

УДК 621.814

**Малашенко В. О., д.т.н., професор** (Національний університет «Львівська політехніка»), **Тимейчук О. Ю., к.т.н., доцент,**  
**Ніколайчук В. В., викладач** (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)

## **СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДЕТАЛЕЙ З'ЄДНАННЯ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ**

**Розроблена методика силового розрахунку деталей з'єднання змінної жорсткості. Наведено приклад розрахунку геометричних параметрів деталі з'єднання - втулки; побудована номограма, за якою визначається товщина, радіус і довжина втулки в залежності від величини крутного моменту, матеріалу деталі та умов складання з'єднання.**

**Ключові слова:** жорсткість, деталь, втулка, матеріал.

**В сучасних машинах** застосовуються широківідомі з'єднання деталей постійної жорсткості, однак вони не можуть компенсувати неточності монтажу, зменшувати вібрації в механізмах, що негативно впливає на їх довговічність і надійність.

**З'єднання змінної жорсткості** виконують, поряд з кінематичним і силовими зв'язками, ще такі функції: компенсацію неспіввісності валів, зменшення вібрацій, що позитивно впливає на довговічність деталей. Передача руху такими з'єднаннями відбувається плавніше, що так само позитивно впливає на роботу механізмів, і тому має істотне значення для різних галузей машинобудування. Також доцільним є використання цих з'єднань в якості підвісок, віброізоляторів і пружних муфт.

Навантажувальна здатність і деформація деталей таких з'єднань залежить також від їх габаритних розмірів, тому необхідний уточнений розрахунок основних силових параметрів.

**Проблема розробки нових конструкцій** з'єднань змінної жорсткості раніше була мало актуальною, про що свідчить відсутність публікацій. Серед найновіших робіт у цьому напрямі слід відзначити [6, 7, 8].

**Обґрунтування геометричних параметрів** деталей нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості є метою наших досліджень.

**Детальний опис** будови та принципу роботи нових конструкцій

з'єднань змінної жорсткості наведений в роботах [1-5]. Основним принципом створення таких з'єднань є поєднання їх елементів таким чином, щоб при роботі цих з'єднань кожна із складових включалася в дію поетапно.

В роботах [6, 7, 8] розглянуто розрахунки валів і пружин з'єднань, а в даній роботі – силові розрахунки втулок.

Розробляємо розрахункову схему втулки при таких припущеннях: втулка є тонкостінна, довга циліндрична оболонка; деформація втулки створюється зовнішнім крутним моментом, який передається втулці пружиною кручення з'єднання (рис. 1).

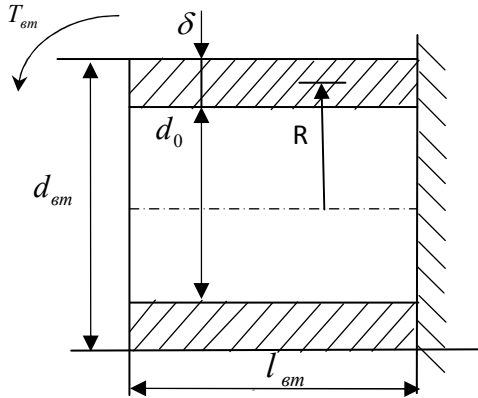


Рис. 1. Розрахункова схема втулки

Розрахунки втулки виконуємо за трьома умовами :

$$1. \text{ Умова міцності: } \tau_{кр} = \frac{T_{em}}{W_{\rho}} \leq [\tau_{кр}]. \quad (1)$$

$$2. \text{ Умова жорсткості: } \varphi = \frac{T_{em} \cdot l_{em}}{G \cdot J_{\rho}} \leq [\varphi]. \quad (2)$$

$$3. \text{ Умова витривалості: } S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left( \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \phi_{\tau} \right) \frac{T_{em}}{4\pi R^2 \delta}} \geq [S_{\tau}], \quad (3)$$

де позначено:  $W_{\rho} = 2\pi R^2 \delta$  – момент опору крученню кільцевого перерізу;  $J_{\rho} = 2\pi R^3 \delta$  – полярний момент інерції кільцевого перерізу;

$[\tau_{кр}]$ ,  $[\varphi]$  – допустимі напруження кручення і кут закручення втулки;  $[S_\tau]$  – коефіцієнт запасу витривалості;  $G$  – модуль пружності другого роду;  $k_\tau$  – коефіцієнт, що характеризує вплив концентраторів напружень;  $\varepsilon_\tau$  – коефіцієнт, що характеризує вплив абсолютних розмірів поперечного перерізу і матеріалу;  $\phi_\tau$  – коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень;  $\tau_{-1}$  – межа витривалості кручення матеріалу.

Запишемо дані умови як систему нерівностей у такій формі:

$$\begin{cases} a_1 - b_1 \cdot x^3 \leq 0 ; \\ a_2 \cdot y - b_2 \cdot x^3 \leq 0 ; \\ a_3 \cdot x^3 - b_3 \leq 0 ; \end{cases} \quad (4)$$

де  $a_1 = \frac{T_{em}}{2\pi}$ ;  $a_2 = \frac{T_{em}}{2\pi G}$ ;  $a_3 = \frac{4\pi \cdot \tau_{-1}}{\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \phi_\tau\right) T_{em}}$ ;

$b_1 = [\tau_{кр}]$ ;  $b_2 = [\varphi]$ ;  $b_3 = [S_\tau]$ ;  $x^3 = h^2 \cdot \delta^3$ ;  $y = \frac{l_{em}}{R}$ ;

$h = \frac{R}{\delta}$  – безрозмірний параметр .

Розв'язок системи нерівностей такий :

із умови міцності –  $x^{(1)} \geq \sqrt[3]{\frac{a_1}{b_1}}$  ;

із умови витривалості –  $x^{(3)} \geq \sqrt[3]{\frac{b_3}{a_3}}$  ; (5)

із умов жорсткості і міцності –  $y^{(1)} \geq \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{b_2}{a_2}$  ;

із умов жорсткості і витривалості –  $y^{(3)} \geq \frac{b_2}{a_2} \cdot \frac{b_3}{a_3}$  .

Звідки знайдемо параметри втулки:

$$\begin{aligned} \text{товщина} - \delta^{(1)} &\geq \sqrt[3]{\frac{a_1}{b_1 \cdot h^2}}; \quad \delta^{(3)} \geq \sqrt[3]{\frac{b_3}{a_3 \cdot h^2}}; \\ \text{радіус} - R^{(1)} &\geq \delta^{(1)} \cdot h; \quad R^{(3)} \geq \delta^{(3)} \cdot h; \\ \text{довжина} - l_{\hat{a}m}^i &\leq R^i \cdot y^i. \end{aligned} \quad (6)$$

При визначенні оптимальних геометричних параметрів втулки враховуємо умови складання з'єднання :

$$\begin{aligned} 1. \quad d_0 &\geq d_{\sigma}, \\ 2. \quad d_{\hat{a}m} &\leq D - d_{np}, \\ 3. \quad 2R - \delta &\geq d_0, \end{aligned} \quad (7)$$

де позначено:  $d_{\sigma}$  – діаметр вала з'єднання;  $d_{np}$ ,  $D$  – діаметр витка і середній діаметр пружини.

Розглянемо приклад розрахунку геометричних параметрів втулки при вихідних даних :  $[\varphi] = 0,25^\circ$ ;  $[S_{\tau}] = 1,5$ ;  $T_{bm} = 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ ;  $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$  (сталь);  $[\tau_{кр}] = 70 \text{ МПа}$ ;  $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$ ;

$$\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 2,25; \quad \phi_{\tau} = 0,1; \quad a_1 = 1,6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \quad a_2 = 0,2 \text{ мм}^3;$$

$$a_3 = 802 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^{-3}; \quad \tau_{-1} = 150 \text{ МПа}; \quad b_1 = 70 \text{ МПа};$$

$$b_2 = \frac{1}{240} \text{ рад}; \quad b_3 = 1,5; \quad h = 5.$$

Визначаємо товщину втулки за формулами :

$$\delta^{(1)} = \sqrt[3]{\frac{1,6 \cdot 10^4}{70 \cdot 5^2}} = 2,09 \text{ мм}; \quad \delta^{(3)} = \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 10^5}{802 \cdot 5^2}} = 1,96 \text{ мм};$$

Приймаємо  $\delta = 2 \text{ мм}$ .

Радіус втулки:  $R = \delta \cdot h = 2 \cdot 5 = 10 \text{ мм}$ .

$$\text{Довжина втулки: } l_{em} \leq R^i \cdot y^i; \quad l_{em}^{(1)} = \frac{8 \cdot 10^4}{240 \cdot 70} = 47,6 \text{ мм};$$

$$l_{em}^{(3)} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{240 \cdot 0,2 \cdot 802} = 39 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $l_{em} = 40 \text{ мм}$ .

На основі отриманих залежностей виконані розрахунки по визначенню геометричних параметрів втулки (товщина, довжина, радіус) при таких вихідних даних:  $[\varphi] = 0,25^0$ ;  $[S_\tau] = 1,5$ ;  $T_{\text{вм}} = 0 \dots 10^2 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;  $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ ;  $[\tau_{\text{кр}}] = 40 \dots 70 \text{ МПа}$ ;  $(k_\tau / \varepsilon_\tau + \phi_\tau) = 2,35$ ;  $h = 5 \dots 10$ .

Побудована номограма (рис. 2) дозволяє вибрати оптимальні параметри втулки в залежності від величини крутного моменту, матеріалу, термообробки і кута закручення.

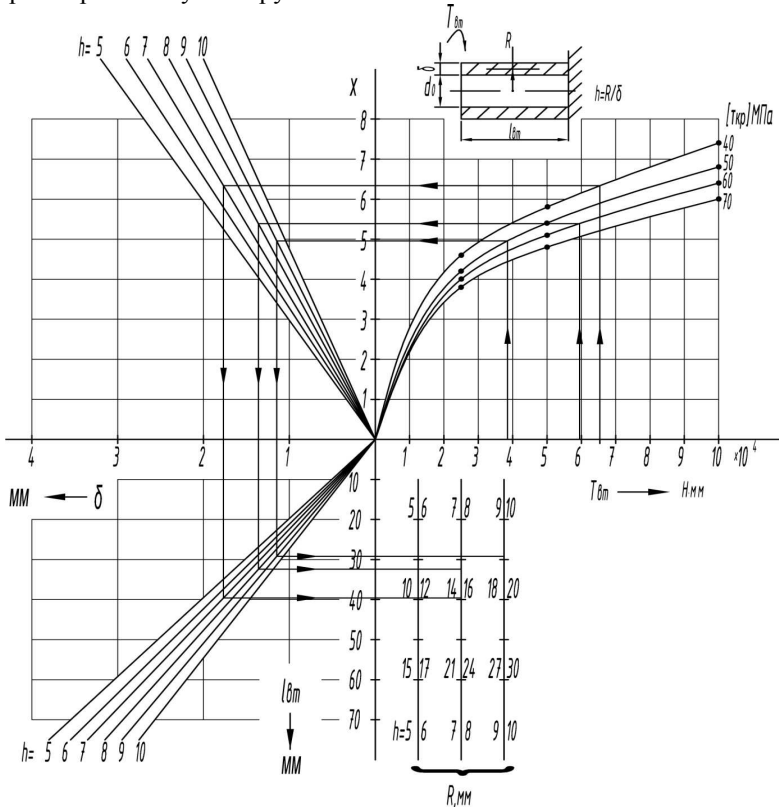


Рис. 2. Номограма для визначення геометричних параметрів втулки з'єднання змінної жорсткості:  $T_{\text{вм}}$  – крутний момент;  $\delta$ ,  $R$ ,  $l_{\text{вм}}$  – товщина, радіус і довжина;  $[\tau_{\text{кр}}]$  – допустиме напруження кручення

Відтак, можна констатувати, що розроблена методика дозволяє знаходити оптимальні геометричні параметри втулки в залежності від умов її роботи, матеріалу та конструктивних особливостей з'єднання змінної жорсткості.

**Запропоновані аналітичні залежності** (6, 7) мають теоретичне і практичне значення, оскільки дають змогу обґрунтовано вибрати геометричні параметри втулок з'єднання змінної жорсткості з врахуванням конструктивних умов. Отримані залежності (1-7) є науковим підґрунтям для подальших досліджень та розробки нових конструкцій з'єднань змінної жорсткості з необхідним діапазоном зміни жорсткісних параметрів та навантажувальної здатності з метою їх впровадження в машинобудування.

1. Патент України №38986А, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Марчук М. М., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 15.01.2004. Бюл. № 1. 2. Патент України № 4884, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу /Марчук М. М., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 15.02.2005. Бюл. № 2. 3. Патент України № 40776, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Марчук М. М., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 27.04.2009. Бюл. № 8. 4. Патент України № 64562, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Малащенко В. О., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 10.11.2011. Бюл. № 21. 5. Патент України № 71174, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу /Малащенко В. О., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., Данченков Я. В. опубл. 10.07.2012. Бюл. № 13. 6. Малащенко В. О. Оптимізація конструктивних параметрів з'єднань змінної жорсткості транспортних засобів / Малащенко В. О., Ніколайчук В. В. // Всеукраїнська науково-практична конференція. Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. м. Херсон, 2012. – С. 105-109. 7. Ніколайчук В. В. Оптимізація конструктивних параметрів деталей підвісок зі змінною жорсткістю / Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю. // Вісник НУВГП. Збірник наукових праць.– Рівне, 2010. – Вип. 1(49). – С. 100-110. 8. Ніколайчук В. М. Методика визначення зведеної жорсткості підвіски з регульованою жорсткістю / Ніколайчук В. М., Тимейчук О. Ю., Ніколайчук В. В. // Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. – Рівне, 2010. – Вип. 3(51). – С. 122-129.

Рецензент: к.т.н., професор Сухарєв Е. О. (НУВГП)

---

**Malashchenko V. A., Doctor of Engineering, Professor** (National University "Lviv Polytechnic"), **Tymeichuk O. Y., Candidate of Engineering, Associate Professor, Nikolaichuk V. V., Lecturer** (National University of Water Management and Nature Resources Use, Rivne)

## **FORCED CALCULATION OF CONNECTION OF CHANGING HARDNESS DETAILS**

The methods of forced calculations of connection of changing hardness details have been developed. The example of geometric parameters calculation of detail connection – bushing; has been adduced nomogramme to determine thickness radius and length bushing depending on the value of steepness moment, detail's material and the conditions of forming the junction has been designed.

**Keywords:** hardness, detail, bushing, material.

---

**Малашенко В. А.**, д.т.н., профессор (Национальный университет «Львовская политехника»), **Тимейчук О. Ю.**, к.т.н., доцент, **Николайчук В. В.**, преподаватель (Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно)

## **СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ СОЕДИНЕНИЯ ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ**

Разработана методика силового расчета деталей соединений переменной жесткости. Приведен пример расчета геометрических параметров детали соединения – втулки; построена номограмма, по которой определяются толщина, радиус и длина втулки в зависимости от величины крутящего момента, материала детали и условий сборки соединения.

**Ключевые слова:** жесткость, деталь, втулка, материал.

---