

ляторе постійних параметрів под действием силы возрастающей частоты, а в осцилляторе убывающей массы – аналогично резонансу, вызванному действием силы убывающей частоты.

Список литературы: 1. Митропольский Ю.А. Нестационарные процессы в нелинейных колебательных системах / Ю.А. Митропольский. – К.: Изд-во АН УССР, 1955. – 283 с. 2. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем / А.П. Филиппов – М.: Машиностроение, 1970. – 736 с. 3. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1977. – 340 с. 4. Goloskokov E.G. Einstationäre Schwingungen mechanischer Systeme / E.G. Goloskokov, A.P. Filippov – Berlin, Academie-Verlag, 1971. 5. Корнев Б.Г. Некоторые задачи теории упругости и теплопроводности, решаемые в Бесселевых функциях / Б.Г. Корнев. – М.: Гос. изд. физ.-мат. лит, 1960. – 458 с. 6. Абрамовиц А. Справочник по специальным функциям (с формулами, графиками и математическими таблицами) / А. Абрамовиц, И. Стиган. – М.: Наука, 1979. – 832 с.

Поступила в редакцию .04.13

УДК 534.1

Переход через резонанс в осцилляторе линейно-переменной массы / В. П. Ольшанский, С. В. Ольшанский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. – X. : НТУ «ХП», 2014. – № 29 (1072). – С. 121-125. – Бібліогр.: 6 назв. ISSN 2079-0075.

Показано, що в осциляторі змінної маси можуть виникнути резонансні коливання навіть при дії зовнішньої сили сталої амплітуди та частоти. Досліджено особливості такого резонансу.

Ключові слова: резонанс, осцилятор, перехід через резонанс, нестационарні коливання, змінна маса

An oscillator with variable mass resonant vibrations can occur even under the action of an external force of constant amplitude and frequency is shown. The features of such a resonance were considered.

Keywords: resonance, oscillator, transition through resonance, nonstationary oscillations, variable mass

УДК 621.833.1

Н.В. ПЛЯСУЛЯ, асс. каф. ПМ ВНУ им. В. Даля, Луганск

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГЛОБОИДНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА

В статье получены расчетные зависимости для определения коэффициента потерь и коэффициента полезного действия зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления, в том числе передач с перекрещивающимися осями вращения. Показано, что коэффициент полезного действия снижается с уменьшением суммарных чисел зубьев колес в передаче, а увеличение передаточного числа способствует увеличению коэффициента полезного действия.

Ключевые слова: диаметр, зубчатая передача, коэффициент полезного действия, модуль.

Постановка задачи. Коэффициент полезного действия в зубчатых передачах является одним из показателей, характеризующих данную передачу.

В работе [1] приведена аналитическая зависимость для определения КПД в цилиндрической зубчатой передаче с эвольвентным профилем зацепления

$$\eta = \frac{1}{1 + K} . \quad (1)$$

Здесь

© Н.В. Плясуля, 2014

$$K = \frac{\mu}{m \cos \alpha_s} \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{l_1^2 + l_2^2}{l_1 - l_2} - \quad (2)$$

коэффициент потерь в зацеплении эвольвентных колес, μ – коэффициент трения, m – модуль зацепления, α_s – угол зацепления, z_1 и z_2 – числа зубьев ведущего и ведомого колес, l_1 и l_2 – длины рабочих частей линии зацепления для зубьев шестерни и колеса соответственно.

Целью статьи является разработка метода определения КПД для глобоино-цилиндрических передач с зацеплением Новикова.

Результаты исследования. Разработан метод определения КПД зубчатых глобоино-цилиндрических передач Новикова. Получены расчетные формулы для определения КПД данных передач на стадии проектирования.

Запишем выражения коэффициента потерь в зубчатых передачах Новикова:

$$K = \frac{\mu}{m \cos \alpha_s} \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_1 - R_2}, \quad (3)$$

где R_1 и R_2 – радиусы выпуклых и вогнутых участков профилей зубьев, для дозаполненных передач Новикова согласно ГОСТ 15023-76 имеем:

$$R_1 \approx 1,15m; R_2 \approx 1,3m; \alpha_s = 27^\circ, \quad (4)$$

учитывая, что в зацеплении Новикова в точке контакта зубьев одновременно происходит качение, верчение и скольжение контактирующих поверхностей, то приближенно принимаем $\mu = 0,1$.

Подставив значение параметров (4) в формулу (3) после несложных расчетов получим:

$$K = 2,20317 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right). \quad (5)$$

Тогда с учетом выражения (5) в (2) КПД зубчатой глобоидно-цилиндрической передачи Новикова будет равно:

$$\eta = \frac{1}{1 + 2,20317 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)}. \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что КПД зубчатых передач Новикова зависит от чисел зубьев шестерни и колеса. Выражение (6) является приближенным, так как не учитывает дифференцированно значений коэффициентов трения, качения и верчения в точках контакта поверхностей зубьев.

Если в выражении (6) числа зубьев выразить через диаметры колес и модуль зацепления, то получим:

$$\eta = \frac{1}{1 + 2,20317 \cdot \left(1 + \frac{1}{u}\right) \cdot \frac{m}{d_1}}, \quad (7)$$

где d_1 – начальный диаметр шестерни, а u – передаточное число передачи.

Из выражения (7) следует, что КПД передач Новикова увеличивается с увеличением модуля зацепления и уменьшается с увеличением диаметра ведущего колеса и передаточного числа передачи. Формулы (6) и (7) могут использоваться для определения КПД передач с зацеплением Новикова независимо от расположения осей их вращения.

На рис. 1 показан график изменения КПД с изменением чисел зубьев ведущего колеса и передаточного числа. Из графиков (см. рис. 1) следует, что с увеличением числа зубьев ведущего колеса и передаточного числа КПД передачи возрастает. Из графика (см. рис. 1) так же следует, что для повышения КПД в передачах Новикова необходимо принимать число зубьев ведущего колеса в пределах 20...30.

Рассмотрим более подробно случай, когда в точке контакта зубьев передач Новикова одновременно происходит качение, верчение и скольжение поверхностей зубьев при смазке в режиме полужидкостного трения.

Трение, возникающее в точке контакта, запишем в виде суммы:

$$\mu = f_{ск} + K_{кач} + K_{верч} = 0,08 + 0,005 + 0,0025 = 0,0875. \quad (8)$$

Здесь $f_{ск} \approx 0,08..0,1$ – коэффициент трения скольжения [2], $K_{кач} \approx 0,005$ – коэффициент трения качения [2], $K_{верч} \approx 0,0025$ – коэффициент верчения [2], $\alpha_s = 27^\circ$ – угол зацепления в передаче Новикова [1], z_1 и z_2 – числа зубьев передачи, $l_1 = R_1 \approx 1,15m$ – радиус кривизны зуба Новикова на головке, а $l_2 = R_2 \approx 1,3m$ – радиус кривизны зуба Новикова на ножке.

С учетом принятых здесь значений и значения (8) в выражении (2) получим после несложных расчетов:

$$K = \frac{0,085}{m \cos 27^\circ} \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) \cdot \frac{(1,15m)^2 + (1,3m)^2}{1,15m + 1,3m} = 0,2792 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right). \quad (9)$$

С учетом значения (9) в выражении (1) получим:

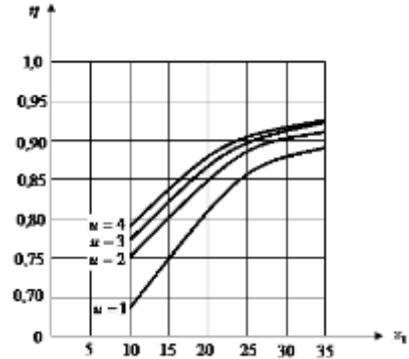


Рисунок 1 – Графики зависимости КПД от числа зубьев шестерни и передаточного числа передачи Новикова

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,2792 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)}. \quad (10)$$

Из выражения (9) следует, что коэффициент потерь в передачах Новикова с двумя линиями зацепления (в том числе глобоидно-цилиндрических) зависит от чисел зубьев зубчатых колес. При этом коэффициент потерь снижается при увеличении чисел зубьев и растет с уменьшением чисел зубьев зацепляющихся колес.

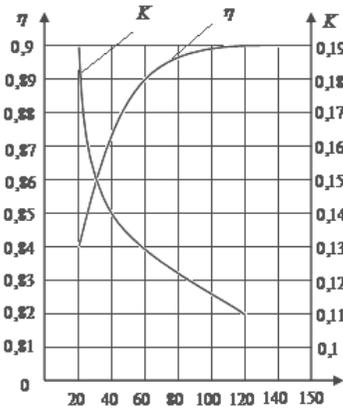


Рисунок 2 – Коэффициент потерь K и КПД в зубчатой передаче Новикова

Из выражения (10) следует, что коэффициент полезного действия в зубчатых передачах Новикова снижается с уменьшением суммарных чисел зубьев колес в передаче. При этом увеличение передаточного числа передачи способствует увеличению коэффициента полезного действия передачи.

Из графиков на рис. 2 следует, что более рациональной является зубчатая передача, у которой коэффициент потерь минимальный при суммарном числе зубьев больше 140, а коэффициент полезного действия максимальный при суммарном числе зубьев больше 120.

Выводы. Разработан метод определения КПД зубчатой передачи с зацеплением Новикова независимо от расположения осей вращения колес.

Получены расчетные формулы для определения коэффициента потерь и коэффициента полезного действия зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления, в том числе передач с перекрещивающимися осями вращения, в зависимости от суммарного числа зубьев передачи на стадии проектирования.

Список литературы: 1. *Кожевников С.Н.* Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с. 2. *Тарг С.М.* Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1969. – 478 с.

Поступила в редколлегию 23.02.2014

УДК 621.833.1

Коэффициент полезного действия глобоидно-цилиндрической зубчатой передачи Новикова / **Н.В. Плясуля** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 123-126. – Бібліогр.: 2 назв. ISSN 2079-0075.

У статті отримані розрахункові залежності для визначення коефіцієнта корисної дії зубчастих передач Новикова.

Ключові слова: діаметр, зубчаста передача, коефіцієнт корисної дії, модуль

Calculated dependences to determine efficiency of gearings Novikov were got In this article.

Keywords: diameter, gearing, efficiency, module