

РЕАЛИЗАЦИЯ УПРОЩЕННОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ MathCAD

Курсовой проект по деталям машин предполагает изучение основ расчета и проектирования, начиная с простейших элементов машин общего назначения. При этом значительный объем расчетной части проекта приходится на зубчатые цилиндрические передачи. Для эвольвентных цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления основные расчетные зависимости для расчета на прочность установлены ГОСТ 21354-87. Однако указанный стандарт [1], а также другие литературные источники [2-4], широко используемые при курсовом проектировании, приводят формулы с разными единицами одинаковых физических величин, в результате чего не соблюдаются правила независимости расчетных формул от системы единиц физических величин. По этой причине профессор М.И. Иванов [5] считает, что такие расчетные зависимости нецелесообразно использовать в учебном процессе. Основываясь на рекомендациях [5], на кафедре технической эксплуатации автомобилей УО «БрГТУ» была разработана методика упрощенного расчета цилиндрических передач [6], что позволяет студентам более глубоко уяснить сущность выполняемых расчетов и лучше изучить методику расчета зубчатых передач, работающих в закрытых корпусах.

Проектный расчет эвольвентных цилиндрических зубчатых передач по ГОСТ 21354-87 [1] рекомендует начинать с ориентировочного определения диаметра начальной окружности шестерни d_{w1} (мм) или межосевого расстояния a_w (мм):

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} (u-1) / (\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u^2)}; \quad (1)$$

$$a_{w1} = K_a (u+1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} / (\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u^2)}, \quad (2)$$

где K_d и K_a вспомогательные коэффициенты: для прямозубых передач $K_d = 770$, $K_a = 495$; для косозубых и шевронных передач $K_d = 675$, $K_a = 430$; T_2 – вращающий момент на колесе рассчитываемой зубчатой пары, Н·м; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; u – передаточное число; $\psi_{bd} = b_w / d_{w1}$, $\psi_{ba} = b_w / a_w$, коэффициент рабочей ширины передачи b_w относительно соответственно межосевого расстояния a_w или начального диаметра шестерни d_{w1} ; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения для зубчатой пары в сборе, МПа.

В формулах (1) и (2) разные единицы физических величин: T_2 в Н·м, d_{w1} и a_w – в мм, $[\sigma_H]$ – в МПа.

С методической точки зрения, при учебном проектировании не следует в расчетных зависимостях на прочность для передач зацеплением выносить из-под знака радикала приведенный модуль упругости E_{np} материалов контактируемых зубьев шестерни и колеса (для стальных зубчатых колес $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа), на что неоднократно обращал внимание и проф. М.И. Иванов [5].

Поэтому при проектном расчете цилиндрических прямозубых зубчатых передач

внешнего зацепления межосевое расстояние a_w (мм) рекомендуется определять по формуле:

$$a_w = (0,82 \dots 0,87)(u+1) \sqrt[3]{E_{np} T_2 K_{H\beta} K_A / (\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2)} \quad (3)$$

При проверочном расчете этих передач на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев для определения расчетных контактных напряжений σ_H (МПа) в полюсе зацепления предлагается формула:

$$\sigma_H = \sqrt[3]{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{H\alpha} K_A (u+1) / (b_w d_{w1} u)} \quad (4)$$

В формулах (3) и (4): T_2 – в Н·мм; F_t – окружная сила в зацеплении, Н ($F_t = 2T_1/d_{w2}$ или $F_t = 2T_1/d_{w1}$); $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку в зацеплении и принимаемый по таблицам [5; 6]; K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; b_w и d_{w1} – в мм.

Для цилиндрических косозубых зубчатых передач формулы для определения a_w и σ_H имеют вид:

$$a_w = (0,74 \dots 0,76)(u+1) \sqrt[3]{E_{np} T_2 K_{H\beta} K_A / (\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2)} \quad (5)$$

$$\sigma_H = Z_{H\beta} \sqrt[3]{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{H\alpha} K_A (u+1) / (b_w d_{w1} u)} \quad (6)$$

где $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения нагрузочной способности косозубой зубчатой передачи в сравнении с прямозубой зубчатой передачей ($Z_{H\beta} < 1$) [5; 6]:

$$Z_{H\beta} = \cos \beta \sqrt{K_{H\alpha} / \varepsilon_\alpha}$$

здесь β – угол наклона косога зуба на длительном цилиндре; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев; ε_α – коэффициент торцового перекрытия зубьев.

При учебном курсовом проектировании в формулах (4) и (6) рекомендуется принимать $d_{w1} = d_1$, как для зубчатых передач, выполненных без смещения инструмента, так и со смещением.

Расчет цилиндрических зубчатых передач на сопротивление усталости зубьев при изгибе проводят отдельно для шестерни 1 и колеса 2 по условию:

$$\sigma_{F1(2)} = F_t K_{F\beta} K_{F\alpha} K_A Y_{FS1(2)} Y_{F\beta} / (b_{1(2)} m_n) \quad (7)$$

где $Y_{FS1(2)}$ – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений;

$Y_{F\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубой передачи по напряжениям изгиба в сравнении с прямозубой передачей (для косозубой передачи $Y_{F\beta} < 1$, для прямозубой $Y_{F\beta} = 1$).

Было выполнено сравнение результатов расчета зубчатой цилиндрической косозубой передачи, выполненной по ГОСТ 21354-87 и по предлагаемой упрощенной методике расчета. Проведенные расчеты показывают, что для эвольвентных цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления 7-ой степени точности разница в полученных результатах составляет: для геометрических и кинематических параметров – 0%, для расчетных коэффициентов на контактную выносливость – не более чем 11%, для расчет-

ных напряжений на контактную выносливость – 3%, для допускаемых напряжений на контактную выносливость – 14%, для расчетных коэффициентов на изгибную выносливость – не более чем 25%, для расчетных напряжений на изгибную выносливость – не более чем 7%, для допускаемых напряжений на изгибную выносливость – не более чем 13%; и предлагаемую методику можно использовать в учебном процессе при выполнении курсового проекта по деталям машин.

Для реализации вышеизложенного подхода к расчету зубчатых цилиндрических передач при выполнении курсового проектирования по дисциплине «Детали машин» было разработано программное обеспечение (ПО) на базе системы Math CAD, которое позволяет выполнять прочностной, проектный и проверочный расчеты, а также геометрический расчет цилиндрических передач.

ПО представляет собой документ Math CAD, в котором изложена методика расчета в соответствии с методическим пособием [6], представлены необходимые справочные данные в виде таблиц, графиков и рисунков, а также приведен пример расчета. При выполнении проектирования передач студент вводит свои исходные данные, выбирает самостоятельно в соответствии с рекомендациями материал и термообработку деталей передачи, необходимые поправочные коэффициенты, при этом происходит автоматический пересчет данных в примере расчета. Такой подход позволяет самостоятельно изучить методику расчета закрытых цилиндрических передач, при этом рутинные расчетные операции автоматизированы, что снижает трудоемкость и повышает качество выполнения курсового проекта.

Разработанная методика упрощенного расчета, ПО внедрены в учебный процесс и используются студентами машиностроительного факультета БрГТУ при выполнении курсового проекта по дисциплине «Детали машин», что сокращает затраты времени на выполнение проекта и повышает эффективность учебного процесса.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. ГОСТ 21354-87. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 128 с.
2. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Майчик. – Мн.: Выш. шк., 2000. – 584 с.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Выш. шк., 2004. – 496 с.
4. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
5. Иванов, М.И. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.
6. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. – Брест: БрГТУ, 2008. – 120 с.

УДК 624.133:631.313.72

Гурбанович А.В.

Научный руководитель: ст. преподаватель Есавкин В.И.

ВИНТОВОЙ РЫХЛИТЕЛЬ ГРУНТА

Целью настоящей работы является усиление внимания к проблеме снижения трудозатрат и энергозатрат при рыхлении грунта на небольших участках, при работе в стесненных условиях.