

УТОЧНЕНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ СИЛЫ ПРИ РАСЧЕТЕ ЗУБЬЕВ НА ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Онищенко В.П., Мошник А. Л. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

При расчете зубьев зубчатых колес на изгибную прочность принимаются следующие допущения:

- в качестве расчетной схемы принимается схема консольной балки,
- сила F , нормальная к поверхности зуба, прикладывается к его вершине (в предположении, что работает одна пара зубьев),
- нормальная сила F переносится по линии действия на ось симметрии зуба и раскладывается на две составляющие: F_t , которая изгибает зуб, и F_r , которая сжимает зуб (рис. 1).

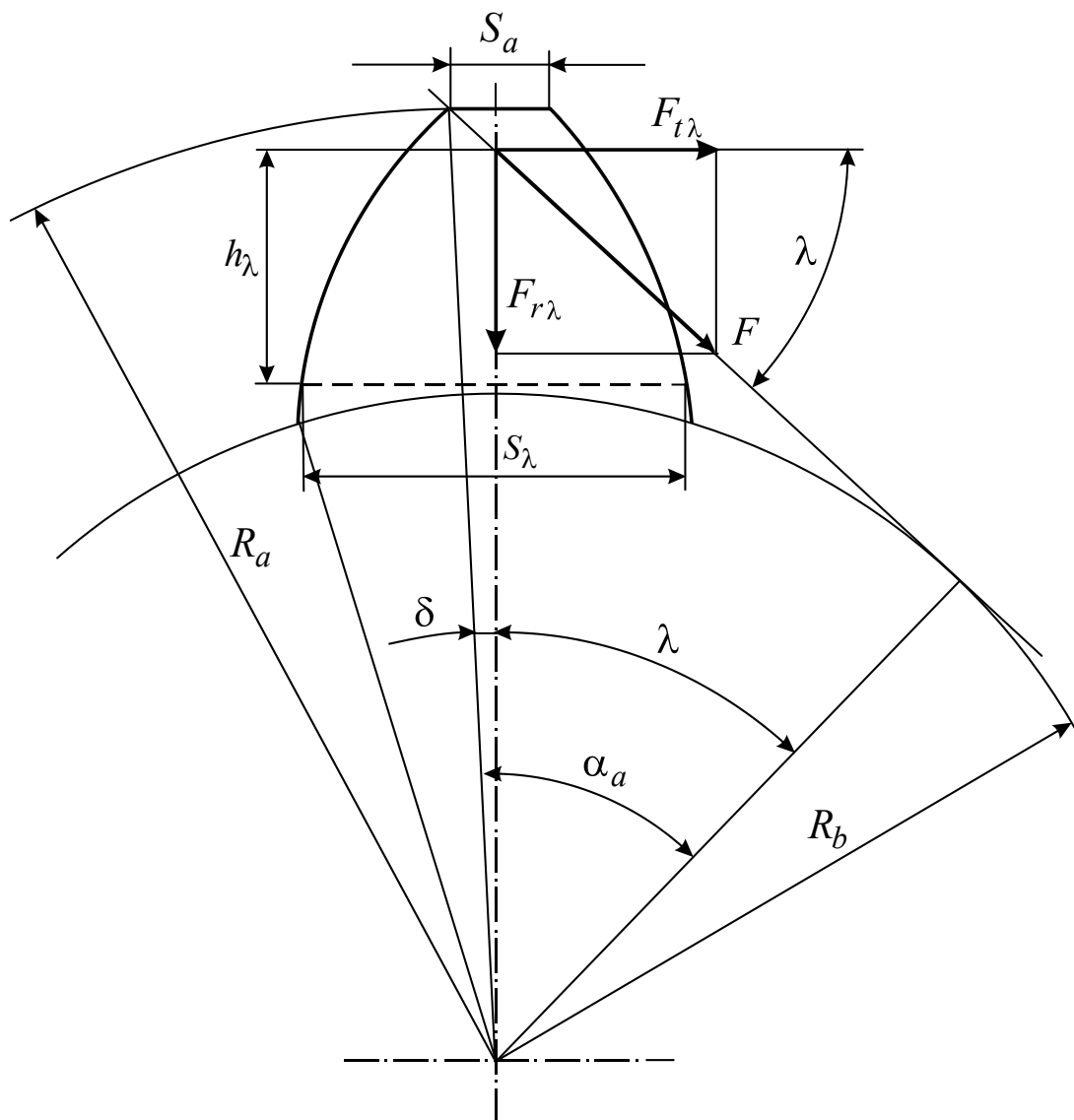


Рисунок 1 - Схема нагружения зуба при расчете на изгибную прочность

Очень важным моментом, влияющим на точность расчета зуба на прочность, является определение положения линии действия нормальной силы F относительно оси симметрии зуба. Это положение определяется углом λ . По мнению Решетова Д.Н. [1, стр. 261] «угол λ - это угол у вершины зуба, несколько больший, чем α_w^* ». В настоящей работе ставится задача определения угла λ и проверки правильности сделанного утверждения.

Из рис. 1 следует, что угол между линией действия силы F и перпендикуляром к оси симметрии зуба равен

$$\lambda = \alpha_a - \delta, \quad (1)$$

где α_a - угол профиля точки на вершине зуба,

δ - угол между радиус-вектором вершины зуба и осью симметрии зуба.

Угол α_a определяется следующим образом [2]

$$\alpha_a = \arccos \frac{R_b}{R_a}, \quad (2)$$

где $R_b = mz \cos \alpha_b$ - радиус основной окружности,

m - модуль зубчатого колеса,

z - число зубьев,

$\alpha_b = 20^\circ$ - угол исходного контура,

R_a - радиус окружности вершин зубьев.

Радиус R_a определяется по следующей формуле

$$R_a = \frac{z + 2 + 2x - 2\Delta y}{2} m \quad (3)$$

где x - коэффициент смещения исходного контура,

Δy - коэффициент уравнивающего смещения, определяемый по номограммам [1] в зависимости от суммарного числа зубьев пары и суммы коэффициентов смещения этой же пары зацепляющихся колес.

Угол δ определяется через ширину зуба на окружности вершин S_a

$$\delta = \frac{0,5S_a}{R_a}, \quad (4)$$

$$S_a = 2R_a \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha_b}{z} + \text{inv} \alpha_b + \text{inv} \alpha_a \right). \quad (5)$$

где $\text{inv} \alpha_b = \tan \alpha_b - \alpha_b$ - инволюта угла α_b ;

$\text{inv} \alpha_a = \tan \alpha_a - \alpha_a$ - инволюта угла α_a .

Соответственно угол δ равен

$$\delta = \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha_b}{z} + \text{inv} \alpha_b + \text{inv} \alpha_a \quad (6)$$

* α_w - угол зацепления, равный для колес без смещения исходного контура $\alpha_w = 20^\circ$)

Определение угла λ производилось для зубчатых пар с числами зубьев

z_1	17	17	17	17	17	17
z_2	17	20	30	50	80	100

Каждая пара рассматривалась при четырех значения коэффициентов смещения исходного контура (при этом принималось, что $x_1 = x_2$)

1. $x_1 = x_2 = 0$;
2. $x_1 = x_2 = 0,2$;
3. $x_1 = x_2 = 0,5$;
4. $x_1 = x_2 = 0,8$.

Результаты определения угла λ представлены на рис. 2.

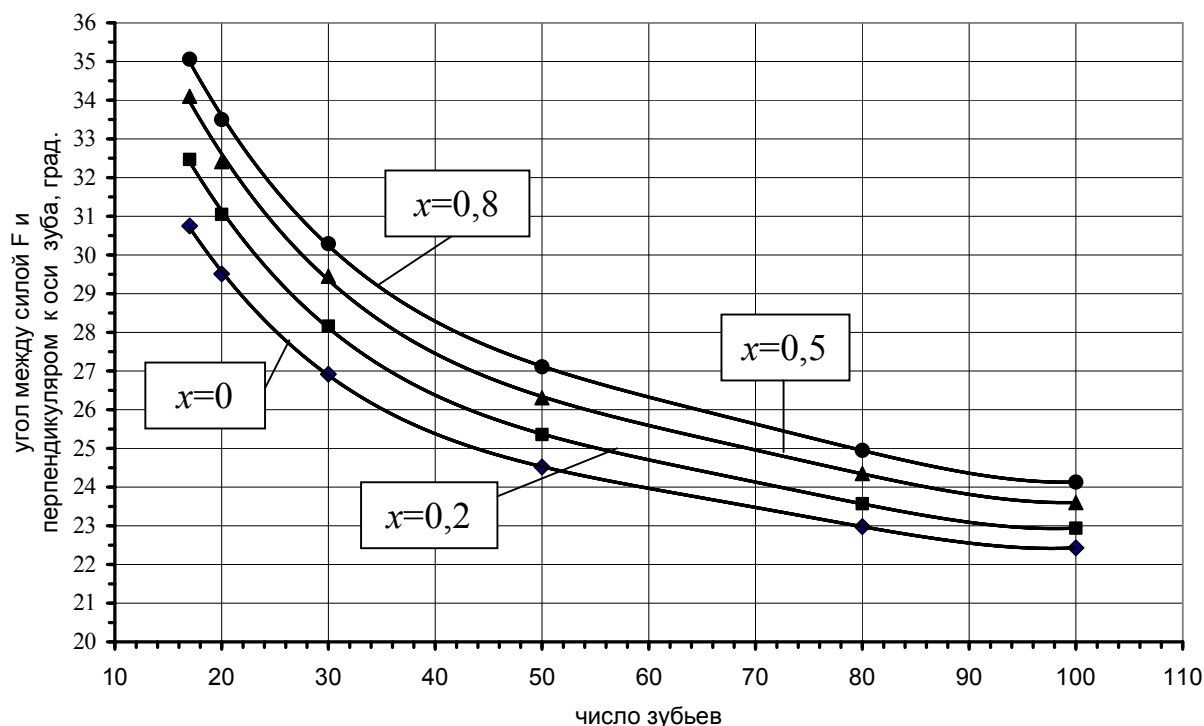


Рисунок 2 - Результаты определения угла λ между силой F и перпендикуляром к оси симметрии зуба

Анализ показывает, что утверждение Решетова Д.Н. о примерном равенстве угла λ углу зацепления соответствует действительности только при очень больших числах зубьев. Более правильным является утверждение, что угол λ примерно равен углу профиля точки на вершине зуба α_a , поскольку угол δ (см. ф. 1) значительно меньше (в 15-20 раз), чем угол α_a . Очень возможно, что Решетов Д.Н. тоже пришел к такому же выводу, так как в более поздних изданиях своего учебника он вообще не упоминает о численном значении угла λ [3]. В свою очередь у Иосилевич Г.Б. другая крайность – угол λ принимается равным $28^\circ \dots 30^\circ$ [4, с. 186].

Нормальные напряжения на растянутых волокнах в основании зуба равны сумме растягивающих напряжений от действия силы $F_{t\lambda}$ и сжимающих напряжений от действия силы $F_{r\lambda}$.

$$\sigma_F = \sigma_u - \sigma_{сж} = \frac{F_{t\lambda} h_\lambda}{b S_\lambda^2} - \frac{F_{r\lambda}}{b S_\lambda}, \quad (7)$$

где b ширина зубчатого венца.

Соответственно, составляющие нормальной силы F равняются

$$F_{t\lambda} = F \cos \lambda. \quad (8)$$

$$F_{r\lambda} = F \sin \lambda. \quad (9)$$

Нормальная сила может быть выражена через окружную силу на начальной окружности F_t

$$F = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (10)$$

После соответствующих преобразований формула для определения нормальных напряжений имеет вид

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_{FS}}{b m}, \quad (11)$$

$$Y_{FS} = \frac{K_T m}{S_\lambda \cos \alpha_w} \left(\frac{6 h_\lambda \cos \lambda}{S_\lambda} - \sin \lambda \right), \quad (12)$$

где Y_{FS} - коэффициент формы зуба,

K_T - теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Для оценки степени погрешности определения напряжений в основании зуба была использована его упрощенная модель, в которой приняты следующие размеры в функции модуля m : ширина зуба в основании $S_\lambda = 2m$ и плечо приложения силы F_r - $h_\lambda = 2m$ (Рис. 1). При $z = 20$ $K_T = 1,69$ [1]. Приняв по рис.2 $\lambda_1 = 20^\circ$ и $\lambda_2 = 30^\circ$, получим значения коэффициента формы зуба соответственно: $Y_{FS1} = 4,56$ и $Y_{FS2} = 4,05$. Табличное значение коэффициента формы зуба, полученное методами теории упругости, равно $Y_{FS} = 4,12$ [1,3]. Следовательно, допущение Решетова Д.Н. ($\lambda = \alpha_w$) приводит к погрешности при определении напряжений в основании зуба $\delta_{\sigma 1} = 10,7\%$, погрешность при уточненном положении нормальной силы равно $\delta_{\sigma 2} = 1,7\%$. Таким образом, несмотря на приближенность принятой модели зуба, уточнение положения нормальной силы дает более точное значение напряжений, чем допущение Решетова Д.Н.

Проведенное исследование является подтверждением общеизвестного факта о важности точности формулировок научных положений при выводе расчетных формул.

Список литературы: 1. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для вузов. – Изд. 3-е. М., «Машиностроение», 1974. – 655 с. **2.** ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические внешнего зацепления. Расчет геометрии. **3.** Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей. – Изд. 4-е. - М., «Машиностроение», 1989. – 496 с. **4.** Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. – М.: Машиностроение. 1988. – 368 с.