

высш. учебн. зав.] / Е. Михайловский, В. Цимбалін. – М.: “Сельхозгиз”, 1960. – 336 с.

Анотації:

В роботі проаналізовані існуючі програмні комплекси, що дозволяють моделювати процес розгону універсальних самохідних машин, визначені переваги і недоліки існуючих математичних моделей процесу розгону на прикладі колісних тракторів, а також випадки їх застосування.

Ключові слова: універсальна самохідна машина, математична модель, розгін, розрахункова схема.

В работе проанализированы существующие программные комплексы, которые позволяют моделировать процесс разгона универсальных самоходных машин, определены преимущества и недостатки существующих математических моделей процесса разгона на примере колесных тракторов, а также случаи их применения.

Ключевые слова: универсальная самоходная машина, математическая модель, разгон, расчетная схема.

In work the analysed existent programmatic complexes, which allow to design the process of acceleration of universal self-propelled machines, certain advantages and lacks of existent mathematical models of process of acceleration of the wheeled tractors, and also cases of their application.

Keywords: universal self-propelled machine, mathematic model, movement, design scheme.

УДК 621.512

БРАТЧЕНКО О.В., к.т.н., доцент (УкрДАЗТ)

Особливості використання методу перетворення координат в дослідженнях кінематики кривошипно-шатунних механізмів

Постановка задачі і аналіз останніх результатів досліджень

Сучасний тяговий рухомий склад залізниць характеризується наявністю наукоємних технічних засобів, в конструкції яких широко застосовуються важільні механізми. Так, енергетичні установки магістральних та маневрових тепловозів експлуатаційного парку Укрзалізниці обладнані рядними та V-подібними дизелями, а для живлення їх гальмових систем стислим повітрям використовуються поршневі компресори. У останній час особливого значення набуває проблема забезпечення їх експлуатаційної надійності та довговічності [1]. Це визначає необхідність проведення розрахунково-експериментальних досліджень з визначення напружено-деформованого стану окремих деталей, вузлів і механізмів дизелів і компресорів, до яких у першу

чергу належить кривошипно-шатунний механізм (КШМ).

Особливе значення при розв'язанні вказаної задачі має оцінювання напружено-деформованого стану колінчастого вала. Це потребує проведення розрахункових досліджень динаміки КШМ у цілому для визначення діючих сил, оцінювання міцності деталей [2]. З урахуванням складності таких досліджень актуальною є розробка відповідних математичних моделей, які базуються на сучасних підходах до виконання силового розрахунку, проведення якого у свою чергу потребує розробки відповідних математичних описань для аналітичного дослідження кінематики ланок КШМ.

В літературі достатнє описання отримали підходи до кінематичного аналізу, які базуються на спрощених методиках [3]. Як більш точними, орієнтованими на автоматизованого

проектування, можуть розглядатися підходи, які базуються на використанні методу проєкцій замкнутого векторного контуру на координатні осі [4,5]. Разом з тим ще більші переваги з точки зору підвищення точності та універсальності аналітичних залежностей для визначення переміщень, швидкостей та прискорень ланок (що відіграє важливу роль для моделювання динамічних процесів в механізмах), забезпечує метод перетворення координат [6]. В той же час в сучасній технічній літературі не розглянуто особливості використання цього методу для кривошипно-шатунних механізмів, які при проведенні досліджень представляються плоскими замкнутими кінематичними ланцюгами.

Метою статті є висвітлення особливостей використання методу перетворення координат при розробці математичних залежностей для аналітичне дослідження кінематики ланок КШМ.

Результати досліджень

Загальні формули перетворення координат для систем $X_i Y_i$ і $X_j Z_j$ (рис.1) мають такий вид

$$\begin{aligned} x_{Ni} &= k_{11} \cdot x_{Nj} + k_{12} \cdot y_{Nj} + a_i; \\ y_{Ni} &= k_{21} \cdot x_{Nj} + k_{22} \cdot y_{Nj} + b_i, \end{aligned} \quad (1)$$

де a_i, b_i – координати початку системи $X_j Y_j$ в системі $X_i Y_i$;

$k_{11}, k_{12}, k_{21}, k_{22}$ – коефіцієнти при координатах – напрямні косинуси кута φ_{ij} (кут між додатними напрямками осей X_i і X_j , який відраховується проти стрілки годинника).

Запис рівняння (1) у матричній формі буде мати вид

$$r_i = T_{ji} \cdot r_j, \quad (2)$$

$$r_i = \begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \end{Bmatrix}, r_j = \begin{Bmatrix} x_j \\ y_j \end{Bmatrix}, T_{ji} = \begin{Bmatrix} k_{11} & k_{12} & a_i \\ k_{21} & k_{22} & b_i \end{Bmatrix}. \quad (3)$$

Матриця коефіцієнтів рівнянь (1) отримується з урахуванням відомих формул [3,4]

$$T_{ji} = \begin{Bmatrix} \cos \varphi_{ji} & -\sin \varphi_{ji} & a_i \\ \sin \varphi_{ji} & \cos \varphi_{ji} & b_i \end{Bmatrix}. \quad (4)$$

Матриця (4) в задачах теорії механізмів і машин розглядається матрицею обертальної кінематичної пари п'ятого класу плоского кінематичного ланцюга. Матриця поступальної кінематичної пари формується на основі матриці (4).

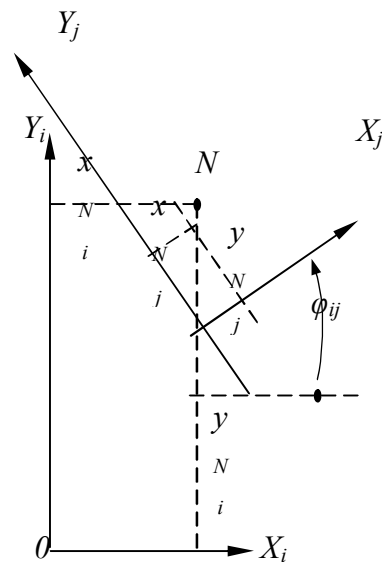


Рис. 1. До розглядання перетворення координат для систем $X_i Y_i$ і $X_j Z_j$

На рис.2 представлена кінематична схема циліндрового модуля транспортного дизеля. Кривошип 1 утворює із стояком 0 обертальну кінематичну пару п'ятого класу O, в центрі якої розміщується початок нерухомої системи координат $X_0 Y_0$, і з шатуном 2 обертальну кінематичну пару п'ятого класу A. Повзун 3, що здійснює зворотно-поступальний рух вздовж осі X_0 , утворює із стояком 0 поступальну кінематичну пару п'ятого класу C, а з шатуном - обертальну кінематичну пару п'ятого класу B.

Метою дослідження є отримання математичних залежностей для визначення положень S_B , швидкостей v_B та прискорень a_B повзуна (поршня) 3 при заданих значеннях узагальненої координати φ_{10} і відомих геометричних параметрах ланок 1 і 2 - l_1 і l_2 .

У відповідності до методу перетворення координат задача визначення положень ланок кінематичного ланцюга КШМ (рис.2) зводиться до сумісного розв'язання рівнянь, що отримуються при умовному розімкненні однієї або декількох кінематичних пар.

Для системи координат, зв'язаної з кривошипом 1, початок вибирається в центрі шарніру A , а ось X_1 спрямовується за лінією OA . Напрямок Y_1 визначається за умов отримання правої системи координат. Рівняння перетворення координат для ланок 0 і 1 мають вид

$$\begin{aligned} x_0 &= x_1 \cdot \cos \varphi_{10} - y_1 \cdot \sin \varphi_{10} + l_1 \cdot \cos \varphi_{10}; \\ y_0 &= x_1 \cdot \sin \varphi_{10} + y_1 \cdot \cos \varphi_{10} + l_1 \cdot \sin \varphi_{10}. \end{aligned} \quad (5)$$

Для шатуна 2 початок системи координат вибирається в центрі шарніру A , а ось X_2 спрямовується за лінією AB . Напрямок Y_2 визначається за умов отримання правої системи координат. Рівняння перетворення координат для ланок 1 і 2 у відповідності до матриці 4 мають вид

$$\begin{aligned} x_1 &= x_2 \cdot \cos \varphi_{21} - y_2 \cdot \sin \varphi_{21}; \\ y_1 &= x_2 \cdot \sin \varphi_{21} + y_2 \cdot \cos \varphi_{21}. \end{aligned} \quad (6)$$

Умовно розмикається кінематична пара B , утворена ланками 2 і 3, і отримуються два незамкнені кінематичні ланцюги. Перший складається з ланок 0 і 3, а другий – ланок 0, 1 і 2.

Для першого кінематичного ланцюга координати точки B в системі X_0Y_0 - $x_{B0} = (l_1 + l_2) - S_B$, $y_{B0} = 0$. Для другого кінематичного ланцюга координати точки B в системі X_2Y_2 - $x_{B2} = l_2$, $y_{B2} = 0$. При підстановці таких значень в рівняння (6) отримуються координати точки B в системі X_1Y_1 .

$$x_{B1} = l_2 \cdot \cos \varphi_{21}; y_{B1} = l_2 \cdot \sin \varphi_{21}. \quad (7)$$

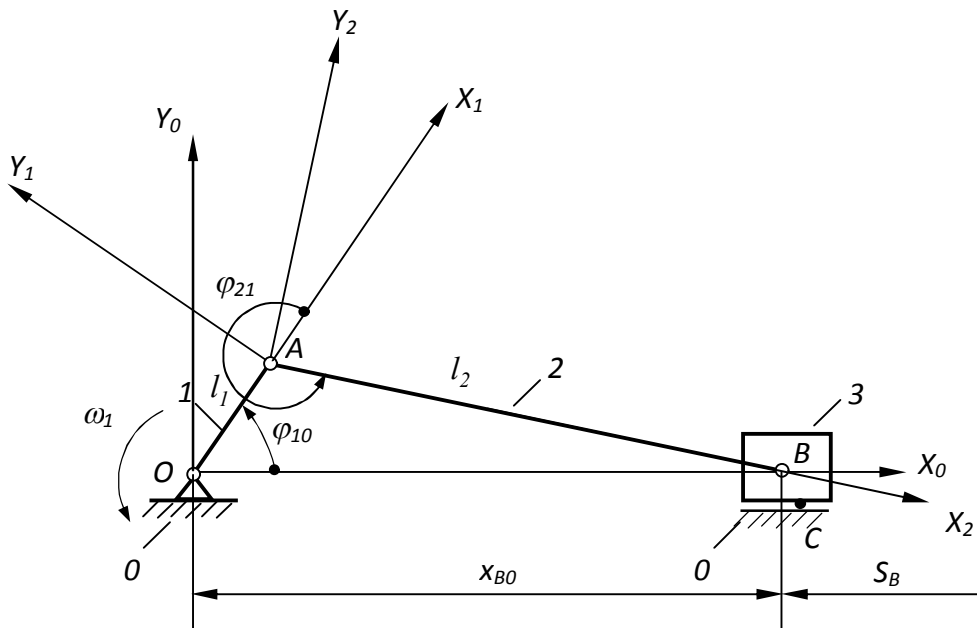


Рис. 2. Кінематична схема циліндрового модуля транспортного дизеля: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень, 4 – стояк

Далі з рівняння (5) знаходяться координати точки B в системі X_0Y_0 для другого кінематичного ланцюга, які прирівнюються до їх значень для першого кінематичного ланцюга

$$\begin{aligned} x_{B0} &= l_2 \cdot \cos \varphi_{21} \cdot \cos \varphi_{10} - l_2 \cdot \sin \varphi_{21} \cdot \sin \varphi_{10} + \\ &+ l_1 \cdot \cos \varphi_{10} = (l_1 + l_2) - S_B; \\ y_{B0} &= l_2 \cdot \cos \varphi_{21} \cdot \sin \varphi_{10} + \\ &+ l_2 \cdot \sin \varphi_{21} \cdot \cos \varphi_{10} + l_1 \cdot \sin \varphi_{10} = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

З урахуванням відомих тригонометричних залежностей записується остаточний вид таких рівнянь

$$l_1 \cdot (1 - \cos \varphi_{10}) + l_2 \cdot (1 - \cos \varphi_{\Sigma}) = S_B; \quad (9)$$

$$l_1 \cdot \sin \varphi_{10} + l_2 \cdot \sin \varphi_{\Sigma} = 0, \quad (10)$$

де $\varphi_{\Sigma} = \varphi_{10} + \varphi_{21}$.

Для зручності отримання розрахункових аналітичних залежностей вводиться коефіцієнт $\lambda_1 = l_2 / l_1$.

Величина кута φ_{Σ} з рівняння (10)

$$\varphi_{\Sigma} = \arcsin\left(-\frac{\sin \varphi_{10}}{\lambda_1}\right). \quad (11)$$

Поточне переміщення поршня 3 відносно положення в.м.т. з рівняння (9)

$$S_B = l_1 \cdot [(1 - \cos \varphi_{10}) + \lambda_1 \cdot (1 - \cos \varphi_{\Sigma})]. \quad (12)$$

З диференціювання рівняння (3) за $d\varphi_{10}$

$$\frac{d\varphi_{\Sigma}}{d\varphi_{10}} = -\frac{\cos \varphi_{10}}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_{\Sigma}}. \quad (13)$$

З диференціювання рівняння (12) за $d\varphi_{10}$ поточна швидкість поршня 3

$$v_B = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_{10} - \varphi_{\Sigma})}{\cos \varphi_{\Sigma}}. \quad (14)$$

З подвійного диференціювання рівняння (10) за $d\varphi_{10}$

$$\frac{d^2 \varphi_{\Sigma}}{d\varphi_{10}^2} = \frac{\sin \varphi_{10} + \lambda_1 \cdot (d\varphi_{\Sigma} / d\varphi_{10})^2 \cdot \sin \varphi_{\Sigma}}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_{\Sigma}} \quad (15)$$

З диференціювання рівняння (14) за $d\varphi_{10}$ поточне прискорення поршня 3

$$\begin{aligned} a_B &= \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot [\cos \varphi_{10} + \lambda_1 \cdot \frac{d^2 \varphi_{\Sigma}}{d\varphi_{10}^2} \cdot \sin \varphi_{\Sigma} + \\ &+ \lambda_1 \cdot \left(\frac{d\varphi_{\Sigma}}{d\varphi_{10}}\right)^2 \cdot \cos \varphi_{\Sigma}]. \end{aligned} \quad (16)$$

Отримані залежності використовувались при дослідженні кінематики та динаміки КШМ рядного тепловозного дизеля типу Д80 (ЧН 26/27). В якості прикладу на рис.3 наведені кінематичні характеристики поршнів, розраховані для таких початкових даних: $l_1 = 135$ мм; $l_2 = 490$ мм; $\omega_1 = 104,7$ рад/с. Їх аналіз підтвердив переваги запропонованого підходу у порівнянні з традиційними методиками кінематичного аналізу. Точність визначення швидкостей збільшилась до 5%, прискорень – до 12%. Це має суттєве значення для підвищення точності подальшого динамічного дослідження.

Висновки і рекомендації з подальшого використання отриманих результатів

Отримані на основі методу перетворення координат математичні залежності можуть використовуватися не тільки при визначенні кінематичних параметрів ланок КШМ рядних транспортних дизелів, а при використанні поняття «умовного кривошипу» в дослідженнях кінематики КШМ V-подібних дизелів [7]

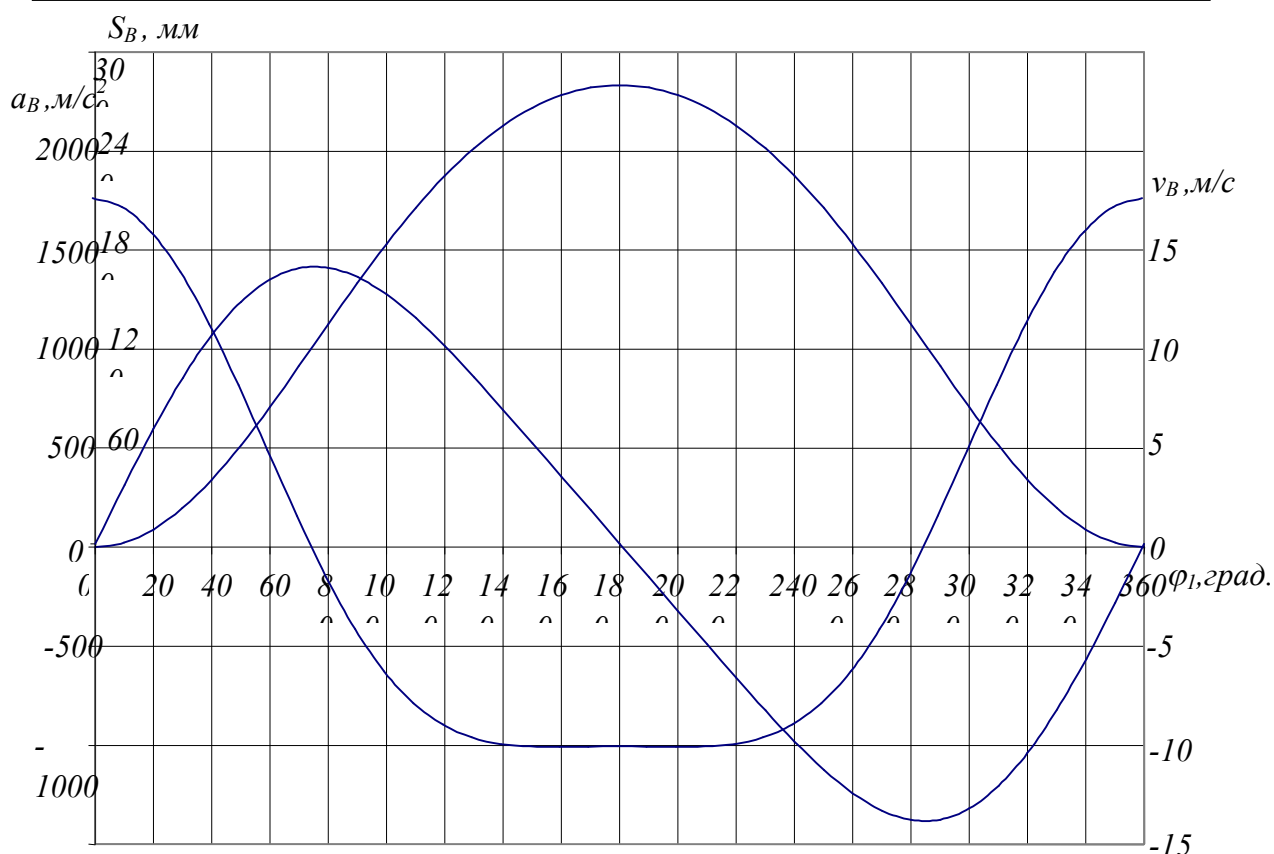


Рис. 3. Кінематичні характеристики поршнів тепловозного дизеля типу Д 80

Список літератури:

1. Тартаковський, Е.Д. Пріоритетні напрямки досліджень у галузі тягового рухомого складу [Текст]/ Е.Д. Тартаковський // Зб. наук. пр. – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – Вип. 64. – С. 5-12.
2. Мороз, В.І. Уточнена методика силового розрахунку кривошипно-шатунного механізму V-подібного тепловозного дизеля [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, В.С. Тищенко // Перспективи розвитку рухомого складу залізниць. - Зб. наук. пр. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – Вип. 76. – С. 157 – 164.
3. Марченко, А.П. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. /А.П.Марченко, М.К.Рязанцев, А.Ф.Шеховцов// За редакцією проф. А.П. Марченка,

засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: «Прапор», 2004. – 384 с.

4. Кіницький, Я.Т. Теорія механізмів і машин [Текст] / Я.Т.Кіницький. – К: Наукова думка, 2002. – 660 с.

5. Мороз, В.І. Результати уточненого моделювання кінематики клапанів локомотивних енергетичних установок з дизелями Д49 [Текст]/В.І. Мороз, О.В. Братченко, К.В. Астахова// Зб. наук. пр. – Донецьк: ДонІЗТ, 2012. –Вип. №. 29. – С. 166-171.

6. Левитський, Н.И. Теория механізмів и машин [Текст]/ Н.И.Левитский. – М.: Наука, 1979. – 576 с.

7. Мороз В.І., Використання вектора «умовного кривошипу» для уточненого описання переміщень причіпних поршнів [Текст]/В.І.Мороз, О.В.Братченко, Надтока О.В., Біленький А.І.//Зб. наук. пр. –

Харків: УкрДАЗТ, 2005. – Вип. 70. – С. 95-101.

Анотація:

Обґрунтовано необхідність розрахункового визначення характеристик руху ланок кривошипно-шатунних механізмів для математичного моделювання динамічних процесів, що відбуваються в механічній системі тепловозних дизелів. Запропоновано аналітичне описання характеристик руху поршнів рядних дизелів, яке отримано методом перетворення координат. Це має важливе значення при проведенні досліджень напружено-деформованого стану їх основних деталей.

Ключові слова: тепловозний дизель, кривошипно-шатунний механізм, кінематичні характеристики, аналітичні залежності.

Обоснована необходимость расчетного определения характеристик движения звеньев кривошипно-шатунных механизмов для математического моделирования динамических процессов, проте-

кающих в механической системе тепловозных дизелей. Предложено аналитическое описание характеристик движения поршней рядных дизелей, которое получено методом преобразования координат. Это имеет важное значение при проведении исследований напряженно-деформированного состояния их основных деталей.

Ключевые слова: тепловозный дизель, кривошипно-шатунный механизм, кинематические характеристики, аналитические зависимости.

Motivated need of the accounting determination of the features of the motion section connecting-rod crank mechanism for mathematical modeling of the dynamic processes, running in mechanical system locomotive diesels. It is offered analytical description of the features of the motion pistons of the diesels, which is received by method of the transformation of the coordinates. This has important importance when undertaking the studies tense-deformed conditions their main details.

Keywords: locomotive diesel, connecting-rod crank mechanism, kinematics of the feature, analytical dependencies

УДК 621.43

ГРИЦУК І.В., к.т.н., доцент (ДонІЗТ)

ГУЩИН А.М., к.т.н., доцент (ДонІЗТ)

АДРОВ Д.С., асистент (ДонІЗТ)

ВЕРБОВСЬКИЙ В.С., науковий співробітник (ІГ НАНУ, м. Київ)

КРАСНОКУТСЬКА З.І., науковий співробітник (НТУ, м. Київ)

Особливості математичного моделювання параметрів роботи контактної теплової акумулятора фазового переходу системи регулювання температури охолоджуючої рідини й моторної оливи ДВЗ

Вступ

Забезпечення надійного запуску двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) транспортної засоби (ТЗ) й енергетичної установки (ЕУ) вимагає тимчасових і фінансових витрат. Особливо актуальна ця проблема для двигунів, які повинні забезпечувати надійний пуск відповідальної техніки й на які доводиться основна частина відмов, особливо в зимовий час. Умови експлуатації двигунів в холодну пору року висувають високі вимоги до довговічності

ТЗ і ЕУ, до якості експлуатаційних матеріалів і технологічного устаткування, що забезпечує передпускову підготовку. У зв'язку із цим, підвищення пускових якостей двигунів транспортних засобів і створення ефективних способів передпускової підготовки, являє собою актуальне й багатопланове завдання.

Всі засоби забезпечення запуску двигуна в холодну пору року можливо розділити на три види: пускові засоби, що полегшують запуск двигуна після міжмінної стоянки; передпускові засоби,