

УДК 621.01

В.І. Лусь

Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, Україна

ДО РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТІВ ЖОРСТКОСТІ СТИКІВ, ЯК ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ, В ДИНАМІЧНІЙ МОДЕЛІ ПРЕСО-ГВИНТОВОГО З'ЄДНАННЯ

Досліджено питання визначення коефіцієнтів поперечної і кутової жорсткості пресо-гвинтового з'єднання яке складається тільки із гайки і болта, при навантаженні гайки на вільному торці відповідно поперечною силою або згинаючим моментом.

Розглянута динамічна модель пресо-гвинтового з'єднання у виді послідовного з'єднання елементів обумовлене контактними деформаціями поверхніх слоїв матеріалу в стику. Виявлена параметрична залежність коефіцієнтів жорсткості різьбового з'єднання від зусиль затяжки.

Ключові слова: конструкція, пресо-різьбове з'єднання, параметри системи, динамічна модель, коефіцієнт жорсткості, структурна модель, деформація, поперечна і кутова жорсткість, зусилля затяжки.

Постановка проблеми

Для розрахунку значень коефіцієнтів жорсткості пружних елементів в динамічній моделі пресо-гвинтового з'єднання їх можна моделювати у виді послідовного з'єднання двох типів елементів. Перший тип обумовлений власними деформаціями деталей при дії об'ємних сил інерції. Його жорсткість залежить від геометрії деталей і механічних характеристик матеріалу і визначається по відомим формулам опору матеріалів.

Другий тип елементів обумовлений контактними деформаціями поверхніх слоїв матеріалу в стику.

Поверхні деталей мають деяку шорсткість, тобто сукупність виступів і впадин, що мають в основному випадкову форму і розподіл. Ступінь шорсткості визначається видом і умовами обробки і складання. В стиках шорстких поверхонь контактування носить дискретний характер, і контактні деформації деталей визначаються деформуванням мікро- і макровиступів поверхонь.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Експериментальне дослідження контактних деформацій [1] викликає додаткові труднощі при підвищенні якості обробки поверхні. При цьому спостерігається погане відтворення результатів експериментів при малих навантаженнях внаслідок великої ступені випадковості в розподілі найбільших виступів. По оцінці [2] для центрального навантаження нерухомого з'єднання середня квадратична похибка більшості вимірювань складає 3 – 5 %, інтервал довіри одержаних результатів з вірогідністю 0,95-8-10%.

Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми

При стисканні деталей різні виступи на контактуючих поверхнях будуть знаходитись під різними напругами. При цьому можливі як пружні, так і пластичні деформації. Значення питомих тисків на окремих виступах сумірні з параметрами твердості матеріалу. З підвищенням номінального тиску площа контакту деталей також зростає як із-за збільшення плями контактів дотичних виступів, так і із-за збільшення кількості цих виступів. Звідси витікає, що із збільшенням номінального тиску інтенсивність зближення деталей буде зменшуватись, (рис. 1). Одночасно з деформуванням мікрОВиступів відбувається пружне деформування елементів хвилястості і макровідхилень поверхонь деталей.

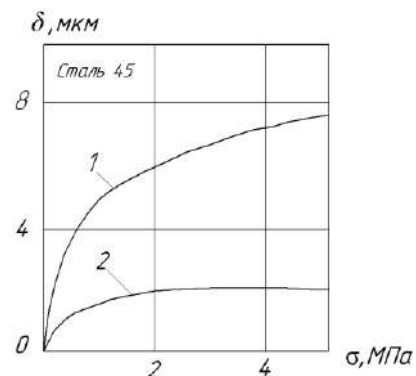


Рис. 1. Залежність між зближенням і тиском в плоскому стику: 1 – первинне; 2 – повторні навантаження

При повторному навантаженні умови контактування будуть змінюватись внаслідок наклепу матеріалу виступів, які одержали пластичні

деформації. Тому особливістю контактних деформацій є неспівпадання (при збереженні загального характеру) кривих навантаження і розвантаження, а також першого і повторного навантажень. Але при повторному і багатократному навантаженнях (при відсутності поперечного зміщення) криві навантаження розвантаження співпадають. Це показує, що внаслідок зміцнення матеріалу мікроступів після першого навантаження контактні деформації при послідовних навантаженнях стають пружними. В умовах рухомих стиків повторні навантаження займають проміжне положення порівняно з першим і повторними навантаженнями для нерухомих з'єднань.

Динамічні випробування, проведені на плоских незмащених стиках з попереднім центральним навантаженням при нормальному і моментному навантаженнях, показують [1], що жорсткість стиків при статичних і динамічних деформуваннях однакова і не залежить від частоти коливань і практично не залежить від амплітуди сили. Крім того із збільшенням початкового тиску динамічна жорсткість зростає. Таким чином, при коливаннях вузлів достатньо виправданим буде застосування результатів, одержаних при статичному навантаженні.

Мета статті

Головною метою цієї роботи є визначення виразів для коефіцієнтів жорсткості розрахункової схеми з урахуванням власних деформацій деталей для послідовного з'єднання контактних і власних жорсткостей. Проводячи аналогічні перетворення для затягнутого з'єднання, що складається тільки із гайки і болта, при навантаженні гайки на вільному торці відповідно поперечною силою або згинаючим моментом, одержуємо вираз для поперечної і кутової жорсткості з'єднання. Аналітичне визначення параметричної залежності коефіцієнтів жорсткості різьбового з'єднання від зусилля затяжки.

Виклад основного матеріалу

Для систематизації одержаних результатів по дослідженню контактних деформацій в плоских стиках при центральному нормальному навантаженню пропонується апроксимація графіків (рис.1) ступеневою залежністю:

$$\delta = c\sigma^m, \quad (1)$$

де δ – нормальне контактне переміщення, мкм; c – коефіцієнт, який залежить від геометрії поверхонь і властивостей матеріалів; σ – середній тиск в стикі, МПа; m – показник ступеня, пов'язаний з показником ступеня ступеневої апроксимації опорної кривої профілю поверхні.

Для повторних центральних навантажень стиків металів (сталь, чавун, бронза і т.д.), оброблених чистовими методами, $m \approx 0,5$. Значення коефіцієнта C визначається по методу найменших квадратів, в технічних розрахунках рекомендується [1] брати для стиків сталевих або чавунних деталей з однаковою обробкою $C = 1,25$ ($R_z = 20 \div 40$ мкм).

Залежно від величини нормального тиску в стикі зазвичай виділяють дві зони. Перша зона відносно малих тисків (біля 0,1 – 1,0 МПа), які зустрічаються в незатягнутих, ненавантажених з'єднаннях, характеризується великою нестабільністю результатів. Друга зона порівняно великих тисків (1,0 – 5,0 МПа і вище) представляє значний інтерес при технічних розрахунках, так як тиск такого порядку має місце в затягнутих стиках.

При наявності в стикі початкового тиску σ_0 ($\sigma_0 = Q_0/F$, де Q_0 – початкове навантаження; F – площа стикі) контактні деформації визначаються з виразу

$$\delta_\sigma = c \left[(\sigma + \sigma_0)^m - \sigma_0^m \right] \quad (2)$$

Враховуючи, що зміна тиску від зовнішнього навантаження, яке має при коливаннях [3, 4] інерційний характер, зазвичай набагато менше початкового тиску, замінимо вираз (2) лінеаризованою залежністю

$$\Delta\delta_\sigma = \kappa_\sigma \Delta\sigma, \quad (3)$$

де κ_σ – коефіцієнт нормальної контактної податливості, нм/Па,

$$\kappa_\sigma = d\delta_\sigma / d\sigma = cm\sigma_0^{m-1}.$$

При схематизації плоского стикі дискретним пружним зв'язком коефіцієнт жорсткості (МН/м) визначимо по формулі

$$c_\sigma = \Delta Q / \Delta\delta_\sigma \cdot 10^{-6} = F \cdot 10^6 / \kappa_\sigma = \alpha_\sigma Q_0^{1-m}, \quad (4)$$

$$\text{де } \alpha_\sigma = F^m \cdot 10^6 / (cm).$$

Із виразу для нормального контактного переміщення при нормальному навантаженні плоского стикі може бути одержана залежність для кутових контактних деформацій при навантаженні моментом M . При роботі стикі без розкриття (що потребує наявності попереднього нормального навантаження)

із умови рівноваги стикі витікає, що

$$M = \int_F \sigma_x x dF, \quad (5)$$

де x – відстань до осі, навколо якої проходить поворот.

Підставивши у вираз (4) вираз (3), одержимо залежність, яка підтверджується експериментально при будь-якій конфігурації контуру площі контакту:

$$\varphi = \kappa_\sigma M \cdot 10^6 / J, \quad (6)$$

де J – момент інерції площі стикі відносно центральної осі.

Кутову жорсткість плоского стику (МНм/рад) визначимо із формули

$$\alpha_\varphi = M / \varphi = \alpha_\varphi Q_0^{1-m}, \quad (7)$$

де $\alpha_\varphi = J \cdot 10^6 / (cmF^{1-m})$.

Другим видом контактних зміщень є попереднє зміщення, яке виникає від дії сил, паралельних площині контакту. Загальний характер попереднього зміщення до моменту зриву аналогічний діаграмі власних деформацій як при першому, так і при повторних навантаженнях (рис.2).

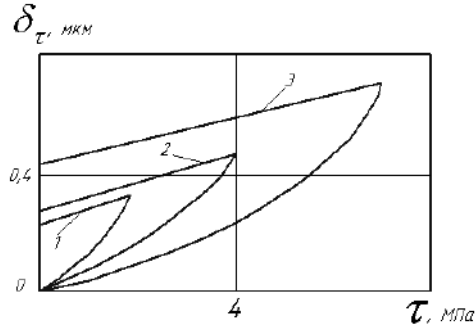


Рис. 2. Залежність зміщення від дотичного навантаження і тиску в стику: 1 – $\sigma = 0,09$ МПа; 2 – $\sigma = 0,18$ МПа; 3 – $\sigma = 0,35$ МПа

В роботі [5] пропонується апроксимація для незмащених стиків у вигляді

$$\delta_\tau = S\sigma_0^{m_1} \left[1 - \left(1 - \frac{\tau}{f\sigma_0} \right)^{m_1} \right], \quad (8)$$

де S – граничне значення попереднього зміщення, яке залежить від геометрії поверхонь і властивості матеріалів; m_1 – показник ступеню; $m_1 \approx 0,14m$;

τ – дотичний тиск в стику, МПа; f – коефіцієнт тертя спокою.

Попереднє зміщення при вібраційних навантаженнях знайдемо із виразу

$$\Delta\delta_\tau = \kappa_\tau \Delta\tau,$$

де κ_τ – коефіцієнт дотичної контактної податливості (при $\tau=0$)

$$\kappa = sm\sigma_0^{m_1-1} / f.$$

Коефіцієнт жорсткості стику визначимо по формулі

$$c_\tau = \frac{\Delta Q_\tau}{\Delta\delta_\tau 10^{-6}} = \frac{F}{\kappa_\tau} 10^6 = \alpha_\tau Q_0^{1-m_1}, \quad (9)$$

де $\alpha_\tau = fF^{m_1} 10^6 / (sm)$.

Важлива роль в пресо-різбовому з'єднанні, яке ми розглядаємо, відводиться циліндричним стику, в яких має місце як зближення, так і попереднє зміщення. При малих радіальних переміщеннях в циліндричному з'єднанні з натягом може бути використана емпірична формула, аналогічна випадку плоского стику:

$$\Delta\delta_\sigma = \kappa_\sigma \Delta p,$$

де $\kappa_\sigma = sm\rho_0^{m-1}$ – коефіцієнт контактної податливості (ρ_0 – тиск попереднього натягу); $\Delta p = 2\Delta Q_{ц} / \pi d l$ – максимальна зміна тиску в стику від дії зовнішнього навантаження $\Delta Q_{ц}$ при косинусоїдальному законі (d, l – посадочний діаметр і довжина з'єднання відповідно). Коефіцієнт жорсткості циліндричного стику, як дискретного зв'язку, визначимо по формулі

$$c_\sigma = \frac{\Delta Q_\sigma}{\Delta\delta_\sigma 10^{-6}} = \frac{\pi d l}{2\kappa_\sigma} 10^6 = \alpha_\sigma \rho_0^{1-m}, \quad (10)$$

де $\alpha_\sigma = \pi d l \cdot 10^6 / (2cm)$.

Власні радіальні деформації деталей з'єднання можна визначити розглядаючи розрахункову схему у вигляді двох пустотілих циліндрів, напресованих один на одного і навантажених додатковою системою паралельних об'ємних сил G .

Із наближеного розв'язку плоскої задачі теорії пружності [6] одержуємо вирази для радіального і кругового переміщень точки деталі, які використовуються для визначення взаємного переміщення Δu деталей як твердих тіл по напрямку сил G . Очевидно, що повна жорсткість циліндричного стику визначається сумою обох видів деформацій. Якщо при складенні розрахункової схеми з'єднання з натягом враховуються кутові переміщення деталей, то необхідно ввести коефіцієнт кутової жорсткості. В припущенні лінійності малих переміщень і рівномірності розподілу тиску по довжині втулки і із порівняння виразів потенціальної енергії зв'язку для дискретної і розподіленої схематизації витікає співвідношення між жорсткостями:

$$\alpha_\sigma = (c_\sigma / \ell)(\ell^3 / 12).$$

Значення коефіцієнтів жорсткості в з'єднанні з натягом залежать від тиску напресовки, яке визначається діаметральним натягом.

Проте в пресо-різбовому з'єднанні на коефіцієнт жорсткості із-за поперечного деформування деталей буде впливати також зміна осової сили

$$\Delta p = -\beta_3 \Delta Q / (\beta_1 + \beta_2).$$

Тут $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ – коефіцієнти пропорційності, що враховують зв'язок натягу з тиском напресовки при власних і контактних деформаціях деталей, а також з осовою силою,

$$\beta_1 = \frac{d}{E} \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} \right);$$

$$\beta_2 = 2\kappa_\sigma 10^6;$$

$$\beta_3 = \frac{4d}{\pi E} \left(\frac{1}{d^2 - d_1^2} + \frac{1}{d_2^2 - d^2} \right).$$

Де $E_1 = E_2 = E$; $\mu_1 = \mu_2 = \mu$.

Із виразів для контактних деформацій витікає, що формули коефіцієнтів оновлюючих сил для цих деформацій мають вигляд:

$$c_j = \alpha_j z_j^{m_j},$$

де - Z_j – компоненти силового вектора.

Вирази для коефіцієнтів жорсткості розрахункової схеми з урахуванням власних деформацій деталей для послідовного з'єднання контактних і власних жорсткостей приймають наступний вигляд

$$c_j = \left[\alpha_j^{-1} z_j^{-m_j} + \kappa_j^{-1} \right] \beta_j, \quad (11)$$

де K_j – власні деформації деталей, які залежать від геометрії деталей і механічних характеристик матеріалу і визначаються по формулах опору матеріалів при дії об'ємних сил.

Для визначення жорсткості різьбового з'єднання використаємо методику викладену в [7, 8]. Проводячи аналогічні перетворення для затягнутого з'єднання, що складається тільки із гайки і болта, при навантаженні гайки на вільному торці відповідно поперечною силою або згинаючим моментом, одержуємо вираз для поперечної і кутової жорсткості з'єднання:

$$c_{\delta\varphi} = EJ_{2x} \left[\frac{H^3}{3} (1-\delta) - \frac{H(\delta_c - \delta)}{n^2} + \frac{H^2(\delta_c - \delta)}{n} \operatorname{ctg} nH \right]^{-1};$$

$$\alpha_{\delta\varphi} = EJ_{2x} \left[\frac{H(1-\delta) + \frac{1}{n} \sin nH + \frac{\cos nH - 1}{n \sin nH} (\delta_c - \delta + \delta \cos nH) \right]^{-1}, \quad (12)$$

де

$$n = \left\{ \frac{\pi d^3 t}{8s \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \left(\frac{1}{E_1 J_{1x}} + \frac{1}{E_2 J_{2x}} \right) \left[\omega_p s \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) + \left(\kappa_\sigma + \kappa_\tau \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right) \cos^{-1} \frac{\alpha}{2} \right] \right\}^{1/2};$$

$$\delta_c = \frac{J_{1x}}{J_{1x} + J_{2c}}; \delta = \frac{E_1 J_{1x}}{E_1 J_{1x} + E_2 J_{2x}}.$$

H – висота гайки; d – середній діаметр різьби; t – висота витка; s – крок різьби; α – кут профілю витка; $\omega_p \approx 1,2$ – коефіцієнт, що враховує згин витка;

$\kappa_\sigma, \kappa_\tau$ – коефіцієнти нормальної і дотичної податливості відповідно, залежні від тиску на виток, тобто від зусилля затяжки; J_{1x}, J_{2x} – моменти інерції поперечного перерізу болта і гайки відповідно; J_{2c} – момент інерції опорної поверхні стику гайки.

Висновки і пропозиції

Аналіз виразу (12) показує що в межах зроблених припущень жорсткість різьбового з'єднання лінійна, при цьому вона залежить від

зусилля затяжки і нелінійно зростає з її збільшенням. Таким чином, коефіцієнти жорсткості різьбового з'єднання параметрично залежні від зусилля затяжки через параметр n . Одержані співвідношення дозволяють аналітично вираховувати жорсткість пресо-різьбових з'єднань по силовим параметрам: посадочним зусиллям напесовки і зусиллям затяжки гвинтових з'єднань.

Література

1. Левина, З.М. Контактная жесткость машин [Текст] / З.М. Левина, Д.Н. Решетов ; –М.: Машиностроение, 1971. – 261 с.
2. Демкин, Н.Б. Качество поверхности и контакт деталей машин [Текст] / Н.Б. Демкин, А.В. Рыжов ; –М.: Машиностроение, 1981. – 244 с.
3. Балицкий, Ф.Я. Вопросы акустической диагностики машин [Текст] / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, В.И. Сергеев ; –М.: Наука, 1971. с. 109 – 116.
4. Лусь, В.І. До визначення коефіцієнта чутливості власного спектру частот пресо-різьбового з'єднання [Текст] / В.І. Лусь // Комунальне господарство міст. Науково-технічний збірник. –2016. Випуск 128, серія: Технічні науки та архітектура. – Харків : с.10 - 14.
5. Демкин, Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей [Текст] / Н.Б. Демкин. – М.: Наука, 1970. – 227 с.
6. Радиальная жесткость прессового соединения [Текст] / С.С. Кораблев, Ю.Е. Филатов. – В кн.: Вопросы математической физики и теории колебаний. - 1975. - Иваново. с.53-59.
7. Лусь, В.І. К определению коэффициентов продольной жесткости резьбовых соединений, используемых в строительстве [Текст] / В.І. Лусь // Комунальне господарство міст. Науково-технічний збірник. –2012. Випуск 105, серія: Технічні науки та архітектура. – Харків : с. 441 - 446.
8. Лусь В.І. К определению коэффициентов поперечной жесткости резьбового соединения в строительных конструкциях [Текст] / В.І. Лусь // Комунальне господарство міст. Науково-технічний збірник. –2013. Випуск 110, серія: Технічні науки та архітектура. – Харків : с.28 - 33.

References

1. Levina, Z.M., & Reshetov, D.N.(1971) Contact stiffness of machines. M.: Mechanical Engineering, 261.
2. Demkin, N.B., & Ryzhov, A.V.(1981) Surface quality and contact of machine parts. M.: Mechanical Engineering, 244.
3. Balitsky, F.Ya., Genkin, M.D., & Sergeev, V.I.(1971) Questions of acoustic diagnostics of machines. Moscow: Nauka, 109-116.
4. Lus', V.I.(2016). To determine the sensitivity coefficient own frequency spectrum press threaded connection. Utilities city. Scientific and technical collection. Issue 128 Series: Engineering and Architecture. Kharkov: 10-14.
5. Demkin, N.B.(1970). Rough surface contact. Moscow: Nauka, 227.
6. Radial stiffness of the press connection. Korablev, S.S.& Filatov, Yu.E.(1975) - In: Problems of Mathematical Physics and the Theory of Oscillations. Ivanovo, 53-59.
7. Lus', V.I.(2012). Determination of the coefficients of longitudinal stiffness of threaded connections used in

construction. Utilities city. Scientific and technical collection. Issue 105 Series: Engineering and Architecture. Kharkov: 441-446.

8. Lus', V.I.(2013). To determine the coefficients of transverse stiffness of a threaded joint in building structures. Utilities city. Scientific and technical collection. Issue 110 Series: Engineering and Architecture. Kharkov: 28-33.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.М. Тормосов, Харківський державний університет харчування та торгівлі, Харків.

Автор: ЛУСЬ Володимир Іванович
кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова
E-mail – ikg@kname.edu.ua
Тел. 057-707-31-22

К РАСЧЕТУ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЖЕСТКОСТИ СТЫКОВ, В КАЧЕСТВЕ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ В ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРЕССО-ВИНТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

В.И. Лусь

Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А.Н. Бекетова, Украина

Исследован вопрос определения коэффициентов поперечной и угловой жесткости прессо-винтового соединения которое состоит только из гайки и болта, при нагрузке гайки на свободном торце соответственно поперечной силой или сгибающим моментом.

Рассмотрена динамическая модель прессо-винтового соединения в виде последовательного соединения элементов обусловленного контактными деформациями поверхности слоев материала в стыке. Обнаружена параметрическая зависимость коэффициентов жесткости резьбового соединения от усилия затяжки.

Ключевые слова: конструкция, прессо-резьбовое соединение, параметры системы, динамическая модель, коэффициент жесткости, структурная модель, деформация, поперечная и угловая жесткость, усилия затяжки.

TO THE CALCULATION OF COEFFICIENTS OF INFLEXIBILITY OF JOINTS, AS RESILIENT ELEMENTS, IN THE DYNAMIC MODEL OF PRESSO-SPIRAL CONNECTION

V. Lus'

O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkov, Ukraine

The question of determination of coefficients of transversal and angular inflexibility of presso-spiral connection is investigational that consists only of nut and screw-bolt, at loading of nut on a free butt end accordingly by transversal force or bending moment.

For the calculation of values of coefficients of inflexibility of resilient elements in the dynamic model of presso-spiral connection they can be designed in the type of successive connection of two types of elements.

The first type is conditioned by own deformations of details at the action of by volume forces of inertia. His inflexibility depends on geometry of details and mechanical descriptions of material and determined for to the known formulas of resistance of materials.

The second type of elements is conditioned by pin deformations of superficial layers material in a joint.

Considered dynamic model of presso-spiral connection the type of successive connection of elements it is conditioned by pin deformations of superficial layers of material in joints.

The analysis shows that within the limits of the done suppositions inflexibility of the threaded connection is linear, here it depends on effort of wearing out and nonlinear grows with her increase. Thus, coefficients of inflexibility of the threaded connection self-reactance dependency upon effort wearing out through the parameter of n .

The got correlations allow analytically calculating in flexibility of the presso-spiral connections for to the power parameters: by landing effort of crimping and effort of wearing out of spiral connections.

Thus, a parametric dependence of the stiffness coefficients of the threaded joint on the tightening force was found.

Keywords: construction, presso-spiral connection, parameters of the system, dynamic model, coefficient of inflexibility, structural model, deformation, transversal and angular inflexibility, effort of wearing out.