

УДК: 62

Зиялиев К.Ж., д. т. н., Такырбашев А. Б., к. т. н., доцент
e-mail: amangelgin@mail.ru
Жакыпов Н. Ж.,
ИГУ им. К. Тыныстанова

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ УДАРНОГО МЕХАНИЗМА ГУИМ-1 С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ КОРОМЫСЛОМ

В данной работе проведен силовой расчет ударного механизма с дополнительным коромыслом, где применяется в уплотняющей машине ГУИМ-1. А также по результатам расчета были приведены графики зависимостей нормального и тангенциального составляющих сил взаимодействия в кинематических парах звеньев механизма.

Ключевые слова: ударная машина, шарнирно-четырёхзвенный механизм, момент инерции, шатун, коромысло.

Зиялиев К. Ж., т. и. д., Такырбашев А. Б., т. и. к., доцент
e-mail: amangelgin@mail.ru
Жакыпов Н. Ж.,
К.Тыныстанов ат. БМУ

КОШУМЧА КОРОМЫСЛОСУ БАР ГУИМ-1 УРГУЛООЧУ МЕХАНИЗМИН КҮЧТҮК ЭСЕПТӨӨ

Бул макалада ГУИМ-1 ургулоочу машинада колдонулуучу кошумча коромысло менен уруучу механизмге күчтүк эсептөө жүргүзүлдү. Ошондой эле эсептөөнүн натыйжалары боюнча механизмдин звенолорунун кинематикалык жуптарындагы өз ара аракеттенүү күчтөрүнүн нормалдуу жана тангенциалдык түзүүчү күчтөрүнүн көз карандылыктарынын графиктери берилди.

Өзөктүү сөздөр: уруучу машина, шарнирдүү төрт звенолуу механизм, инерция моменти, шатун, коромысло.

Ziyaliev K. Zh., Doctor of Technical Sciences
Takyrbashev A. B., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
e-mail: amangelgin@mail.ru
Zhakypov N. Zh.,
ISU named after K. Tynystanov

POWER CALCULATION OF THE GUIM-1 IMPACT MECHANISM WITH AN ADDITIONAL ROCKER ARM

In this paper, a power calculation of the impact mechanism with an additional rocker arm is carried out, where it is used in the GUIM-1 sealing machine. And also, based on the calculation results, graphs of the dependencies of the normal and tangential components of the interaction forces in the kinematic pairs of the links of the mechanism were given.

Keywords: impact machine, articulated four-link mechanism, moment of inertia, connecting rod, rocker arm.

В ударных машинах с большой энергией единичного удара и сравнительно малой частотой, силы тяжести подвижных звеньев оказывают значительное влияние на взаимодействие звеньев в кинематических парах. Ввиду того, что силы тяжести всегда направлены вертикально, их влияние на силы, возникающие в кинематических парах, зависит и от расположения ударного механизма относительно горизонтальной поверхности. Положение шарнирно-четырёхзвенного механизма относительно горизонтальной плоскости определяется углами γ и ψ

Касательная составляющая силы взаимодействия коромысла и стойки (в кинематической паре D) определяется по формуле:

$$F_{34}^{\tau} = - \frac{\ell_{CS_3} [\Phi_3 \sin(\varphi_{3as_3} - \alpha_3) + G_3 \cos(\varphi_3 + \gamma + \psi - \alpha_3)] + M_{\Phi_3}}{\ell_3}. \quad (1)$$

Главный момент инерции M_{Φ_3} коромысла определяется из уравнения $M_{\Phi_3} = -I_{3s} \varepsilon_3$, где I_{3s} – момент инерции коромысла относительно центра тяжести; ε_3 – угловое ускорение коромысла.

Модуль главного вектора силы инерции коромысла определяется по формуле

$$\Phi_3 = m_3 a_{S_3}, \text{ где } m_3 - \text{масса коромысла.}$$

Касательная составляющая F_{21}^{τ} силы взаимодействия шатуна и кривошипа в кинематической паре B определяется по формуле:

$$F_{21}^{\tau} = - \frac{\ell_{CS_2} [G_2 \cos(\varphi_2 + \gamma + \psi - \alpha_2) + \Phi_2 \sin(\varphi_{2as_2} - \alpha_2)] + M_{\Phi_2}}{\ell_2}. \quad (2)$$

Главный момент силы инерции M_{Φ_2} шатуна определяется по уравнению

$$M_{\Phi_2} = -I_{2s} \varepsilon_2,$$

где I_{2s} – момент инерции шатуна относительно центра масс; ε_2 – угловое ускорение шатуна.

Модуль главного вектора силы инерции Φ_2 шатуна определяется по уравнению $\Phi_2 = m_2 a_{S_2}$, где m_2 – масса шатуна.

Нормальные составляющие F_{34}^n и F_{21}^n сил взаимодействия звеньев в кинематических парах D и B определяются по формулам:

$$F_{21}^n = \frac{F_{34}^{\tau} + \Phi_2 \sin \varphi_{3as_2} + \Phi_3 \sin \varphi_{3as_3} + F_{21}^{\tau} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + (G_2 + G_3) \cos(\varphi_3 + \gamma + \psi)}{\sin(\varphi_3 - \varphi_2)} \quad (3)$$

$$F_{34}^n = \Phi_2 \cos \varphi_{3as_2} + \Phi_3 \cos \varphi_{3as_3} - F_{21}^n \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - F_{21}^{\tau} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - (G_2 + G_3) \sin(\varphi_3 + \gamma + \psi). \quad (4)$$

Модули сил F_{34} и F_{21} определяем из следующих уравнений:

$$F_{34} = \sqrt{(F_{34}^n)^2 + (F_{34}^{\tau})^2}; \quad F_{21} = \sqrt{(F_{21}^n)^2 + (F_{21}^{\tau})^2}.$$

Графики зависимостей нормального и тангенциального составляющих сил взаимодействия кривошипа и шатуна (F_{21}^n и F_{21}^{τ}) приведены на рис. 1. Такие же зависимости нормального и тангенциального составляющих сил взаимодействия дополнительного коромысла и основания (основного коромысла) (F_{34}^n и F_{34}^{τ}) приведены на рис. 2.

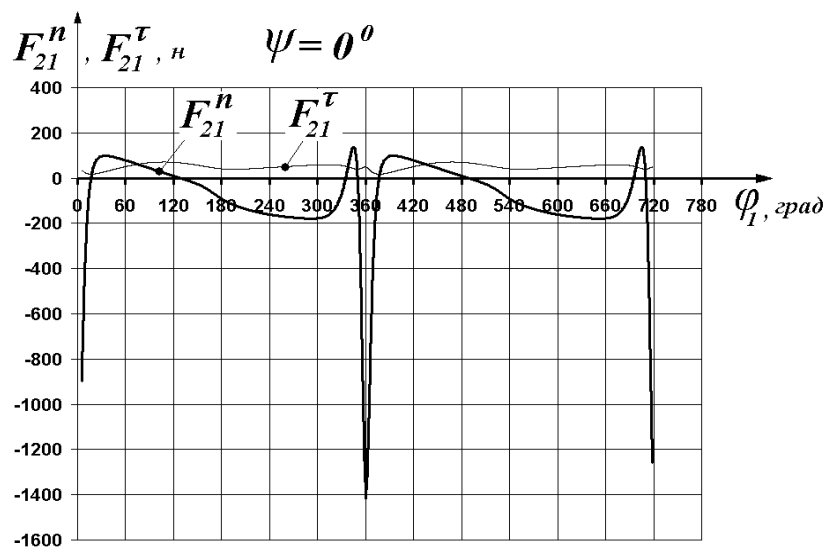


Рис. 1. Зависимости нормального F_{21}^n и тангенциального F_{21}^τ составляющих сил взаимодействия кривошипа и шатуна от обобщенной угловой координаты φ_1^* при $\psi = 0^0$.

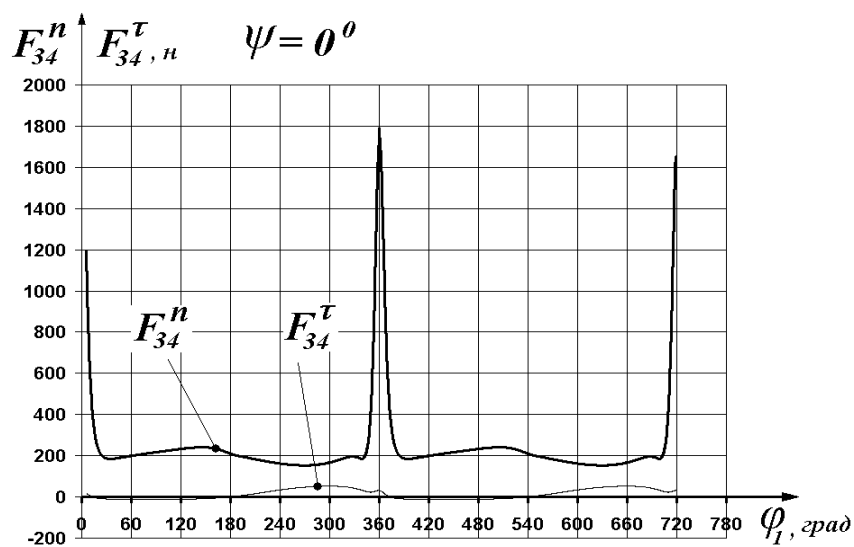


Рис. 2. Зависимости нормального F_{34}^n и тангенциального F_{34}^τ (относительно коромысла) составляющих сил взаимодействия коромысла и основания от обобщенной угловой координаты φ_1^* при $\psi = 0^0$.

Нормальный и тангенциальный составляющие силы взаимодействия звеньев структурной группы в шарнире С определяем из уравнений:

$$F_{32}^n = G_3 \sin(\varphi_3 + \gamma + \psi) - \Phi_3 \cos \varphi_{3as_3} + F_{34}^n. \quad (5)$$

$$F_{32}^\tau = F_{34}^\tau + \Phi_3 \sin \varphi_{3as_3} + G_3 \cos(\varphi_3 + \gamma + \psi). \quad (6)$$

Модуль силы F_{32} определим по формуле

$$F_{32} = \sqrt{(F_{32}^n)^2 + (F_{32}^\tau)^2} . \quad (7)$$

Графики зависимостей нормального и тангенциального составляющих сил взаимодействия дополнительного коромысла и шатуна (F_{32}^n и F_{32}^τ) приведены на рис. 3.

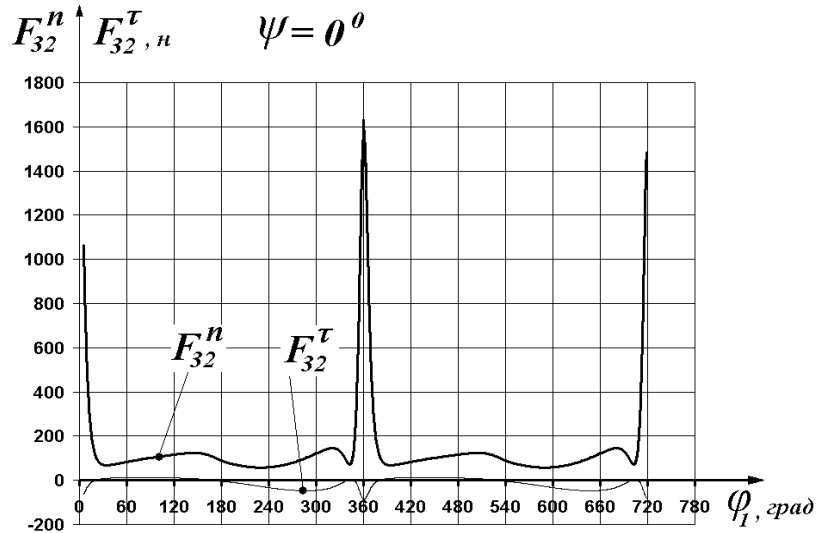


Рис. 3. Зависимости нормального F_{32}^n и тангенциального F_{32}^τ (относительно коромысла) составляющих сил взаимодействия шатуна и коромысла от обобщенной угловой координаты φ_1^* при $\psi = 0^\circ$.

Движущий (уравновешивающий) момент M_D определяется из уравнения:

$$M_D = G_1 \ell_{AS_1} \cos(\varphi_1 + \varphi_{S_1} + \gamma + \psi) - M_{\varphi_1} - F_{12} \ell_1 \sin \alpha_{12} + \Phi_1 \ell_{AS_1} \sin \varphi_{\varepsilon_1} . \quad (8)$$

Нормальную составляющую реакции F_{14} стойки определим по формуле:

$$F_{14}^n = \Phi_1 \cos \varphi_{1a_{S_1}} - G_1 \sin(\varphi_1 + \gamma + \psi) + F_{12} \cos \alpha_{12} . \quad (9)$$

Касательную составляющую F_{14}^τ определяем из уравнения:

$$F_{14}^\tau = F_{12} \sin \alpha_{12} - G_1 \cos(\varphi_1 + \gamma + \psi) - \Phi_1 \cdot \sin \varphi_{1a_{S_1}} . \quad (10)$$

Модуль силы F_{14} определим по формуле:

$$F_{14} = \sqrt{(F_{14}^n)^2 + (F_{14}^\tau)^2} . \quad (11)$$

Графики зависимостей нормального и тангенциального составляющих сил взаимодействия дополнительного кривошипа и основания (основного коромысла) (F_{34}^n и F_{34}^τ) приведены на рис. 4.

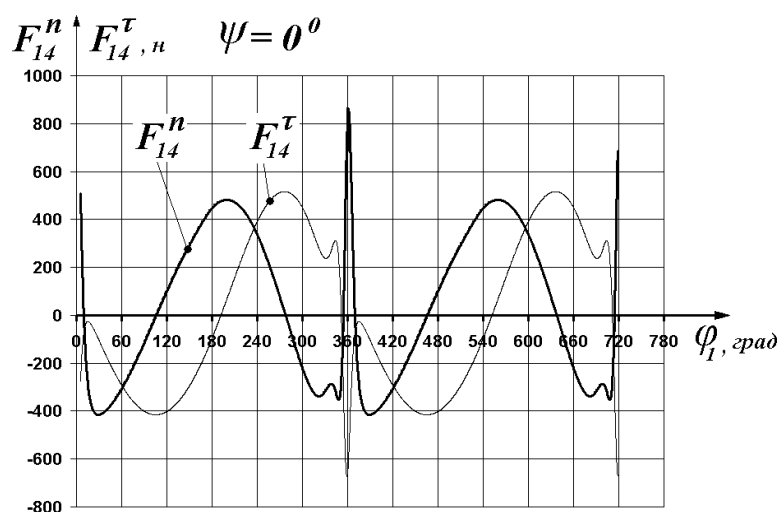


Рис. 4. Зависимости нормального F_{14}^n и тангенциального F_{14}^τ (относительно кривошипа) составляющих сил взаимодействия кривошипа и стойки от обобщенной угловой координаты φ_1^* при $\psi = 0^\circ$.

Анализируя все графики, приведенные на рис. 1-4, можно заметить, что из двух составляющих (нормального и тангенциального) сил взаимодействия, нормальная составляющая преобладает по величине. Причем, во всех шарнирах резкое увеличение сил взаимодействия звеньев происходит в особом положении дополнительного механизма.

Следует заметить, что при проведении силового расчета зазоры в кинематических парах не учитывались. В реальной машине вследствие того, что в подшипниках имеются зазоры, столь резкого увеличения нормальных составляющих не происходит.

Литература:

1. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. - Бишкек: Илим, 2005. – 196 с.
2. Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Абдраимова Н.С., Чинбаев О.К., Такырбашев А.Б. Кинематический анализ шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма / Мат. межд. научн.-практ. конф. «Повышение эффективных показателей транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата». - Бишкек, 2003. - С. 389-394.
3. Фролов К.В. Теория механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1987. -496 с.