

УДК 621.01:534.1

УСТРАНЕНИЕ ВОЗНИКАЮЩИХ ИЗ-ЗА ЗАЗОРОВ ВИБРОУДАРНЫХ РЕЖИМОВ ПРИ УЧЕТЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

© Иосиф Исаакович Вульфсон

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна", СПбГУПТД, Санкт-Петербург, Россия
jvulf@yandex.ru

Аннотация. В статье исследуются колебания приводов цикловых машин с учетом зазоров и характеристик электродвигателя. Предложены методы повышения точности воспроизведения заданных законов программного движения исполнительных органов.

Ключевые слова: колебания, электродвигатели, цикловые машины.

ELIMINATION OF VIBRO-IMPACT MODES ARISING FROM GAPS, WHEN TAKING INTO ACCOUNT THE DINAMIC CHARACTERISTICS OF AN ELECTRIC MOTOR

© I. I. Vulfson

Saint Petersburg State University of Industrial Technologies and Design, Saint-Petersburg, Russia
jvulf@yandex.ru

Abstract. The article examines the vibrations of the cyclic machines drives, taking into account the gaps and characteristics of the electric motor. The methods are proposed for improving the accuracy of prearranged programmatic movements of executive bodies.

Key words: vibrations, electric motors, cyclic machines.

1. Проблеме подавления колебаний приводов и исполнительных органов машин посвящено много публикаций, обобщенных в монографиях [1 – 6]. При этом влияние характеристик электродвигателей на точность воспроизведения заданных законов движения обычно не принимается во внимание или учитывается лишь частично. В статьях [7, 8, 9] были исследованы динамические модели, анализ которых позволяет частично выявить взаимовлияние характеристик электродвигателей и механических подсистем приводов, а также исполнительных органов технологических цикловых машин. Отметим, что в статье [9] было рассмотрено взаимовлияние характеристик электродвигателя и динамических эффектов, вызванных соударениями в зазорах, однако в данной статье мы ограничились лишь качественным анализом этой проблемы. Ниже мы проведем подробный анализ возникающих при этом возмущений и способы их подавления.

Обратимся к динамической модели (рис.1), состоящей из следующих подсистем: электродвигатель M ; механическая подсистема привода $u - c_1, \psi_1 - J_1$; ведомая подсистема

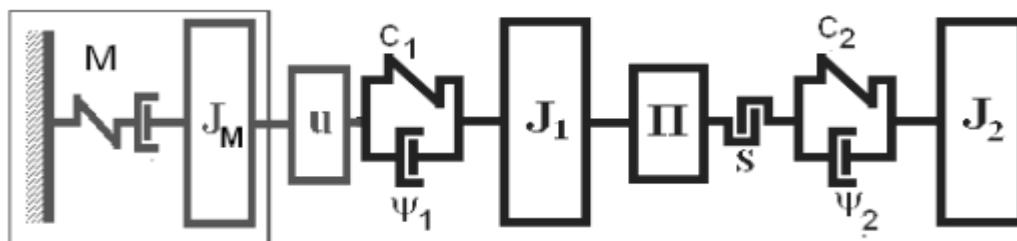


Рис.1

исполнительного органа $\Pi - s - c_2, \psi_2 - J_2$, связанная с подсистемой привода цикловым механизмом с нелинейной функцией положения Π . Здесь приняты условные обозначения : u – передаточное отношение редуктора; J_j – моменты инерции; c_j – коэффициенты жесткости; ψ_j – коэффициенты рассеяния; s – зазор.

Подробнее остановимся на динамическом эффекте, связанном с «пересечением» зазора. Проведем две кривые на графике функции положения $\Pi(\varphi)$, смещенные на приведенную величину зазора s (см.рис.2, кривые 1,2)). Пусть при $\varphi = \varphi_*$ в точке B происходит отрыв от кривой 1, а в точке B' на кривой 2 происходит восстановление кинематического контакта. Примем, что угол поворота $\Delta\varphi = \omega\Delta t$, соответствующий зоне «свободного полета», мал. При этом с достаточным основанием можно считать, что движение на этом участке происходит с постоянной скоростью, равной скорости отрыва в точке B .

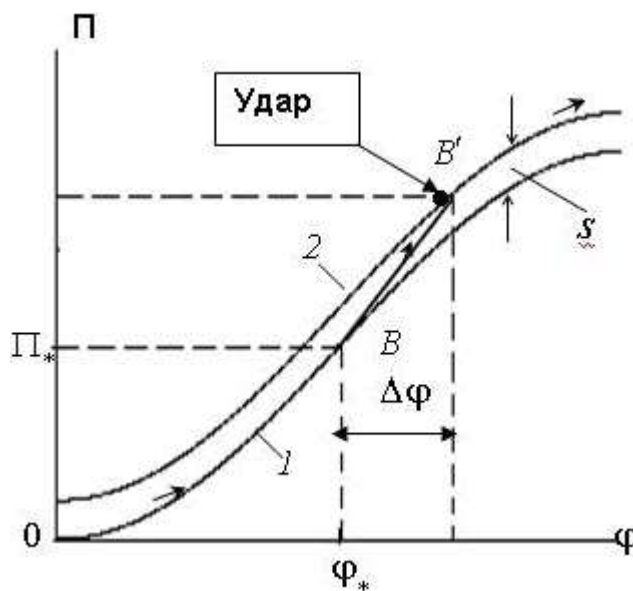


Рис.2

При восстановлении кинематического контакта имеет место скачок первой передаточной функции $\Delta\Pi'$ [4]:

$$\Delta\Pi' = \sqrt[3]{4,5s^2|\Pi'''|}. \quad (1)$$

При этом имеет место жесткий удар. Введем в рассмотрение параметр $\xi = |\Delta y''|_{\max} / |\Pi''|_{\max}$, равный отношению экстремума дополнительного ускорения (после выборки зазора) к экстремуму идеального ускорения. При одиночном ударе получаем

$$\xi = \Pi_*''' \sqrt{(4,5)^{2/3} \beta_1^4 N^2 + N^{-2}}, \quad (2)$$

где $\beta_1 = \sqrt[3]{s/|\Pi_*'''|}$, $N = k_0/\omega$.

На основании формулы (2) могут быть определены параметры системы, удовлетворяющие требованию $\xi \leq \xi_*$, где ξ_* – допускаемое значение уровня дополнительных ускорений, вызванных зазором. (Обычно $\xi_* < 0,1 \div 0,2$).

Для исключения возможности возникновения виброударных режимов при выборке зазора очень важно устранение повторных соударений. Повторные соударения могут возникнуть с фазовым сдвигом $\Delta\varphi$ относительно угла φ_* , соответствующего разрыву кинематической связи при «входе» в зазор. Здесь $\Delta\varphi = \sqrt[3]{6s/|\Pi_*'''|} + \alpha N^{-1}$ при $\alpha \approx 4,45 \div 6,28$ [4].

Можно показать, что в первом приближении должно удовлетворяться условие

$$\beta_2 = \beta_1 N^{-1} < 0,3 \exp(\delta\alpha) \left[1 + \sqrt{1 + 29,4 \exp(-\delta\alpha)} \right] \quad (3)$$

В формуле (3) учтено демпфирование колебаний $\delta \approx \psi/(4\pi)$ на малом отрезке времени Δt ; при этом $\exp(\delta\alpha) \approx 1$ и $\beta_2 < \beta_2^* \approx 2$.

2. Далее перейдем к основной задаче, поставленной в данной статье, а именно – к устранению динамических эффектов от соударений при выборке зазора. С этой целью обычно используется дополнительная нагрузка, устраняющая «пересечение» зоны зазора. Механизмы, с помощью которых эта задача реализуется, как уже отмечалось, широко представлена монографиях и учебных пособиях, однако, вне внимания обычно остаются, по крайней мере, два фактора: влияние характеристик электродвигателя и возможность отрицательного воздействия дополнительной нагрузки при решении поставленной задачи.

На рис.3 представлена динамическая модель, которая, в отличие от модели на рис.1, дополнена упругодиссипативным элементом c_0, ψ_0 , реализующим функцию устранения разрывов непрерывности кинематических характеристик.

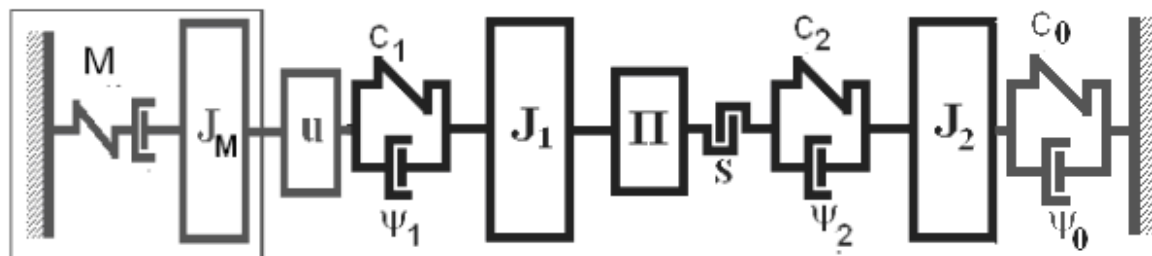


Рис.3

Приведенной модели отвечает следующая система дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
 & \nu\tau\omega_*^2 J_0^* \Delta\bar{\omega}'' + \nu J_0^* \omega_* \Delta\bar{\omega}' + \omega_*^{-1} \Delta\bar{\omega} - \nu \bar{k}_1^2 \omega_*^2 q_1 = 0 ; \\
 & q_1'' + \{ \mu \Pi' \bar{k}_2^2 [2\delta_2 \bar{k}_2^{-1} (q_1 \Pi_*' - q_2') + q_1 \Pi_*' - q_2 - 0,5s \operatorname{sgn}(\Pi_*' q_1 - q_2)] \} \times \\
 & \times H(|\Pi_*' q_1 - q_2| - 0,5s) + \bar{k}_1^2 (2\delta_1 \bar{k}_1^{-1} q_1' + q_1) = 0; \\
 & q_2'' + \bar{k}_2^2 [2\delta_2 \bar{k}_2^{-1} (-q_1' \Pi_*' + q_2') - q_1 \Pi_*' + q_2 - 0,5s \operatorname{sgn}(-\Pi_*' q_1 + q_2)] \times \\
 & \times H(|\Pi_*' q_1 - q_2| - 0,5s) + \Pi_*'' (1 + \Delta\bar{\omega})^2 + \Pi_*' \Delta\bar{\omega}' + \bar{k}_0^2 (\Delta_0 + \Pi_*) = M_2 / J_2 ,
 \end{aligned} \right\} (4)$$

где $\Delta\omega$ – динамическая ошибка угловой скорости на «входе»; q_1, q_2 – координаты в сечениях дисков J_1, J_2 ; $(\prime) = d/d\varphi$; ν, τ – коэффициент крутизны статической характеристики и электромагнитная постоянная времени электродвигателя, приведенные к сечению J_1 ; $\bar{k}_i = k_i / \omega_*$; $k_1 = \sqrt{c_1 / J_1}$, $k_2 = \sqrt{c_2 / J_2}$, $k_0 = \sqrt{c_0 / J_2}$; $\mu = u^2 J_M / J_{11}$; u – передаточное отношение; Δ_0 – предварительная деформация; M_2 – внешний момент; $H(\chi(\varphi, s))$ – единичная функция, где $H = 0$; $H = 1$ соответственно при $|\chi| < 0$; $|\chi| > 0$; $\chi = (|\Pi_*' q_1 - q_2| - 0,5s)$.

Примечание. Безразмерные параметры, отмеченные черточкой, соответствуют их исходному значению, отнесенному к идеальной угловой скорости двигателя ω_* .

Ниже приведен ряд типовых динамических режимов, полученных на основании системы уравнений (4) при следующих исходных данных: $\nu = 0,06(\text{Г} \cdot \text{с})^{-1}$; $\tau = 0,002 \text{ с}$; $a = 0,004 \text{ Г}$; частотные характеристики $\bar{k}_i = k_i / \omega_*$ (рис.4, 5).

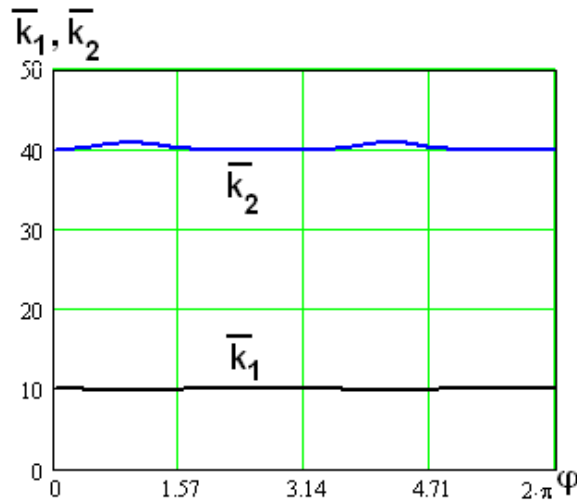


Рис.4

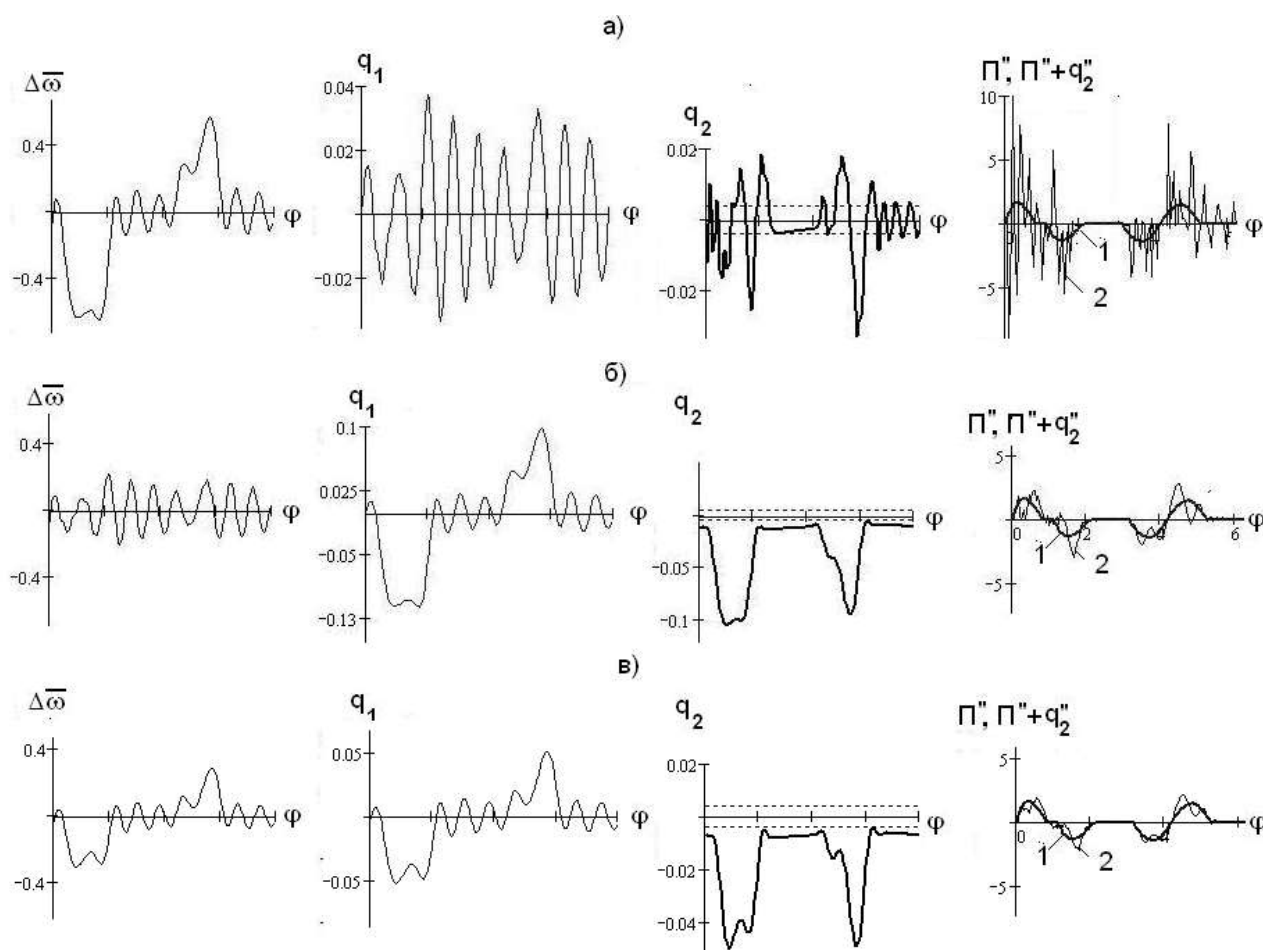


Рис.5

Кривые 1 отвечают второй передаточной функции заданного программного закона движения, а кривые 2 – откорректированному результату с учетом динамических ошибок, вызванных возбуждаемыми колебаниями.

Режим 1 ($c_0 = 0$). Сохранены разрывы непрерывности при переходе через зазор (рис. 5,а).

На графике $q_2(\varphi)$ четко видно пересечение зазора, границы которого показаны пунктирной линией. Все графики свидетельствуют о повышенной виброактивности, что в числе прочих факторов является результатом неравномерности угловой скорости двигателя.

Режим 2 ($c_0 \neq 0$; $\bar{k}_0 = 2$; рис. 5,б). Имеет место существенное уменьшение уровня ускорений исполнительного органа (см. кривую 2). Однако, наблюдается значительный рост максимальных значений координат q_1 и q_2 , что вызвано дополнительной нагрузкой от замыкающего устройства. Поэтому в процессе синтеза следует найти компромиссное решение.

Режим 3 ($c_0 \neq 0$; $\bar{k}_0 = 1,3$; рис. 5,в). При этом режиме устранены колебания при пересечении зазора и одновременно более чем в два раза понижены максимальные значения координат q_1 и q_2 . Представляет интерес, что функция q_1 по виду кривой почти совпадает с угловой скоростью двигателя $\Delta\bar{\omega}$. Это свидетельствует о повышенном уровне взаимовлияния.

В заключении отметим, что рациональный выбор параметров на базе совместного анализа характеристик двигателя, упругодиссипативных характеристик привода, исполнительных органов, зазоров, а также элементов силового замыкания позволяет выявить резервы для повышения производительности машин и улучшения качества выпускаемой продукции.

Список литературы

1. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. / В.Л. Вейц. - Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
2. Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. – М.: Наука, 1984. – 352 с.
3. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение, 1990. – 309 с.
4. Вульфсон И. И. Динамика цикловых машин. – СПб.: Политехника, 2013. – 425 с.
5. Коловский М.З. Динамика машин. – Л.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
6. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамика машин.– Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
7. Вульфсон И. И. К проблеме динамической взаимозависимости электродвигателя и механического привода цикловой машины. // Теория механизмов и машин. – 2016. - Т. 32, – №4 . – С. 173–182.
8. Вульфсон И. И. О некоторых коррективах при оценке влияния электродвигателя на виброактивность привода технологических машин.// Вестник научно-технического развития. 2017. - №2 (114). - С. 11–23.
9. Вульфсон И.И. Анализ чувствительности динамики цикловых механизмов к характеристикам электродвигателя//Вестник научно-технического развития. – 2019. - №1 (137).– С.3–13.

Дата поступления: 11 февраля 2019 г.