

**УДК 621.814**

**Ніколайчук В. В., к.т.н., викладач Технічного коледжу НУВГП,  
Тимейчук О. Ю., к.т.н., доцент (Національний університет  
водного господарства та природокористування, м. Рівне)**

## **ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ДЕТАЛЕЙ З'ЄДНАНЬ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ**

**Розглянуто особливості розрахунку деталей з'єднань змінної жорсткості нових конструкцій.**

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

**В сучасних машинах** широко застосовуються з'єднання деталей постійної жорсткості, однак вони не компенсують неточності монтажу, незначно зменшують дії поштовхів та ударів у механізмах, що негативно впливає на довговічність деталей.

**З'єднання змінної жорсткості (ЗЗЖ)** дозволяють проводити компенсацію неспіввісності валів, зменшення вібрацій, що позитивно впливає на їх працездатність, і тому застосування цих з'єднань має істотне значення для різних галузей машинобудування. Також доцільним є використання цих з'єднань в якості амортизаторів, віброізоляторів і пружних муфт.

**Навантажувальна здатність** елементів таких з'єднань залежить від багатьох чинників, тому при проектуванні з'єднань повинні враховуватись різноманітні режими роботи машин, реальні властивості матеріалів, технологічні, експлуатаційні та інші умови. Тому в розрахунках на міцність та жорсткість деталей ЗЗЖ доцільно використовувати методи теорій оболонки і пружності, що забезпечує більшу їхню точність.

**Проблема розробки нових конструкцій ЗЗЖ** висвітлена в публікаціях [1-4], де розглянуто детальний опис структури та взаємодії між пружними елементами з'єднань, а також методи розрахунку деталей з врахуванням специфіки їх роботи – кожний із складових структури включається в дію поетапно.

**Застосування даних з'єднань** дозволить підвищити показники надійності і комфортабельності транспортних засобів, а їх використання у вібраційних машинах підвищить їх вібростійкість, а тому, актуальною є розробка ЗЗЖ.

Оскільки під час роботи з'єднання кожен з її складових вступає

в дію поетапно, тому виникає необхідність вибору потрібних коефіцієнтів розподілу навантаження між пружними елементами, а їх аналітичні значення необхідно визначити залежно від конструкції з'єднання [5-10].

Особливості розрахунку ЗЗЖ розглянемо на прикладі однієї нової конструкції, для якої доцільно провести детальний опис будови і принципу роботи [10].

Конструкція (рис. 1) складається з суцільного вала 1, втулки опорної 2, скоби 3, опори 4, зубчастого колеса 5 і контргайки 6.

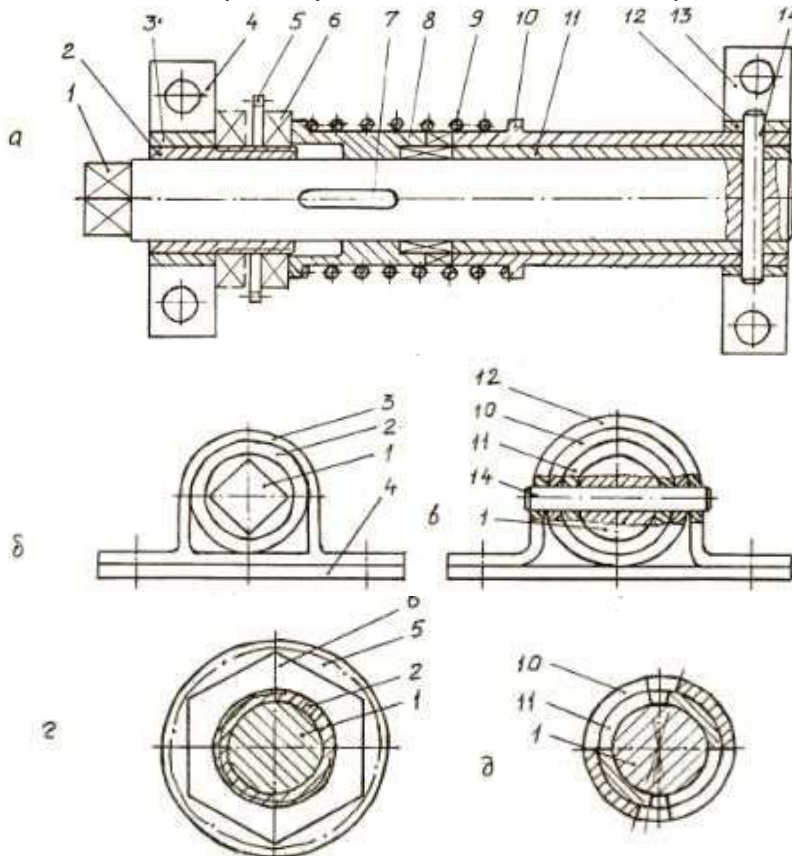


Рис. 1. З'єднання змінної жорсткості

Шпонка 7 з'єднує вал 1 з регулювальною втулкою 8, на поверхні якої розміщена пружина стиску 9. На вал 1 надіті трубки 10 і 11, скобою 12 приєднані до опори 13 штифтом 14.

На рис. 1, а зображений загальний вигляд з'єднання; на рис. 1, б – вигляд з'єднання з лівого торця; на рис. 1, в – вигляд з'єднання з правого торця; на рис. 1, г – переріз вала і втулки; на рис. 1, д – переріз вала і трубок.

ЗЗЖ працює так: при обертанні вала 1 навколо своєї осі, закручується регулювальна втулка 8, а після вибору бокових зазорів між шліцями втулки 8 і трубками 10 і 11, закручуються також вони, що збільшує жорсткість з'єднання на заключному етапі його роботи. Регулювання жорсткості з'єднання виконується так: при загвинчуванні контргайки 6 вправо стискається пружина 9 і переміщає регулювальну втулку 8 в осьовому напрямі і зачіплює через шліци регулювальну втулку 8 з трубками 10 і 11, що призводить до збільшення жорсткості з'єднання. При загвинчуванні контргайки 6 вліво переміщується пружина стиску 9 і виводить із зачеплення регулювальну втулку 8 з трубок 10 і 11, в результаті рух передається лише валом 1, що зменшує жорсткість з'єднання. За допомогою зубчастого колеса 5 можна дистанційно керувати процесом зміни жорсткості з'єднання.

Регулювання жорсткості з'єднання додатково виконується шляхом вибору зазорів в шліцевому з'єднанні.

Для визначення зазорів складаємо розрахункову схему (рис. 2).

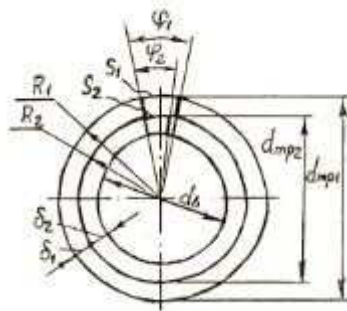


Рис. 2. До визначення зазорів з'єднання

При розгляді цієї схеми можна встановити таку аналітичну залежність:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{R_1 \cdot \varphi_1}{R_2 \cdot \varphi_2}, \quad (1)$$

де  $S_1, S_2$  – зазори між шліцями регулювальної втулки і трубками;  $R_1, R_2$  – зовнішні радіуси трубок;  $\varphi_1, \varphi_2$  – центральні кути, які характеризують величини зазорів  $S_1, S_2$  на поверхнях трубок.

Розгляд картини зазорів в з'єднанні вказує на два характерних випадки:

1-й випадок: зазор між втулкою і більшою трубкою менший або рівний зазору між втулкою і меншою трубкою

$$S_1 \leq S_2 \rightarrow \varphi_1 < \varphi_2; \quad (2)$$

2-й випадок: зазор між втулкою і більшою трубкою більший, ніж за-

зор між втулкою і меншою трубкою

$$S_1 > S_2 \rightarrow \varphi_1 > \varphi_2. \quad (3)$$

При рівності зазорів  $S_1 = S_2$  отримаємо залежність

$$\varphi_1 = \frac{R_2}{R_1} \varphi_2, \quad (4)$$

а при рівності центральних кутів  $\varphi_1 = \varphi_2$  отримаємо:

$$S_1 = \frac{R_1}{R_2} S_2. \quad (5)$$

Час вибору зазорів в з'єднанні визначається за формулою

$$t = \frac{1}{\omega} \cdot \frac{S}{R}, \quad (6)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість вала.

Побудований графік (рис. 3) дозволяє визначити час  $t$  для практичної більшості варіантів роботи такого з'єднання.

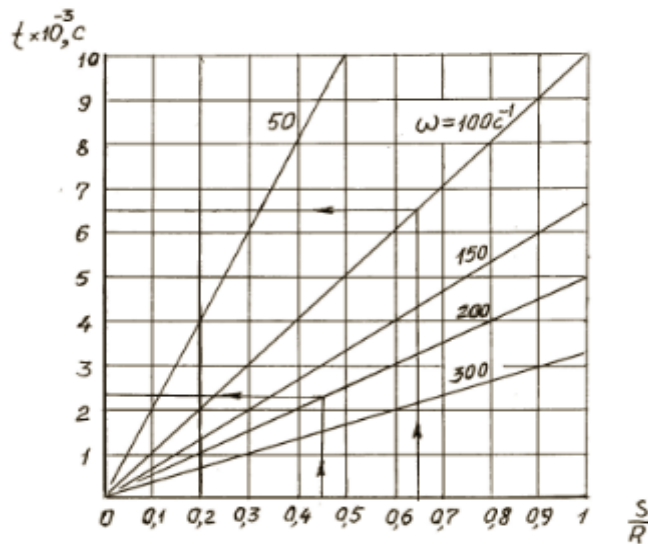


Рис. 3. Графік визначення часу вибору зазорів в з'єднанні змінної жорсткості:  $\omega$  – кутова швидкість вала;  $S$  – зазор;  $R$  – радіус трубки

При роботі з'єднання його деталі (вал, втулка і трубки) закручуються сумарним крутним моментом

$$T_{\Sigma} = T_e + T_{вт} + T_{мп_1} + T_{мп_2}, \quad (7)$$

де  $T_e$ ,  $T_{вт}$ ,  $T_{мп_1}$ ,  $T_{мп_2}$  – моменти пружних сил вала, втулки і трубок.

Встановимо закон розподілу моментів між даними деталями на основі розрахункової схеми з'єднання (рис. 4).

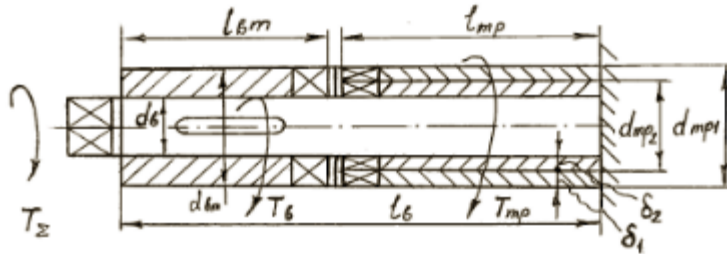


Рис. 4. Розрахункова схема ЗЗЖ

При розрахунках приймемо припущення, що кути закручування цих деталей однакові в місці контакту втулки з трубками, тобто

$$\varphi_6 = \varphi_{6m} = \varphi_{mp1} = \varphi_{mp2} \quad (8)$$

Звідки отримаємо такі співвідношення:

$$\frac{T_6 \cdot l_6}{G \cdot Jp_6} = \frac{T_{6m} \cdot l_{6m}}{G \cdot Jp_{6m}} = \frac{T_{mp1} \cdot l_{mp1}}{G \cdot Jp_{mp1}} = \frac{T_{mp2} \cdot l_{mp2}}{G \cdot Jp_{mp2}}, \quad (9)$$

або

$$\frac{k_6}{c_6} = \frac{k_{6m}}{c_{6m}} = \frac{k_{mp1}}{c_{mp1}} = \frac{k_{mp2}}{c_{mp2}}, \quad (10)$$

де  $k_6, k_{6m}, k_{mp1}, k_{mp2}$  – коефіцієнти розподілу навантаження між валом, втулкою і трубками;  $c_6, c_{6m}, c_{mp1}, c_{mp2}$  – жорсткості відповідних деталей.

Після певних перетворень отримаємо:

$$k_{6m} = k_6 \frac{c_{6m}}{c_6}; k_{mp1} = k_6 \frac{c_{mp1}}{c_6}; k_{mp2} = k_6 \frac{c_{mp2}}{c_6}; \quad (11)$$

$$k_6 = \frac{c_6}{c_6 + c_{6m} + c_{mp1} + c_{mp2}}.$$

Розглянемо розрахунки основних деталей з'єднання: вала, втулки і трубок. Розрахунок вала проведемо з використанням методів технічних дисциплін – опору матеріалів та деталей машин. Втулку і трубки розрахуємо методами теорії пружності при таких припущеннях: деталі є тонкостінними та довгими циліндричними оболонками, деформації виникають в результаті дії крутних моментів, що передаються з'єднанням.

Виконаємо розрахунки даних деталей на основі методики, яка детально розроблена в роботі [1]. Отримаємо формули для визначення оптимальних параметрів деталей:

$$\delta_i \geq \sqrt[3]{\frac{T_{mp_i}}{2\pi[\tau_{кр}]h^2}}; \quad (12)$$

$$R_i \geq \delta_i h; \quad (13)$$

$$l_{mp_i} \leq R_i \frac{G[\varphi]}{[\tau_{кр}]}, \quad (14)$$

де  $T_{mp_i}$  – крутний момент;  $\delta_i$ ,  $R_i$ ,  $l_{mp_i}$  – товщина, радіус і довжина трубок;  $[\tau_{кр}]$ ,  $[\varphi]$  – допустимі напруження кручення і кут закручення;  $h = \frac{R}{\delta}$  – безрозмірний параметр ( $h = 4 \dots 10$ ),  $G$  – модуль пружності другого роду.

При визначенні оптимальних геометричних параметрів деталей необхідно також враховувати умови складання з'єднання:

$$\begin{aligned} 1. \quad d_{овт} &\geq d_е; \\ 2. \quad d_{mp_1} &\geq d_{mp_2} + 2\delta_1; \\ 3. \quad d_{mp_2} &\geq d_е + 2\delta_2; \end{aligned} \quad (15)$$

де  $d_е$  – діаметр вала;  $d_{mp_i}$  – зовнішні діаметри трубок;  $\delta_1$  і  $\delta_2$  – товщини трубок;  $d_{овт}$  – внутрішній діаметр втулки.

Розрахунок розмірів втулки ведеться аналогічно. Перевірка міцності шліців втулки і трубок виконується методами деталей машин.

Отже, можна констатувати, що розроблена методика дає можливість визначати оптимальні геометричні параметри втулки і трубок даного з'єднання в залежності від матеріалу деталей, конструкції та умов роботи ЗЗЖ.

**Отримані аналітичні залежності** (11)–(15) мають практичне значення, оскільки дають змогу обґрунтовано вибрати геометричні параметри втулки і трубок, з врахуванням особливостей конструкції з'єднання.

**1.** Ніколайчук В. М. Обґрунтування раціональних параметрів деталей з'єднання змінної жорсткості / Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю. // Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. – Вип. 4(72). – Рівне : НУВГП, 2015. – С. 417–424. **2.** 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. – Вип. 3(51). – Рівне : НУВГП, 2010. – С. 122–129. **3.** Ніколайчук В. В. Оптимізація конструктивних параметрів деталей підвісок зі змінною жорсткістю / Ніколайчук В. В., Малащенко В. О., Тимейчук О. Ю. // Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. – Вип. 1(49). – Рівне : НУВГП, 2010. – С. 100–110. **4.** Малащенко В. О. Оптимізація конструктивних параметрів з'єднань змінної жорсткості транспортних засобів / Ма-

лащенко 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. **5.** Патент України №38986А, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Марчук М. М., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 15.01.2004. Бюл. № 1. **6.** Патент України № 4884, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Марчук М. М., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 15.02.2005. Бюл. № 2. **7.** Патент України № 40776, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Марчук М. М., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 27.04.2009. Бюл. № 8. **8.** Патент України №64562, В60G11/50. Підвіска колеса транспортного засобу / Малащенко В. О., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В., опубл. 10.11.2011. Бюл. № 21. **9.** 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. **10.** Патент України № 84179, В60G11/00. З'єднання змінної жорсткості / В. О. Малащенко, В. М. Ніколайчук, В. В. Ніколайчук, опубл. 10.10.2013. Бюл. № 1.

Рецензент: к.т.н., доцент Серілко Л. С. (НУВГП)

---

**Nikolaichuk V. V., Candidate of Engineering, Lecturer of Technical College, Tymeychuk O. Y., Candidate of Engineering, Associate Professor** (National University of Water and Environmental Engineering, Rivne)

#### **CALCULATION FEATURES OF THE COMPONENTS OF VARIABLE RIGIDITY CONNECTIONS**

**This paper deals with calculation features of the components of variable rigidity connections of new designs**

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

---

**Николайчук В. В., к.т.н., преподаватель Технического колледжа НУВХП, Тимейчук О. Ю., к.т.н., доцент** (Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно)

#### **ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ СОЕДИНЕНИЙ ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ**

**Рассмотрены особенности расчета деталей соединений переменной жёсткости новых конструкций.**

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

---