. №1. С. 15–18.

#### References.

1. Krykhtina Yu.O. Derzhavna polityka rozvytku transportnoyi haluzi Ukrainy: teoriia, metodolohiia, praktyka [State policy of transport industry development in Ukraine: theory, methodology, practice]: monohrafiia. Kharkiv: «Disa plus», 2022. 336 p.
2. Dvyhuny vnutrishnoho zhoriannia [Internal Combustion Engines]: Serii pidruchnykiv u 6 tomakh. T.1. Rozrobka konstruktsii forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn [Development of designs for forced engines of ground transport machines]. / Za redaktsiieiu prof. A.P. Marchenka, prof. A.F. Shekhovtsova. Kharkiv: Vydavn. tsentr NTU “KhPI”, 2004. 491 p.
3. Logvinenko A. A. Peculiarities of stress calculation of basic parts of valve timing gear of modern locomotive electric power installations // Metallurgical and mining industry (Machine building). – Dnipropetrovsk, 2014. No.6. P. 59-63.
4. Dvyhuny vnutrishnoho zhoriannia [Internal Combustion Engines]: Serii pidruchnykiv u 6 tomakh. T.6. Nadiinist DVZ [Reliability of internal combustion engines]. / Za redaktsiieiu prof. A.P. Marchenka, prof. A.F. Shekhovtsova. Kharkiv: Vydavn. tsentr NTU “KhPI”, 2004. 423 p.
5. Diesel and Gasoline Engines. Edited by Richard Viskup. Published 26 February 2020 in London, United Kingdom, 2020 by IntechOpen. Doi: <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.75259>. ISBN 978-1-78985-447-3. 191 p.
6. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschöke: Handbook of Diesel Engines. Published: 21 July 2010, Springer-Verlag Berlin Heidelberg. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-540-89083-6>. ISBN978-3-540-89083-6. 636 p.
7. Osnovy prykladnoi teorii kolyvan [Fundamentals of applied vibration theory]: Pidruch. dlia studentiv mashynobud. ta elektromekh. spets. / V.V. Vorobiov, L.D. Vorobiova, S.P. Kyba; Kremenchuts. nats. un-t im. Mykhaila Ostrohradskoho. - Kremenchuk: Shcherbatykh O. V., 2020. 153 p.
8. Moroz V.I., Bratchenko O.V., Logvinenko O.A. Eksperymental'ne vyznachennya pruzhno-dysypatyvnykh parametriv mekhanizmu hazorozpodilu teplovoznoho dyzelya D80 [Experimental determination of the elastic-dissipative parameters of the gas distribution mechanism of the D80 diesel locomotive engine] // Informatsiino-keruiuchi systemy na zaliznychnomu transporti. 2002. No1. P. 15-18.

**Abstract.** *The article discusses the topical issue of the need to conduct a dynamic study of the gas distribution mechanism of transport power plants, the purpose of which is to calculate the actual valve movement taking into account inertial, elastic-dissipative parameters of links, as well as loads acting in the mechanism. The description of step-by-step stages of work and mathematical apparatus are presented, which allow obtaining a mathematical model that corresponds to an acceptable dynamic model based on the description of force actions in the gas distribution mechanism. It is noted that the methodological approach to the study of the dynamics of the gas distribution mechanism of transport power plants described in the article makes it possible, with the determined kinematic characteristics and elastic-dissipative parameters, to simulate the dynamic characteristics and obtain real laws of valve motion.*

**Keywords:** *the power plant, gas distribution mechanism, dynamics, dynamic model, mathematical model, real laws of valve motion.*

Стаття відправлена: 15.02.2024 р.

© Логвіненко О.А.