

АЛГОРИТМ РАСЧЁТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ИЗ ПЛАСТИКА

*Крджаян А.В., студент гр.4А01
НИ ТПУ, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30
тел. (3822) 701-777
E-mail: AVK253@tpu.ru*

В современном машиностроении наиболее распространенный тип передачи – зубчатые передачи. Существует несколько типов зубчатых передач, которые отличаются формой зуба, углом наклона зубьев и другими параметрами. Наиболее распространенные типы зубчатых передач включают прямозубые, косозубые и шевронные зубчатые передачи. Зубчатые передачи обладают рядом преимуществ: высокая точность передачи вращательного движения, возможность передачи больших мощностей при малых габаритах, долговечность и надежность, простота обслуживания и ремонта.

Составим алгоритм расчета и конструирования зубчатых передач из пластика состоит из следующих действий:

Определение нагрузки

Необходимо рассчитать нагрузку, которую будет испытывать зубчатая передача, включая крутящий момент, осевые силы и радиальные силы. Это важно для определения необходимого материала и размеров передачи.

Выбор материала

При выборе материала для зубчатой передачи необходимо учитывать следующие факторы:

- нагрузка, которую будет испытывать передача. Чем больше нагрузка, тем прочнее должен быть материал;
- условия эксплуатации, если передача будет работать в условиях повышенной влажности, то необходимо выбирать материал, который не подвержен коррозии;
- требования к точности передачи. Для высокоточных передач необходимо использовать материалы с низкой деформацией при нагрузке;
- стоимость материала, некоторые материалы могут быть дороже других, но они могут обеспечить лучшее качество передачи. Обычно для изготовления зубчатых передач используются стали, чугуны, пластмассы, керамику и другие материалы. Выбор материала зависит от конкретных условий эксплуатации и требований к передаче.

При выборе материала для зубчатой передачи из пластика нужно учитывать такие факторы, как прочность на изгиб, жесткость, модуль упругости, износостойкость, устойчивость к химическим воздействиям и температурным изменениям. Часто используются полиамиды, полиацетали, полиоксиметилены или полипропилен.

Также пластмассовые зубчатые передачи имеют ряд особенностей, которые делают их привлекательными для использования в некоторых случаях, например:

- низкая плотность, пластмассы имеют значительно меньшую плотность, чем металлы, что позволяет снизить вес зубчатой передачи и уменьшить инерцию;
- легкость обработки, пластмассы легко обрабатываются, что упрощает процесс изготовления зубчатых колес;
- устойчивость к коррозии, пластмассовые зубчатые колеса не подвержены коррозии, что делает их идеальным выбором для работы в условиях высокой влажности;
- широкий выбор материалов, существует множество различных видов пластмасс, которые могут быть использованы для изготовления зубчатых передач. Это позволяет выбрать материал, который наилучшим образом соответствует требованиям конкретного приложения;

- низкий уровень шума, пластмассовые зубчатые передачи обычно производят меньше шума, чем металлические, что может быть важным фактором в тех случаях, когда оборудование должно работать бесшумно или когда шум может мешать другим процессам или людям. Например, в медицинских учреждениях, где шум может мешать пациентам или персоналу, часто используются пластмассовые зубчатые передачи для снижения уровня шума. В промышленных установках, где шум может распространяться на большие расстояния и мешать другим рабочим;

- экономичность, производство пластмассовых зубчатых передач обычно обходится дешевле, чем металлических, что делает их привлекательным вариантом;

- возможность использования при высоких температурах. Некоторые виды пластмасс могут использоваться при высоких температурах без потери своих свойств, что делает их подходящими для применения в высокотемпературных приложениях.

Определение геометрических параметров

Определение требуемых геометрических параметров зубчатой передачи, такие как числа зубьев, межосевое расстояние, ширина венца, угол наклона зубьев и форма зуба (прямозубая, косозубая или шевронная).

Определение и расчет основных геометрических параметров цилиндрической зубчатой передачи. Из опыта конструирования зубчатых механизмов известно, что диапазон выбора количества зубьев имеет ограничение в виде предельного минимального значения числа зубьев шестерни $Z_1 \geq 17$. Формула расчета модуля m , мм, для заданных исходных данных при диаметре делительной окружности

$$d = \frac{2a_w u}{u + 1}$$

$$m = \frac{2a_w}{[z_1(u + 1)]}$$

$$a_w = K_a(u_B + 1)^3 \sqrt{\frac{K_H T_{1b}}{\psi_{ba} u_B [\sigma]_{HB}^2}}$$

Значения модулей регламентируются ГОСТ 9563–60. Путем изменения числа зубьев шестерни z_1 (17, 18...) и межосевого расстояния a_w определяется модуль m стандартного ряда, так как передаточное отношение u известно. При этом следует учитывать, что чем больше зубьев у шестерни, тем плавнее ход зубчатой передачи, но при этом будет ослаблена выносливость зубьев при изгибе.

Далее рассчитываются геометрические параметры зубчатой передачи:

Число зубьев колеса:

$$z_s = \frac{2a_w \cos \beta_{min}}{m}$$

$$z_1 = \frac{z_s}{u + 1}$$

$$z_1 min = 17 \cos^3(\beta_{min})$$

$$z_2 = z_s - z_1$$

Диаметры колес и шестерни:

Шестерни:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta}$$

Колеса внешнего зацепления:

$$d_2 = 2a_w - d_1$$

Диаметр вершин зубьев шестерни:

$$d_{a1} = d_1 + 2m$$

Диаметр вершин зубьев колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m$$

Диаметр впадин зубьев шестерни:

$$d_{f1} = d_1 - 2.4m$$

Диаметр впадин зубьев колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2.4m$$

Минимальный угол наклона зубьев, например, для косозубой передачи:

$$\beta_{min} = \arcsin\left(\frac{3.45m}{b_2}\right)$$

Проверка зубьев колеса и шестерни по контактным напряжениям и напряжениям изгиба

Эта проверка проводится для того, чтобы убедиться, что зубья колеса и шестерни выдерживают нагрузки, которые они будут испытывать в процессе эксплуатации. Если напряжения превышают допустимые значения, то зубья могут сломаться, что приведет к выходу из строя всего механизма.

Расчётное значение контактного напряжения:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_1 (u_\phi + 1)^3}{b_2 u_\phi}}$$

где $K_H = K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}$ – коэффициент нагрузки в расчетах на контактную выносливость. где $K_{H\beta} K_{H\alpha}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине венца соответственно, K_{Hv} – динамический коэффициент, зависящий от окружной скорости колес u_ϕ – фактическое передаточное число $u_\phi = \frac{z_2}{z_1}$,

где $\Delta = \frac{u - u_\phi}{u} < 4\%$.

Силы зацепления:

Окружная:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d}$$

Радиальная:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}$$

Осевая:

$$F_a = F_t \tan \beta$$

В зубьях колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F F_t}{b_2 m} Y_{FS2} Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma]_{F2}$$

В зубьях шестерни:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma]_{F1}$$

Конструирование колёс зубчатой передачи

На основе рассчитанных параметров проектируется зубчатая передача, учитывая требования к точности, шероховатости поверхности и допуски на размеры.

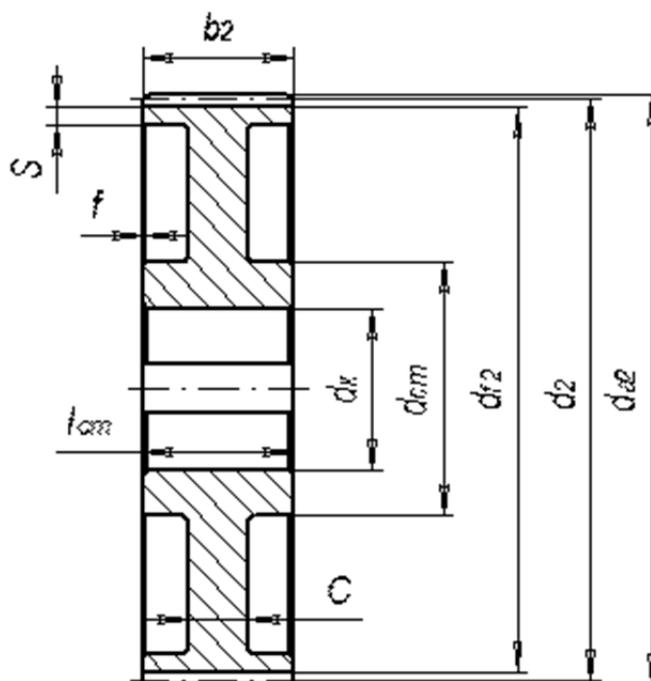


Рис. 3. Конструктивные размеры зубчатого колеса

Длина ступицы тихоходного вала

$$l_{CT} = (1.2 \div 1.6) \cdot d$$

Диаметр ступицы

$$d_{CT} = 1,6 \cdot d$$

Ширина торцов зубчатого венца

$$S = 2,2 \cdot m + 0,05 \cdot b_2$$

Фаска

$$f = 0,6 \cdot m$$

Толщина диска

$$C \approx b_2 \cdot (0,35 \dots 0,4)$$

Диаметр обода

$$D_0 = d_{f2} - 2 \cdot S$$

Диаметры центровых окружностей

$$D_{отв} = 0,5(D_0 + d_{CT})$$

$$d_{отв} = \left(\frac{D_0 - d_{CT}}{4} \right)$$

Толщина обода

$$\delta_0 = (2,5 \div 4)m_n$$

Таким же образом рассчитываем для быстроходной ступени.

Пластмассовые зубчатые передачи являются альтернативой металлическим передачам в некоторых приложениях благодаря своим преимуществам при определённых обстоятельствах, таким как низкая плотность, легкость обработки, устойчивость к коррозии, широкий выбор материалов и низкий уровень шума. Однако их прочность и долговечность могут быть ниже, чем у металлических передач, особенно при высоких нагрузках или температурах. В целом, выбор между пластмассовой и металлической зубчатой передачей зависит от требований конкретной задачи и условий эксплуатации.

Список литературы

1. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – 9-е изд., перераб. и доп. – М. Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с

2. Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В., Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Ишин Н.Н., Гоман А.М. Зубчатые передачи с пластмассовыми колесами: автоматизированное проектирование передач и формообразующих матриц // Известия ТулГУ. Технические науки. 2011. № 5–2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/zubchatye-peredachi-s-plastmassovymi-kolesami-avtomatizirovannoe-proektirovanie-peredach-i-formoobrazuyuschih-matrits> (дата обращения: 13.10.2023).

3. Пластмассовые зубчатые колеса в передачах точного приборостроения / В.Е. Старжинский, О.В. Гаврилова, В. Краузе и др.; Минск: Навука і тэхніка, 1993. – 358 с.

4. LOAD-BEARING OF AXLE-BOX ASSEMBLIES/ Cheremiskina M.S., Pashkov E.N. // Journal of Economics and Social Sciences. 2020. № 16 (16). С. 40–43.