

УДК 631.356.4

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ МЕТОД ГАШЕНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ПРИВОДАХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН

Н.Л. Ракова,

доцент каф. теоретической механики и теории механизмов и машин БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

А.С. Воробей,

ст. науч. сотр. РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», канд. техн. наук

В статье рассмотрена нагруженность приводов рабочих органов машин вращательного движения с постоянными и переменными передаточными отношениями и кинематический метод гашения крутильных колебаний в приводах рабочих органов машин.

Ключевые слова: привод, передаточные механизмы, нагруженность, рабочие органы, колебания, динамическая система

The article deals with the loading of the drives of the working bodies of rotary motion machines with constant and variable gear ratios and the kinematic method of damping the torsional oscillations in the drives of the working bodies of machines.

Key words: drive, transmission mechanisms, loading, working bodies, oscillations, dynamic system.

Введение

Нагруженность приводов рабочих органов машин вращательного движения с постоянными передаточными отношениями механизмов при их установившихся режимах движения в основном определяется силами полезного сопротивления, действующими на рабочие органы. Что же касается приводов рабочих органов машин с переменными передаточными отношениями и соотношением скоростей передаточных механизмов, то режимы их нагружения при тех же режимах движения более разнообразны. Этим приводам свойственны как вынужденные, так и параметрические колебания, причем вынужденные колебания возбуждаются источниками колебаний с частотами ω , 2ω . Если учесть возможный режим главного параметрического резонанса, то рассматриваемым приводам свойственны, по меньшей мере, три резонансных режима на разных частотах. Вывод этих резонансных режимов, опасных с точки зрения разрушения деталей и элементов привода, за пределы рабочих скоростей, представляет весьма трудную, а порой невыполнимую задачу. Более того, для таких приводов опасны не только резонансные режимы, но и режимы работы на повышенных скоростях, поскольку динамика их нагружения зависит от инерционных сил, возрастающих пропорционально квадрату частоты колебаний рабочего органа.

Таким образом, проблема снижения нагруженности в рассматриваемых приводах рабочих органов машин не только остра, но и сложна, и поэтому до сих пор не найдены эффективные методы ее решения. Приводы остаются динамически нагруженными, энергоемкими, малонадежными.

Основная часть

Для снижения нагруженности предлагается кинематический метод гашения источников колебаний.

Он заключается во введении в привод (рис. 1) дополнительного кинематического источника колебаний, который гасит существующий источник (рис. 2).

Основное отличие приводов с вращательным и поступательным движениями рабочих органов заключается в следующем:

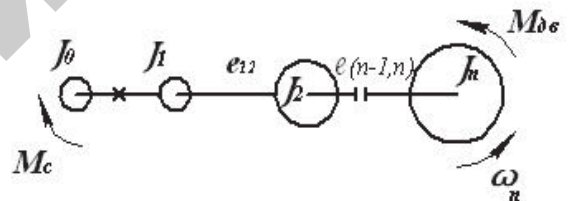


Рис. 1. Расчетная динамическая модель привода:
 J_0 – моменты инерции рабочих органов, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
 $J_1 - J_{n-1}$ – моменты инерции звеньев передаточных механизмов, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
 $e_{12} - e_{n-1,n}$ – податливости звеньев передаточных механизмов;
 J_n – момент инерции двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
 $M_{дв}, M_c$ – движущий момент и момент сопротивления движению, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

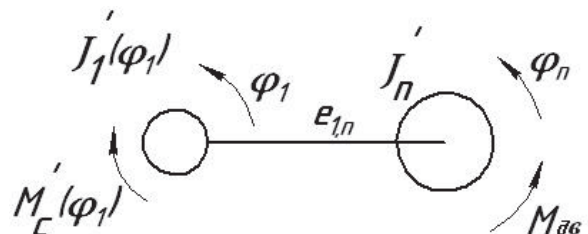


Рис. 2. Расчетная динамическая модель привода с постоянным передаточным отношением передаточного механизма и моментами инерции и сопротивления, приведенными к скоростям масс

1. В приводе с вращательным движением рабочего органа и постоянным передаточным отношением передаточного механизма приведенный момент инерции $J_1'(\varphi_1) = J_1' = (\text{const})$. В приводах с переменным соотношением скоростей кривошипно-шатунного механизма и передаточным отношением шарнира Гука имеем переменный момент инерции $J_1'(\varphi_1) \neq (\text{const}) \cdot \varphi$

2. При постоянных значениях силы $\overline{F_c}$ и моментов сопротивления M_c имеет постоянное значение M_c' в первом случае и переменные $M_c'(\varphi_1)$ для нашего случая.

Введем в привод с колебательным и вращательным движением рабочего органа (рис. 2) механизм с переменным передаточным отношением $K(\varphi_1) \neq \text{const}$ (рис. 3) и упростим модель, для чего приведем момент инерции $J_1'(\varphi_1)$ и момент сопротивления $M_c'(\varphi_1)$ к ведущему валу введенного механизма.

Получим искомую модель (рис. 4), в которой [1, 2, 3]

$$\begin{aligned} J_1''(\varphi_1') &= J_1'(\varphi_1) / K^2(\varphi_1), \\ M_c''(\varphi_1') &= M_c'(\varphi_1) \cdot K(\varphi_1). \end{aligned} \quad (1)$$

Уравнения движения динамической модели привода (рис. 4) будут иметь вид:

$$\begin{aligned} J_1''(\varphi_1') \ddot{\varphi}_1' + \frac{1}{2} \frac{dJ_1''(\varphi_1')}{d\varphi_1'} \left(\dot{\varphi}_1' \right)^2 + \frac{\varphi_1' - \varphi_n}{e_{1,n}} &= -M_c''(\varphi_1'), \\ J_n' \ddot{\varphi}_n + \frac{(\varphi_n - \varphi_1')}{e_{1,n}} &= M_{\Delta\sigma}; \end{aligned} \quad (2)$$

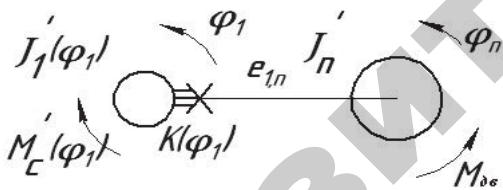


Рис.3. Расчетная динамическая модель привода с переменным передаточным отношением передаточного механизма с моментами инерции и моментами сопротивления, приведенным к скоростям масс

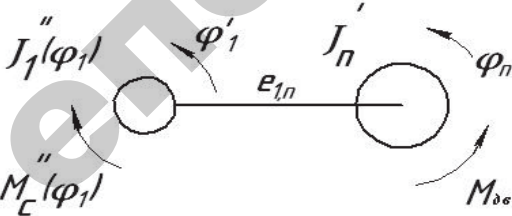


Рис. 4. Расчетная динамическая модель привода с приведенным моментом инерции и моментом сопротивления к ведущему валу введенного механизма

$$J_1''(\varphi_1') \ddot{\varphi}_1' + \frac{1}{e_{1,n}} \dot{\varphi}_1' = -M_c''(\varphi_1') - \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_1''(\varphi_1')}{d\varphi_1'}; \quad (3)$$

$$\ddot{\varphi}' + \frac{\Omega^2}{1 - 2\mu \cos 2\omega t} \varphi' = 0, \quad (4)$$

где $\varphi' = \varphi_1' - \varphi_n$.

Рассмотрим теперь движение привода с введенным в него механизмом, передаточное отношение которого $K(\varphi_1) \neq \text{const}$, где $K(\varphi_1)$ – периодическая функция по углу поворота φ_1 . В общем случае, как видно из уравнений (3), (4), при $K(\varphi_1) \neq \text{const}$ в системе сохраняются те же виды колебаний, что и при $K(\varphi_1) = \text{const}$. Однако величины возбуждающих моментов уравнения (3) $M_c''(\varphi_1')$, $\frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_1''(\varphi_1')}{d\varphi_1'}$ и пе-

риодический коэффициент при φ' уравнения (4) будут изменяться в зависимости от амплитуды и фазы $K(\varphi_1) \neq \text{const}$. Следовательно, интенсивность крутильных колебаний в динамической системе в зависимости от названных параметров $K(\varphi_1)$ также будет изменяться в некоторых пределах, и иметь минимум. Минимум амплитуды крутильных колебаний будет иметь место при условии $\frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_1''(\varphi_1')}{d\varphi_1'} = 0$ [4].

Тогда

$$J_1''(\varphi_1') = J_1'(\varphi_1) / K^2(\varphi_1) = J_{np} = \text{const}. \quad (5)$$

В приводах с переменным передаточным отношением $K(\varphi) \neq \text{const}$ с введением в их структуру механизма-преобразователя с $K(\varphi_1) \neq \text{const}$ условие (5) выполняется, если $K(\varphi) \cdot K(\varphi_1) = \text{const}$. То есть в таких приводах целесообразно обеспечить синхронизацию вращения ведущего и ведомого валов сочлененных механизмов-преобразователей.

Подставляя выражение (5) в уравнение (3), получим

$$J_{np} \ddot{\varphi}' + \frac{1}{e_{1,n}} \dot{\varphi}' = -M_c''(\varphi_1'). \quad (6)$$

В динамической системе, движение которой описывается дифференциальным уравнением с постоянными коэффициентами (6), крутильные колебания возбуждаются только внешним моментом полезного сопротивления.

Таким образом, если в динамическую систему приводов с переменными передаточным отношением и соотношением скоростей передаточного механизма ввести механизм с переменным передаточным отношением, удовлетворяющим условию (5),

то инерционный момент, возникающий вследствие кинематических особенностей работы привода рабочего органа, и коэффициент возбуждения параметрических колебаний, равны нулю. Это влечет за собой гашение, как вынужденных, так и параметрических крутильных колебаний в рассматриваемых системах приводов.

Для реализации на практике предложенного условия (5) необходимо, чтобы механизм с переменным передаточным отношением, включаемый в динамическую систему привода колеблющегося рабочего органа, обеспечивал частоту изменения его передаточного отношения, равную частоте изменения переменного момента инерции рабочего органа $J_1''(\phi')$, т.е. для рассматриваемого случая 2ω , и необходимую амплитуду.

В приводах, у которых возвратно-поступательное движение рабочих органов осуществляется шарнирно-рычажными механизмами, применяются сочлененные с ними следующие виды передач: карданная, цепная, зубчатая, т.е. передачи с $K(\phi) = \text{const}$ [5].

Для гашения крутильных колебаний в передаточных механизмах таких приводов целесообразно использовать названные выше передачи, искусственно создав в них путем соответствующих конструктивных изменений переменное передаточное отношение с нужной частотой и амплитудой, удовлетворяющих условию (5).

Заключение

Анализ кинематики этих передач показал, что карданная передача может обеспечить нужную частоту изменения передаточного отношения и позволяет в широких пределах регулировать его амплитуду путем изменения углов излома валов в шарнирах и углов разворота вилок на промежуточных валах. Что же касается цепных и зубчатых передач, то необходимые частоты и амплитуды их переменных передаточных отношений можно получить путем применения некруглых звездочек и шестерен [6].

В передаточных механизмах приводов, у которых вращательно-колебательное движение рабочих органов осуществляется асинхронной карданной передачей, погасить крутильные колебания воз-

можно таким же образом, как в приводах с возвратно-поступательным движением рабочих органов, искусственно создав передачи с переменным передаточным отношением, удовлетворяющим условию (5).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бойко, Л.И. Пути повышения надежности режущих аппаратов / Л.И. Бойко, И.В. Михалькевич // Пути повышения технического уровня и надежности кормоуборочной техники: тез. докл. науч.-практ. конф. – Гомель, 1986. – С. 42-43.
2. Бойко, Л.И. Научные основы формирования динамической нагруженности и разработки концепции ее снижения в приводах колеблющихся рабочих органов машин / Л.И. Бойко, А.М. Гоман, Ю.В. Чигарев, Т.В. Бойко, Н.Л. Ракова // Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі: сер. фіз.-тэхн. навук. – 2003. – №2 – С. 23-32.
3. Ходосевич, В.И. Гашение крутильных колебаний привода режущего аппарата / В.И. Ходосевич, Л.И. Бойко, Т.В. Бойко // Улучшение эксплуатационных качеств и конструкций тракторов и сельскохозяйственных машин: сб. научных трудов. – Горки, 1982. – Вып. 84. – С. 76-83.
4. Boyko, L.I. The Problems of reliability increasing of harvesting machines drivers with oscillating working parts / L.I. Boyko, A.M. Goman, N.L. Rakova Y.L. Soliterman // Reconzowane Materialy VI Miedzynarodowego Sympozjum, Warszawa, 23-24 wrzesien 1999 r. – S. 258-263.
5. Ракова, Н.Л. Снижение величины движущего момента в приводах возвратно-поступательного движения рабочих органов уборочных машин / Н.Л. Ракова, И.А.Тарасевич, А.С. Воробей, Т.В. Бойко // Агропанорама. – № 6. – 2014. – С. 21-26.
6. Ходосевич, В.И. Кинематика многошарнирной карданной передачи и оптимизации ее параметров / В.И. Ходосевич, А.А. Единолич, Л.И. Бойко, Т.В. Бойко // Пути совершенствования сельскохозяйственной техники. – Минск: Ураджай, 1975. – Вып. 27. – С. 55-61.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 29.03.2018