

$$P_2 = P_1 + \Delta P = \frac{7,8M_1}{D^3} + \frac{2,6M_1}{D^3} = 10,4 \frac{M_1}{D^3},$$

$$P_2 = 10,4 \frac{M_1}{D^3}. \quad (17)$$

Приведенный расчет позволяет определить направления дальнейших исследований шнекопоршневых нагнетательных устройств. В настоящее время шнековые устройства (прессы) применяются как на строительных объектах, так и в производстве строительных материалов. Однако такие устройства имеют основной недостаток – низкое прессующее давление и неизбежность частых ремонтов.

Основными направлениями дальнейших исследований при создании шнекопоршневых устройств являются:

- оптимизация конструктивных параметров; исследование зависимости давления от шага винта, его хода, диаметров и осевых сил толкателя и винта;
- выбор и исследование на долговечность наиболее ответственного узла, такого как уплотнение винта, поскольку величина прессующего давления, как показала практика исследований шнековых прессов на Брестском КСМ, зависит именно от этого узла;

- исследование долговечности и надежности шнекопоршневых устройств по результатам эксплуатации, их диагностика и определение оптимального режима эксплуатации.

Заключение. Установка корпуса со шнеком в разгрузочном патрубке подвижно позволяет:

- повысить производительность нагнетательных устройств в 1,5 раза.
- повысить величину прессующего давления на 30% соответственно качеству формуемых изделий, если такое устройство будет использоваться как пресс.

СПИСОК ЦИТИРУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Устройство для подачи бетонной смеси: пат. 9576 Респ. Беларусь, МПК6 E04 G 21/04/ В.И. Есавкин, В.А. Ранский; заявитель Брестский гос. технический ун-т. – № а 20050680; заявл. 07.07.05; опубл. 03.30. 07// Афіцыйны бюл./Нац центр. Інтэлектуальны уласнасці. – 2007. – № 4 (57) – 154 с.
2. Константинопуло, Г.С. Примеры и задачи по механическому оборудованию заводов / Г.С. Константинопуло – М., 1975. – 280 с.

Материал поступил в редакцию 26.09.09

ESAVKIN V.I., RANSKIY V.A. The device for submission of a concrete mix and definition his technical parameters

The object of the research: operational parts of screw conveyers, screw extruders and concrete pumps. A screw – piston device, which allows to increase and pressure capacity has been developed. Dependence of technical parameters on design has been determined and directions of further research have been established.

УДК 621.81

Санюкевич Ф.М., Монтик С.В., Волощук А.А.

РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ПРИ КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН

Введение. 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 передачи зацеплением (зубчатые и червячные). Для эвольвентных цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления основные расчетные зависимости для расчета на прочность установлены ГОСТ 21354-87, для конических зубчатых и червячных передач такие стандарты отсутствуют. 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.Н.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 передач зацеплением [6] и соответствующее программное обеспечение, что позволяет студентам более глубоко уяснить сущность выполняемых расчетов и лучше изучить методику расчета зубчатых и червячных передач, работающих в закрытых корпусах.

Эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи. Проектный расчет данных передач ГОСТ 21354-87 [1] рекомендует начинать с ориентировочного определения диаметра начальной окру-

ности шестерни d_{w1} (мм) или межосевого расстояния a_w (мм):

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

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

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; $K_{\text{H}\beta}$ – 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.

По нашему мнению, с методической точки зрения при учебном проектировании не следует в расчетных зависимостях на прочность для передач зацеплением выносить из-под знака радикала приведен-

Санюкевич Федор Михайлович, к.т.н., доцент, профессор кафедры технической эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

Монтик Сергей Владимирович, к. т. н., доцент, заведующий кафедрой технической эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

Волощук Антон Анатольевич, ассистент кафедры технической эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

ный 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

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

В формулах (3) и (4): T_2 – в Н·мм; F_t – окружная сила в зацеплении, Н ($F_t = 2T_2/d_{w2}$ или $F_t = 2T_1/d_{w1}$); $K_{H\beta}$ – 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:

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

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

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 косоугольного 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:

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

где $Y_{FS1(2)}$ – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; Y_{FB} – коэффициент повышения прочности косозубой передачи по напряжениям изгиба в сравнении с прямозубой передачей (для косозубой передачи $Y_{FB} < 1$, для прямозубой $Y_{FB} = 1$).

Коническая зубчатая передача. Габариты конической зубчатой передачи определяют в основном размеры конического колеса. Поэтому при проектировании данной передачи предварительно определяют внешний делительный диаметр колеса d_{e2} (мм):

$$d_{e2} = (2,8 \dots 3,1) \sqrt[3]{E_{np} T_2 K_{H\beta} K_A u / (v_H [\sigma_H]^2)}, \quad (8)$$

где v_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубьев конической передачи при расчете ее на сопротивление контактной усталости.

При проверочном расчете конической передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев расчетные контактные напряжения σ_H (МПа) рекомендуется определять по формуле:

$$\sigma_H = \sqrt{E_{np} F_t K_{H\beta} K_A \sqrt{u+1} / (v_H b d_{m1} u)}, \quad (9)$$

где b – ширина венца передачи ($b_1 = b_2 = b$), мм; d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни, мм.

Расчетные напряжения σ_F (МПа) при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса конической передачи:

$$\sigma_{F(2)} = F_t K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FS1(2)} / (v_F b m_{nm}). \quad (10)$$

Червячная передача с цилиндрическим червяком. Проектирование червячной передачи, как и зубчатой, начинают с определения межосевого расстояния a_w (мм):

$$a_w = 0,62(q/z_2 + 1) \sqrt[3]{E_{np} T_2 / [(q/z_2) [\sigma_H]^2]}, \quad (11)$$

где q – коэффициент диаметра червяка; z_2 – число зубьев червячного колеса; $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа – приведенный модуль упругости материалов контактируемых витков стального червяка и зубьев из бронзы червячного колеса; T_2 – в Н·мм; $[\sigma_H]$ – в МПа.

Так как червячная передача проектируется для определенного передаточного отношения i , то, приняв число витков (заходов) червяка Z_1 , определяют число зубьев червячного колеса Z_2 и затем из условия жесткости червяка, определяемого соотношением $q = (0,22 \dots 0,4) z_2$, принимают стандартное значение q .

Рекомендуемый диапазон $q/z_2 = 0,22 \dots 0,40$ позволяет также величину a_w предварительно определять по упрощенной формуле:

$$a_w = (1,18 \dots 1,25) \sqrt[3]{E_{np} T_2 / [\sigma_H]^2}. \quad (12)$$

Расчетные контактные напряжения для червячной передачи

$$\sigma_H = 0,94 \cos\gamma_w \sqrt{E_{np} F_{t2} K / (d_{w1} d_{w2})}, \quad (13)$$

где γ_w – угол подъема витка червяка на начальном цилиндре; $F_{t2} = 2T_2/d_{w2}$ – окружная сила на червячном колесе, Н; K – коэффициент нагрузки; d_{w1} , d_{w2} – начальные диаметры.

Проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба проводят только для зубьев червячного колеса. При этом следует принимать во внимание дуговую форму зуба, а также то обстоятельство, что во всех сечениях, кроме среднего, зуб червячного колеса не режется как бы с положительным смещением.

Наиболее удобной для определения расчетных напряжений изгиба σ_F (МПа) в опасном сечении червячного колеса является формула [5] при коэффициенте формы зуба Y_{F2} , ширине венца колеса b_2 и модуле m :

$$\sigma_F = 0,7 F_{t2} K Y_{F2} / (b_2 m \cos\gamma_w). \quad (14)$$

Возможно также определение напряжений σ_F и по формуле, полученной при торцовом коэффициенте перекрытия в средней плоскости червячного колеса $\varepsilon_\alpha = 1,9$:

$$\sigma_F = 0,81 F_{t2} K Y_{F2} \cos\gamma_w / (d_{w1} m). \quad (15)$$

Программное обеспечение для расчета закрытых передач зацеплением. Для реализации вышеизложенного подхода к расчету зубчатых и червячных передач при выполнении курсового проектирования по дисциплине «Детали машин» было разработано про-

граммное обеспечение (ПО) на базе системы MathCAD, которое позволяет выполнять прочностной проектный и проверочный расчеты, а также геометрический расчет цилиндрических, конических и червячных передач.

ПО представляет собой документ MathCAD, 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 передач зацеплением, при этом рутинные расчетные операции автоматизированы, что снижает трудоемкость и повышает качество выполнения курсового проекта.

На основе пособия [6] было разработано электронное средство обучения, которое представляет собой гипертекстовый документ, в котором содержится вышеизложенная методика расчета передач с удобной системой ссылок, и этот документ возможно просматривать с помощью Web – браузера. Студенты могут использовать данное электронное средство обучения в локальной вычислительной сети университета либо через Internet, что возможно для студентов-заочников.

Заключение. Предлагаемая методика упрощенного расчета закрытых передач зацеплением при курсовом проектировании по де-

талям машин обеспечивает более глубокое изучение основ расчета этих передач, так как в более доступной для студента форме показывается взаимосвязь и влияние различных факторов на параметры проектируемой передачи.

Разработанная методика упрощенного расчета, ПО и электронные средства обучения 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. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 128 с.
2. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик – 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.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.
6. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. – Брест: БрГТУ, 2008. – 120 с.

Материал поступил в редакцию 28.09.09

SANYUKEVICH F.M., MONTIK S.V., VOLOSCCHUK A.A. Account of the closed transfers by gearing at course designing on details of machines

The object of the research: operational parts of screw conveyers, screw extruders and concrete pumps.

An analysis of wear degree of screw conveyers and design developments to operational parts of screw conveyers and design developments to increase their durability during durability overloads-have been carried out.

Reasons of decrease of durability of moulded parts have been determined and operational parts of screw conveyers during extrusion way of moulding have been suggested.

УДК .621.833.24

Антонюк В.Е., Николаенкова И.Н., Трухнов Л.И.

РАСЧЕТ ПРОДОЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ТИПА 2К-Н

Введение. Для нормальной работы зубчатой передачи под нагрузкой по ГОСТ 1643-81 требуется обеспечить суммарное пятно контакта, как часть активной боковой поверхности зуба зубчатого колеса в собранной передаче после вращения под нагрузкой, устанавливаемой конструктором. При этом предполагается, что пятно контакта не выходит на торцовую кромку зуба, а располагается на середине боковой поверхности зуба (рис. 1).

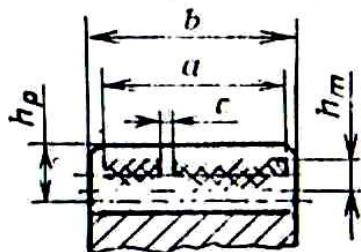


Рис. 1. Пятно контакта по ГОСТ 1643-81

Имеется также группа зубчатых колес, для которых конструктивно закладывается возможность изменения положения оси под на-

грузкой, например, плавающие солнечные шестерни планетарных передач типа 2К-Н, и для которых обеспечение нормального положения пятна контакта является актуальной проблемой.

В качестве уравнительных устройств в конструкции планетарных передач по схеме 2К-Н наиболее часто применяется плавающее центральное колесо (рис. 2), однако в этом случае рекомендуется плечо качания L принимать равным не менее $4b$ для уменьшения возможных углов перекоса γ [1, 2].

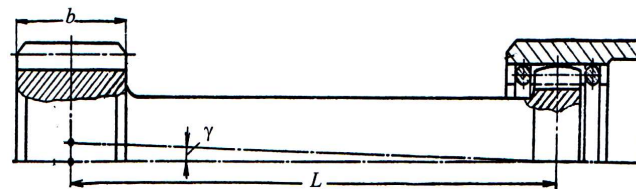


Рис. 2. Схема центральной плавающей солнечной шестерни в планетарной передаче типа 2К-Н

Антонюк Владимир Евгеньевич, д.т.н., главный научный сотрудник ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси».

Николаенкова Ирина Никодимовна, ведущий инженер ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»/ Беларусь, ГНУ ОИМ НАН Беларуси, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.

Трухнов Леонид Иванович, зам. главного конструктора РУПП «Белорусский автомобильный завод». Беларусь, 222160, г. Жодино, ул. 40 лет Октября, 4.