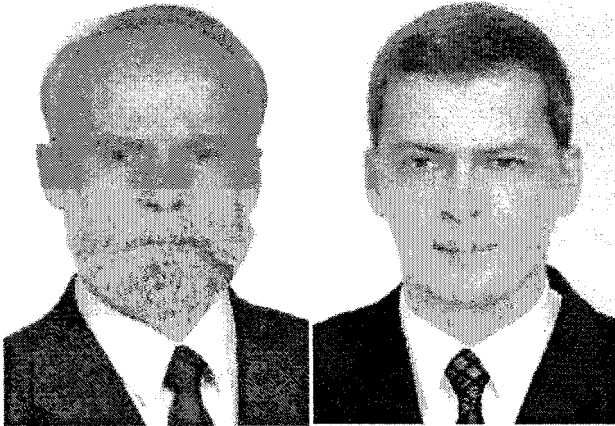


ДИНАМИКА ПОЛИШАРНИРНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Ал.Аф. Поляков, Ар.Ал. Поляков



Поляков Алексей Афанасьевич
Екатеринбург, зав. каф. стр. механики УГТУ-УПИ, д.т.н., профессор

Поляков Артем Алексеевич
Екатеринбург, зам. главного конструктора по новой технике ЗАО "Уромгаз", к.т.н.

Двухшарнирные и полишарнирные механические передачи и состоящие из них системы нашли широкое применение в различных отраслях промышленности таких как транспортная, нефтегазовая, металлургическая и т.д. При этом, шарнирные системы могут быть плоскими (оси валов, связанные с шарнирами, находятся в одной плоскости) и пространственными [1, 3, 5].

Исследование динамики плоских шарнирных систем при определенных ограничениях рассматривалась в работах [1-3], где показано, что в таких системах возникают вынужденные колебания, неустойчивые движения и различные резонансы.

Например, в приводах исполнительного органа очистных машин [1-3] используются пространственные, шарнирные, механические системы. Динамические процессы, происходящие в них, имеют более сложный характер, так как системы с пространственными шарнирами позволяют передавать нагрузки и вращение между валами с пересекающимися осями в широком диапазоне статических и динамических параметров.

Характерной особенностью механических шарнирных систем является наличие в них пространственных шарниров, вызывающих неравномерность вращения звеньев и связанные с ними колебания [2, 3]. Колебания возникают даже тогда, когда внешние моменты, приложенные к ведущим и ведомым звеньям, постоянны.

Таким образом, сама механическая шарнирная система является источником крутильных колебаний, неравномерности вращения звеньев, и в сочетании с другими источниками колебаний (ведущим и исполнительным органами) могут приводить к значительным динамическим нагрузкам как в самом приводе, так и на его выходе, а также к вибрациям оборудования и конструкций.

Рассматривается динамика полишарнирных механических систем. Приводится обобщенная динамическая модель, которая учитывает влияние на динамический процесс кинематики универсальных шарниров, углов перекося осей валов, упруго-вязкого демпфирования. Приведены: математическая модель, описываемая системой нелинейных дифференциальных уравнений; результаты расчетов динамических нагрузок и коэффициентов; зоны различных видов резонансов; критерии оптимизации по снижению динамических нагрузок в данных системах.

При определённых соотношениях статических и динамических параметров в приводе с пространственными шарнирами могут возникнуть неустойчивые состояния, сопровождающиеся повышением уровней упругих колебаний, параметрические колебания и параметрический резонанс, оказывающие существенное влияние на нормальный режим работы оборудования и эксплуатационную надёжность. Поэтому исследование динамических явлений необходимо для установления рациональных режимов и создания, в конечном итоге, надёжной и экономичной техники.

В рассматриваемой работе приводятся исследования динамики привода рабочего органа, представляющего собой разветвленную многосвязанную систему с пространственными шарнирами [2-4].

Характерная такой системе динамическая модель представлена на рис. 1, которая учитывает влияние на динамический процесс всех основных факторов: кинематической особенности шарниров, статических и динамических параметров системы.

Динамическая модель описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, полученной на основе использовании квазистатического способа, при непосредственном применении принципа Даламбера.

После преобразования данной системы к виду удобному для компьютерной реализации с помощью численного метода интегрирования Рунге-Кутты, уравнения системы имеют вид:

$$\ddot{\psi}_1 = \frac{M_\delta}{J_1} - \frac{S_{1,2}}{J_1}(\psi_1 - \psi_2) - b_{1,2}(\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2); \quad (1)$$

$$\ddot{\psi}_2 = -\frac{M_{c,2}}{J_2} + \frac{S_{1,2}}{J_2}(\psi_1 - \psi_2) + b_{1,2}(\dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2) - \frac{S_{2,3}}{J_2}(\psi_2 - \psi_3) - b_{2,3}(\dot{\psi}_2 - \dot{\psi}_3);$$

$$\begin{aligned}
\psi_3 &= -\frac{M_{c,3}}{J_3} + \frac{S_{2,3}}{J_3}(\psi_1 - \psi_3) + b_{3,2}(\psi_2 - \psi_3) - \\
&\quad - \frac{S_{3,5}}{J_3}(\psi_3 - \psi_5) - b_{3,5}(\psi_3 - \psi_5) - \\
&\quad - \frac{S_{3,7}}{J_3}(\psi_3 - \psi_7) - b_{3,7}(\psi_3 - \psi_7); \\
\ddot{\psi}_7 &= -\frac{M_{c,7}}{J_7} + \frac{S_{3,7}}{J_7}(\psi_3 - \psi_7) + \frac{S_{7,13}}{J_7}(\psi_7 - \psi_{13}) - \\
&\quad - b_{7,13}(\dot{\psi}_7 - \dot{\psi}_{13}) + b_{3,7}(\dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_7); \\
\ddot{\psi}_{13} &= \frac{S_{7,13}}{J_{13}}\psi_{7,13} + b_{7,13}\dot{\psi}_{7,13} - \\
&\quad - \frac{S_{13,14}}{J_{13}}(\psi_{13} - \psi_{14}^*)F_1 - \frac{M_{Tp,2}}{J_{13}}; \\
\ddot{\psi}_{14} &= \frac{S_{13,14}}{J_{14}}(\psi_{13} - \psi_{14}^*) - b_{14,15}(\dot{\psi}_{14}^* - \dot{\psi}_{15}) - \\
&\quad - \frac{S_{14,15}}{J_{14}}(\psi_{14}^* - \psi_{15}); \\
\ddot{\psi}_{15} &= \frac{S_{14,15}}{J_{15}}(\psi_{14}^* - \psi_{15}) + b_{15,14}(\dot{\psi}_{14}^* - \dot{\psi}_{15}) - \\
&\quad - \frac{S_{15,16}}{J_{15}}(\psi_{15} - \psi_{16}^*)F_2 - \frac{M_{Tp,4}}{J_{15}}; \\
\ddot{\psi}_{16} &= \frac{S_{15,16}}{J_{16}}(\psi_{15} - \psi_{16}^*) - b_{16,8}(\dot{\psi}_{16} - \dot{\psi}_8) - \\
&\quad - \frac{S_{16,8}}{J_{16}}(\psi_{16}^* - \psi_8); \\
\ddot{\psi}_8 &= \frac{S_{16,8}}{J_8}(\psi_{16}^* - \psi_8) + \\
&\quad + b_{8,16}(\dot{\psi}_{16}^* - \dot{\psi}_8) - \frac{M_{T,8}}{J_8}; \\
\ddot{\psi}_9 &= \frac{S_{5,9}}{J_9}(\psi_5 - \psi_9) + b_{5,5}(\dot{\psi}_5 - \dot{\psi}_9) - \\
&\quad - \frac{S_{9,10}}{J_9}(\psi_9 - \psi_{10}^*)F_3 - \frac{M_{Tp,1}}{J_9}; \\
\psi_{10} &= \frac{S_{9,10}}{J_{10}}(\psi_9 - \psi_{10}^*) - b_{10,11}(\psi_{10}^* - \psi_{11}) - \\
&\quad - \frac{S_{10,11}}{J_{10}}(\psi_{10}^* - \psi_{11}); \\
\psi_{11} &= \frac{S_{10,11}}{J_{11}}(\psi_{10}^* - \psi_{11}) + b_{10,11}(\psi_{10}^* - \psi_{11}) - \\
&\quad - \frac{S_{11,12}}{J_{11}}(\psi_{11} - \psi_{12}^*)F_4 - \frac{M_{Tp,3}}{J_{11}}; \\
\psi_{12} &= \frac{S_{11,12}}{J_{12}}(\psi_{11} - \psi_{12}^*) - b_{12,6}(\psi_{12}^* - \psi_6) -
\end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
&\quad - \frac{S_{12,6}}{J_{12}}(\psi_{12}^* - \psi_6); \\
\psi_6 &= \frac{S_{12,6}}{J_6}(\psi_{12}^* - \psi_6) + b_{12,6}(\psi_{12}^* - \psi_6) + \frac{M_{T,6}}{J_6},
\end{aligned}$$

где $b_{i,j} = \frac{K_{i,j}}{J_i}$, $K_{i,j} = K_{j,i}$.

В уравнениях (2) точкой обозначено дифференцирование по времени t . При этом параметры, входящие в эти уравнения обозначают: ψ_i^* – углы поворота i -й массы, имеющие явную кинематическую связь с углами поворота ($i-1$) массы [рад]; $K_{j,i}$ – коэффициенты пропорциональности между величиной потерь внутреннего трения в упругой связи, выраженной в размерности момента, и величиной относительной скорости перемещения масс [Н·м·с]; M_d – момент на двигателе [Н·м]; $M_{c,i}$ – момент вязкого трения в элементах i -й массы [Н·м]; $M_{Tp,i}$ – момент трения в i -ом пространственном шарнире [Н·м]; $M_{T,i}$ – технологический момент, приложенный к i -й массе [Н·м]; J_i – момент инерции i -го элемента системы [Н·м·с²]; $S_{i,j}$ – жесткость i, j -го вала [Н·м/рад]; F_i – кинематические функции.

Кинематические функции (F_i), входящие в уравнения (1), зависят от типа механической шарнирной передачи и ее параметров.

Так, для одной из линий привода рабочего органа (выделенной на рис. 1 пунктирным прямоугольником) механическая шарнирная передача включает три звена (5,13; 14,15; 16,6), связанных между собой двумя универсальными шарнирами. Подробно фрагмент этой передачи приведен на рис. 2. Применительно к выделенному фрагменту (рис. 2) кинематические функции F_1 и F_2 соответствуют случаю, когда оси всех валов расположены в разных плоскостях ($\gamma_1 \neq 0$, $\gamma_2 \neq 0$, $\beta_1 \neq 0$, $\beta_2 \neq 0$), имеют аналогичный вид, в частности для F_1 :

$$F_1 = \frac{\cos \beta_1 \cos \gamma_1 \sqrt{1 - \sin^2 \beta_1 \sin^2 \gamma_1}}{r},$$

где $r = \cos^2 \gamma_1 + (\sin^2 \gamma_1 - \sin^2 \beta_1) \sin^2 \varphi_{13} + 0,25 \sin 2\gamma_1 \sin 2\beta_1 \sin 2\varphi_{13}$.

Исследовано влияние на динамические нагрузки углов перекоса шарниров, приведенных моментов инерции, угловых скоростей, жесткостей звеньев, технологических моментов. Для примера приведен график рис. 3.

Определены динамические коэффициенты и установлены зоны резонансов для различного сочетания параметров системы в качестве примера на рис. 4. приведен график изменения динамических коэффициентов на котором четко наблюдаются как основные так дробные резонансы.

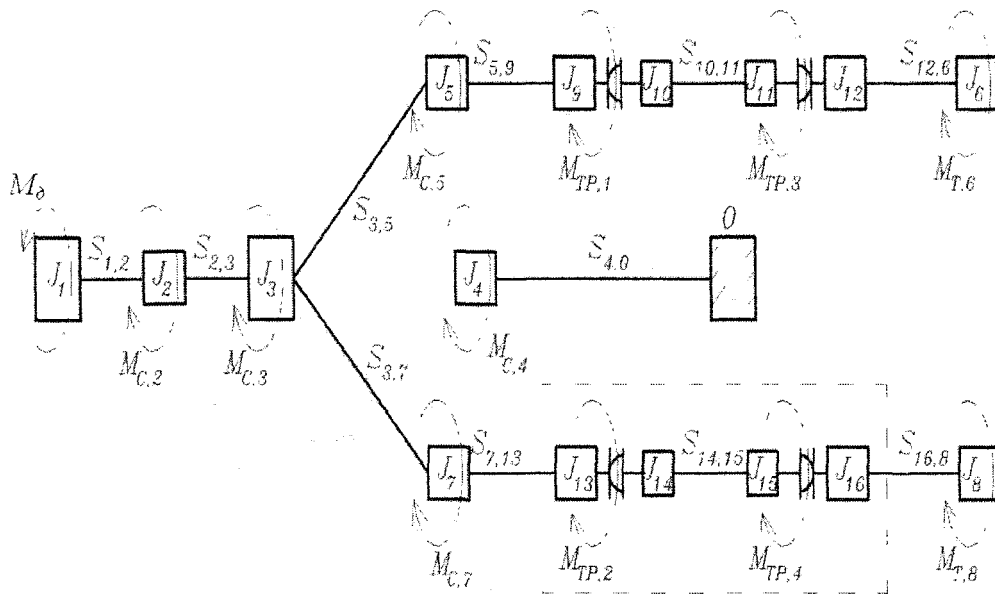


Рис. 1. Динамическая модель рабочего органа

M_d – момент на двигателе, J_i – момент инерции i -го элемента системы, S_{ij} – жесткость i, j -го вала, M_c – момент вязкого трения в элементах i -й массы, $M_{TP,i}$ – момент трения в i -м пространственном шарнире, $M_{T,i}$ – технологический момент, приложенный к i -й массе

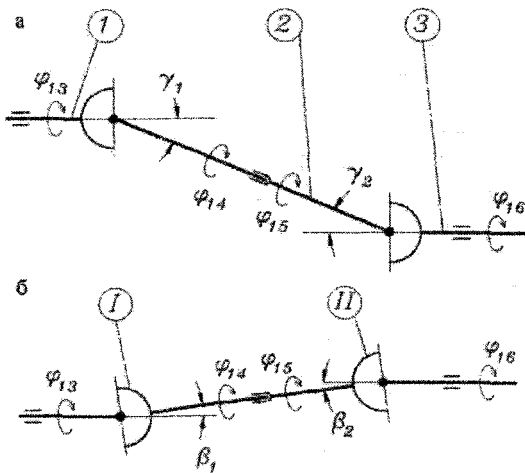


Рис. 2. Пространственная двухшарнирная передача (фрагмент из рис. 1):

а – вид фронтальной проекции, 1 – ведущий вал, 2 – промежуточный вал, 3 – ведомый вал; б – вид передачи в плане; I, II – универсальные шарниры, $\gamma_1, \gamma_2, \beta_1, \beta_2$ – углы между геометрическими осями (углы перекоса), соответственно 1-го и 2-го, 2-го и 3-го валов

Решена задача поиска рационального угла относительного расположения двухшарнирных передач, входящих в разветвленную систему привода, обеспечивающего минимальные динамические нагрузки в системе [4]. При этом, для оценки неравномерности нагрузок использованы два критерия неравномерности момента передаваемого на вал двигателя:

1. Критерий K_1 – среднее значение за период модуля разности моментов на ведущих звеньях передач:

$$K_1 = \frac{1}{t} \int_0^t \sum_{i=1}^m |M_{S,i} - M_{T,i}| dt, \quad (3)$$

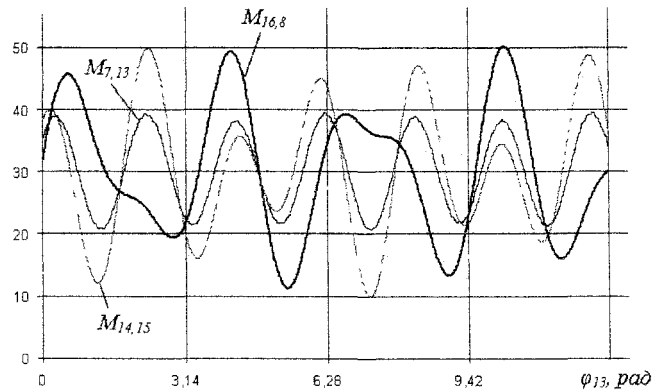


Рис. 3. Изменение динамических моментов в звеньях шарнирной передачи в зависимости от угла поворота φ_{13} ведущего звена при $\omega=30 \text{ с}^{-1}$: $M_{7,13}$ – ведущего; $M_{14,15}$ – промежуточного; $M_{16,8}$ – ведомого

где $i = 1, 2, \dots, m$ зависит от количества шарнирных передач, входящих в систему привода, $M_{S,i}$ – суммарный момент, передаваемый на звенья двигателя от всех шарнирных передач.

2. Критерий K_2 – максимальное значение разности моментов на ведущих звеньях:

$$K_2 = \varphi_{1i}^{\max} \sum_{i=1}^m |M_{1,i} - M_{T,i}|. \quad (4)$$

На рис. 5 представлены некоторые результаты расчета, в частности, графики распределения K_1 и K_2 от угла α относительного расположения шарнирных передач.

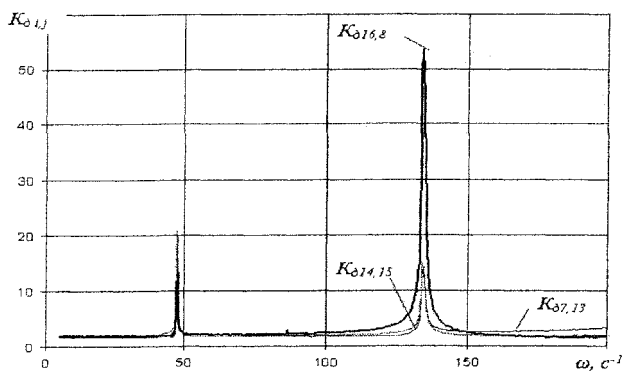


Рис. 4. Изменение динамических коэффициентов $K_{d_{ij}}=f(\omega)$ в звеньях шарнирной передачи от угловой скорости ω : $K_{d_{7,13}}$, $K_{d_{14,15}}$, $K_{d_{16,8}}$ – ведущего, промежуточного, ведомого звеньев, соответственно

Минимуму первого критерия соответствует угол α_i , при котором среднее значение модуля разности моментов за время /-минимально.

Минимуму второго критерия соответствует угол α_i , при котором максимальное значение модуля разности моментов – минимально.

Анализ результатов динамических нагрузок и влияния различных факторов на поведение динамической системы показал что существует возможность для рекомендации по выбору параметров системы, при которых динамические нагрузки имеют минимальные значения и исключается риск возникновения резонансов в системе

Литература

1. Поляков, Ал.Аф. Исследование прочности комбинированных шарнирных систем / Ал.Аф. Поляков, Ар.Ал. Поляков // Строительство и образование: Сборник научных трудов. Вып. 3.-Екатеринбург: УГТУ, 2000.-С. 77-79.

2. Поляков, Ар.Ал. Динамические нагрузки в механической системе исполнительного меха-

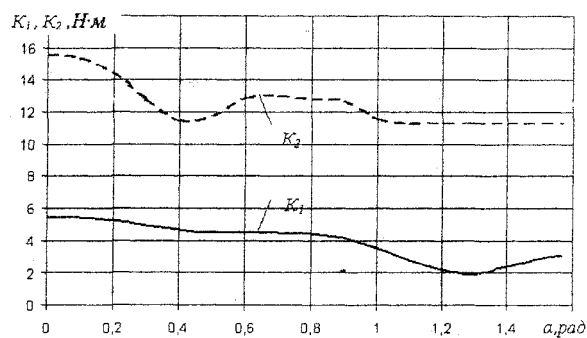


Рис.5. Графическая зависимость критериев $K_1=f(\alpha)$ и $K_2=f(\alpha)$ при $\omega=70 c^{-1}$ от угла α относительного расположения шарнирных передач

низма очистной машины / Ар.Ал. Поляков. Ал.Аф, Поляков // Изв. вузов. Нефть и газ. - Тюмень. ТюмГНГУ, 2003, №6. -С. 61- 66.

3. Поляков Ар.Ал. Динамика разветвленной механической системы с универсальными шарнирами / Ар.Ал. Поляков, Ал.Аф. Поляков // Изв. вузов. Нефть и газ. - Тюмень. ТюмГНГУ, 2004, №1. -С. 69- 74

4. Поляков А.А. Оптимизация параметров привода рабочего органа очистной машины. // Изв. вузов. Нефть и газ. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2004, №2. -С. 64 - 67

5. Поляков, А.А. Устройство для очистки наружной поверхности трубопроводов / А.А. Поляков, А.А. Артемкин, Э.С. Батюшев // Авт. сеид. №1814934 Б.И., 1993, №18

6. Поляков, А.А. Способ очистки полимерных покрытий с поверхности трубопроводов / А.А. Поляков, Э.С. Батюшев, В.В. Житков и др. // Патент РФ №2060006. Б.И., 1996, №16.