

©Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Писарцов А.С.

## **ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ СОСТАВНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС**

### **1. Актуальность работы**

В настоящее время широкое применение получил тепловой метод сборки составных зубчатых колес. Этот метод дает возможность устранить дополнительные крепления в соединении бандажа с колесным центром, обеспечивая требуемый запас прочности при передаче крутящего момента.

### **2. Постановка задачи**

Учитывая тепловой метод сборки колесных пар разработать методику расчета на прочность соединений на примере цилиндрического двухступенчатого редуктора с зубчатым зацеплением системы М.Л.Новикова.

### **3. Основной материал**

Тяжелонагруженные зубчатые колеса часто выполняются составными. Примером являются двухступенчатые редукторы нефтедобывающих станков-качалок; ведущий вал имеет раздвоенную ступень; крутящий момент от второго к третьему ведомому валу передается с помощью шевронной передачи. На центры зубчатых колёс, выполняемые из стали 35Л-1, по посадке Н8/и8 с дополнительным креплением стопорными винтами одеваются бандажи из стали 40Х. Зубья нарезаются после посадки бандажа на центр и подвергаются поверхностной закалке.

Тепловой метод сборки повышает прочность сопряжения, что дает возможность устранить дополнительные крепления в соединении бандажа с

колесным центром, при этом должен быть обеспечен требуемый запас прочности при передаче крутящего момента.

Расчет прочности соединений, обосновывающий возможность изменения их конструкции и технологии изготовления проиллюстрируем на примере редуктора Ц2НШ-560, цилиндрического двухступенчатого с зубчатым зацеплением, системы М.Л.Новикова, с шевронной второй ступенью, имеющий расстояние между центрами 560 мм; передаточные числа: первой ступени  $i_1=7,214$ , второй ступени  $i_2=5,588$ , общее  $i=i_1 \cdot i_2=40,315$ . Наибольший допускаемый крутящий момент на ведомом валу  $M_3=56,0$  кН·м, на втором валу  $M_2=M_3/i_3=56,0/5,583=10,02$  кН·м.

Бандаж колеса первой ступени соединяется с центром по посадке  $\varnothing 565H8/i8$ , максимальный натяг посадки  $N_{max}=770$  мкм (1,36 %), минимальный натяг –  $N_{min} = 550$  мкм (0,97 %). Крутящий момент с превого вала на второй передается двумя парами зубчатых колес. Момент, нагружающий одно зубчатое колесо, составит  $M'_2 = 0,5 M_2 = 0,5 \cdot 10,2 = 5,01$  кН·м. Учитывая возможность неравномерного распределения нагрузки между колесами, расчетный момент, приходящийся на одно колесо принимаем равным  $M_{2p}=1,25 M'_2=6,26$  кН·м. Окружное усилие, передаваемое соединением с диаметром сопряжения  $d=565$  мм составит  $P_0=2M_{2p}/d=26,25/565 \cdot 10^{-3}=22,2$  кН. Учитывая угол наклона зуба  $\beta=25^\circ$ , принимаем передаваемое усилие равным  $P=P_0/\cos\beta=2,5$  кН. Контактное давление, необходимое для передачи указанного усилия при длине сопряжения  $l=70$  мм и коэффициенте трения  $f=0,2$ , составит

$$p = \frac{P}{\pi d l f} \quad (1)$$

$$P=25,5 \cdot 10^3 / \pi \cdot 565 \cdot 70 \cdot 0,2 = 0,99 \text{ МПа}$$

При упругом деформировании соединяемых деталей контактное давление и натяг связаны зависимостью

$$p = \frac{NE}{C_1 + C_2} \quad (2)$$

здесь  $N$  – относительный натяг;

$E$  – модуль упругости, принимаем для стали  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа

$$C_1 = \frac{k_1^2 + 1}{k_1^2 - 1} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} + \mu$$
$$k_1 = d/d_1; \quad k = d_2/d$$

где  $d, d_1, d_2$  – диаметр сопряжения, внутренний диаметр охватываемой и наружный диаметр охватывающей детали;

$\mu$  и  $\mu_1$  – коэффициенты Пуассона; индекс 1 относится к охватываемой детали.

Для ведомого колеса первой ступени  $d_2=634$  мм;  $k=1,12$ ;  $C=9,3$ . Учитывая сложность конструкции охватываемой детали и поддерживающее влияние спиц, принимаем  $K_1=1,4$ ;  $C_1=2,78$ . Подставляя указанные цифры в формулу (2), получим величину  $p$  при максимальном и минимальном значении натяга посадки  $\varnothing 565 H8/u8$ . При  $N_{max}=1,36\%$  –  $p=22,5$  МПа; при  $N_{min}=0,97\%$  –  $p=16,1$  МПа.

Определим окружное усилие, которое может быть передано с помощью установленных в стыке шести стопорных винтов с резьбой М16, длина винта  $l_6=35$  мм.

Из условий прочности на срез и смятие

$$P_0' = A_{ср} [\tau_{ср}], \quad P_0'' = A_{см} [\tau_{см}] \quad (3)$$

где  $A_{ср}$  и  $A_{см}$  – соответствующие площади среза и смятия. Подставляя значения допускаемых напряжений  $[\tau_{ср}]=80$  МПа и  $[\tau_{см}]=150$  МПа, получим  $P_0' = 35 \cdot 16 \cdot 6 \cdot 80 = 269$  кН,  $P_0'' = 35 \cdot 8 \cdot 6 \cdot 150 = 262$  кН, что по отношению к передаваемому усилию  $P=24,5$  кН дает запас прочности  $n=10,3-11$ .

При устранении дополнительных креплений следует учитывать возможную перегрузку и нагрев зубчатого венца во время эксплуатации с тем, чтобы обеспечить при минимальном значении натяга достаточный запас прочности на проворачивание.

Для решения поставленной задачи построим зависимость контактного давления от натяга при упругом деформировании и при появлении в

соединяемых деталях зон пластической деформации. В расчетах за пределом упругости использовалась аппроксимация диаграмм деформирования материалов единой в упругой и пластической областях с степенной функцией.

$$\sigma_i = \alpha * \varepsilon_i^m \quad (4)$$

где  $\sigma_i$  и  $\varepsilon_i$  – интенсивности напряжений и деформаций;

$\alpha$  и  $m$  – коэффициенты, характеризующие свойства сплава на участке упрочнения. Согласно теории малых упругопластических деформаций, при условии несжимаемости материала ( $\mu=0,5$ ), диаграмма деформирования не зависит от типа напряженного состояния и может быть получена при растяжении образцов. Значения  $\alpha$  и  $m$  подбирались по экспериментальным диаграммам, построенным по результатам растяжения образцов при температуре, соответствующей наибольшему деформированию материалов в процессе формирования соединения после установки с зазором холодной внутренней детали в нагретую наружную. Учитывая малую прочность материала охватываемой детали, что делает вероятным появление в ней зоны пластической деформации, а также большую податливость охватываемой детали, контактное давление определялось из рекуррентного соотношения.

$$P_{i+1} = \frac{\alpha}{\psi} * \left[ \frac{N - \left( \frac{P_i \cdot \psi_1}{\alpha_1} \right)^{\frac{1}{m_1}} \left( 1 + \frac{3}{k_1^2} \right)}{1 + 3k^2} \right]^m \quad (5)$$

Здесь  $\psi = \psi_1$  – вспомогательные функции.

$$\psi = \frac{1 + 3k^2}{2^{m+1} \cdot \int_1^k \left( 1 + 3 \frac{k^4}{x^4} \right)^{\frac{m+1}{2}} x dx}$$

$$\psi_1 = - \frac{k_1^2 + 3}{2^{m+1} \cdot k_1^2 \cdot \int_{1/k_1}^1 \left( 1 + \frac{3}{k_1^4 \cdot y^4} \right)^{\frac{m+1}{2}} y dy}$$

$$x = r/r_k \quad ; \quad y = r/r_1$$

где  $r$  – переменный радиус;

$r_k$  – радиус поверхности контакта;

$r_l$  – внутренний радиус охватываемой детали.

Находим: при  $k = 1,12$  и  $m = 0,195 - \psi = 7$ ; при  $k_1 = 1,4$  и  $m_1 = 0,227 - \psi_1 = 2,5$ . Подставляя цифровые значения в соотношение (5), получим рабочую рекуррентную зависимость

$$P_{i+1} = 142,07(N - 0,10678 \cdot 10^{-10} \cdot P_i^{4,405})^{0,195} \quad (6)$$

по которой может быть вычислено контактное давление. Так для натяга принимая  $N=2,5\%$ , ориентируясь на упругую зависимость, в нулевом приближении  $P_0=45$  МПа, получим  $P_1=43,44$  МПа,  $P_2=43,53$  МПа,  $P_3=43,53$  МПа, следовательно, искомое контактное давление составляет  $P=43,53$  МПа и найдено уже во втором приближении. Несущую способность соединения можно значительно увеличить, повысив натяги, резервы прочности применяемых материалов при этом далеко не исчерпываются. Увеличение натяга, связано с повышением температуры нагрева, необходимой для образования сборочного зазора. Индукционный нагрев позволяет получить требуемую температуру за короткий промежуток времени (3-6 мин. в зависимости от массы изделия). Допустимая температура нагрева деталей, не прошедших термическую обработку, не ограничивается соображениями отпуска. Однако следует учитывать, что диаграммы деформирования сталей, склонных к старению, зависят от температуры. Так сопоставление диаграмм растяжения в интервале температур 20-350 °С показало, что с повышением температуры тем же значениям деформаций соответствуют большие напряжения. При нагреве выше 300-350 °С прочность уменьшается. Поэтому для получения тепловых соединений с повышенной прочностью желательно, чтобы температура материалов при деформировании соединений не превышала 300-340 °С.

Определим температуру нагрева бандажа, необходимую для сборки с наибольшим значением натяга посадки  $\varnothing 565$  Н8/и8 –  $N_{max}=1,36\%$  при сборочном зазоре  $\Delta=1,5\%$

$$T_{max} = \frac{N_{max} + \Delta}{\alpha} + T_0 \quad (7)$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения, принимаем  $\alpha=12 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ;  $T_0$  – температура окружающей среды, принимаем  $T_0=20 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Подставляя цифровые значения в формулу (7), получим  $T_{max}=260 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Диапазон натягов посадки  $\varnothing 565 \text{ H8/i8} - N_{max}-N_{min}=1,36-0,97=0,39\%$ . Учитывая вполне допустимую величину температуры нагрева, диапазон натягов можно увеличить, что уменьшит стоимость изготовления деталей. Может быть применена посадка  $\varnothing 565 \text{ H9/i8}$ ;  $N_{max}=1,5 \%$ ,  $N_{min}=1,0 \%$ ,  $N_{max}-N_{min}=1,5-1=0,5\%$ ; при  $\Delta=1,5\%$ ; получим  $T_{max}=270 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Диапазон натягов указанной посадки можно сместить на  $\Delta N=0,5\%$  в сторону увеличения натягов, в этом случае получим  $N_{max}=2,0\%$ ,  $N_{min}=1,5\%$ , при  $\Delta = 1,5\%$  получим  $T_{max}=310 \text{ } ^\circ\text{C}$ , что допустимо.

При решении вопроса о возможности устранения стопорных винтов в соединении, следует учитывать нагрев зубчатой передачи во время эксплуатации. Передаточное число первой ступени редуктора Ц2НШ-560 составляет  $i_1=7,241$ , следовательно, второй вал является относительно тихоходным. Пусть разница в нагрева зубчатого венца и колесного центра, уменьшающая величину натяга, в худшем случае составит  $\Delta T=90 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Натяг в этом случае уменьшиться на величину  $\Delta N'=\Delta T \cdot \alpha=90 \cdot 12 \cdot 10^{-6}=1,1\%$ . Минимальное значение натяга посадка  $\varnothing 565 \text{ H9/i8}$  при смещении диапазона натягов на величину  $\Delta N=0,5 \%$  составит  $N'_{\text{э. min}}=N_{min}-\Delta N=0,4 \%$ , что согласно зависимости (2) соответствует значению контактного давления

$$P_3 = \frac{NE}{C_1 + C_2} = \frac{0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 200 \cdot 10^3}{12,08} = 6,6 \text{ МПа}$$

при этом обеспечивается запас прочности

$$n_3 = \frac{P_3}{P} = \frac{6,6}{0,99} = 6,7$$

Следовательно при применении посадки  $\varnothing 565 \text{ H9/i8}$  со смещением диапазона натягов в сторону больших значений на величину  $\Delta N=0,5 \%$ , стопорные винты могут быть устранены. Из условия разной эксплуатационной

прочности с соединениями со стопорными винтами выбор меньших значений минимального натяга нежелателен.

### **Выводы**

Как видно из приведенных расчетов, натяг соединений «зубчатый венец-центр» гарантирует при передаче заданных крутящих моментов большой запас прочности, величина которого, в случае необходимости, может быть повышена. Следует учитывать также, что значения коэффициента сцепления (коэффициента трения) в тепловых соединениях превышают  $f=0,2$ . Принятые допущения дают значения расчетного контактного давления, а следовательно, и запасов прочности меньше фактических. Увеличение запасов прочности выше приведенных нецелесообразно, так как допускаемые перегрузки ограничиваются не прочностью соединений, а работоспособностью зубчатого зацепления.

Выполненный анализ позволяет рекомендовать устранить дополнительные крепления при применении тепловой сборки, что уменьшит количество технологических операций, а следовательно, и стоимость изготовления редукторов.

### **Список использованных источников:**

1. Сборка и монтаж изделий машиностроения : справочник. Т. 1: Сборка изделий в машиностроении / под ред. В. С. Корсакова, В. К. Замятина. – М.: Машиностроение, 1983. – 480 с.
2. Федосеев В. И. Сопротивление материалов : учеб. для вузов / В. И. Федосеев. – 13-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2004. – 591 с.
3. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести / Н. Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
4. Лыткина Н. К. Влияние способа сборки на напряженное состояние соединений с большими натягами / Н. К. Лыткина // Вестник машиностроения. – 1976. – № 10. – С. 29–32.

***Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Писарцов А.С.***

«Эксплуатационная прочность соединений составных зубчатых колёс».

В статье предложен метод расчета на прочность соединений составных зубчатых колес с натягом.

На основании расчетов, выполненных по предложенной методике, может быть разработана технология тепловой сборки без дополнительного крепления.

***Ключевые слова:*** зубчатые колеса, посадка с натягом, тепловая сборка, прочность, крепления.

***Кравцов М.К., Оболенська Т.О., Лазаренко В.І., Писарцов О.С.***

«Експлуатаційна міцність з'єднань складових зубчастих коліс».

У статті запропонований метод розрахунку на міцність з'єднань складених зубчастих коліс з натягом.

На підставі розрахунків, виконаних по запропонованій методиці, може бути розроблена технологія теплового складання без додаткового кріплення.

***Ключові слова:*** зубчасті колеса, посадка з натягом, теплове складання, міцність, кріплення.

***Kravtsov M.K., Obolenskaya T.A., Lazarenko V.I., Pisartsov A.S.*** “Operating strength of connections of component gear wheels”.

In the article the method of strength calculation of pressure coupling of component gear wheels is offered.

On the basis of calculations, executed on offered methodology can be worked out technology of the thermal assembling without the additional fastening.

***Key words:*** gear-wheels, thermal assembling, strength, fastening.

Стаття надійшла до редакції 6 грудня 2011 р.