

$$\lambda = \left(\frac{\langle G_{ij}^{xx} q_i^x \rangle}{\sigma \langle G_{ij}^{xx} \rangle} \right)^2$$

может рассматриваться как качественный критерий влияния второго приближения теории. Из таблицы следует, что при переходе от $\theta = 1$ и $\nu = 0,98$ к $\theta = 0,3$ и $\nu = 0,92$ значение этого критерия уменьшается более чем в два раза, и при дальнейшем понижении температуры эта тенденция сохраняется. Для гармонического взаимодействия $G_{ij}^{zz} = \text{const}$ и введенный параметр обращается в нуль. Таким образом, при переходе к состояниям кристалла, близким к гармоническим, влияние второго приближения или, что эквивалентно, вклад многочастичных корреляций и ангармоничности взаимодействия уменьшается. При описании динамического поведения кристалла вблизи линии плавления корреляции высших порядков играют существенную роль.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротт Л.А. Статистическая теория молекулярных систем. — М.: Наука, 1979. — 280 с.
2. Вихренко В.С., Кулак М.И. Метод приведенных динамических функций в теории временных корреляционных функций. — ДАН БССР, 1980, т. 24, с. 129–132.
3. Кулак М.И., Вихренко В.С. Исследование временных корреляционных функций с помощью кинетического уравнения. — Весті АН БССР. Сер. фіз.-мат.наук, 1980, № 6, с. 90–94.
4. Кулак М.И., Вихренко В.С. Временные корреляционные функции импульсов частиц молекулярного кристалла. — Весті АН БССР. Сер. фіз.-мат.наук, 1982, № 5, с. 91–97.
5. Вихренко В.С., Кулак М.И. К исследованию динамического поведения системы многих частиц. — В кн.: Теоретическая и прикладная механика. Минск: Выш. шк., 1982, вып. 9, с.106–112.
6. Кулак М.И., Вихренко В.С., Ротт Л.А. Динамическое поведение примеси замещения в молекулярном кристалле. — В кн.: Теоретическая и прикладная механика. Минск: Выш. школа, 1983, вып. 10, с. 83–89.
7. Кулак М.И. Исследование динамических свойств молекулярных конденсированных систем на основе кинетических функций условных распределений. Дис. ... канд. физ.-мат. наук. — Минск, 1982. — 164 с.

УДК 621.01

В.К.АКУЛИЧ, канд.техн.наук,
Э.И.АСТАХОВ (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ВЕДУЩЕГО ЗВЕНА МЕХАНИЗМА ПРИВОДА С УЧЕТОМ МЕХАНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

В работе [1] показана методика кинематического и силового анализа пространственного механизма при условии постоянства угловой скорости ведущего звена. Однако в реальных динамических условиях угловая скорость ведущего звена будет переменной. В данной работе показано определение действительной скорости ведущего звена пространственного механизма в приводе от электродвигателя с учетом трения в кинематических парах. Задача решается для холостого хода при отсутствии сил полезных сопротивлений.

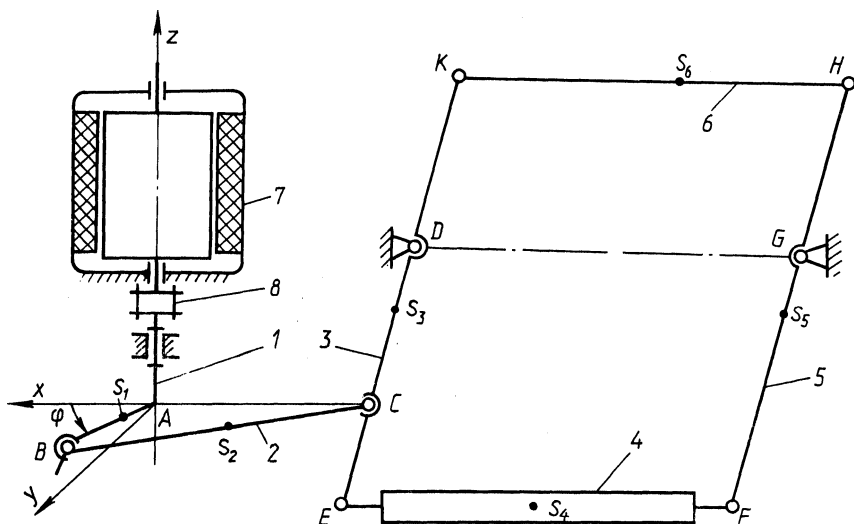


Рис. 1. Схема пространственного механизма пилы с приводом от электродвигателя.

Механизм привода (рис. 1) преобразует вращение ведущего кривошипа 1 посредством шатуна 2 со сферическими парами В и С в качательное движение коромысел 3 и 5, образующих с пилой 4 и тягой 6 шарнирный параллелограмм. Соединение вала электродвигателя 7 с кривошипом 1 механизма выполнено жестким, поэтому используется одномассовая динамическая модель вращающегося звена. Механизм имеет одну степень свободы, за обобщенную координату принят угол φ поворота кривошипа 1.

Используя приведение сил и масс и уравнение Лагранжа 2-го рода, уравнение движения механизма можно записать в следующей форме [2] :

$$M_{\Pi} = I_{\Pi} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_{\Pi}}{d\varphi}, \quad (1)$$

где M_{Π} — приведенный момент сил, действующих на механизм; I_{Π} — приведенный момент инерции механизма; φ и ω — угол поворота и угловая скорость звена привода; t — время.

Уравнение движения (1) в общем случае может быть проинтегрировано только численным методом. Для этого заменяем бесконечно малые величины малыми, но конечными величинами (приращениями) :

$$I_{\Pi i} \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_i = I_{\Pi i} \omega_i \left(\frac{d\omega}{d\varphi} \right)_i = I_{\Pi i} \omega_i \left(\frac{\Delta\omega}{\Delta\varphi} \right)_i = I_{\Pi i} \omega_i \frac{\omega_{i-1} - \omega_i}{\Delta\varphi}; \quad (2)$$

$$\omega_i^2 \left(\frac{dI_{\Pi}}{d\varphi} \right)_i = \omega_i^2 \left(\frac{\Delta I_{\Pi}}{\Delta\varphi} \right)_i = \omega_i^2 \frac{I_{\Pi i+1} - I_{\Pi i}}{\Delta\varphi}. \quad (3)$$

Тогда с учетом выражений (2) и (3) из уравнения (1) можно найти

$$\omega_{i+1} = \frac{M_{\Pi} \Delta\varphi}{I_{\Pi i} \omega_i} + \frac{\omega_i (3I_{\Pi i} - I_{\Pi i+1})}{2I_{\Pi i}}. \quad (4)$$

Кроме того, получаем

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_i = \left(\frac{\Delta\varphi}{\Delta t}\right)_i = \frac{\Delta\varphi}{t_{i+1} - t_i} \approx \frac{\omega_{i+1} + \omega_i}{2},$$

откуда

$$t_{i+1} = \frac{2\Delta t}{\omega_i + \omega_{i+1}} + t_i. \quad (5)$$

Угловое ускорение ϵ_i определяем следующим образом:

$$\epsilon_i = \left(\frac{d\omega}{dt}\right)_i = \omega_i \left(\frac{d\omega}{d\varphi}\right)_i = \omega_i \left(\frac{\Delta\omega}{\Delta\varphi}\right)_i = \frac{(\omega_{i+1} - \omega_i)\omega_i}{\Delta\varphi}. \quad (6)$$

Таким образом, значения ω , t и ϵ могут быть вычислены по формулам (4) – (6) последовательно, шаг за шагом переходя от значений i к значениям $i + 1$, причем величина $\Delta\varphi$ является шагом интегрирования.

Механическую характеристику асинхронного электродвигателя аппроксимируем в виде квадратной параболы [3]. Для нахождения коэффициентов параболы a , b , c составляем систему трех линейных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} a + b\omega_{кр} + c\omega_{кр}^2 &= M_{\partial \text{ опр}}; \\ a + b\omega_{н} + c\omega_{н}^2 &= M_{\partial \text{ н}}; \\ a + b\omega_c + c\omega_c^2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где $\omega_{кр}$, $\omega_{н}$, ω_c – критическая, номинальная и синхронная угловые скорости электродвигателя; $M_{\partial \text{ опр}}$, $M_{\partial \text{ н}}$ – опрокидывающий и номинальный моменты электродвигателя.

На основании каталожных данных определяем:

$$\omega_c = \frac{\pi 1500}{30} = 157,0796 \text{ рад/с}; \quad \omega_{н} = \frac{\pi 1420}{30} = 148,7 \text{ рад/с};$$

$$M_{\partial \text{ н}} = \frac{P_{\partial \text{ н}}}{\omega_{н}} = \frac{1500}{148,7} = 10,08742 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\partial \text{ опр}} = \lambda M_{\partial \text{ н}} = 2,2 \cdot 10,08742 = 22,19233 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Номинальное скольжение

$$s_{н} = \frac{P_c - P_{н}}{P_c} = \frac{1500 - 1420}{1500} = 0,05333333.$$

Критическое скольжение

$$s_{кр} = s_{н} (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}) = 0,05333333 (2,2 + \sqrt{2,2^2 - 1}) = 0,2218448;$$

$$\omega_{кр} = \omega_c (1 - s_{кр}) = 157,0796 (1 - 0,2218448) = 122,2323 \text{ рад/с}.$$

После решения системы (7) находим коэффициенты параболы: $a = -311,2524 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $b = 5,346301 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$, $c = 0,02142098 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$. Следовательно, движущий момент электродвигателя можно представить в виде

$$M_0 = -0,02142098\omega^2 + 5,346301\omega - 311,2524 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (8)$$

Рассматривая установившийся режим холостого хода (при отсутствии полезного сопротивления), находим приведенный момент сил сопротивления как приведенный момент сил трения в кинематических парах механизма привода:

$$M_{\Pi}^T = \frac{1}{\omega_1} (P_{T10} + P_{T21} + P_{T23} + P_{T30} + P_{T50} + P_{T63} + P_{T63} + P_{T54} + P_{T34}). \quad (9)$$

Потери мощности на трение P_T в кинематических парах определяются по известной методике [2]:

$$\left. \begin{aligned} P_{T10} &= f_{\Pi 10} \frac{d_{10}}{2} \omega_1 \sqrt{X_{10}^2 + y_{10}^2}; \\ P_{T21} &= f_{\Pi 21} \frac{d_{21}}{2} [|\omega_2^z - \omega_1| \sqrt{X_{21}^2 + y_{21}^2} + (\omega_2^{y_0}) \sqrt{X_{21}^2 + z_{21}^2} + \\ &+ |\omega_2^{x_0}| \sqrt{z_{21}^2 + y_{21}^2}]; \\ P_{T23} &= f_{\Pi 23} \frac{d_{23}}{2} [|\omega_2^z - \omega_3| \sqrt{X_{23}^2 + y_{23}^2} + (\omega_2^{y_0} - \omega_3^{y_0}) \sqrt{X_{23}^2 + z_{23}^2} + \\ &+ |\omega_2^{x_0}| \sqrt{y_{23}^2 + z_{23}^2}]; \\ P_{T30} &= f_{\Pi 30} \frac{d_{30}}{2} |\omega_3^{y_0}| \sqrt{z_{30}^2 + X_{30}^2}; \\ P_{T50} &= f_{\Pi 50} \frac{d_{50}}{2} |\omega_3^{y_0}| \sqrt{z_{50}^2 + X_{50}^2}; \\ P_{T63} &= f_{\Pi 63} \frac{d_{63}}{2} |\omega_3^{y_0}| \sqrt{z_{63}^2 + X_{63}^2}; \\ P_{T65} &= f_{\Pi 65} \frac{d_{65}}{2} |\omega_3^{y_0}| \sqrt{z_{65}^2 + X_{65}^2}; \\ P_{T43} &= f_{\Pi 43} \frac{d_{43}}{2} |\omega_3^{y_0}| \sqrt{z_{43}^2 + X_{43}^2}; \\ P_{T45} &= f_{\Pi 45} \frac{d_{45}}{2} |\omega_3^{y_0}| \sqrt{z_{45}^2 + X_{45}^2}, \end{aligned} \right\} (10)$$

где f — приведенные коэффициенты трения; d — диаметры элементов кинематических пар.

Тогда суммарный приведенный момент сил M_{Π}^T , входящий в выражение (4), равен

$$M_{\Pi} = M_0 - M_{\Pi}^T. \quad (11)$$

Приведенный момент инерции механизма определяется выражением

$$I_{\Pi} = \frac{1}{\omega_1^2} (T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6), \quad (12)$$

где T_1, \dots, T_6 — кинетические энергии звеньев.

В механизме звенья 1, 3, 5 (рис. 1) совершают вращательные движения вокруг неподвижных осей, звенья 4 и 6 шарнирного параллелограмма — поступательное движение по дуге окружности, поэтому

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \frac{(i_1 + I_p)\omega_1}{2} ; T_3 = \frac{1}{2} [I_{s3} + m_3(l_{Ds3}^2 + l_{s3}^2)](\omega_3^{y0})^2 ; \\ T_5 &= \frac{1}{2} [I_{s5} + m_5(l_{Gs5}^2 + l_{s5}^2)](\omega_3^{y0})^2 ; \\ T_4 &= \frac{1}{2} m_4(\dot{x}_{s4}^2 + \dot{z}_{s4}^2); T_6 = \frac{1}{2} m_6(\dot{x}_{s6}^2 + \dot{z}_{s6}^2), \end{aligned} \right\} (13)$$

где m — массы звеньев; I_s — центральные моменты инерции.

Шатун 2 совершает пространственное движение, поэтому

$$T_2 = \frac{1}{2}(m_2(\dot{x}_{s2}^2 + \dot{y}_{s2}^2 + \dot{z}_{s2}^2) + I_I[\omega_2^{x2}]^2 + I_{II}[\omega_2^{y2}]^2 + I_{III}[\omega_2^{z2}]^2), (14)$$

где I_I, I_{II}, I_{III} — моменты инерции относительно главных осей инерции шатуна.

Для определения скоростей и реакций в кинематических парах используется методика, разработанная ранее в работе [1]. Затем на ЭВМ рассчитываются I_{II} по (12) с учетом (13), (14) M_{II} по (11) с учетом (8)–(10). Численное интегрирование уравнения движения по формулам (4)–(6) выполнялось в пределах одного оборота кривошипа на 48 интервалах. При этом начальное значение угловой скорости ω_0 не может быть выбрано произвольно, оно должно соответствовать характеру периодического движения механизма, т.е. $\omega_{48} = \omega_0$. Для этого производится интегрирование при различных начальных значениях ω_0 (с шагом $\Delta\omega$), после чего уточняется значение ω_0 , которое отвечает условию периодичности угловой скорости в течение одного оборота кривошипа.

Расчет на ЭВМ выполнялся при следующих, принятых ранее, исходных данных:

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{48} = 0,1308997 ;$$

$$l_1 = 0,0236 \text{ м}; l_2 = 0,185 \text{ м}; l_3 = 0,0802 \text{ м}; l_{DE} = 0,11 \text{ м};$$

$$l_{DK} = 0,08 \text{ м}; l_{KH} = -0,66 \text{ м}; a = 0,185 \text{ м}; b = 0,0771 \text{ м};$$

$$l_{As1} = -0,00686 \text{ м}; l_{Bs2} = 0,103 \text{ м}; l_{Ds3} = -0,01438 \text{ м};$$

$$l_{Es4} = 0,254 \text{ м}; l_{Gs5} = 0,0145 \text{ м}; l_{Ks6} = 0,28 \text{ м};$$

$$\omega_1 = 148,7 \text{ рад/с}; m_1 = 1,87 \text{ кг}; m_2 = 1,09 \text{ кг}; m_3 = 1,064 \text{ кг};$$

$$m_4 = 0,612 \text{ кг}; m_5 = 0,597 \text{ кг}; m_6 = 0,558 \text{ кг};$$

$$I_{s3} = 0,00431 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; I_{s5} = 0,00241 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; I_I = 0,0006679 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$I_{II} = 0,008165 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; I_{III} = 0,008302 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; i_{s_3} = i_{s_5} = 0;$$

$$I_1 = 0,007 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; f_{10} = f_{21} = f_{50} = f_{63} = f_{65} = 0,03;$$

$$f_{23} = 0,1; d_{10} = 0,035 \text{ м}; d_{21} = 0,02 \text{ м}; d_{23} = 0,03 \text{ м};$$

$$d_{30} = 0,017 \text{ м}; d_{50} = 0,017 \text{ м}; d_{63} = 0,01 \text{ м}; d_{65} = 0,009 \text{ м}.$$

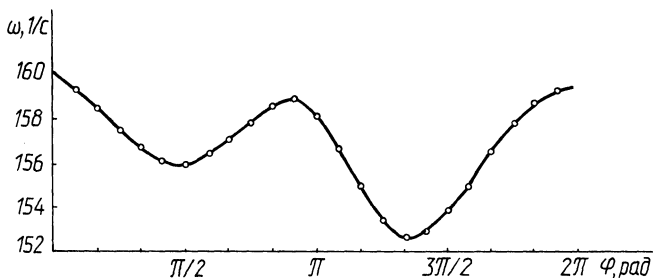


Рис. 2. График действительной угловой скорости ведущего звена.

График изменения угловой скорости ведущего звена, построенный на основании выполненных расчетов, показан на рис. 2. Коэффициент неравномерности движения равен

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} = \frac{159,4 - 152,7}{156,05} = 0,043.$$

Как видно из рис. 2, на некоторых участках ω превышает синхронную ω_c , т.е. двигатель тогда работает в генераторном режиме.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акулич В.К., Астахов Э.И. Кинематический и силовой анализ пространственного рычажного механизма матричным методом. — В кн.: Теоретическая и прикладная механика. Минск, Выш. шк., 1983, вып. 10, с. 63–68.
2. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1979. — 576 с.
3. Зиновьев В.А., Бессонов А.П. Основы динамики машинных агрегатов. — М.: Машиностроение, 1964. — 239 с.

УДК 532.546

В.Б.ТАРАНЧУК, канд.физ.-мат.наук (БГУ)

О ВЫТЭСНЕНИИ ВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКОЙ НЕФТИ РАСТВОРОМ АКТИВНОЙ ПРИМЕСИ

В практику разработки нефтяных месторождений все более широко внедряются новые методы, сущность которых заключается в вытеснении нефти водными растворами с добавками активных примесей. К таким примесям относятся водорастворимые поверхностно-активные вещества и полимеры, кар-