

О ПРОЕКТИРОВАНИИ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

Цилиндрические соединения с натягом находят широкое применение в машиностроении. Для обеспечения надежности таких соединений имеется два направления. Первое из них связано с созданием дополнительных креплений (шпонок и т.п.), что приводит к повышению трудоемкости и технологической себестоимости производства, второе — с использованием прочностных ресурсов самого соединения. Дополнительное увеличение прочности при этом обеспечивается созданием за счет натяга (N) мощных контактных давлений (p) на поверхности соединения, достигающих в ряде случаев 300 МПа. Такой уровень давления, как правило, неизбежно приводит к образованию пластически деформированных и упрочненных поверхностных слоев металла на деталях соединения. Методика расчета подобных соединений разработана недостаточно.

Рассмотрим напряжения и деформации в деталях при условии появления в них зоны пластических деформаций с радиусами текучести r_{Ta} (охватываемая деталь) и r_{Tb} (охватываемая).

Напряженно-деформированное состояние в данном случае следует считать осесимметричным. Следовательно, уравнения равновесия в цилиндрических координатах будут описываться системой

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_r}{dr} + \frac{\partial \tau_{rz}}{dz} + \frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} = 0; \\ \frac{\partial \tau_{rz}}{dr} + \frac{\partial \sigma_z}{dz} + \frac{\tau_{zr}}{r} = 0, \end{cases}$$

где $\sigma_r, \sigma_t, \sigma_z$ — радиальная, окружная и осевая компоненты напряжений; τ_{rz}, τ_{zr} — касательные напряжения в плоскостях, параллельных и перпендикулярных к оси Z .

Решение данной системы с учетом характера распределения касательных напряжений по длине контакта и степенной зависимости между напряжениями и деформациями за пределом упругости материалов деталей вида

$$\sigma_i = \sigma_T \left(\frac{\epsilon_i}{\epsilon_T} \right)^m$$

(где σ_i, ϵ_i — интенсивность напряжений и деформаций; σ_T, ϵ_T — предел текучести и деформация, соответствующая пределу текучести материала; m — показатель упрочнения материала [1]) позволило определить компоненты напряжений в зоне пластических деформаций соединяемых деталей:

$$\sigma_r = c_2 - \frac{0,55\sigma_T}{mr^{2m}} \left(\frac{c_1}{\epsilon_T} \right)^m \mp 0,5f_{o.c} p \ln r;$$

$$\sigma_t = c_2 + \frac{0,55 \sigma_T}{r^{2m}} \left(\frac{c_1}{\epsilon_T} \right)^m \left(2 - \frac{1}{m} \right) \pm 0,5 f_{o.c} p \ln r,$$

где c_1 и c_2 — постоянные интегрирования; $f_{o.c}$ — коэффициент трения вдоль оси соединения на поверхности контакта.

Для определения постоянных следует использовать граничные условия, заданные на поверхностях соединяемых деталей.

Располагая значением компонент напряжений, радиальные перемещения деталей при сборке можно определить из зависимости между напряжениями и деформациями. Для зон пластических деформаций с этой целью необходимо воспользоваться равенством

$$\epsilon_t = \frac{3}{2} \frac{\epsilon_i}{\sigma_i} (\sigma_t - \sigma_0).$$

С использованием предложенной схемы решения были получены формулы, позволяющие вести расчет натягов при упругом и упругопластическом характере деформирования сопрягаемых деталей соединений. Совокупность зависимостей в каноническом виде представлена в табл. 1.

В таблице приняты следующие обозначения: p_a^I и p_a^{II} — контактное давление, при котором пластические деформации соответственно только начинают появляться в охватывающей детали и распространяются на все сечения ее стенки [2]; p_b^I и p_b^{II} — соответствующие контактные давления для охватываемой детали; E_a и E_b — модуль упругости материала охватывающей и охватываемой деталей; C_a и C_a^I , C_b и C_b^I — определители радиальной податливости охватывающей и охватываемой деталей; μ_a и μ_b — коэффициент Пуассона материала охватывающей и охватываемой детали; b , R , a — радиусы соответственно наружной поверхности охватывающей детали, поверхности сопряжения, внутреннего отверстия охватываемой детали.

Значение r_{Ta} следует рассчитывать по формуле

$$\left(\frac{r_{Ta}}{R} \right)^2 = \frac{\frac{b^2}{R^2} - q_a \sqrt{\left(\frac{b^2}{R^2} - q_a \right)^2 - 2q_a^2 a (1 - m_a)}}{\frac{R^2}{b^2} q_a \frac{2m_a - 1}{m_a - 1} (1 - m_a)}, \quad (1)$$

где q_a — функция, учитывающая влияние давления, трения и упрочнения,

$$q_a = \left[m_a \frac{p}{p_a^I} \left(1 - \frac{R^2}{b^2} \right) - m_a + 1 \right] \frac{1}{m_a}^{-1}$$

Радиус границы между зоной пластических и упругих деформаций в охватываемой детали $\left(r_{Tb}/a \right)^2$ следует рассчитывать также по формуле (1), но при этом вместо отношения b/R и параметра m_a необходимо подставлять от-

Табл. 1. Зависимости для расчета упругих и упругопластических соединений с натягом

№ п.п	Характер деформирования деталей соединения	Формула для расчета натяга	Формула для расчета коэффициентов податливости
1	$p \leq p_a^I, p \leq p_b^I$ Обе детали деформируются упруго	$N = pD \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_b}{E_b} \right)$	$C_a = \frac{1 + \frac{R^2}{B^2}}{1 - \frac{R^2}{b^2}} + 0,2 \frac{f_{o.c}}{\mu_a} \left(1 + \frac{R^2}{b^2} \right) + \mu_a,$ $C_b = \frac{1 + \frac{a^2}{R^2}}{1 - \frac{a^2}{R^2}} + 0,2 \frac{f_{o.c}}{\mu_a} \left(1 + \frac{a^2}{R^2} \right) - \mu_b$
2	$p_a^I < p \leq p_a^{II}, p \leq p_b^I$ Охватывающая деталь деформируется упруго-пластически, охватываемая – упруго	$N = pD \left(\frac{C_a^I}{E_a} + \frac{C_b}{E_b} \right)$	$C_a^I = 1,1 \frac{\sigma_{Ta}}{p} \left(\frac{r_{Ta}^2}{R^2} - 1 \right) - 0,5 \left[\left(\frac{r_{Ta}}{R} \right)^{2(1-m_a)} - 1 \right] + C_a$ $C_b - \text{по п. 1}$
3	$p_a \leq p_a^{II}, p_b^I < p \leq p_b^{II}$ Охватывающая деталь деформируется упруго, а охватываемая-упруго-пластически	$N = pD \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_b^I}{E_b} \right)$	$C_a - \text{по п. 1}$ $C_b^I = 1,1 \frac{\sigma_{Tb}}{p} \left(\frac{r_{Tb}^2 - a^2}{R^2} \right) + C_b$
4	$p_a^I < p \leq p_a^{II},$ $p_b^I < p \leq p_b^{II}$ Обе детали деформируются упругопластически	$N = pD \left(\frac{C_a^I}{E_a} + \frac{C_b^I}{E_b} \right)$	$C_a^I - \text{по п. 2}$ $C_b^I - \text{по п. 3}$

ношение R/a и параметр m_b и, кроме того, функцию q_a заменять функцией q_b :

$$q_b = \left[m_b \frac{p}{p_b^I} \left(1 - \frac{a^2}{R^2} \right) - m_b + 1 \right] \frac{1}{m_b}^{-1}$$

Пример расчета. Требуется определить минимальный натяг, обеспечивающий неподвижность соединения шкива с валом, если при пуске агрегата крутящий момент достигает $4 \cdot 10^2$ Н·м.

Запас прочности принят равным 2 ($n = 2$). Материал вала — сталь 45 (нормализованная), $\sigma_{\tau b} = 360$ МПа, $E_b = 2,04 \cdot 10^5$ МПа; материал шкива — сталь 35 (нормализованная), $\sigma_{\tau a} = 310$ МПа, $\sigma_{ba} = 250$ МПа, $E_a = 2 \cdot 10^5$ МПа, $m_a = 0,17$, $m_b = 0,189$.

Коэффициент трения $f_{o,c} = 0,1$; коэффициент трения на скручивание $f_{кр} = 0,07$; геометрические размеры соединения: $b = 37,5$ мм, $R = 15$ мм, $a \approx 5$ мм, длина соединения $l = 40$ мм.

Решение. Для того чтобы соединение обладало заданным запасом прочности, на поверхности контакта с помощью натяга следует создать давление $p = 202,2$ МПа.

Определяем характер деформирования деталей соединения:

1) для охватывающей детали $p_a^I = 150,8$ МПа, $p_a^{II} = 282,4$ МПа. Следовательно, $p_a^I < p < p_a^{II}$;

2) для охватываемой $p_b^I = 172,5$ МПа, $p_b^{II} = 630$ МПа. Следовательно, $p_b^I < p < p_b^{II}$.

Таким образом, охватывающая и охватываемая детали деформируются упругопластически.

Следовательно, для расчета натяга необходимо использовать формулу из таблицы (см. п. 4). Для расчета C_a^I и C_b^I , входящих в формулу, следует прежде определить $r_{\tau a}/R$ и $r_{\tau b}/R$.

Пользуясь формулой (1), найдем: $(r_{\tau a}/R)^2 = 1,406$; $(r_{\tau b}/R)^2 = 0,0785$. Рассчитываем определители податливости деталей по формулам в графе 4 таблицы: $C_a^I = 2,173$, $C_b^I = 0,898$. Таким образом, эффективный натяг

$$N = \frac{202,2 \cdot 30}{10^5} \left(\frac{2,173}{2,00} + \frac{0,898}{2,04} \right) = 95 \text{ мкм.}$$

Расчет по формуле Ламэ дает результат $N = 72$ мкм.

Здесь не рассматривается расчет поправок к натягу, связанных с концентрацией давления у торцов втулки и со смятием микронеровностей при сборке. Эти вопросы достаточно освещены в работе [3].

Экспериментальная проверка разработанной методики проектирования проводилась путем оценки радиуса зоны пластических деформаций охватывающей детали по измерению интенсивности микронапряжений с помощью рентгенографической установки Дрон 1. Сравнение расчетных и экспериментально полученных значений $r_{\tau a}$ приведено на рис. 1. Отклонение экспериментальных значений от расчетных составило в среднем 11%. Расхождение значе-

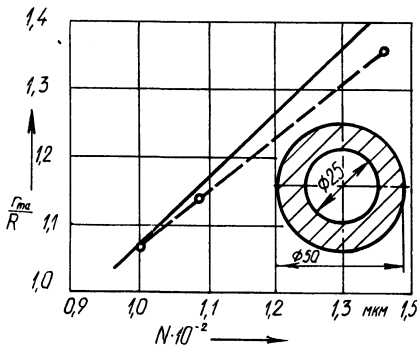


Рис. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных значений радиуса текучести r_{Ta} в соединении сплошного вала (сталь 45) с цилиндрической охватывающей деталью (сталь 45, $m_a = m_b = 0,19$; $\sigma_{Ta} = \sigma_{Tb} = 380$ МПа, $\sigma_{b\alpha} = \sigma_{bb} = 650$ МПа)

ний обусловлено, с одной стороны, погрешностями расчета, с другой, погрешностями экспериментальных измерений.

Разработанная методика расчета соединений с натягом была использована на ряде предприятий текстильного машиностроения, двигателестроения, арматуростроения и т.д. Это позволило расширить допуски на ряд деталей, входящих в соединения с натягом указанных изделий, исключить дополнительные крепления, повысить надежность и снизить трудоемкость изготовления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. — М., 1985. — 223 с.
2. Тютюков Г.Ф., Скворцов А.С. Исследование прочности цилиндрических соединений с натягом при упругопластическом характере деформирования сопрягаемых деталей // Двигателестроение. — 1986. — № 8. — С. 21–23.
3. Берникер Е.И. Посадки с натягом в машиностроении. — М.; Л., 1966. — 167 с.

УДК 621.787.4

П.И. ЯЩЕРИЦЫН, д-р техн.наук (АН БССР),
А.А. БУГАЕВ (МТЗ)

ПЛОЩАДЬ КОНТАКТА И УСИЛИЯ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРИ ХОЛОДНОЙ ТОРЦОВОЙ РАСКАТКЕ КОЛЬЦЕВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Основными показателями, которые используют при определении усилия формообразования P в процессах обработки металлов давлением, являются площадь контакта A и давление p , необходимое для заполнения полости матрицы [1]: $P = Ap$. При прокатке [2] A определяют по зависимости

$$A = Bl, \quad (1)$$

где B — ширина прокатываемой полосы; l — длина очага деформации.