

УДК 621.512

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ЛАНОК ЛОКОМОТИВНИХ КОМПРЕСОРИВ КТ-7

Братченко О.В.

ANALYTICAL STUDY OF THE KINEMATICS SECTION LOCOMOTIVES COMPRESSOR KT-7

Bratchenko A.

Обґрунтовано необхідність розрахункового визначення характеристик руху ланок кривошипно-шатунних механізмів для математичного моделювання динамічних процесів, що відбуваються в механічній системі локомотивних компресорів. Запропоновано аналітичне описання характеристик руху поршнів W-подібних локомотивних компресорів, яке отримано методом проекції замкнених векторних контурів на координатні осі. Наведені в статті матеріали, отримані математичні залежності забезпечують розрахункове визначення кінематичних параметрів ланок поршневого компресора КТ-7. Це має важливе значення при проведенні досліджень їх динаміки та віброактивності.

Ключові слова: локомотивний компресор, W-подібний кривошипно-шатунний механізм, кінематичні характеристики, аналітичні залежності.

Вступ. Досягнення високих техніко-економічних показників перевізного процесу на залізничному транспорті України пов'язано з рішенням задач щодо забезпечення потрібних експлуатаційних характеристик і надійності систем сучасного тягового рухомого складу (ТРС), які визначають безпеку руху поїздів. Серед таких систем в першу чергу слід виділити систему повітропостачання, яка функціонально пов'язана з гальмовою, електропневматичною та іншими системами ТРС. При цьому головну роль в забезпеченні зазначених систем стислим повітрям відіграють компресори.

Постановка проблеми. На магістральних локомотивах Укрзалізниці використовуються, в основному, поршневі компресори (типів КТ-7, КТ-6е, К-3), які при достатній продуктивності і тиску нагнітання характеризуються високими рівнями вібрацій, що негативно впливає на надійність і довговічність систем повітропостачання ТРС. Тому особливого значення набуває проблема забезпечення їх експлуатаційної надійності та довговічності [1].

Така ситуація визначає необхідність проведення розрахунково-експериментальних досліджень з визначення напружено-деформованого стану окремих деталей, вузлів і механізмів компресорів, до яких у першу чергу належить W-подібний кривошипно-шатунний механізм (КШМ). Це потребує проведення розрахункових досліджень динаміки КШМ у цілому для визначення віброактивності компресора та експлуатаційних навантажень. 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 методики аналітичного дослідження кінематики ланок W-подібних КШМ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що в спеціальній літературі, присвяченій поршневим компресорам [2,3], особливості дослідження кінематичних характеристик ланок W-подібних КШМ висвітлені недостатньо.

Мета статті. Розробка математичних залежностей і аналітичне дослідження кінематики ланок W-подібних КШМ локомотивних компресорів КТ-7.

Результати досліджень. Отримання математичних залежностей для розрахунку кінематичних характеристик ланок W-подібних КШМ проводилось з використанням методу замкнених векторних контурів [4,5]. На першому етапі дослідження була розроблена уточнена за геометричними параметрами ланок кінематична схема W-подібного КШМ локомотивного компресора КТ-7 (рис.1). На другому етапі були отримані математичні залежності для визначення кінематичних характеристик поршнів першого та другого ступенів стиснення. При цьому в якості початкових даних ураховувались: l_1 - радіус кривошипа 1; l_2 - довжина основного шатуна 2; l_4, l_6 - довжини причіпних шатунів 4 і 6; l'_2, l'_4 - довжини

причепів шатунів 4 і 6; β_1, β_2 - кути розвалу циліндрів I-II і II-III; α_1, α_2 - кути причепа шатунів 4 і 6.

Для зручності отримання розрахункових залежностей вводяться коефіцієнти

$$\lambda_1 = \frac{l_2}{l_1}; \lambda_2 = \frac{l_2'}{l_1}; \lambda_3 = \frac{l_4}{l_1}; \lambda_4 = \frac{l_4'}{l_1}; \lambda_5 = \frac{l_6}{l_1}.$$

Для визначення основних кінематичних параметрів механізму аналітичні залежності отримуються з замкнених векторних контурів, які утворюють його ланки. Тоді для W- подібного КШМ необхідно розглянути три векторні контури (рис.2):

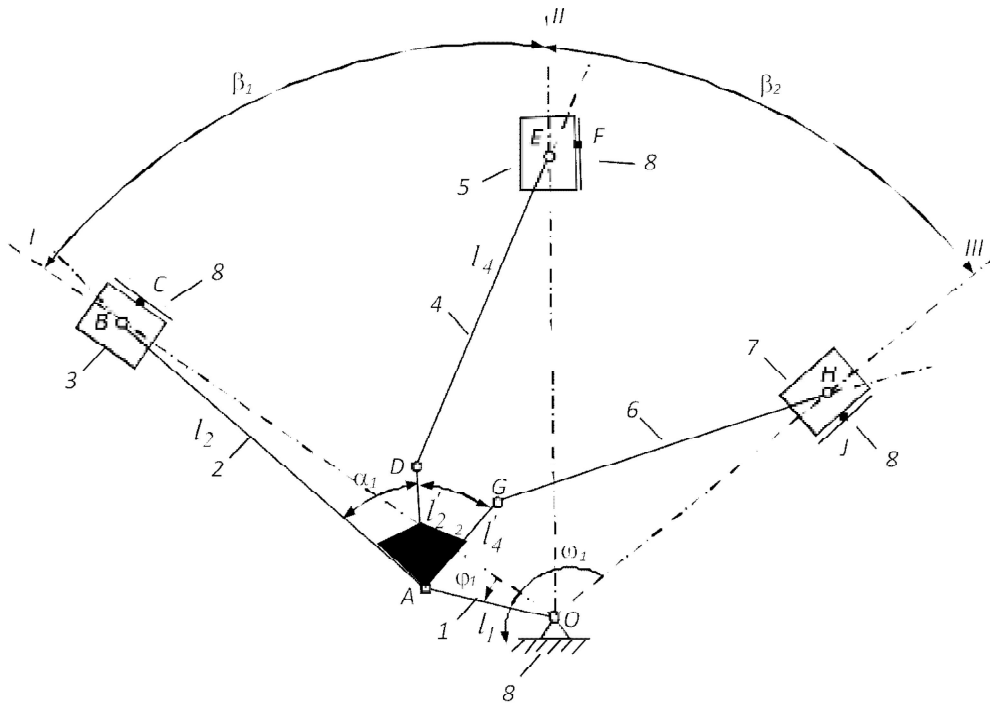


Рис.1. Кінематична схема W-подібного КШМ компресора КТ-7: I – лівий циліндр низького тиску; II – циліндр високого тиску; III – правий циліндр низького тиску; 1 – кривошип; 2, 4, 6 – шатуни; 3, 5, 7 – поршні; 8 – стояк.

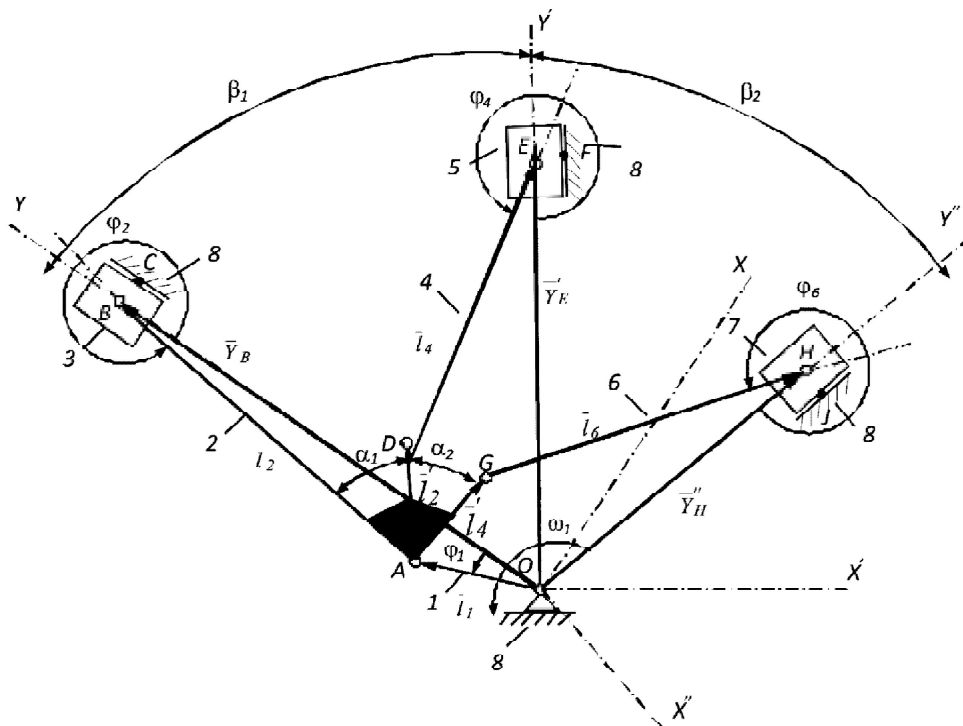


Рис.2. До розгляду векторних контурів, утворених ланками W-подібного КШМ

- контур $OABO$ в системі координат XOY , що утворений векторами \vec{l}_1, \vec{l}_2 і \vec{Y}_B ;
- контур $OADEO$ в системі координат $X'OY'$, утворений векторами $\vec{l}_1, \vec{l}_2, \vec{l}_4$ і \vec{Y}_E ;
- контур $OAGHO$ в системі координат $X''OY''$, утворений векторами $\vec{l}_1, \vec{l}_4, \vec{l}_6$ і \vec{Y}_H .

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок лівого циліндра низького тиску I визначаються з контуру $OABO$, для якого нижче записана умова його замкненості

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 - \vec{Y}_B = 0. \quad (1)$$

Рівняння проекцій векторного контуру на координатні осі OY і OX

$$l_1 \cdot \cos \phi_1 + l_2 \cdot \cos \phi_2 - Y_B = 0. \quad (2)$$

$$l_1 \cdot \sin \phi_1 + l_2 \cdot \sin \phi_2 = 0. \quad (3)$$

Величина поточного кута ϕ_2 з рівняння (3)

$$\phi_2 = -\arcsin\left[-\frac{\sin \phi_1}{\lambda_1}\right]. \quad (4)$$

Поточне переміщення поршня 3 відносно положення в.м.т. з рівняння (2)

$$S_B = l_1 \cdot [(1 - \cos \phi_1) + \lambda_1 \cdot (1 - \cos \phi_2)]. \quad (5)$$

З диференціювання рівняння (3) за $d\phi_1$ аналог кутової швидкості шатуна 2

$$\omega_{q2} = -\frac{\cos \phi_1}{\lambda_1 \cdot \cos \phi_2}. \quad (6)$$

З диференціювання рівняння (5) за $d\phi_1$ поточна швидкість поршня 3

$$v_B = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \frac{\sin(\phi_1 - \phi_2)}{\cos \phi_2} \quad (7)$$

З подвійного диференціювання рівняння (6) за $d\phi_1$ аналог кутового прискорення шатуна 2

$$\varepsilon_{q2} = \frac{\sin \phi_1 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \sin \phi_2}{\lambda_1 \cdot \cos \phi_2}. \quad (8)$$

З диференціювання рівняння (7) за $d\phi_1$ поточне прискорення поршня 3

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot (\cos \phi_1 + \lambda_1 \cdot \varepsilon_{q2} \cdot \sin \phi_2 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \cos \phi_2). \quad (9)$$

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок циліндра високого тиску II визначаються з контуру $OADEO$, для якого нижче записана умова його замкненості

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_4 - \vec{Y}_E = 0. \quad (10)$$

Рівняння проекцій векторного контуру на координатні осі OY' і OX'

$$l_1 \cdot \cos(\phi_1 + \beta_1) + l_2' \cdot \cos(\phi_2 + \delta_1) + l_4 \cdot \cos \phi_4 - Y_E' = 0 \quad ; \quad (11)$$

$$\sin(\phi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot \sin(\phi_2 + \delta_1) + \lambda_3 \cdot \sin \phi_4 = 0, \quad (12)$$

де $\delta_1 = \beta_1 - \alpha_1$.

Величина поточного кута ϕ_4 з рівняння (12)

$$\phi_4 = \arcsin\left[\frac{\sin(\phi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot \sin(\phi_2 + \delta_2)}{\lambda_3}\right]. \quad (13)$$

Поточне переміщення поршня 5 відносно положення в.м.т. з рівняння (11)

$$S_E = X_{E\max}' - l_1 \cdot \cos(\phi_1 + \beta_1) - l_2' \cdot \cos(\phi_2 + \delta_1) - l_4 \cdot \cos \phi_4, \quad (14)$$

де $X_{E\max}'$ – відстань OE , що відповідає положенню в.м.т. поршня 5, визначається з формули

$$X_{E\max}' = l_1 \cdot \cos(\phi_1 + \beta_1) + l_2' \cdot \cos(\phi_2 + \delta_1) + l_4 \cdot \cos \phi_4. \quad (15)$$

З диференціювання рівняння (12) за $d\phi_1$ аналог кутової швидкості шатуна 4

$$\omega_{q4} = -\frac{\cos(\phi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot \omega_{q2} \cdot \cos(\phi_2 + \delta_1)}{\lambda_3 \cdot \cos \phi_4}. \quad (16)$$

З диференціювання рівняння (14) за $d\phi_1$ поточна швидкість поршня 5

$$v_E = \omega_1 \cdot l_1 \cdot [\sin(\phi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot \omega_{q2} \cdot \sin(\phi_2 + \delta_1) + \lambda_3 \cdot \omega_{q4} \cdot \sin \phi_4] \quad (17)$$

З подвійного диференціювання рівняння (12) за $d\phi_1$ аналог кутового прискорення шатуна 4

$$\varepsilon_{q4} = \frac{\sin(\phi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \sin(\phi_2 + \delta_1)}{\lambda_3 \cdot \cos \phi_4} - \frac{\lambda_2 \cdot \varepsilon_{q2} \cdot \cos(\phi_2 + \delta_1)}{\lambda_3 \cos \phi_4} + \omega_{q4}^2 \cdot \text{tg} \phi_4. \quad (18)$$

З диференціювання рівняння (17) за $d\phi_1$ поточне прискорення поршня 5

$$a_E = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \{\cos(\phi_1 + \beta_1) + \lambda_2 \cdot [\varepsilon_{q2} \cdot \sin(\phi_2 + \delta_1) + \omega_{q2}^2 \cdot (\cos \phi_2 + \delta_1)] + \lambda_3 \cdot (\varepsilon_{q4} \cdot \sin \phi_4 + \omega_{q4}^2 \cdot \cos \phi_4)\}. \quad (19)$$

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок циліндра низького тиску III визначаються з контуру $OAGHO$, для якого нижче записана умова його замкненості

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_4 + \vec{l}_6 - \vec{Y}_H = 0. \quad (20)$$

Рівняння проекцій векторного контуру на координатні осі OY'' і OX''

$$l_1 \cdot \cos(\phi_1 + \beta_\Sigma) + l_4' \cdot \cos(\phi_2 + \delta_2) + l_6 \cdot \cos \phi_6 - Y_H'' = 0 \quad (21)$$

$$\sin(\phi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \sin(\phi_2 + \delta_1) + \lambda_5 \cdot \sin \phi_6 = 0, \quad (22)$$

де $\beta_\Sigma = \beta_1 + \beta_2$, $\delta_2 = \beta_2 - \alpha_1 - \alpha_2$.

Величина поточного кута ϕ_6 з рівняння (22)

$$\phi_6 = \arcsin\left[\frac{\sin(\phi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \sin(\phi_2 + \delta_2)}{\lambda_5}\right]. \quad (23)$$

Поточне переміщення поршня 7 відносно положення в.м.т. з рівняння (21)

$$S_H = Y_{H_{max}}'' - l_1 \cdot \cos(\phi_1 + \beta_\Sigma) - l_4' \cdot \cos(\phi_2 + \delta_2) - l_6 \cdot \cos \phi_6, \quad (24)$$

де $Y_{H_{max}}''$ – відстань ОН, що відповідає положенню в.м.т. поршня 7, визначається з формули

$$Y_{H_{max}}'' = l_1 \cdot \cos(\phi_1 + \beta_\Sigma) + l_4' \cdot \cos(\phi_2 + \delta_2) + l_6 \cdot \cos \phi_6. \quad (25)$$

З диференціювання рівняння (22) за $d\phi_1$ аналог кутової швидкості шатуна 6

$$\omega_{q6} = - \frac{\cos(\phi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \omega_{q2} \cdot \cos(\phi_2 + \delta_2)}{\lambda_5 \cdot \cos \phi_6}. \quad (26)$$

З диференціювання рівняння (24) за $d\phi_1$ поточна швидкість поршня 5

$$v_H = \omega_1 \cdot l_1 \cdot [\sin(\phi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \omega_{q2} \cdot \sin(\phi_2 + \delta_2) + \lambda_5 \cdot \omega_{q6} \cdot \sin \phi_6]. \quad (27)$$

З подвійного диференціювання рівняння (22) за $d\phi_1$ аналог кутового прискорення шатуна 6

$$\varepsilon_{q6} = \frac{\sin(\phi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \sin(\phi_2 + \delta_2)}{\lambda_5 \cdot \cos \phi_6} - \frac{\lambda_4 \cdot \varepsilon_{q2} \cdot \cos(\phi_2 + \delta_2)}{\lambda_5 \cdot \cos \phi_6} + \omega_{q6}^2 \cdot \text{tg} \phi_6. \quad (28)$$

З диференціювання рівняння (26) за $d\phi_1$ поточне прискорення поршня 7

$$a_H = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot \{ \cos(\phi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot [\varepsilon_{q2} \cdot \sin(\phi_2 + \delta_2) + \omega_{q2}^2 \cdot \cos(\phi_2 + \delta_2)] + \lambda_5 \cdot (\varepsilon_{q6} \cdot \sin \phi_6 + \omega_{q6}^2 \cdot \cos \phi_6) \}. \quad (29)$$

На рис.3 наведені кінематичні характеристики поршнів I, II і III циліндрів локомотивного компресора КТ-7. В якості початкових даних урахувались: радіус кривошипа $l_1 = 72$ мм; довжина основного шатуна $l_2 = 350$ мм; довжина причіпних шатунів $l_4 = l_6 = 260$ мм; довжини причепів шатунів 4 і 6 $l_2' = l_4' = 90$ мм; кути розвалу циліндрів $\beta_1 = \beta_2 = 40^\circ$; кути причепа шатунів $\alpha_1 = \alpha_2 = 42^\circ$; відстань ОЕ, відповідає положенню в.м.т. поршня 5 $Y_{E_{max}}' = 421,2879$ мм; відстань ОН, що відповідає положенню в.м.т. поршня 7 $Y_{H_{max}}'' = 421,9166$ мм; кутова швидкість кривошипа 1 $\omega_1 = 80,01$ рад/с.

Представлені на рис.3 результати забезпечили моделювання динамічних характеристик локомотивного компресора КТ-7 при проведенні комплексних досліджень з удосконалення систем повітропостачання ТРС [6].

Висновок. Наведені в статті матеріали, отримані математичні залежності забезпечують розрахункове визначення кінематичних параметрів ланок поршневих компресорів КТ-7. Це має важливе значення при проведенні досліджень їх динаміки та віброактивності.

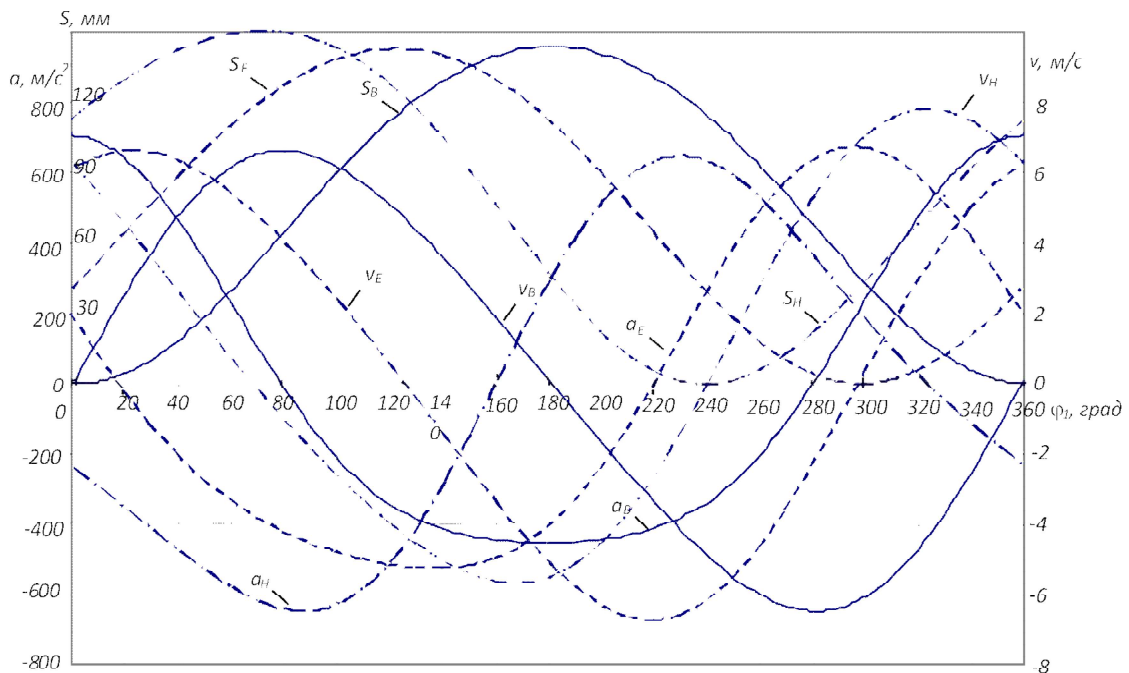


Рис.3. Кінематичні характеристики поршнів локомотивного компресора КТ-7:

Література

1. Мороз В.І. Оцінювання перспектив використання компресорів нової конструкції на залізничному тяговому рухомому складі/ В.І.Мороз, О.В.Братченко, М.Б.Чубикало // Збірка наук. праць УкрДАЗТ. – Харків, 2010. – Вип. 119. – С. 99-106.
2. Фотин Б.С. Поршневые компрессоры/ Б.С. Фотин, И.Б. Пирумов, И.К. Прилуцкий, П.И. Пластинин//Под общ.ред. Б.С. Фотина. - Л.: Машиностроение, 1987. - 372 с.
3. Пластинин П.И. Теория и расчет поршневых компрессоров/ П.И. Пластинин. - М.: Агропромиздат, 1987. – 271 с.
4. Зиновьев В.А., Курс теории механизмов и машин/ В.А.Зиновьев. – М.: Наука, 1975. – 383 с.
5. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т.Кіницький. – К: Наукова думка, 2002. – 660 с.
6. Розробка нової концепції і методів удосконалення механічних систем локомотивних енергетичних установок з метою поліпшення експлуатаційних характеристик: [звіт про НДР № ДР 0107U000341] - Харків: УкрДАЗТ, 2008. – 106 с.

References

1. Moroz V.I. Ocinuvannya perspektiv vikorsistannya kompresoriv novoyi konstrukciyi na zaliznichnomu tyagovomu ruhomomu skladi/ V.I.Moroz, O.V.Bratchenko, M.B.Chubikalo// Zbirka nauk. prac UkrDAZT. – Harkiv, 2010. – Vip. 119. – S. 99-106.
2. Fotin B.S. Porshnevie kompresori/ B.S. Fotin, I.B. Pirumov, I.K. Priluckiy, P.I. Plastinin// Pod obsch..red. B.S. Fotina. – L.: Mashinostroenie, 1987. - 372 s.
3. Plastinin P.I. Teoriya i raschet porshnevih kompresorov/ P.I. Plastinin. - M.: Agropromizdat, 1987. – 271 s
4. Zinovyev V.A. Kura teorii mehanizmov i mashin / V.A Zinovyev. – M.: Nauka, 1975. – 383 s.
5. Kinickiy Y.T. Teoriya mehanizmv i mashin / Y.TKinickiy. – K: Naukova dumka, 2002. – 660 s.
6. Rozrobka novoyi koncepciyi i metodiv udoskonalennya mehanichnih system lokomotyvnyh energetychnyh ustanovok z metoyu polipshennya ekspluatatsiy nich charakterystyk [zvity pro NDR № D/R 0107U000341] – Harkiv: UkrDAZT, 2008. – 106 s.

Братченко А.В. Аналитическое исследование кинематики звеньев локомотивных компрессоров КТ-7

Обоснована необходимость расчетного определения характеристик движения звеньев кривошипно-шатунных механизмов для математического моделирования динамических процессов, протекающих в механической системе локомотивных компрессоров. Предложено аналитическое описание характеристик движения поршней W-образных локомотивных компрессоров, которое получено методом проекций замкнутых векторных контуров на координатные оси. Представленные в статье материалы, полученные математические зависимости обеспечивают расчетное определение кинематических параметров звеньев поршневых компрессоров КТ-7. Это имеет важное значение при проведении исследований их динамики и виброактивности.

Ключевые слова: локомотивный компрессор, W-образный кривошипно-шатунный механизм, кинематические характеристики, аналитические зависимости.

Bratchenko A. Analytical study of the kinematics section locomotives compressor КТ-7

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 locomotives compressor. It Is Offered analytical description of the features of the motion pistons W-figurative locomotives compressor, got with use by method projection vector sidebar on coordinate axis's. The Presented results of modeling kinematics features pistons locomotives of the compressor КТ-7, which enabled undertaking the complex studies, directed on improvement of the air supply systems tractive rolling stock. This has important importance when undertaking the studies their speakers and vibration. Conclusion is Made about practicability of the use designed mathematical dependencies for calculation of the kinematics section other W-figurative compressor.

Keywords: locomotives compressor W-figurative connecting-rod crank mechanism, kinematics of the feature, analytical dependencies.

Братченко О.В. – к.т.н., професор кафедри «Механіка і проектування машин» Української державної академії залізничного транспорту.

Рецензент: д.т.н., проф. Мороз В.І.

Стаття подана 28.02.2014