

*Л.В.КУРМАЗ, к.т.н., Политехника Свентокшистская в Кельцах
(Польша)*

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МЕТОДИК ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

In this paper some questions of methods of calculation and selection of geometrical parameters of parallel involute gears are presented.

1 Введение

При проектировании механических приводов обычно возникает необходимость расчета и выбора основных параметров цилиндрических закрытых эвольвентных передач. Существующие методики и рекомендации к расчетам [1, 2], программное обеспечение расчетов [3, 4, 9], нормы на прочностной расчет цилиндрических эвольвентных передач [5], которые используются „матерыми” редукторщиками, не всегда удовлетворяют потребностям студентов технических ВУЗов, впервые приступающим к прочностным расчетам. Требуется рекомендаций также выбор параметров передачи при вычисленном диаметре шестерни или межосевом расстоянии. На протяжении ряда лет студенты Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach и других ВУЗов Польши пользуются разработками автора [6, 7], которые в 2001 году увидели свет в русскоязычном варианте [8]. Эти разработки базируются на нормах ISO [10, 11, 12], полностью соответствуют [5] и предназначены для использования языка MathCAD, специфика которого состоит в программировании расчетов непосредственно в процессе их выполнения, что в какой-то мере позволяет осмысливать результаты выполненной работы и влиять на конечный результат, а не использовать готовый результат, не имея никакого на него влияния.

2 Основные положения

Прочностной расчет цилиндрических закрытых передач, следуя [1, 2,

5, 10], выполняется из условия предотвращения *pittinga*

$$\text{(условие прочности } \sigma_H \leq \sigma_{HP} \text{ - проектировочный расчет)} \quad (1)$$

с проверкой:

- расчетных контактных напряжений при выбранных параметрах передачи

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (2)$$

- предотвращения усталостного излома зубьев

$$\text{(условие прочности } \sigma_F \leq \sigma_{FP} \text{ - проверочный расчет),} \quad (3)$$

- предотвращения пластической деформации зубьев при перегрузках

$$\text{(условие прочности } \sigma_{H \max} \leq \sigma_{Hgr} \text{ - проверочный расчет),} \quad (4)$$

- предотвращения статического излома зубьев при перегрузках

$$\text{(условие прочности } \sigma_{F \max} \leq \sigma_{Fgr} \text{ - проверочный расчет).} \quad (5)$$

Расчет выполняется либо относительно диаметра шестерни d_{w1} , либо относительно межосевого расстояния a_w (2 методики).

3 Проектировочный расчет передачи относительно d_{w1}

Исходными данными являются – крутящий момент на шестерне T_1 или зубчатом колесе T_2 , Н.м; допускаемые напряжения (не рассматриваемые в настоящей работе); передаточное число u , схема передачи и условия ее работы.

Вопрос - T_1 или T_2 ? Методики [1] используют и одну величину и другую, не уточняя какой момент и когда использовать. Учитывая, что привод проектируется для потребителя (заданы выходные данные привода), а также анализируя техническую документацию НИИредуктора (г. Киев), Майкопского редукторного завода, завода REDOR (m. Bielsko-Biała, Польша) можно прийти к однозначному выводу, что расчетные методики должны быть построены относительно T_2 , что и отмечено в ГОСТе [5]. Поэтому второе издание [8] полностью откорректировано на использование в расчетах момента на зубчатом колесе T_2 .

В зависимостях условий (1, 2, 3) [1, 2] не учтен характер изменения

внешней нагрузки (внешняя динамика привода), что учитывается коэффициентом k_A , значения которого определены ГОСТом [5]. Характер изменения внешней нагрузки, как правило, не учитывается циклограммой внешних нагрузок.

В связи с этим зависимость (1) для определения расчетного диаметра шестерни имеет вид

$$d_1' = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_A (u+1)}{\varphi_{bd} \sigma_{HP}^2}} 10^3, \text{ мм} \quad (6)$$

где $K_d = 77,0$ – для прямозубых передач;

$K_d = 67,5$ – для косозубых передач;

φ_{bd} – коэффициент ширины венца колеса относительно диаметра шестерни [1];

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца колеса [1].

Выбор значений φ_{bd} и $k_{H\beta}$ общеизвестен [1].

3.1 Выбор основных параметров передачи

3.1.1 Ширина венца колеса, мм $b_2 = \varphi_{bd} d_1'$.

3.1.2 Ширина шестерни, мм $b_1 = b_2 + (3 \div 5)$.

3.1.3 Расчетное межосевое расстояние, мм $a_w' = d_{w1}'(u+1)/(2 \cos \beta')$,

где $\beta' \approx 13^\circ$ – предварительно принимаемый угол наклона зуба. Полученное a_w' округляют до **ближайшей** (не обязательно большей) величины a_w в соответствии с ГОСТом.

3.1.4 Принимая предварительно $z_1' = 19$, определяют модуль зацепления $m' = d_1' \cos \beta' / z_1'$, мм и округляют его до **ближайшей** величины m_n , мм в соответствии с ГОСТ.

3.1.5 Суммарное число зубьев передачи $z_\Sigma' = 2a_w' \cos \beta' / m_n$ округляют до **ближайшего** целого числа z_Σ .

3.1.6 Cos угла наклона зуба $\cos \beta = z_\Sigma m_n / (2a_w)$ (точность расчета – 4 знака

после запятой). Откуда $\beta = \arccos \beta = \text{—} \text{—}'$.

3.1.7 Число зубьев шестерни $z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1)$ округляют до **ближайшего** целого числа ($z_1 \geq 17$). Число зубьев колеса $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$.

3.1.8 Действительное передаточное число $u_d = z_2 / z_1$. (7)

3.1.9 Диаметры зубчатых колес, мм:

- начальных $d_{w1(2)} = m_n z_{1(2)} / \cos \beta$;

- вершин зубьев $d_{a1(2)} = m_n (z_{1(2)} / \cos + 2)$.

3.1.10 Межосевое расстояние, мм $a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2})$.

3.2 Проверка расчетных контактных напряжений

Расчетные контактные напряжения σ_H , МПа (2) определяют по известной зависимости [1] $\sigma_H = Z_H Z_E Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{W_{Ht}(u+1)}{d_w u}} \leq \sigma_{HP}$, где удельная расчетную окружную силу W_{Ht} определяют с учетом коэффициента k_A

$$W_{Ht} = F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} K_A / b_2, \text{ Н.мм.}$$

3.3 Расчет ε_{β} и корректировка параметров передачи – см. [13]

3.4 Проверка расчетных напряжений изгиба

Расчетные напряжения изгиба σ_F , МПа (3) определяют по известной зависимости [1] $\sigma_F = Y_{Fs1(2)} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} W_{Ft} / m_n \leq \sigma_{FP}$, где удельную расчетную окружную силу W_{Ft} определяют с учетом коэффициента k_A

$$W_{Ft} = F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} K_A / b_2, \text{ Н.мм.}$$

Проверка прочности зубьев при перегрузках (4) и (5) не вызывает трудностей [1].

4 Проектировочный расчет передачи относительно a_w

Учитывая замечания к расчетам п. 3, зависимость для определения межосевого расстояния передачи имеет вид

$$a'_w = k_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A}{\phi_{ba} \sigma_{HP}^2 u^2}} 10^3 \text{ мм,} \quad (8)$$

где $k_a = 49,5$ - для прямозубых передач;

$k_a = 43,0$ - для косозубых передач;

$\phi_{ba} = b/a_w = 2\phi_{bd}/(u+1)$ - коэффициент ширины венца колеса относительно диаметра шестерни.

Дальнейший расчет – п. 3.1.4-3.1.10.

5 Силы в зацеплении зубчатых колес

Общепринято, что усилия в зацеплении зубчатых колес определяются:

- для шестерни, исходя из момента на шестерне T_1 ,
- для колеса, исходя из момента на колесе T_2 .

В связи с тем, что соотношение моментов $T_2 = T_1 u \eta$ зависит от u , а соотношение диаметров шестерни и колеса находится в зависимости от u_δ (7), которые не всегда равны, то иногда получается результат $F_{t1} \leq F_{t2}$. Чтобы избежать подобных результатов следует корректировать момент на шестерне. Действительный момент на шестерне $T_{1\delta} = T_1 u / u_\delta$, и из этой величины следует определять силы в зацеплении.

6 Выводы

1. Представлены особенности методик расчета и выбора параметров закрытых цилиндрических передач относительно диаметра шестерни d_{w1} и межосевого расстояния a_w .
2. Методики представлены относительно момента на зубчатом колесе – как параметре, учитывающем требования потребителя.
3. Методики учитывают определенный ГОСТом коэффициент внешней динамики привода k_A .
4. Представлены рекомендации по вычислению усилий в зацеплении зубчатых колес.

Список литературы: 1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая

школа, 2000. – 383 с. 2. Курсовое проектирование деталей машин. *Под ред. В.Н.Кудрявцева* – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с. 3. Расчет деталей машин на ЭВМ. Учебное пособие для вузов. *Под ред. Д.Н. Решетова и А.С. Шувалова*. М.: Высшая школа, 1985. – 380 с. 4. Wspomagane komputerowo projektowanie typowych zespołów i elementów maszyn. *Pod. red. J.Osińskiego*. – Warszawa: PWN, 1998. – 230 s. 5. ГОСТ 21354-87 – Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. 6. *Kurmaz L.W.* Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie. Skrypt nr 342 – Kielce: Politechnika Świętokrzyska, 1998. – 200 s. 7. *Kurmaz L.W.* Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie. – Warszawa: PWN, 1999. – 191 s. 8. *Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т.* Детали машин. Проектирование. Изд. 2. Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 296 с. 9. *Kurmaz L.* Obliczenia wytrzymałościowe ze wspomaganiami komputerowym przekładni zębatych walcowych jedno- i dwustopniowych dla potrzeb dydaktyki (ćwiczeń projektowych). Zeszyty naukowe Politechniki Rzeszowskiej. Mechanika, z. 27. XV Sympozjon PKM. Cz. 2. Rzeszów. 1991.- s. 179-180 10. ISO 6336-1:1996(E) - Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 1: Basic principles introduction and general influence factors. 11. ISO 6336-2:1996(E) - Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 2: Calculation of surface durability (pitting). 12. ISO 6336-3:1996(E) Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 3: Calculation of tooth bending strength. 13. *Курмаз Л.В., Якубчак С.* Некоторые вопросы выбора параметров цилиндрических зубчатых колес и использование компьютерной техники при выполнении их рабочих чертежей. Вестник ХГПУ, выпуск 109. Харьков, 2000. - с. 103-107.