



АНДРИЕНКО

Людмила Анатольевна,
доктор технических наук,
профессор кафедры
«Основы конструирования
машин»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)



ВЯЗНИКОВ

Вадим Аркадьевич,
аспирант кафедры
«Основы конструирования
машин»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Влияние изнашивания на динамические нагрузки в червячной передаче

Л.А. Андриенко, В.А. Вязников

Предложен метод оценки изменения динамических нагрузок в червячной передаче в процессе изнашивания. Метод основан на определении коэффициента динамической нагрузки по экспериментально снятому вибросигналу с датчика угловых перемещений, соединенного с тихоходным валом передачи.

Ключевые слова: червячная передача, динамические нагрузки, изнашивание, вибросигнал, датчик угловых перемещений.

The method for assessing changes of dynamic loads in the worm gear in the process of wear has been proposed. The method is based on determining the coefficient of dynamic load on the experimental film according to vibration signals from the encoder, connected to a low-speed shaft of the gearing.

Keywords: worm gear, dynamic loads, wear, vibration, encoder.

Как известно, основной причиной выхода червячной передачи (ЧП) из строя является изнашивание зубьев червячного колеса. В меньшей степени изнашиваются червяк и подшипники. Поэтому прогнозирование изменения нагрузок в ЧП при изнашивании и прогнозирование остаточного ресурса очень актуальны.

В результате неизбежных погрешностей изготовления и монтажа в ЧП возникают дополнительные возбуждающие силы, которые через червячное зацепление вызывают крутильные колебания тихоходного вала, проявляющиеся в виде неравномерности его вращения [1].

Поскольку непосредственное измерение сил в зацеплении ЧП связано с некоторыми трудностями, авторы воспользовались косвенным определением динамических сил в зацеплении, замеряя крутильные колебания тихоходного вала. Для этого использовали датчик угловых перемещений (ДУП) типа ЛИР-158В, который соединялся с тихоходным валом ЧП в составе электропривода [2]. Обработанные в виде неравномерности вращения тихоходного вала первичные показания датчика записывались на ПК.

Фрагмент записи вибросигналов с ДУП в зависимости от степени изнашивания показан на рис. 1, а на рис. 2 представлены спектры этих сигналов в разных диапазонах частот. Следует отметить, что амплитуда зубцовой гармонической составляющей (в данном случае 30-я гармоника) с увеличением износа сначала растет (10%-ный износ), а при значительном износе — падает (90%-ный износ), в то вре-

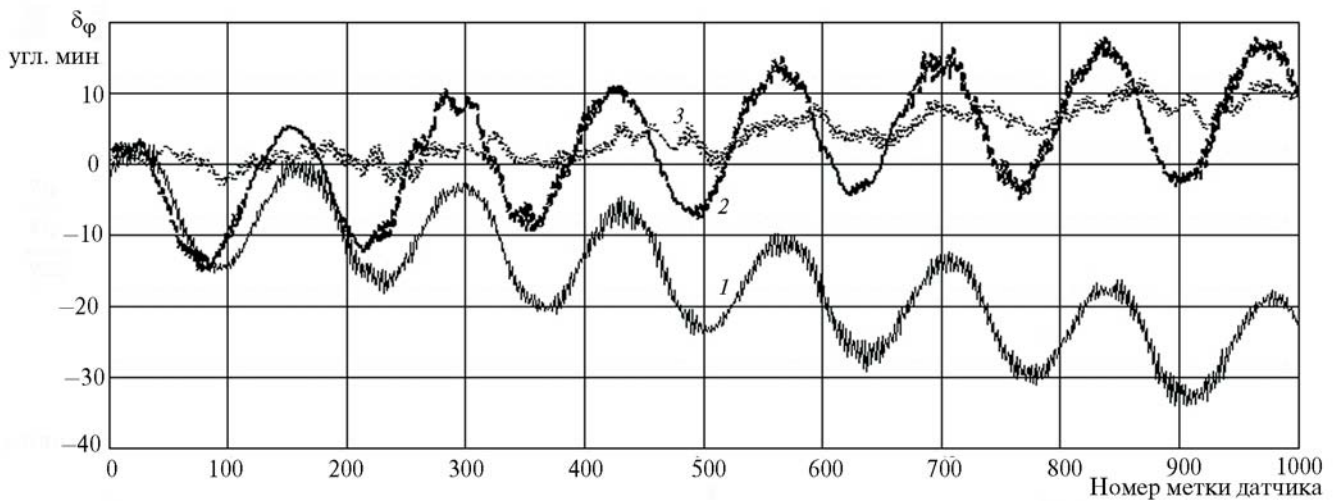


Рис. 1. Фрагмент записи вибросигналов с ДУП:

1 — новая передача; 2 — изношенная на 10% передача; 3 — изношенная на 90% передача

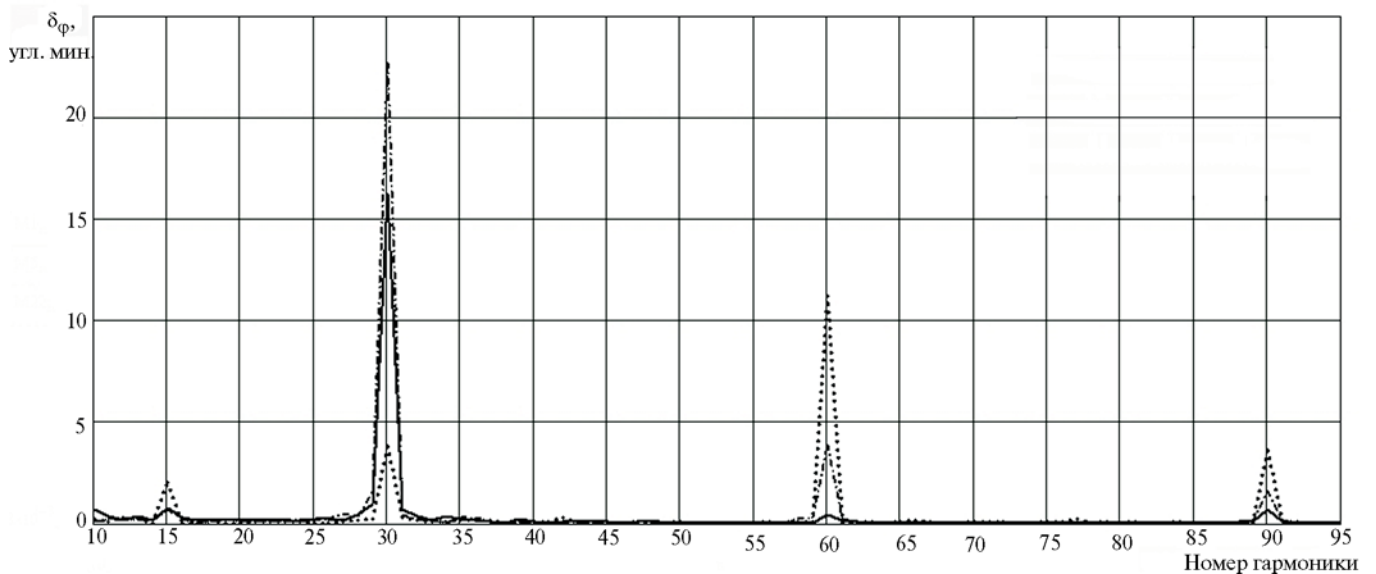


Рис. 2. Амплитудно-частотный спектр сигнала неравномерности вращения тихоходного вала ЧП:

— — новая передача; - - - - - изношенная на 10% передача; — изношенная на 90% передача

мя как амплитуды на частотах, кратных зубцовой, по мере увеличения износа растут.

Для исследования значимого вклада гармонических составляющих спектра колебания нагрузок в зацеплении в динамическую составляющую этих нагрузок, а также изменения их в процессе изнашивания использовалась динамическая модель привода с ЧП, предложенная в работе [3].

Поскольку нас интересует низкий диапазон частот (до 300 Гц), можно использовать такую

динамическую модель ЧП, которая представлена в виде системы с сосредоточенными массами, совершающей поперечно-крутильные колебания (рис. 3).

Поперечные колебания червяка и червячного колеса описываются в неподвижной системе координат XYZ. Центр координат расположен в полюсе теоретического зацепления. Вал червяка и червячное колесо с тихоходным валом представлены в виде цилиндров, массы которых m_1 , m_2 и моменты инерции I_1 , I_2 . К выход-

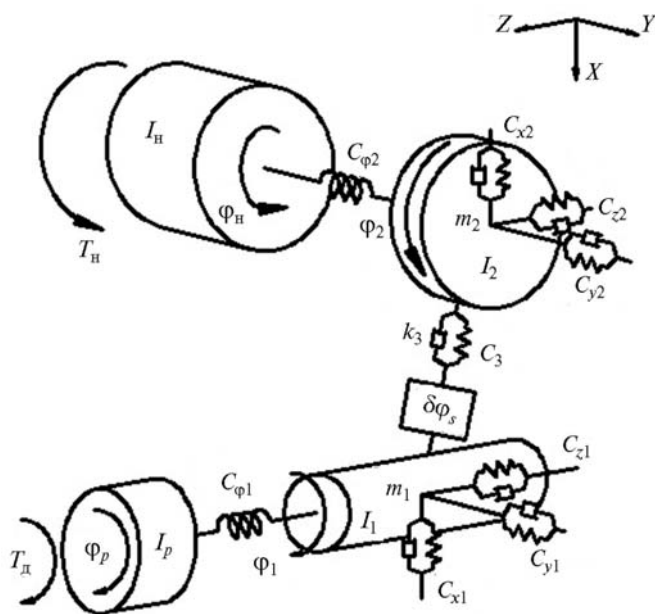


Рис. 3. Расчетная схема динамической модели электропривода с ЧП

ным валам передачи присоединены ротор электродвигателя и приводной вал нагрузки с моментами инерции I_p и I_H соответственно. Упругие элементы модели представлены в расчетной схеме безинерционными пружинами:

- при моделировании жесткостей подшипниковых опор $C_{x1}, C_{y1}, C_{z1}, C_{x2}, C_{y2}, C_{z2}$;
- крутильной жесткости валов $C_{\varphi 1}$ и $C_{\varphi 2}$ и жесткости червячного зацепления C_3 .

Поршни на расчетной схеме отображают диссипативные свойства элементов передачи, характеризующиеся коэффициентами демпфирования k , индексы которых соответствуют индексам коэффициентов жесткости (на схеме не показаны).

Представленная расчетная схема описывается системой десяти дифференциальных уравнений 2-го порядка и в матричной форме имеет следующий вид:

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q, \quad (1)$$

где M — вектор массово-инерционных параметров; B — вектор демпфирующих коэффициентов; C — вектор коэффициентов изгибных и крутильных жесткостей; q, \dot{q}, \ddot{q} — векторы обобщенных координат, скоростей и ускорений; Q — вектор функции возбуждения.

Начальные условия:

$$\begin{aligned} \varphi_1 = 0; \varphi_2 = 0; x_1 = 0; x_2 = 0; \\ y_1 = 0; y_2 = 0; z_1 = 0; z_2 = 0; \\ d\varphi_1 / dt = 0; d\varphi_2 / dt = 0; dx_1 / dt = 0; \\ dy_1 / dt = 0; dx_2 / dt = 0; dy_2 / dt = 0; \\ dz_1 / dt = 0; dx_2 / dt = 0; dz_2 / dt = 0; \end{aligned} \quad (2)$$

Возбуждение — кинематическое, вызвано погрешностями изготовления и монтажа и описывается периодической функцией

$$\delta\varphi_s(\omega t) = 0,5 \left[\begin{aligned} & f_{hk} \frac{\cos \alpha_t}{\cos(\gamma_w + \rho)} \cos(\omega_1 t + \theta_1) + \\ & + f_{f1} \frac{\cos \alpha_t}{\cos(\gamma_w + \rho)} \cos(z_1 \omega_1 + \theta_2) + \\ & + F_{p2} \frac{\cos \alpha_t}{\cos(\gamma_w + \rho)} \cos(\omega_2 t + \theta_3) + \\ & + f_{f2} \frac{\cos \alpha_t}{\cos(\gamma_w + \rho)} \cos(z_2 \omega_2 + \theta_4) \end{aligned} \right], \quad (3)$$

где f_{fi} — допуск на погрешность винтовой линии на длине нарезанной части червяка; F_{p2} — допуск на накопленную погрешность шага червячного колеса; f_{f1}, f_{f2} — допуск на погрешность профиля витка червяка и зуба червячного колеса соответственно; α_t — угол профиля в торцовой плоскости; γ_w — угол наклона винтовой линии на начальном диаметре; ρ — приведенный угол трения.

Принято, что вал электродвигателя по сравнению с тихоходным валом вращается равномерно, что было доказано в работах [2, 3], и его угол закрутки определяется по формуле

$$\varphi_p = T_1 / C_{\varphi 1}. \quad (4)$$

Система уравнений решается методом Рунге — Кутты (стандартной программой).

Авторами статьи [3] эта модель использовалась для оценки точности работы ЧП и привода в целом, т.е. определения текущих углов поворота входного и выходного валов привода — $\varphi_1(t)$ и $\varphi_H(t)$. Нами же решается обратная задача, в которой исходной является табулированная экспериментально полученная функция вибросигнала с ДУП $\varphi_H(t)$, т.е. неравномерность вращения приводного вала, предварительно

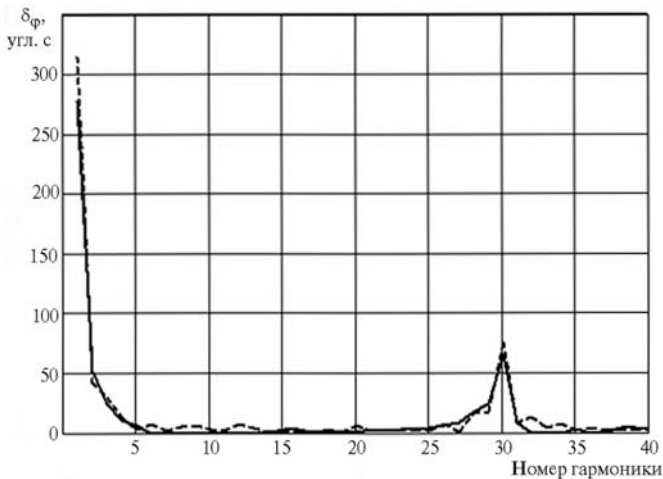


Рис. 4. Проверка адекватности динамической модели:

— теоретическая кривая;
 - - - - - экспериментальная кривая

разложенная в ряд Фурье. Результатом решения являются текущие перемещения элементов привода, координаты которых $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$ и углы поворота $\varphi_1(t)$ и $\varphi_2(t)$. Зная коэффициенты жесткости, можно определить составляющие сил в зацеплении, а по ним — нормальную силу в зацеплении F_n .

Модель громоздкая, требует уточнения параметров жесткости и демпфирования по предварительно проведенному эксперименту на конкретном приводе. Адекватность модели определялась сравнением теоретической и экспериментальной амплитудно-частотной характеристик (рис. 4). Такую модель можно использовать только как исследовательскую, а не диагностическую.

Кривые нормальных сил в зацеплении для ЧП с разной величиной износа показаны на рис. 5, а их амплитудно-частотный спектр на рис. 6. Как видно на рисунках, в спектре изношенного редуктора появились дополнительные частоты, а амплитуда на зубцовой частоте (частоте перезачепления зубьев ЧК) практически не изменилась. Это дает основание считать, что зубцовая частота не оказывает значительного влияния на динамическую составляющую нагрузки, кроме того, как уже отмечалось выше, по мере изнашивания амплитуда зубцовой гармоники сначала растет, а при больших значениях износа (когда динамические составляю-

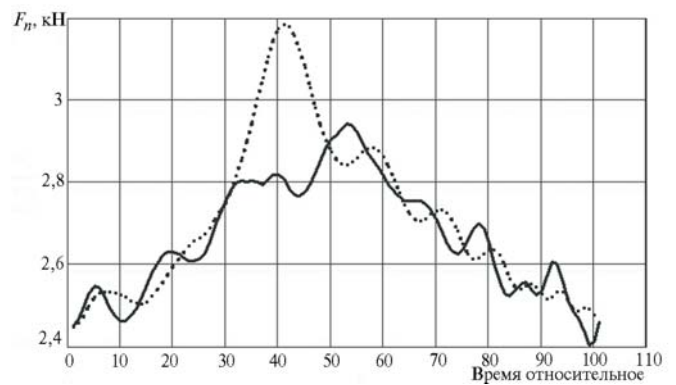


Рис. 5. Фрагмент нормальных сил в червячном зацеплении новой и изношенной передач:

— новая ЧП;
 - - - - - изношенная на 30% ЧП

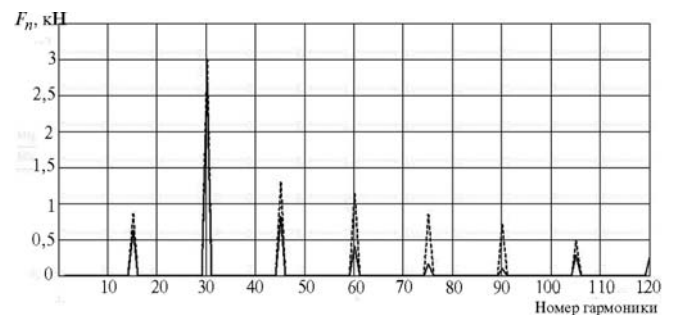


Рис. 6. Амплитудно-частотный спектр нормальных сил в зацеплении новой и изношенной ЧП

щие сил должны расти) амплитуда зубцовой гармоники наоборот падает.

На основании проведенных исследований коэффициент динамической нагрузки в червячной передаче можно определить по формуле

$$K_d = 1 + \frac{\Delta T}{T_n} = 1 + \frac{C_\varphi}{T_n} \sum_{m=1}^7 A_{mfz} - \frac{C_\varphi}{T_n} A_{fz}, \quad (5)$$

где T_n — номинальный вращающий момент, Н·м; C_φ — коэффициент крутильной жесткости червячной передачи, Н·м/рад; A_{mfz} — амплитуда m -й гармоники кратной зубцовой частоте f_z , рад.

Изменение коэффициента динамичности K_d в зависимости от величины относительного износа (отношение величины износа к модулю h_n/m) показано на рис. 7. Как видно, в начале работы значения K_d велики, но после приработки становятся равным $K_d = 1,1 \dots 1,3$, что соответствует рекомендуемому в литературе. С ростом величины износа червячного зацеп-

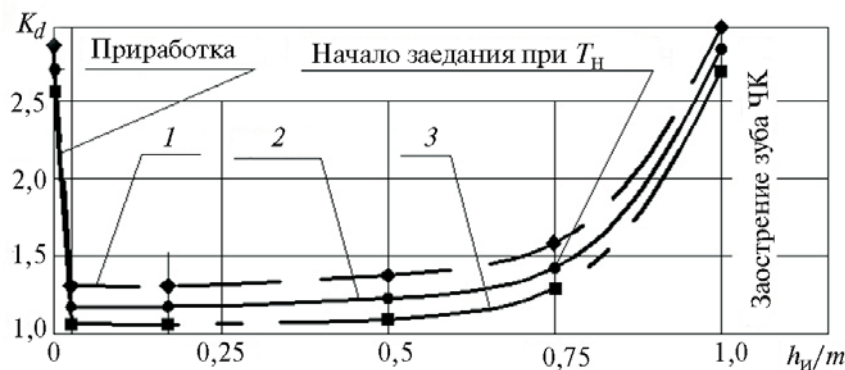


Рис. 7. Экспериментальные кривые коэффициента динамической нагрузки ЧП в зависимости от величины относительного износа:

1 — максимальные значения из 90%-ного доверительного интервала; 2 — математическое ожидание; 3 — минимальные значения

ления значения K_d опять увеличиваются и превышают рекомендуемые значения в 2,5 и более раза.

В эксперименте при износе примерно равным $0,75t$ наблюдалось нестабильное вращение тихоходного вала передачи и даже его остановка под номинальной нагрузкой. При снижении нагрузки тихоходный вал продолжал нормально вращаться. После разборки передачи на витках червяка были видны следы бронзы. Это говорит о «холодном» заедании при перегрузке, которое сопровождается падением КПД, ростом температуры и интенсивным изнашиванием зацепления.

Выводы

На основании проведенных исследований предложена формула для определения коэффициента динамической нагрузки в зависимости от амплитудно-частотной характеристики

вибросигнала крутильных колебаний тихоходного вала ЧП, которая зависит от ее изнашивания. Этот коэффициент можно определить в процессе работы привода с помощью датчика угловых перемещений. Зная реальное значение нагрузок в передаче, можно спрогнозировать ее остаточный ресурс.

Литература

1. Штриплинг Л.О., Андриенко Л.А. Расчет кинематической погрешности цилиндрической зубчатой передачи // Изв. вузов. Машиностроение. 1998. № 1–3. С. 43–51.
2. Андриенко Л.А., Вязников В.А., Челюк Р.С. Диагностика изнашивания червячных передач // Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники: Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. СПб., 2010. С. 228–231.
3. Аккерман В.В. Динамическая модель следящего привода на основе червячного редуктора // Межвузовский сборник трудов молодых ученых, аспирантов и студентов. Омск, СибАДИ, 2004. Вып. 1. Ч. 1. 276 с.

Статья поступила в редакцию 01.09.2011 г.