

рішень не обмежувати кількість критеріїв якості і враховувати кожний з них, а також та керувати процесом вибору оптимально-раціонального рішення.

3. Побудовано граф якості приводу, що містить 20 критеріїв якості і характеризує масо-габаритні показники приводу, показники надійності роботи підшипників та зубчастих передач, міцності та жорсткості валів, еколого-ергономічні показники, техніко-економічний рівень тощо, і який може найти широке практичне використання.

4. Обґрунтовано оптимально-раціональний за вибраними критеріями якості варіант параметрів приводу. Зокрема, в оптимальному варіанті вдалося скоротити довжину та ширину приводу, відповідно, на 245 мм (16%) і на 170 мм(34%); загальна маса приводу зменшилася на 32кг (17%) проти варіанту, який проектувався за звичайними традиційними методами.

Список літератури. 1. *Фролов К.В.* Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. М.:Машиностроение. - 1984, 224с. 2. *Реклейтис Г., Рейвиндран А.,* Регсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн. Пер. с англ. М.: Мир.-1986, 350с. 3. *Хог Э., Арора Я.* Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции. М.: Мир.-1983, 480с. 4. *Соболь И.М., Статников Р.Б.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука.-1981,110с. 5. *Заблонський К.І.* Деталі машин.– Одеса: Астропринт, 1999. 404с. 6. Дослідження та проектування електромеханічних приводів./ *Гапонов В.С., Калінін П.М. та ін.* – Х.: НТУ “ХПІ”, 2000.- 202с. 7. *Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А.* Расчет и проектирование деталей машин. –Х.: Основа. - 1991.-276с. 8 *Мюллер И.* Эвристические методы в инженерных разработках. М.: Радио и связь. - 1984. 144с.

Поступила в редакцію 30.04.06

УДК 621.831

Л.В. КУРМАЗ, к.т.н, Політехніка Свентокшистська в Кельцах (Польща)

П.Н. КАЛИНИН, к.т.н, Академія внутрішніх військ МВС України (Харків, Україна)

О.Л. КУРМАЗ (Харків, Україна)

НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ДИСКОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

У статті представлені деякі рекомендації з конструювання зубчастих коліс дискової конструкції з метою зменшення нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінця колеса за рахунок зміни товщини вінця і диска, а також параметра, що визначає положення диска щодо вінця.

In this paper some recommendations for constructing toothed wheels of a disk construction are submitted. The recommendations are intended for reduction of non-uniformity of distribution of loading on width of toothed wheel ring at the expence of change of thickness of a ring and disk, and also parameter, defining position of a disk concerning a ring.

Постановка проблемы. Долговечность работы проектируемой зубчатой передачи после выполнения ее прочностного расчета в значительной степени зависит от правильности дальнейшего конструктивного выполнения зубчатых колес.

Обычное выполнение зубчатых колес дисковой конструкции, которая является наиболее распространенной конструкцией, при которой диск расположен симметрично относительно зубчатого венца колеса, представляется оптимальным при симметричном расположении колес относительно опор. При несимметричном расположении колес относительно опор (колеса двух и более степенчатых редукторов) такое выполнение не является оптимальным. По нашему мнению возможно уменьшить неравномерность распределения нагрузки по ширине колеса для колес, расположенных несимметрично относительно опор, изменяя толщину (жесткость) венца и диска, а также параметр, определяющий положение диска относительно венца.

Анализ литературы. Вопросы конструктивного выполнения зубчатых колес дисковой конструкции, а также рекомендуемые соотношения их размеров представлены в [1, 2, 3, 4, 5].

Выполнение зубчатых колес дисковой конструкции предусматривает обычно симметричное расположение места крепления диска относительно зубчатого венца колеса. Сам диск может быть выполнен и перпендикулярно и не перпендикулярно к венцу колеса. В [3] представлены конструкции литых зубчатых колес с несимметричным расположением диска относительно венца, что определяется скорее технологическими требованиями к отливке. Рекомендаций по размещению места крепления диска относительно ширины венца, что преследовало бы цель уменьшения неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, к сожалению, нигде не представлено. Некоторые рекомендации по этому вопросу можно получить из [6].

Цель статьи. Авторы поставили цель разработать способ получения более равномерного распределения нагрузки по ширине венца колеса дисковой конструкции, установленного несимметрично относительно опор, за счет изменения толщины венца и диска колеса, а также параметра, определяющего положение диска относительно венца. Работа не касается уточнения или изменения ГОСТов, связанных с прочностным расчетом зубчатых передач.

Решение поставленной задачи предполагается выполнить определением суммарного отклонения прилегания зубьев в плоскости зацепления, вызванного упругими отклонениями колес, валов, подшипников качения, корпусных деталей, неточностями технологического характера при выполнении колес, их термообработки, явлениями приработки зубьев колес и т.д. с последующим выбором таких параметров зубчатого колеса (толщина диска и венца, а также расположение места соединения диска относительно ширины венца), при которых перемещение линии зубьев колеса, вызванное

упругим перемещением венца и диска колеса под действием номинальных нагрузок скомпенсировало бы суммарное отклонение прилегания зубьев до нуля.

В статье предполагается решить только первую часть работы - определить суммарное отклонение прилегания зубьев $F_{\beta y}$ в плоскости зацепления. Определение $F_{\beta y}$ предполагается выполнить в соответствии с ISO-6336:1996-1 (PN-ISO 6336-1:2000) [8], т.к. соответствующий Российский ГОСТ 1643-81 [7] информации на эту тему не содержит.

Определение суммарного отклонения прилегания зубьев $F_{\beta y}$ в плоскости зацепления. За неравномерность распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса, в соответствии с ГОСТ 21354-87, отвечает коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий K_{β} . Он и определяет величины коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ через ширину венца b_w (коэффициент ψ_{hd}), расположение колеса относительно опор, твердость зубьев колеса и ряд других параметров. Эти величины учитывает суммарное отклонение прилегания зубьев.

Суммарное отклонение прилегания зубьев в плоскости зацепления $F_{\beta y}$ определяется прежде всего упругими отклонениями зубчатых колес, валов, подшипников качения, корпусных деталей. Определенное влияние на величину F_{β} имеют отклонения, связанные с производством колес и их химико-термической обработкой. Дополнительно к ним должны быть учтены отклонения на погрешность направления зуба. Свой вклад в процесс прилегания зубьев имеет также приработка зубьев. Поэтому точное определение суммарного отклонения зубьев в плоскости зацепления представляется проблематичным.

Норма ISO 6336-1:1996 [8] представляет два аналитические метода (В и С) определения суммарного отклонения $F_{\beta y}$ прилегания зубьев в плоскости зацепления, основанные на обработке массы информационно-расчетной информации, представленной в виде графиков и таблиц.

С целью определения влияния на указанное отклонение параметров жесткости колеса для дальнейших расчетов принята методика С как более удобная.

В соответствии с этой методикой суммарное отклонение прилегания зубьев в плоскости зацепления F_{β} определяется зависимостью [8]

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = F_{\beta x} \chi_{\beta}, \quad (1)$$

где $F_{\beta y}$ - действительное суммарное отклонение прилегания зубьев после приработки, мкм;

$F_{\beta x}$ - начальное суммарное отклонение прилегания зубьев, т.е. абсолютная величина суммы деформаций, перемещений и отклонений

технологических шестерни (колеса) в плоскости зацепления перед приработкой, мкм;

y_β - поправка на приработку зубьев, т.е. величина, на которую уменьшается результирующее отклонение прилегания зубьев в результате приработки, мкм;

χ_β - коэффициент приработки, который характеризует оставшееся после приработки отклонение прилегания зубьев. Зависит от материала шестерни и колеса, твердости рабочих поверхностей, окружной скорости колес, вида смазки, начального результирующего отклонения прилегания зубьев $f_{\beta x}$.

Величины y_β и χ_β можно вычислить аналитически или графически [8].

Начальное суммарное отклонение прилегания зубьев перед приработкой

$$F_{\beta x} = 1,33f_{sh} + f_{ma}, \quad (2)$$

где f_{sh} - составляющая суммарного отклонения прилегания зубьев, вызванная

вызванная прогибом и скручиванием шестерни (колеса) и вала шестерни (колеса), мкм. Для большинства конструкций достаточно точные результаты дает зависимость $f_{sh1} = f_{sh0} F_m / b$, где $F_m / b = F_t k_A k_v / b$ - средняя сила приходящаяся на единицу ширины венца; f_{sh0} - деформация под действием силы F_m / b . Учитывает она деформации вала и корпуса шестерни (колеса), размеры шестерни (колеса) и их положение относительно опор. Для цилиндрических без модификации зубьев $f_{sh0} = 0,023 \gamma$, где γ - коэффициент пропорциональности, который для прямозубых и косозубых колес равен

$$\gamma = \left[1 + k \frac{l \cdot s}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3 \right] + 0,3 \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2. \quad (3)$$

Здесь k - коэффициент, учитывающий положение шестерни на валу (несимметричное (ближе или дальше от консольного участка вала), консольное); l - расстояние между опорами; s - расстояние от середины расстояния между опорами до места установки шестерни (колеса) или длина консольного участка вала; d_{sh} - наружный диаметр вала шестерни для определения деформации от изгиба;

Коэффициент 1,33 позволяет исправить ошибку, следующую из условия, что упругая деформация f_{sh} есть линейной. Принимая принятую линейную зависимость с учетом коэффициента 1,33 получаем такие же величины $k_{H\beta}$, что и при условии действительного нелинейного характера изменения деформации и $f_{sh} = 1,0$;

Максимальная величина f_{ma} неприлегания боковых поверхностей зубьев, находящихся в зацеплении при незначительной нагрузке, зависит от способа взаимодействия единичных отклонений: отклонения положения

линии зуба $f_{H\beta}$ каждого колеса и отклонение параллельности валов складываются или вычитаются или поддаются регулировке. Определение величины f_{ma} возможно на основе анализа следа прилегания зубьев без нагрузки, на основе длины следа прилегания при частичном нагружении или же на основе теоретических расчетов.

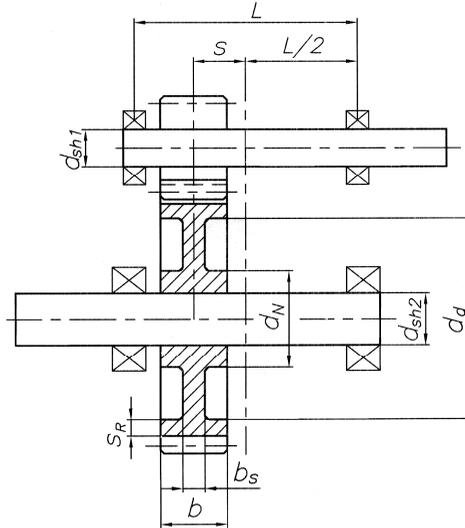


Рис. 1

Проверим правильность результатов определения суммарного отклонения прилегания зубьев, вызванного только прогибом и скручиванием шестерни и вала шестерни, мкм для примера передачи, представленной на рис. 1 с нижеследующими параметрами.

$z_1 = 19$; $z_2 = 78$ – числа зубьев шестерни и колеса;

$m = 2,5$ мм – модуль зацепления;

$b = 50$ мм – ширина венца колеса;

$s_R = 5$ мм – толщина венца колеса;

$b_s = 5$ и 8 мм – толщина диска колеса;

$d_N = 80$ мм – внутренний диаметр диска колеса (диаметр ступицы);

$d_d = d_{f2} - 2s_R = 185,63$ мм – наружный диаметр диска колеса;

$d_{sh1} = 25$ мм – эквивалентный диаметр вала шестерни;

$d_{sh2} = 40$ мм – эквивалентный диаметр вала колеса;

$L = 160$ мм – расстояние между опорами вала;

$s = 40$ мм – положение колеса относительно середины расстояния между опорами;

$T_1 = 63,8 \text{ Н.м}$ – номинальный входной момент;

Материал колес – сталь 40ХМ, улучшенная;

$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости;

$\nu = 0,3$ – коэффициент Пуассона.

Суммарное отклонение прилегания зубьев, вызванное прогибом и скручиванием шестерни и вала шестерни, мкм в соответствии с [8]

$$f_{sh1} = f_{sh0} F_m / b = 0,443 \cdot 2750 / 50 = 24,5 \text{ мкм};$$

$$f_{sh} = 1,33 f_{sh1} = 1,33 \cdot 24,5 = 29,8 \text{ мкм}.$$

Здесь
$$\gamma = \left[1 + k \frac{l_s}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3 | + 0,3 | \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 =$$

$$\left[1 + 0,48 \frac{160 \cdot 40}{49,176^2} \left(\frac{49,176}{25} \right)^4 - 0,3 | + 0,3 | \right] \cdot \left(\frac{50}{49,176} \right)^2 = 19,25.$$

$$f_{sh0} = 0,023 \gamma = 0,023 \cdot 19,25 = 0,443.$$

$$F_m = F_t k_A K_V = \frac{2T_1}{d_1} k_A K_V = \frac{2 \cdot 63800}{49,176} \cdot 1,0 \cdot 1,06 = 2750 \text{ Н}.$$

Результат аналитического расчета суммарного отклонения прилегания зубьев, вызванного прогибом и скручиванием шестерни и вала шестерни, на (12...15) мкм меньше.

Выводы

1. Предпринята попытка разработать методику снижения неравномерности распределения нагрузки по длине зуба для цилиндрических колес дисковой конструкции за счет изменения толщины диска и венца колеса, а также несимметричного размещения диска относительно венца.

2. Разрабатываемая методика базируется на определении суммарного отклонения прилегания зубьев с использованием рекомендаций, изложенных ISO 6336-1:1996, что исключает трудоемкий процесс ее аналитического определения..

3. Проверочные расчеты аналитического определения суммарного отклонения прилегания зубьев от скручивания и изгиба шестерни и вала шестерни показали сходимость результатов с методикой ISO в пределах (12...15)%.

4. Дальнейшее разработка этой методики предусматривает решения задачи упругого отклонения венца колеса в зависимости от толщины диска и венца колеса, а также оценки влияния несимметричности размещения диска относительно венца.

Список литературы: 1. Дьяченко С.К., Столбовой С.З. Детали машин. Атлас. – Киев: Техніка, 1965, с.259. 2. Детали машин. Атлас конструкций. Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979, с.367. 3. К. Ochęduszczo. Koła zębate. Т. 1. Konstrukcja. Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, - 1974. s.488. 4. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин.

Проектирование. Справочное учебно-методическое пособие. Москва: Изд-во «Высшая школа», 2004, с.292..5. *L.W. Kurmaz. Podstawy konstrukcji maszyn. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 1999, с.191. 6. M. Krasniński, St. Stachoń. Wpływ odkształceń korpusu tarczowego koła zębatego na wartość wypadkowej odchyłki przylegania zębów. Politechnika Śląska. Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej. Nr 1/2000. s. 15-18. 7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. 8. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. 9. PN-ISO 6336-1:2000. Przekładnie zębate walcowe. Obliczanie nośności kół. Podstawowe zasady i ogólne czynniki wpływające.*

Поступила в редакцию 30.04.2006

УДК 621.83:515.2

Б.С. ВОРОНЦОВ

ГИПЕРБОЛОИДНЫЕ ПЕРЕДАЧИ С УПРАВЛЯЕМЫМ ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ ПРОИЗВОДЯЩЕГО КОЛЕСА

У роботі розглянуто гіперболоїдні передачі зі змінюваною геометрією контактуючих зубців. Отримано математичні залежності і розроблено методику інтерактивного керування вихідним контуром твірного колеса.

The article investigates hyperbola gears having changeable geometry of contacting teeth. Mathematic dependences have been obtained and methodology of interactive control of initial of forming wheel has been developed.

Постановка проблемы. Повышение надежности и долговечности современных машин и механизмов неразрывно связано с совершенствованием зубчатых передач. Значительный интерес представляют новые разработки, связанные с созданием высококачественных нагруженных гиперболических передач.

Анализ основных исследований и публикаций. Профессор Грибанов В.М. в своей монографии [1] отметил: «теория гиперboloидных зубчатых передач, частным случаем которых являются цилиндрические гиперboloидные передачи, до настоящего времени отсутствует вообще». Поэтому исследованиям гиперboloидных передач в последнее время уделяется большое внимание как в нашей стране, так и за рубежом. Следует отметить работы [2,3,4], посвященные этой проблеме.

Развитие компьютерных технологий открывает новые возможности при создании и совершенствовании прогрессивных видов зацеплений [5,6,7]. Особый интерес представляют работы по созданию механизма интерактивного компьютерного синтеза с динамической визуализацией полученных результатов.

Формулировка цели статьи (постановка задачи). Целью работы является разработка функционально зависимой от управляющих элементов математической модели гиперboloидной передачи, состоящей из