- повысить объем продаж своих установок на мировом рынке и получать финансовые средства для новых разработок;
- повысить приток денежных средств в казну государства; увеличить занятость населения и существенно улучшить другие социально-экономические факторы.

1.Кошкин К.В. Проекты создания высокоэффективных инновационных центров / К.В. Кошкин, С.К. Чернов // Тези доп. III Міжнар. конф. «Управління проектами у розвитку суспільства», 25-27 травня 2006 р. – К.: КНУБА, 2006. – С.101-102.

2.Портер М.Е. Конкуренция / М.Е. Портер. – СПб.; М.; К.: Изд. Дом: “Вильямс”, 2000. – 325 с.

3.Senge, P. The Fifth Discipline. The Art and Practice of Learning / P.Senge – N.Y.: Dowleday, 2004.

4.Tecce, D. J. Capturing Value from Knowledge Assets: The New Economy Markets for Know-How and Intangible Asstes / D. J. Tecce // Calif. Manag. Review. – 2003. – Vol. 40, № 3.

Получено 26.07.2012

УДК 621.01

В.И. ЛУСЬ, канд. техн. наук
Харьковская национальная академия городского хозяйства

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПРОДОЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ

Составлено уравнение совместимости деформаций витков и тел деталей резьбового соединения в произвольном сечении при определенных ограничениях. В результате решения уравнения совместимости деформаций выявлено, что расчет коэффициентов жесткости связан с определением интенсивности распределения нагрузки по виткам резьбового соединения. Определена осевая жесткость резьбового соединения как отношение приращения осевой силы к вызываемому им смещению в опорном сечении. Сделан вывод, что осевая жесткость резьбового соединения зависит от усилия затяжки косвенно, через коэффициенты контактных деформаций.

Складено рівняння сумісності деформацій витків і тіл деталей різьбового з'єднання в довільному перетині при певних обмеженнях. В результаті вирішення рівняння сумісності деформацій виявлено, що розрахунок коефіцієнтів жорсткості пов'язаний з визначенням інтенсивності розподілу навантаження по витках різьбового з'єднання. Визначена осьова жорсткість різьбового з'єднання як відношення приросту осьової сили до зсуву, що викликається ним, в опорному перетині. Зроблений висновок, що осьова жорсткість різьбового з'єднання залежить від зусилля затягування побічно, через коефіцієнти контактних деформацій.

Worked out an equation of compatibility of deformations of coils and bodies of details of screw-thread connection in an arbitrary section at certain limitations. It is exposed as a result of decision of equalization of compatibility of deformations, that the calculation of coefficients of inflexibility is related to determination of intensity of partition of load on the coils of screw-thread connection. Axial inflexibility of screw-thread connection as relation of increase of axial force is certain to the displacement caused by him in a supporting section. A conclusion is done, that axial inflexibility of screw-thread connection depends on effort of inhaling indirectly, through the coefficients of contact deformations.

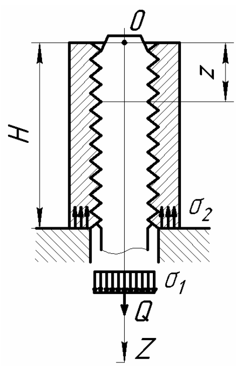
Ключевые слова: резьбовое соединение, уравнение совместимости деформаций, коэффициенты жесткости, осевая жесткость, коэффициенты контактных деформаций.

Резьбовые соединения в машинах и приборах всегда находятся в затянутом состоянии, в котором жесткость и прочность соединения выше по сравнению с незатянутым состоянием. При любом нагружении резьбового соединения (как рабочем, так и при предварительной затяжке при закручивании гайки) расчет коэффициентов жесткости связан с определением интенсивности распределения нагрузок по виткам соединения. Для этого составляют уравнения совместности деформации витков и тел деталей соединения в произвольном сечении в предположении, что касание витков до и после нагружения происходит по всей винтовой линии:

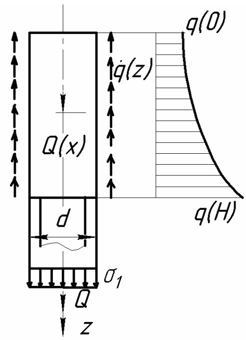
$$\Delta_1(z) + \Delta_2(z) = [\delta_1(z) + \delta_2(z)] - [\delta_1(0) + \delta_2(0)], \qquad (1)$$

где Δ_1 и Δ_2 – изменение длины тела болта и гайки соответственно на участке от начала координат до сечения z; δ_1 и δ_2 – деформации витков деталей и осевые зазоры соответственно между контактными поверхностями витков, соответствующих радиальным деформациям тел деталей, в произвольном сечении z и в начале координат.

Сумма деформаций от действия осевой силы Q и возникающих напряжений σ_1 и σ_2 (рис.1, *а*) компенсирует изменение длины тела деталей и является причиной неравномерного распределения нагрузки между витками резьбы.



а



б

Рис.1 – Расчетная схема болтового соединения при осевом нагружении

При затяжке соединения происходит взаимное окружное перемещение (скольжение) контактирующих поверхностей витков болта и гайки. Возникающие при этом силы трения направлены по окружности. Они не вызывают дополнительных деформаций витков и тела деталей (в соответствии с работой [3]) и не препятствуют взаимным радиальным перемещениям опорных поверхностей витков.

Решение уравнения совместности деформаций для этапа предварительной затяжки определяет экспоненциальный закон распределения интенсивности q усилия затяжки по высоте гайки (рис. 1.б), причем с увеличением усилия затяжки Q_3 неравномерность q(z) возрастает. Для упрощения решения задачи при других видах нагружения интенсивность q(z) и давление p(z) на опорной поверхности витков будем считать постоянными:

$$p(z) = q(z) \cdot S/f \approx Q_3\, S/(F \cdot H) \approx \text{const}, \qquad (2)$$

здесь s – шаг резьбы; f – проекция боковой поверхности витка на плоскость поперечного сечения деталей, f = πdt, где $d = (d_2 + d_1)/2$ – средний диаметр резьбы (d_2 и d_1 – наружный и внутренний диаметры профиля резьбы соответственно); $t = (d_2 – d_1)/2$ – рабочая глубина витка.

Рассмотрим нагружение соединения дополнительной осевой силой P через соединяемые детали (рис.2). При этом благодаря предварительной затяжке внешняя переменная нагрузка передается на резьбовую деталь лишь частично [1]:

$$\Delta Q = P\Psi, \qquad (3)$$

здесь Ψ – коэффициент основной нагрузки, $\Psi = \lambda_1/(\lambda_1 + \lambda_0)$, где λ_1 – коэффициент податливости соединяемых деталей; λ_0 – коэффициент податливости болта и резьбового соединения.

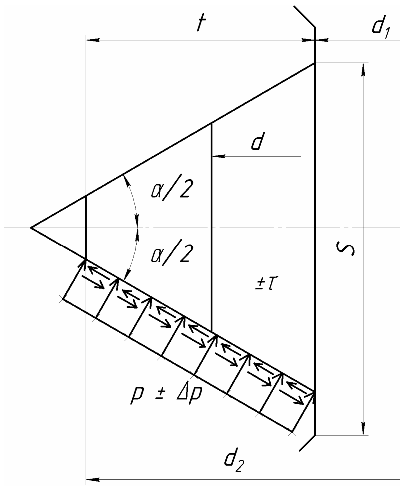


Рис. 2 – Усилия, действующие на виток резьбы

Из условия нераскрытия стыка предполагается, что $Q_3 - \Delta Q > 0$, так как в противном случае будет происходить смена контактирующих поверхностей, что фактически соответствует условию $Q_3 = 0$ (d, d_1 и d_2 – средний, внутренний и наружный диаметры винтового соединения соответственно). На этом этапе взаимное окружное перемещение контактирующих поверхностей отсутствует (хотя имеет место взаимный поворот деталей вследствие деформирования витков), а происходит их радиальное взаимное перемещение, которое вызывается изменением поперечных размеров при действии ΔQ. Препятствующие этому силы трения имеют также радиальное направление и зависят как от давления на поверхности контакта, так и от взаимного смещения поверхностей. Направление силы трения определяется знаком изменения нагрузки и при $\Delta Q > 0$ происходит увеличение прогиба витков резьбы и уменьшение радиальной деформации. Предполагая приращение контактных нагрузок Δp и τ равномерным по ширине витка, получим изменение интенсивности осевых сил (при $\Delta Q > 0$)

$$\Delta q = [\Delta p + \tau \mathrm{tg}(\alpha /2)]\, f /s. \qquad (4)$$

Под действием вибрационных нагрузок силы трения τ будут пропорциональны взаимному смещению v этих поверхностей. Раскрывая уравнения совместности деформаций (1) для случая дополнительного осевого нагружения, воспользуемся принципом наложения, что допустимо ввиду проведения линеаризации контактных деформаций. При этом в уравнение (1) введем следующие слагаемые.

Осевая деформация $\Delta_г$ тела деталей от действия нормальных напряжений σ, которые принимаются равномерно распределенными по площади сечения F деталей, определяется по формуле Гука [4]:

$$\Delta г = \Delta 1г + \Delta 2г = (1/E_1F_1 + 1/E_2F_2) \int_0^z \Delta Q(z)dz\,, \qquad (5)$$

где E – модуль продольной упругости материала; F– площадь сечения болта или гайки.

Осевой зазор $\delta_п$ между витками из-за радиальной деформации ($u_п$ тел деталей, вызываемой эффектом Пуассона, равен:

$$\delta_п = (u_{1п} + u_{2п})\, \mathrm{tg}(\alpha/2) = (d/2)(\mu_1 /E_1F_1 + \mu_2 / E_2F_2)\, \mathrm{tg}(\alpha/2)\Delta Q(z). \qquad (6)$$

Средняя радиальная с оставляющая напряжений $\Delta\sigma_{ср}$ от действия контактных нагрузок Δp и τ определяется в виде:

$$\Delta\sigma_{ср} = 1/s \int_0^z \sigma_г\, dz = (\Delta p \mathrm{tg}(\alpha/2) \pm \tau)t/s =$$

$$= (1/\pi d)\mathrm{tg}(\alpha/2)\ \Delta q - (t/s)\cos^{-2}(\alpha/2)\tau. \qquad (7)$$

Осевой зазор $\delta_л$ от радиальной осесимметричной деформации u_0 тел деталей, используя решение Ламе [4] для толстостенных труб, найдем по формуле

$$\delta_л = (u_{1л} + u_{2л})\mathrm{tg}(\alpha/2) =$$
$$= (d/2)[(1/E_1)((d^2 + d_0^2)/(d^2 - d_0^2) - \mu_1)) +)[(1/E_2)((d_э^2 + d^2)/(d_э^2 - d^2) +$$
$$+ \mu_2))]\mathrm{tg}(\alpha/2)\sigma_{ср}, \qquad (8)$$

где d_0 – внутренний диаметр болта; $d_э$ – эквивалентный наружный диаметр гайки.

Дополнительная плоская осевая деформация $\Delta_л$ тел деталей, вызываемая радиальной осесимметричной деформацией гайки и болта, определяется из выражений для радиального и окружного напряжений задачи Ламе [4] в виде:

$$\Delta_л=\Delta_{л1} + \Delta_{л2}= 2[(\mu_1/E_1)d^2/(d^2 - d_0^2) +(\mu_2/E_2)d^2/(d_э^2 - d^2)]\int_0^z \sigma_{ср}dz. \qquad (9)$$

Деформацию изгиба и сдвига витков $\delta_в$ определим на основе решения Б.Г. Галеркина для усеченного клина по формуле

$$\delta_в = \delta_{в1} + \delta_{в2} = \omega\ (1/E_1 + 1/E_2)s\Delta p(z), \qquad (10)$$

где $\omega \approx 0{,}82$ – коэффициент, учитывающий характер деформации.

Добавочную деформацию $\delta_к$, обусловленную сближением шероховатых опорных поверхностей витков ($\Delta\delta_\sigma= k_0\Delta\sigma$) от действия нормального давления $\Delta p = s\Delta q/f - \tau\ \mathrm{tg}\ (\alpha/2)$, определим из выражения

$$\delta_к = k_\sigma \cos^{-1}(\alpha/2)\ \Delta p(z). \qquad (11)$$

Таким образом, уравнение совместности деформаций (1) принимает вид:

$$\Delta_г(z) + \Delta_л(z) = [\delta_п(z) + \delta_л(z) + \delta_в(z) + \delta_к(z)] -$$
$$- [\delta_п(0) + \delta_Л(0) + \delta_в(0) + \delta_к(0)]. \qquad (12)$$

В это уравнение входят две неизвестные величины: $\Delta q(z)$ - интенсивность приращения осевой силы и τ - касательное усилие на опорной поверхности витка, определяемое из уравнения:

$$\tau = (1/k_\tau)\upsilon = (1/k_\tau)(u_{1п} + u_{2п} + u_{1л} + u_{2л})\cos^{-1}(\alpha/2). \qquad (13)$$

Подставляя в уравнение (13) значения радиальных перемещеиий из выражений (6) и (8) с учетом (7), получаем:

$$\tau(z) = \eta\ [\beta_l\Delta Q(z) + \gamma_1\Delta q(z)], \qquad (14)$$

а уравнение совместности упругих деформаций (12) с учетом (5)-(12) приобретает вид:

$$\alpha_y\int_0^z \Delta Q(z)dz - \beta_y\Delta Q(z) - \gamma_y[\Delta q(z) - \Delta q(0)] = 0. \qquad (15)$$

Здесь: $\alpha_у = \alpha - \beta_3$; $\beta_3 = \beta_1 - \beta_2 - \beta_4$; $\gamma_у = \gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3$;
где $\alpha = 1/(E_1F_1) + 1/(E_2F_2)$; $\beta_1 = (d/2)(\mu_1/E_1F_1 + \mu_2/E_2F_2)\,tg(\alpha/2)$;
$\beta_2 = (2d/\pi)[\mu_1/E_1(d^2 - d_0^2) + \mu_2/E_2(d_э^2 - d^2)]tg(\alpha/2)$; $\beta_3 = \beta_1\beta_2\eta(2f/s\,\sin(\alpha))$;
$\beta_4 = \eta(f/s)[(\beta_1 - \beta_2)2\gamma_1/\sin(\alpha) + \gamma_2\beta_1 tg(\alpha/2)]$; $\eta = [k_\tau/\sin(\alpha/2) + \gamma_1(2f/s\,\sin\alpha)]^{-1}$;
$\gamma_1 = (1/2\pi)[1/E_1((d^2 + d_0^2)/(d^2 - d_0^2) - \mu_1)) + 1/E_2((d_э^2 + d^2)/(d_э^2 - d^2) +$
$+\mu_2))]tg^2(\alpha/2)$;
$\gamma_2 = [\omega(1/E_1 + 1/E_2)\,s + k_\sigma \cos^{-1}(\alpha/2)]\,s/f$; $\gamma_3 = \gamma_1\eta(f/s)(2\gamma_1/\sin\alpha + \gamma_2 tg(\alpha/2))$.

Продифференцировав дважды это уравнение [2], получим дифференциальное уравнение второго порядка, решение которого для граничных условий (см. рис.1), т. е. при $z = 0$, $\Delta Q(0)=0$ и при $z=H$, $\Delta Q(H)=\Delta Q$, примет вид:

$$\Delta q(z) = \Delta Q \exp n_р(H - z)/sh l_р H(l_р ch m_р z - n_р sh m_р z), \qquad (16)$$

где $n_р = \beta_у/2\gamma_у$; $m_р = \sqrt{\alpha_у/\beta_у}$; $l_р = \sqrt{m^2_р + n^2_р}$.

Анализ этого уравнения показывает, что при принятых допущениях закон распределения осевых сил $\Delta q(z)$ не зависит от распределения усилия затяжки $q(z)$, но зависит от полного усилия $Q_З$.

Осевую жесткость резьбового соединения определим как отношение приращения осевой силы ΔQ к вызываемому им смещению δ болта и гайки в опорном сечении ($z = H$),

$$c_р = \Delta Q/\delta(H, Q_з, \Delta Q), \qquad (17)$$

где $\delta(H, Q_з, \Delta Q) = \delta_М(H) + \delta_Л(H) + \delta_В(H) + \delta_К(H)$, или с учетом выражений (6), (8), (10) и (11):

$$c_р = [(\gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3)(l_р\, cth\, l_р H - n_р) + \beta_1]^{-1}. \qquad (18)$$

Следовательно, жесткость зависит от усилия затяжки косвенно, через коэффициенты контактных деформаций k_σ и k_τ.

1.Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 261 с.

2.Обыкновенные дифференциальные уравнения и основы вариационного исчисления / Б. П. Карташов, Б. Л. Рождественский. – М.: Наука, 1976. – 256 с.

3.Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 94 с.

4.Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: МГТУ им.Н.Э. Баумана, 1999. – 592 с.

Получено 13.07.2012