

10-11 осуществляется определение рабочей частоты агрегата. Блок 12 служит для вывода рассчитанной АЧХ на экран в текстовом или графическом виде.

Построение АЧХ является окончательным этапом формирования кинематическо-динамической модели трансмиссии. Следующий шаг на пути построения оптимальной конструкции – исследование динамических характеристик узлов трансмиссии.

Исследование динамических характеристик проводилось для городского автобуса с низким уровнем пола.

На рис 4 приведена АЧХ бортового редуктора с явно выраженной зоной резонанса (т. А), построенная для автобуса снаряжённой массы (кривая 1) и автобуса полной массы (кривая 2). Точки В графика, являющиеся характерными точками вторичного резонанса, связаны в значительной мере с соотношением параметров левой и правой частей ведущего моста.

Возможность построения зависимости динамической нагруженности деталей бортового редуктора от системы позволяет создавать такие трансмиссии, у которых резонансные явления отсутствуют или же снижены настолько, что не представляют опасности для долговечности её агрегатов.

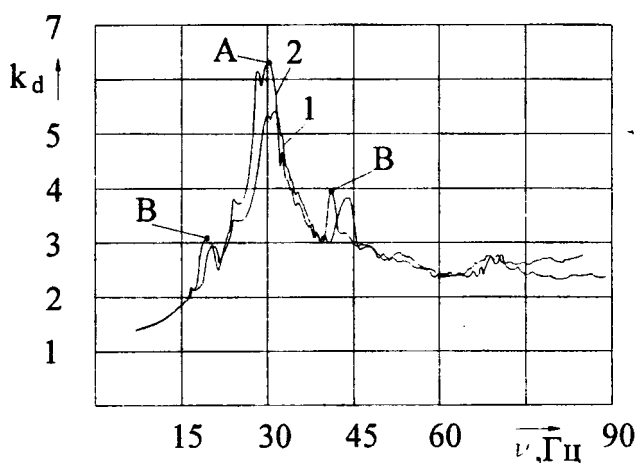


Рис. 4 Амплитудно-частотная характеристика бортового редуктора.

УДК 629.114.2:62-585.23

Е.Н. Левковский

О РАСШИФРОВКЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЁС

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

1. Введение. На практике представляет интерес оценка или расшифровка параметров зубьев колёс, чертежи которых отсутствуют, по их образцам и корпусу передачи. Такие случаи имеют место при ремонте машин, при изготовлении машины по образцу, на лабораторных занятиях по изучению конструкции редукторов в процессе изучения дисциплины “Детали машин”. Некоторые сведения о расшифровке цилиндрических эвольвентных зубчатых передач даны в монографии [1]. Методы измерений эвольвентных зубчатых передач и способы приблизительной оценки параметров исходного контура изложены в книге [4]. Уравнения профиля зубьев цилиндрических ко-

лѣс при заданном профиле производящей рейки и, наоборот, уравнения профиля производящей рейки при заданном профиле зубьев колѣс приведены в работах [2,3].

В этой статье представлена постановка задачи о корректной расшифровке главных поверхностей симметричных зубьев косозубых колѣс внешнего зацепления. При этом, но не вполне корректно определяют параметры соответствующих исходных контуров.

2. Оценка канонических параметров эвольвентных зубьев. До начала расшифровки предполагают, что колѣса эвольвентные и профиль их зубьев симметричный. Геликоидные поверхности зубьев и их взаимное расположение однозначно определяют четыре канонических параметра, например, число зубьев z , основной диаметр d_b , направление и значение основного угла наклона β_b , основная угловая ширина впадины $2\eta_b$. Для корректного отыскания четырёх неизвестных параметров надо выполнить четыре различных измерений или заменяющих их операций. После подсчёта числа зубьев z и определения направления их линий оставшиеся три параметра d_b, β_b, η_b могут быть найдены из системы следующих трёх уравнений

$$\frac{d_b \sin(\pi z_{pi} / z)}{\cos \arcsin \{ [D_i / (d_b \cos \beta_b)] - \eta_b \}} + D_i - M_i = 0, \quad i = 1, 2, 3, \quad (1)$$

где M_i - размер по шарикам или роликам в торцовой плоскости, D_i - диаметр мерительного тела (шарика или ролика), z_{pi} - число зубьев между мерительными телами, $z_{pi} \leq z/2$.

При $i = 2$ дополняющее систему (1) может быть такое уравнение

$$W - d_b \cos \beta_b [(\pi z_n / z) - \eta_b] = 0, \quad (2)$$

где W - длина общей нормали, z_n - число зубьев в длине общей нормали. Вместо W можно измерить или шаг зацепления p_α , или угол наклона линии зуба β_y на цилиндре выбранного диаметра d_y , или основной диаметр d_b

В случае $i = 1$ надо измерить M_1 и ещё два размера из перечисленных выше. Если не используется размер по шарикам или роликам, то можно измерить три параметра из четырёх следующих: $W, p_\alpha, \beta_y, d_b$. Например, измерив W, p_α, β_y , имеем

$$\beta_b = \arcsin \frac{z p_\alpha \operatorname{tg} \beta_y}{\pi d_y}, \quad d_b = \frac{z p_\alpha}{\pi \cos \beta_b}, \quad \eta_b = \frac{\pi z_n}{z} - \frac{W}{d_b \cos \beta_b}. \quad (3)$$

3. Оценка параметров исходного контура. Теперь можно определить пять производственных параметров: число зубьев z (уже найдено), модуль m , угол профиля α , угол наклона линии зуба β , номинальный коэффициент смещения x^* . Для их оценки имеется только три уравнения, так как геликоидную поверхность можно образовать множеством различных производящих реек или колѣс с различными углами α . Следовательно, один из неизвестных ещё параметров необходимо выбрать, например, α или m , что делает дальнейшую расшифровку некорректной. Выбрав в разумных пределах, например, значение α , вычисляют

$$\beta = \arcsin \frac{\sin \beta_b}{\cos \alpha}, \quad \alpha_i = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad m = \frac{d \cos \beta_b}{z \cos \alpha}, \quad x^* = \frac{z}{2 \operatorname{tg} \alpha} \left(\frac{\pi}{2z} - \operatorname{inv} \alpha_i - \eta_b \right), \quad (4)$$

где α_i - торцовый угол профиля производящей рейки.

Формулы (4) используются и в случае, когда предварительно задаются модулем m .

Полученные результаты позволяют найти делительный диаметр и ход зуба

$$d = 2r = mz / \cos \beta, \quad p_z = 2\pi r_b / \operatorname{tg} \beta_b. \quad (5)$$

Для оценки остальных параметров колёс и передачи на основании измерений определяют четырнадцать дополнительных размеров: диаметры вершин зубьев d_{a1}, d_{a2} , диаметры впадин d_{f1}, d_{f2} , диаметры окружностей граничных точек d_{f1}, d_{f2} , диаметры окружностей модификации головок зубьев d_{g1}, d_{g2} или высоты модификации головок зубьев h_{g1}, h_{g2} , нормальные глубины модификации торцового профиля головок зубьев Δ_{a1}, Δ_{a2} в мкм, межосевое расстояние a_w , боковой зазор j в мкм, радиальные зазоры $c_1 = a_w - r_{a1} - rd_{f2}$, $c_2 = a_w - r_{a2} - rd_{f1}$.

Далее можно поступить так. Для оценки шести неизвестных коэффициентов h_a^*, c^*, δ^* имеется четыре уравнения

$$r_a = r + m(h_a^* - \delta^* + x), \quad r_f = r - m(h_a^* + c^* - x^*) \quad (6)$$

где $x = x^* + E_{Hr} / (1000m)$, $E_{Hr} = j / (4 \sin \alpha)$, E_{Hr} - дополнительное смещение исходного контура, мкм, h_a^* - коэффициент высоты головки зуба, c^* - коэффициент радиального зазора, δ^* - коэффициент уменьшения высоты зуба зубчатого колеса [1,2], x - теоретический коэффициент смещения. Поэтому приходится выбрать, например, два коэффициента $\delta^* = x - x^*$ или задаться двумя уравнениями $h_{a1}^* = h_{a2}^*$, $c_1^* = c_2^*$.

Минимальное значение коэффициентов граничной высоты можно найти по формуле

$$h_i^* = 2h_a^* + c^* - (1 - \sin \alpha) \left(\frac{\pi}{4 \operatorname{tg} \alpha} - h_a^* - c^* \right) \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \frac{\pi + 2\alpha}{4}. \quad (7)$$

В случае отсутствия интерференции зубьев, вычисленные значения h_i^* считаются оптимальными для прочности зубьев.

Проблемы расшифровки зубьев с модификацией головки здесь не рассматриваются.

4. Использование координатной измерительной машины. Она позволяет измерить координаты x_i, y_i любого числа точек на торцовом профиле расшифровываемого зуба и направление нормали к профилю в этих точках, определяемое углом ε_i между осью ординат $O_i y_i$ и нормалью (рис. 1). В результате таких измерений профиль зуба считают вполне известным.

Декартовы координаты торцового профиля производящей рейки в системе $O_0 x_0 y_{i0}$, жёстко связанной с этой рейкой, вычисляют по формулам

$$\begin{aligned} \varphi &= 0,5\pi - \varepsilon_i - \arcsin[(x_i \cos \varepsilon_i - y_i \sin \varepsilon_i) / r], \\ x_{i0} &= r - x_i \cos \varphi - y_i \sin \varphi, \quad y_{i0} = r \varphi - x_i \sin \varphi + y_i \cos \varphi, \\ \gamma &= 0,5\pi - \varepsilon_i - \varphi. \end{aligned} \quad (8)$$

В начальный момент при $\varphi = 0$ начало координат O_0 находится на делительной окружности, оси ординат $O y_i$ и $O_0 y_{i0}$ параллельны, оси абсцисс $O x$ и $O_0 x_0$ лежат на одной прямой, но направлены в противоположные стороны.

Как видно из уравнений (8), параметры исходного контура зависят от делительного радиуса r . Другими словами, данное зубчатое колесо можно точно изготовить различными производящими рейками, имеющих разные углы профиля α . Поэтому не-

возможно даже в принципе выяснить, какой инструмент использовался для обработки зубьев колеса.

Как видно из уравнений (8), параметры исходного контура зависят от делительного радиуса r . Другими словами, данное зубчатое колесо можно точно изготовить различными производящими рейками, имеющих разные углы профиля α . Поэтому невозможно даже в принципе выяснить, какой инструмент использовался для обработки зубьев колеса.

Однако, уравнения (8) позволяют спроектировать инструмент, которым зубья этого колеса могли быть точно изготовлены. Но при этом минимум один параметр для каждого из расшифровываемых зубчатых колёс нужно выбрать, например, или r , или α , или m .

Для главной поверхности $\gamma = 0,5\pi - \alpha_t$. При модификации головки зубьев прямой линией $\gamma = const$. Если $\gamma = var$, то зубчатое колесо не является эвольвентным.

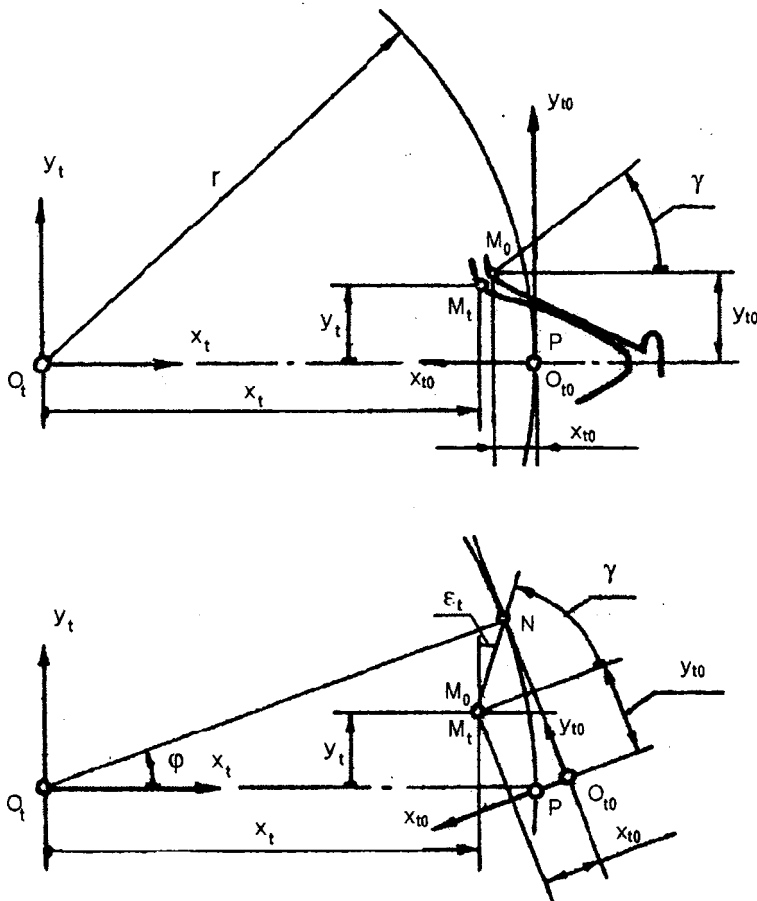


Рис. 1. Торцовые профили производящей рейки и обрабатываемого ею зуба цилиндрического колеса.

При измерении только координат x_t, y_t предполагают, что производящая рейка в торцовом сечении очерчена прямыми и дугами эллипсов с полуосями $\rho_f = m\rho_f^* = m(2h_a^* + c^* - h_i^*)/(1 - \sin \alpha)$ и $\rho_f / \cos \beta$. Учитывая формулы (8), можно найти

направление нормали, определяемое углом $\varepsilon_i = 0,5\pi - \varphi - \gamma$. В случае совпадения вычисленных значений x_i, y_i с измеренными выше принятое допущение подтверждается.

После расшифровки зубчатых колёс и выполнения чертежей по измеренным, вычисленным и принятым параметрам необходимо проверить сделанные допущения, корректность измерений и удовлетворительность передачи на основе дополнительных измерений и подробного расчёта геометрии.

5. Заключение. В статье изложена возможная последовательность корректной расшифровки параметров главных поверхностей зубьев колёс цилиндрической зубчатой передачи.

Литература. 1. Андожский В.Д. Расчёт зубчатых передач.- М.-Л.: Машгиз, 1955.-268 с. 2. Андожский В.Д. Геометрический расчёт модификации головок зубьев // Вестник машиностроения.-1976.-№ 5.-С. 39-42; № 8 –С. 62. 3. Андожский В.Д. Модификация головок зубьев рейкой с линией модификации по дуге окружности // Вестник машиностроения.-1978.-№ 8 –С. 26-29. 4. Курлов В.А. Расшифровка цилиндрических и конических зубчатых передач.- М.: Машиностроение, 1972. – 136 с.

УДК 62-233.21/21

А.Б. Невзорова, А.Т. Скойбеда, В.Б. Врублевский

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ ВАЛОМ И ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ САМОСМАЗЫВАЮЩИМИСЯ НА ОСНОВЕ ДРЕВЕСИНЫ

*Белорусский национальный технический университет
Белорусский государственный университет транспорта,
Минск, Гомель, Беларусь*

Введение. Известно, что минимальные потери мощности на трение и максимальная несущая способность подшипников обуславливаются допустимой величиной зазора между цапфой вала и подшипником скольжения /1, 2/. В последнее время во многих узлах трения машин и механизмов нашли широкое применение подшипники скольжения самосмазывающиеся на основе прессованной древесины торцового гнущья (ПССД) взамен подшипников качения и скольжения как отечественных, так и импортных /3, 4/. Величина оптимального зазора для ПССД зависит от комплекса специфических особенностей совместного поведения древесного вкладыша и вала.

Целью настоящей работы является теоретическое обоснование и экспериментальное определение оптимальных зазоров подшипников скольжения самосмазывающихся на основе древесины торцового гнущья и прессования.

Теоретическое обоснование. При определении зазора между валом и металлическим подшипником скольжения учитывается тепловое расширение вала и подшипника, шероховатость контактных поверхностей, условия смазки и охлаждения /2/. При определении зазора для ПСС полученных торцовым гнущьем древесных карточек во втулку и одновременным их прессованием должны учитываться природные свойства древесины как в растущем, так и в срубленном состоянии – ее гигроскопичность (влаго-поглощение) в зависимости от влажности и температуры окружающей среды (рисунок 1), обуславливающие изменение ее размеров (усушку, разбухание), которое составляет 3 – 6 % в радиальном направлении, 6 – 12 % - в тангенциальном и 0,2 – 0,3 % вдоль волокон /5, 6/.