

УДК 621.831

П.Н. КАЛИНИН, канд. техн. наук, Акад. ВВ МВД України,
Л.В. КУРМАЗ, канд. техн. наук, Политехника Свентокшистка в Кельцах,
Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, Акад. ВВ МВД України

К ВОПРОСУ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПОСТОЯНСТВА СУММАРНОЙ ДЛИНЫ КОНТАКТНЫХ ЛИНИЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

У роботі розглянуто питання про можливість вибору параметрів зубчастої передачі, які б забезпечували сталість сумарної довжини контактних ліній зубчастої передачі, і, відповідно, зменшення внутрішніх динамічних зусиль, пов'язаних з процесом зацеплення зубців.

The question of possibility of choice of parameters of gearing, providing constancy of total length of contact lines is considered in work, which internal dynamic efforts, related to the process of hooking of points, diminish at.

Постановка проблеми. Уменьшение динамических явлений, возникающих при работе зубчатой передачи, всегда представлялось актуальной проблемой. В работе рассматривается вопрос о возможности обеспечения по-

стоянства суммарной длины контактных линий зубьев, при котором минимизируются внутренние динамические нагрузки в передаче, связанные с процессом зацепления зубьев

Анализ литературы. Как известно, в процессе пересопряжения зубьев изменяется жесткость зацепления, что, в значительной мере, определяет динамические явления в зубчатых, особенно прямозубых, передачах [1]. В косозубых передачах внутренние динамические нагрузки заметно снижаются, так как процесс пересопряжения зубьев происходит постепенно.

Одним из методов решения задачи уменьшения динамических нагрузок в зубчатом зацеплении является выбор параметров зацепления, определяющих постоянство суммарной длины контактных линий зубьев, находящихся в зацеплении.

«Найвигіднішим для роботи зубчастої передачі є випадок $l_{\Sigma} = const$ » [2].

Суммарную длину контактных линий характеризуют коэффициентами осевого ε_{α} и торцевого ε_{β} перекрытия. В [3] отмечено, что обычно в косозубых передачах значение коэффициента $\varepsilon_{\beta} > 1$ и значение коэффициента $\varepsilon_{\alpha} > 1$, хотя возможны передачи, у которых $\varepsilon_{\beta} < 1$ при $\varepsilon_{\alpha} > 1$ или $\varepsilon_{\alpha} < 1$ при $\varepsilon_{\beta} > 1$.

В [4] отмечается, что желательно так подобрать параметры зубчатой пары, чтобы выполнялось условие $\varepsilon_{\beta} = 1$. Реализация методики выбора параметров цилиндрической зубчатой передачи, обеспечивающая получение осевого коэффициента перекрытия зубьев $\varepsilon_{\beta} = 1$, представлена в работах [5] и [6].

В [7], рассматривая рекомендации по выбору величин коэффициентов ε_{α} и ε_{β} , установлены наилучшие условия для уменьшения внутренних динамических усилий в зубчатых передачах, в частности $\varepsilon_{\beta} = 1$, однако реализация этих рекомендаций не рассматривалась.

Цель статьи – рассмотреть возможность параметрического синтеза зубчатой передачи, обеспечивающего получение целого значения коэффициента осевого перекрытия зубьев ε_{β} .

В косозубых передачах важную роль, особенно в динамике зацепления, имеет суммарная длина l_{Σ} линии контакта зубьев, которая во время работы передачи может изменяться, а может и не изменяться. В первом случае – при постоянстве суммарной длины контактных линий зубьев – имеют место минимальные внутренние динамические нагрузки в передаче.

В [2] отмечено, что желательно так выбирать параметры зубчатой пары, чтобы выполнялось условие $l_{\Sigma} = const$, однако методика реализации этого пожелания не представлена: «Цього можна досягнути відповідним вибором β та ширини зубчастого вінця b так, щоб коефіцієнт осьового перекриття ε_{β} був цілим числом». Однако при этом одновременно автор рекомендует выби-

рять $\varepsilon_\beta \geq 1,1$, что следует делать путем выбора ширины b при заданных модуле m_n и угле наклона зубьев β . Кстати, в примере проектирования цилиндрической передачи [2] получено значение коэффициента $\varepsilon_\beta = 2,184$, однако путь достижения такого значения ε_β не указан.

Существующая практика рекомендаций по изменению b для достижения требуемого ε_β не всегда приводит к желаемым результатам. Например, в [8] после проектного и проверочного расчетов цилиндрической передачи оказалось, что коэффициент перекрытия $\varepsilon_\beta = 1,38$. Снижение ε_β до 1 за счет изменения b не представляется возможным, так как при этом контактные напряжения возрастают в $\sqrt{1,38} = 1,17$, что ведет к нарушению условия контактной прочности.

В работе [8] для обеспечения условия

$$\varepsilon_\beta = C, \quad (C - \text{целое число}) \quad (1)$$

предлагается проводить коррекцию параметров передачи: 1) рассчитать суммарное число зубьев передачи $z_{\Sigma 0}$; 2) выбрать четыре значения $z_{\Sigma 1,2} = z_{\Sigma 0} \pm 1$, $z_{\Sigma 3,4} = z_{\Sigma 0} \pm 2$; 3) для каждого значения $z_{\Sigma k}$ определить угол $\beta_k = \arccos(0,5 \cdot z_{\Sigma k} \cdot m_n / a_w)$; 4) рассчитать величины $\varepsilon_{\beta k} = b_w \cdot \sin \beta_k / (\pi \cdot m_n)$; 5) принимая во внимание, что $8^\circ \leq \beta \leq 22^\circ$, выбрать из ряда $\varepsilon_{\beta k}$ коэффициент ε'_β , наиболее близкий к целому числу C . Такой метод перебора не гарантирует выполнение условия (1), а поэтому, авторы рекомендуют для случая, «если выполненные действия не привели к желаемому результату, проводить изменение m_n , а потом изменение и ширины b_w ».

В таблице представлены результаты реализации приведенной методики по коррекции параметров цилиндрической передачи.

К ограничениям приведенной методики следует отнести неопределенность в возможности подбора параметров зубчатой передачи, обеспечивающих выполнение условия (1), а также необоснованность метода перебора *четырёх* дополнительных вариантов суммарных чисел зубьев z_Σ .

Желательно при проектировании зубчатой передачи знать ответ о возможности обеспечения выполнения условия (1) и уже на начальном этапе проектного расчета синтезировать необходимые параметры передачи, а не производить корректировку параметров на последних этапах проектирования.

Таблица.
Результаты коррекции параметров цилиндрической передачи [8]

Параметр, характеристика		Значение	
Наименование	Обозначение	Исходный вариант	Скорректированный вариант
Число зубьев	z_Σ	77	78
Передаточное число	u	3,53	3,59
Рабочая ширина, мм	b_w	64	58
Угол наклона, град	β	15,741	12,836
Контактные напряжения – расчетные/допустимые, МПа	σ_H / σ_{HP}	459/473	488/473
Коэффициент перекрытия	ε_β	1,38	1,025

Рассмотрим наиболее распространенный случай проектирования цилиндрических зубчатых передач, для которых основным критерием работоспособности есть контактная выносливость активных поверхностей зубьев: $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$.

Проектную зависимость для рассматриваемого случая

$$a_w = 0,5 K_d (u+1) \sqrt[3]{T_{1H} K_{H\beta} (u+1) / (\psi_{bd} \sigma_{HP}^2 u)} \quad (2)$$

перепишем в виде

$$a_w = a_{w1} / \sqrt[3]{\psi_{bd}}, \quad (3)$$

где $a_{w1} = a_w(\psi_{bd})$ при $\psi_{bd} = 1$, т.е. $a_{w1} = 0,5 K_d (u+1) \sqrt[3]{T_{1H} K_{H\beta} (u+1) / (\sigma_{HP}^2 u)}$.

Из геометрии зубчатой передачи следует соотношение

$$a_w = 0,5 \cdot z_\Sigma \cdot m_n / \cos \beta = 0,5 \cdot z_1 \cdot m_n \cdot (1+u) z_1 \cdot \text{tg} \beta / \sin \beta. \quad (4)$$

Учитывая, что $\psi_{bd} = b_w / d_1 = \pi \varepsilon_\beta / (z_1 \text{tg} \beta)$, перепишем (3) в виде

$$a_w = a_{w1} \sqrt[3]{z_1 \text{tg} \beta / (\pi \varepsilon_\beta)}. \quad (5)$$

Очевидно, что система двух уравнений (4) и (5) позволяет определить при заданных параметрах a_w, m_n, u необходимые значения параметров z_1 и β , которые обеспечивают желаемое, в частности, целое значение ε_β .

Перепишем (5) в виде $\pi \varepsilon_\beta (a_w / a_{w1})^3 = (z_1 / \cos \beta) \cdot \sin \beta$.

Из (4) определяем, что $z_1 / \cos \beta = 2a_w / m_n (1+u)$, а, следовательно,

$$\sin \beta = 0,5\pi\varepsilon_\beta (a_w / a_{w1})^3 m_n (1+u) / a_w. \quad (6)$$

Задавая желаемые значения коэффициенту осевого перекрытия ε_β , по (6) определяем необходимое значение угла наклона зубьев β проектируемой передачи и далее находим расчетное значение числа зубьев шестерни

$$z_{1p} = 2a_m / (1+u) \sqrt{1 - (0,5(1+u)\pi\varepsilon_\beta (a_w / a_1)^3 / a_m)^2}, \quad (7)$$

где $a_m = a_w / m_n$.

Однако, принимая во внимание, что переменная z_1 является величиной целой, можно сделать вывод, что решение уравнения (7) возможно только в отдельных случаях.

Использование зависимости (7) для зубчатой передачи из [2] позволяет определить значения $z_{1p} = 22,05$ и $z_{1p} = 21,49$ для обеспечения значений $\varepsilon_\beta = 1,0$ и $\varepsilon_\beta = 2,0$, соответственно. Становится ясно, почему в [2] (в проектном расчете) автор принял «число зубців шестерні $z_1 = 21$ ».

Выводы. Таким образом, в общем случае обеспечить выполнение условия (1) для цилиндрической передачи невозможно.

В общем случае можно ставить только задачу о проектировании цилиндрической зубчатой передачи, для которой

$$|\varepsilon_\beta - \Pi| \leq \Delta, \quad (8)$$

где Δ – малое число.

Список литературы: 1. Абрамов Б.М. Динамические явления в прямозубых зубчатых передачах. – Харьков: Изд. ХГУ им. А.Горького, 1959. 2. Павлице В.Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 560с. 3. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В.Н. Кудрявцев, И.С. Кузьмин, А.Л. Филипенков; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448 с. 4. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш. шк., 2007. – 408с. 5. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. – М.: Высш. шк., 2005. 6. Kurmaz L.W., Kurmaz O.L. Projektowanie węzłów i części maszyn. – Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej. Kielce, 2006. 7. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л., Калинин П.Н. Коэффициенты осевого и торцевого перекрытия зубьев и динамика зубчатых передач // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – Вип. 21. – С.197–202. 8. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 2007. – 455с.

Поступила в редколлегию 09.06.08