

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЛАВНОГО ПРИВОДА ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАТЕЛЯ СЫПУЧИХ СМЕСЕЙ НА БАЗЕ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ.

Грушин А.С., студент группы 4АМ51,

Научный руководитель: Ефременков Е.А.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет

634050, Томская обл., г. Томск, пр. Ленина, 30

E-mail: gru.host@gmail.com

К современным технологическим машинам предъявляются высокие требования по надежности, производительности и качеству выполняемых технологических операций. Это относится и к перемешивателям сыпучих смесей, подготавливающих материалы для последующих операций. Одной из основных частей перемешивателя является главный привод, который отвечает за надежность всего изделия и должен обеспечивать большую грузоподъемность, ресурсоэффективность и высокий коэффициент полезного действия. Так разработка главного привода перемешивателя, способного обеспечить все указанные характеристики, является актуальной задачей.

При выборе передачи для главного привода перемешивателя сыпучих смесей было решено выбрать передачу с промежуточными телами качения и свободной обоймой (ПТКиСО), т.к. обладает комплексом высоких технических характеристик [1]. Одними из основных достоинств такой передачи являются высокие КПД (до 0,97) и нагрузочная способность в небольших габаритных размерах передачи [2].

Проектирование главного привода на базе передачи с ПТКиСО начинается с получения профилей колес (кулачка и венца). Существует методика [3], в которой описывается геометрия передачи с ПТК и выводятся уравнения профилей:

а) кулачка

$$X_1 = X_{2A} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \cdot \sin \varphi_1 - \varphi_2 - e_1 \cdot \sin \varphi_1,$$

$$Y_1 = -X_{2A} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \cdot \cos \varphi_1.$$

б) венца

$$X_3 = X_{2B} \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2B} \cdot \sin \varphi_3 - \varphi_2 - e_3 \cdot \sin \varphi_3,$$

$$Y_3 = -X_{2B} \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2B} \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - e_3 \cdot \cos \varphi_3.$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - углы порота звеньев (кулачка, венца, сепаратора);

e_1, e_3 - эксцентриситет (межосевое расстояние).

Используя данные уравнения профилей можно построить циклоидальные поверхности колес, участвующих в зацеплении, в зависимости от угла поворота производящего колеса.

Нами было решено для облегчения расчета геометрии профилей колес воспользоваться программным комплексом для математических и инженерных вычислений – Mathcad. Исходными параметрами для расчета являются: Z_2 – число промежуточных тел качения; r_2 – радиус производящей окружности обоймы с промежуточными телами; χ – коэффициент смещения при зацеплении обоймы с колесами; r_{mk} – радиус промежуточных тел качения. Было рассмотрено несколько схем компоновок передачи и остановились на выборе дифференциальной схемы [3] со следующими параметрами: для первой ступени $Z_2 = 27$, $r_2 = 135$ мм, $\chi = 1.4$, $r_{mk} = 15$ мм; для второй ступени: $Z_2 = 21$, $r_2 = 105$ мм, $\chi = 1.55$, $r_{mk} = 15$ мм. Используя эти данные с помощью средств Mathcad были рассчитаны координаты профилей и получено их графическое изображение (рис.1).



Рис. 1 Профили кулачка и венца первой и второй ступени

Таким образом, найденные координаты профилей можно использовать не только для разработки конструкторской документации на привод, но и для последующего изготовления профилей колес с помощью станков с ЧПУ [2].

Внутреннее профильное колесо (рис. 1) в передаче устанавливается с эксцентриситетом относительно внешнего. При выбранных исходных данных этот эксцентриситет составляет $e = 10$ мм и является полным эксцентриситетом передачи и редуктора. В процессе работы из-за эксцентриситета

могут возникать вибрации, что негативно влияет на работу механизма. Таким образом, необходимо уравновесить несбалансированные массы. При рабочих скоростях механизма достаточно произвести статическую балансировку генератора, учитывая массы эксцентрика, подшипников и кулачков. Возникающий дисбаланс может быть устранен введением дополнительной массы с противоположным эксцентриситетом. В нашем случае необходимо уравновесить массу $m_c = 68.098$ кг противовесами, иначе говоря дисбаланс передачи равен $Dc = 340.5$ мм·кг. В нашем случае уравновешивание масс произойдет если выполнится следующее условие:

$$e_c \cdot m_c = e_y \cdot m_y.$$

Было принято уравновешенные массы разбить на несколько масс с различным эксцентриситетом (рис. 2а):

$$e_y \cdot m_y = e_{y1} \cdot m_{y1} + e_{y2} \cdot m_{y2} + e_{y2} \cdot m_{y2}.$$

В результате рассчитали суммарную корректирующую массу грузиков, их эксцентриситеты и подобрали форму грузиков (рис. 2.).

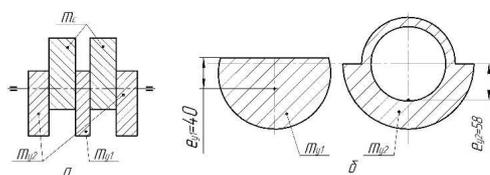


Рис. 2. Схема расположения противовесов и их конструкция: а) Схема расположения противовесов; б) форма противовесов

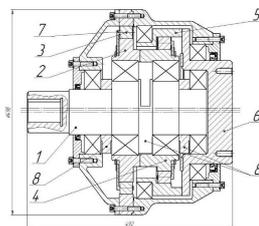


Рис. 3. Компоновка привода на базе передачи ПТКиСО: 1) генератор; 2) кулачек; 3) венец; 4) кулачек; 5) венец; 6) выходной вал; 7) сепаратор; 8) противовесы

По результатам расчета были сконструированы противовесы, представленные на рисунке 2б.

Учитывая все рассмотренные моменты был разработан сборочный чертеж редуктора с ПТКиСО для главного привода перемешивателя сыпучих смесей (рис.3).

Разработанный редуктор рассчитан на эксплуатацию в течении 5 лет. Это ограничение накладывается по подшипникам качения, которые необходимо заменить по истечении указанного срока, сама передача может эксплуатироваться на протяжении не менее 20 лет [5]. Этот редуктор предназначен для работы с электродвигателем 4АМ180М4У2 имеющий $N_3 = 30$ кВт, $n = 1500$ об/мин.

Таким образом, был выполнен анализ геометрии профилей при различных исходных параметрах и выбраны параметры, обеспечивающие компактность в сочетании с надежностью и грузоподъемностью, произведен расчет противовесов для статического уравновешивания масс генератора, спроектирован главный привод перемешивателя сыпучих смесей на базе передачи с ПТКиСО и имеет следующие технические характеристики: $T = 658$ кН·м; $\omega = 31,42$ с⁻¹; $n = 300$ об/мин; $i = 49$.

Литература.

1. Ефременков Е.А. Определение допустимых значений радиуса тела качения при проектировании передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой // Вестник ИжГТУ, №4 (60). Издательство ИжГТУ – 2013. – С. 13-17.
2. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.
3. Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. – № 1. – С. 131–135.
4. Efremenkov E.A. Calculation of Temperature of Heating of Speed Reducers On The Basis of Transmissions with IRB// IFOST 2006: The 1st International Forum on Strategic Technology (Ulsan, October 18-20, 2006) / University of Ulsan, Republic of Korea. — Ulsan: 2006. — P. 342-343.
5. Панкратов Э.Н. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства.: Практикум лидера-проектировщика. – Томск: изд-во Том. ун-та, 1998. – 295 с.
6. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.