

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИСБАЛАНСА ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ И СВОБОДНОЙ ОБОЙМОЙ С УЧЕТОМ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Стрыгин К.В.¹, Ефременков Е.А.²

¹АО «НПЦ «Полюс»», начальник лаборатории

²НИ ТПУ, ИШНПТ, доцент ОмШ

В современном мире растет востребованность автоматизации процессов управления машин, что требует применения механизмов, к которым предъявляются такие требования как: высокая производительность, надежность, небольшие габариты. Для автоматизированных органов управления используют малогабаритные сервоприводы, включающие в себя редуктор, который должен быть компактным и обладать высокой нагрузочной способностью, малой инерционностью и высоким КПД.

Сегодня наименьшие габаритные размеры, высокое передаточное значение и высокий показатель момента на выходном валу имеет передача с промежуточными телами качения (ПТК) [1, 2]. Основной проблемой данных передач является наличие эксцентрикового звена, при вращении которого возникает дисбаланс, увеличивается нагрузка на опоры и, как следствие, уменьшается ресурс работы подшипников [3].

Сегодня встречаются работы по балансировке механизмов [4–7], в которых предлагаются методы уравнивания циклоидальных передач, основанные на поверхностном анализе и заключающиеся в упрощенном подходе к уравниванию механизмов, имеющих эксцентриковое звено.

Так как увеличение нагрузки на подшипниковые опоры является следствием возникновения дисбаланса в передаче, то присутствует необходимость в определении и исследовании дисбаланса в передачах с промежуточными телами качения и свободной обоймой (ПТКСО).

Дисбаланс в передаче с ПТКСО определяется на основе известной методики [8], где используется формула для определения главного вектора дисбаланса

$$D_{ст} = \sum(m_i \cdot \bar{r}_i) = m \cdot \bar{r}_s, \quad (1)$$

где m – масса эксцентрикового звена (или сумма элементарных масс), кг; \bar{r}_s – результирующий вектор расстояния от оси вращения до главной центральной оси инерции, мм.

Так как масса m в редукторе ПТКСО представлена суммой масс эксцентрикового сегмента вала, подшипников, кулачка и тел качения, то для упрощения расчета будет целесообразным преобразовать сумму данных масс в массу цилиндра с усредненной плотностью ρ , радиусом r и длиной l .

Для передачи с ПТКСО радиус вектор \bar{r}_s в выражении (1) является эксцентриситетом e , определяемый как отношение радиуса производящей окружности r_2 к количеству тел качения Z_2 . Радиус цилиндра r является радиусом центров окружности осей тел качения, который определяется как произведение радиуса производящей окружности r_2 и коэффициента смещения χ [2, 3].

Учитывая вышеописанное, уравнение (1) в зависимости от исходных параметров передачи с ПТКСО принимает следующий вид:

$$D_{ст} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot r_2^3 \cdot \chi^3 \cdot l}{Z}, \quad (2)$$

Для определения значений дисбаланса работоспособных передач с ПТК необходимо задать исходные параметры передачи и учитывать при расчете условия соседства тел качения [2, 3]:

$$r_{птк} > \frac{r_2}{Z} \quad (3)$$

и неналожения профилей:

$$r_{\text{ПТКС}} < r_2 \cdot \chi \cdot \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right). \quad (4)$$

Решая систему уравнений (2)-(4) можно определить дисбаланс в работоспособных передачах с ПТКСО:

$$\left\{ \begin{array}{l} D_{\text{ст}} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot r_2^3 \cdot \chi^3 \cdot l}{Z} \\ r_{\text{ПТКС}} > \frac{r_2}{Z} \\ r_{\text{ПТКС}} < r_2 \cdot \chi \cdot \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right) \end{array} \right. . \quad (5)$$

Таким образом, система уравнений (5) позволяет определять дисбаланс у передач с ПТКСО, а зависимость от исходных параметров задает рамки, что позволяет разработчику учитывать условия работоспособности передач с ПТКСО.

Список литературы

1. Панкратов Э.Н. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства: Практикум лидера-проектировщика / Э.Н. Панкратов. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 1998. – 295 с.– Текст: непосредственный.
2. Ефременков Е.А. Проектирование циклоидальных механических передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой: Учебное пособие / Е.А. Ефременков, С.К. Ефременкова, Е.Н. Пашков. – Томск: Изд-во ТПУ, 2022. – 90 с. – Текст: непосредственный.
3. Ефременков Е.А. Проектирование тяжело нагруженной циклоидальной передачи со свободной обоймой из условия контактной прочности / Е.А. Ефременков, С.К. Ефременкова. – Текст: непосредственный. // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. Томск, 2021. – Т. 332, № 11. – С. 182–188.
4. Junhua Bao Parametric Design and Efficiency Analysis of the Output-Pin-Wheel Cycloid Transmission / Junhua Bao Weidong He – Direct text. // International Journal of Control and Automation. – SERSC, 2015. – Vol. 8, № 8 – P. 349–362.
5. Лустенков М.Е. Конструкции сферических передач с промежуточными телами качения / М.Е. Лустенков, Е.С. Фитцова – Текст: непосредственный. // Вестник Брестского государственного технического университета. – Брест, 2012. – № 4. – С. 61–64.
6. Киреев С.О. Планетарные передачи с внецентроидным внутренним цевочным зацеплением в машиностроении (обзор) / С.О. Киреев – Текст: непосредственный. // Вестник ДГТУ. – Ростов-на-Дону, 2011. – Т. 11, № 7(58). – С. 1051–1057.
7. Efremenkov E.A. Power Parameters Automated Calculation for Transmission with Intermediate Rolling Bodies and Free Cage / E.A. Efremenkov, E. Bonnard – Direct text // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 795. – 6 p.
8. Корчагин П.А. Уравновешивание и виброзащита / П.А. Корчагин. – Омск: Издательство СибАДИ, 2006. – 76 с. – Текст: непосредственный.