

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)

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДЕТАЛЕЙ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ З'ЄДНАННЯ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

**Розроблена методика розрахунку деталей нової конструкції з'єднання змінної жорсткості. Визначені раціональні параметри деталей в залежності від величин навантаження, матеріалів, технологічних та експлуатаційних умов. Наведено приклад розрахунку деталі з'єднання — трубки. Пропонується застосування з'єднання в транспортних засобах, що експлуатуються в складних умовах (ізда по бездоріжжю – будівельні, меліоративні та гірничі машини).
Ключові слова: втулка, з'єднання, деталь, жорсткість.**

Ефективність роботи машин у значній мірі залежить від технічних характеристик з'єднань, тому при виробництві машин необхідний раціональний вибір їх конструкцій.

З'єднання деталей постійної жорсткості, які широко застосовуються в сучасних машинах, ненадійно працюють при вібраціях, що негативно впливає на довговічність деталей.

Більшість з'єднань змінної жорсткості (ЗЗЖ) можуть надійно експлуатуватись в екстремальних умовах, що є дуже важливим для машин і механізмів військової техніки.

Відтак, **актуальним є розробка нових конструкцій ЗЗЖ**, застосування яких дозволить підвищити показники надійності і комфортабельності транспортних засобів, а вібраційних машин – вібростійкість.

Проблеми розробки нових конструкцій ЗЗЖ розглянута неповно, про що свідчить невелика кількість наукових праць по їх дослідженню [1-14].

Метою дослідження є розробка методики розрахунку деталей нової конструкції ЗЗЖ [13].

Міцність та надійність машин залежить від якості виготовлення деталей. Досвід експлуатації машин показує, що з'єднання, в найбільшій мірі, руйнуються внаслідок недосконалості їх конструктивних виконань в умовах дії на них вібрацій та ударів.

Розрахунок ЗЗЖ розглянемо на прикладі однієї нової конструкції (рис. 1), для якої доцільно провести детальний опис будови та принцип її роботи [13].

Пристрій складається з суцільного вала 1, опорної втулки 2, скоби 3, опори 4, зубчастих коліс 5 і контргайок 6. Шпонки 7 з'єднують вал 1 з регулювальними втулками 8 і 9. Диски 10, 11 закріплені до торців регулювальних втулок 8, 9, а диски 12 і 13 – до трубок 14 і 15. На вал 1 надіті трубки 14, 15, скобою 16 приєднані штифтом 17 до опори 18.

ЗЗЖ працює таким чином: при обертанні вала 1 навколо своєї осі, закручуються регулювальні втулки 8 і 9, а після стиснення дисків 10, 11, 12, 13 також закручуються трубки 14 і 15, що змінює жорсткість з'єднання на заключному етапі його роботи.

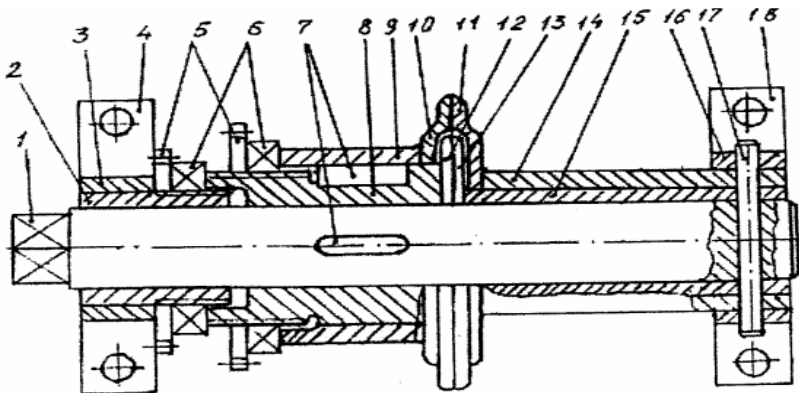


Рис. 1. З'єднання змінної жорсткості

Регулювання жорсткості з'єднання виконується так: при загвинчуванні контргайки 6 вправо переміщуються регулювальні втулки 8 і 9 в осьовому напрямі, таким чином зчіплюються через диски 10-13 регулювальні втулки 8 і 9 з трубками 14 і 15, в результаті рух від вала передається через шпонку 7 до регулювальних трубок 8, 9 і трубок 14, 15, що приводить до збільшення жорсткості з'єднання.

При загвинчуванні контргайки 6 вліво переміщуються регулювальні втулки 8 і 9; диски 10-13 розчеплюються, в результаті рух передається лише валом 1, що зменшує жорсткість з'єднання. За допомогою зубчастих коліс 5 можна дистанційно керувати процесом зміни жорсткості з'єднання.

Регулювання жорсткості з'єднання додатково виконується шляхом зчеплення однієї пари дисків.

Методика розрахунку на міцність деталей нового з'єднання ви-

конується поетапно: встановлюємо силів співвідношення між деталями; визначаємо геометричні характеристики перерізів; розраховуємо напруження в характерних перерізах; робимо висновок про міцність деталі.

Передача руху від вала до втулок і трубок з'єднання відбувається у випадку стиснення останніх. При загвинчуванні гайки ключем в різі і на опорних поверхнях втулки діють сили опору, обумовлені тертям між взаємно рухомими поверхнями деталей і силами пружності втулки. У випадку рівномірного обертання гайки момент рушійних сил дорівнює сумі моментів опору:

моменту в різі

$$T_p = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho'); \quad (1)$$

моментом тертя на опорних поверхнях

$$T_{\text{оп}} = \frac{F_0 \cdot f_{\text{оп}}}{3} \left(\frac{D_1^3 - d_{01}^3}{D_1^2 - d_{01}^2} + \frac{D_2^3 - d_{02}^3}{D_2^2 - d_{02}^2} \right). \quad (2)$$

Момент рушійних сил дорівнює

$$T_{pc} = F_p \cdot L, \quad (3)$$

де F_0 – осьова сила, F_p – сила прикладена до рукояті ключа; d_2 – середній діаметр різі; ψ – кут підйому різі; $\rho' = \operatorname{arctg} f'$ – приведений кут тертя; $f_{\text{оп}}$ – коефіцієнт тертя між опорними поверхнями деталей; D_i – зовнішній діаметр i -ої поверхні деталі; d_{0i} – діаметр i -го отвору деталі; L – відстань від точки прикладення сили F_p до осі вала.

Для забезпечення передачі моменту між деталями з'єднання за рахунок сил тертя на краях поверхонь деталей необхідно прикласти осьову силу F_0 (рис. 2).

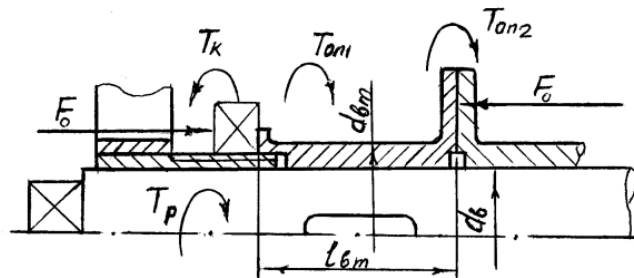


Рис. 2. Схема для силового розрахунку втулки

Вважаємо, що сили тертя рівномірно розподілені по поверхні дотику, яка має форму кільця. В цьому випадку сумуюча сила тертя

fF_0 прикладена на відстані приведенного радіуса тертя R_{np} від осі обертання дорівнює

$$R_{np} = \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}. \quad (4)$$

Із збільшенням сили стиску F_0 збільшується момент сил тертя $T_m = f \cdot F_0 \cdot R_{np}$. При деякому значенні сили F_0 момент тертя стане рівним моменту, що передається, $T_m = T_{кр}$, і тоді диски деталей стиснуться, відбудеться закручування вала і трубок, що збільшить жорсткість з'єднання.

Сила F_0 , при якій відбудеться стиснення деталей, буде визначатися так:

$$F_0 = \frac{T_{кр}}{\frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \cdot f}. \quad (5)$$

Визначимо напруження у трубці на основі методу викладеного в роботі [15]. Геометричні розміри трубки вибираємо конструктивно в залежності від параметрів вала і компоновки з'єднання. Розрахункову схему трубки, навантаженою осьювою силою F_0 і крутним моментом $T_{кр}$, зображено на рис. 3.

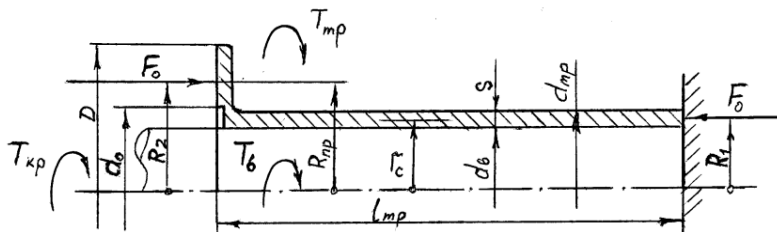


Рис. 3. Схема для силового розрахунку трубки

Обчислюємо геометричні характеристики перерізу.

Умовно розділимо переріз на чотири прямокутники (рис. 4), проведемо допоміжну вісь r_1 через центр першого прямокутника.

Моменти інерції та відстань C між осями r_1 і r будуть такі:

$$J_1 = \sum_{i=1}^n h_i \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}}; \quad (6)$$

$$J_2 = \sum_{i=1}^n h_i \cdot z_{icp}^{(r_1)} \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}}; \quad (7)$$

$$C = \frac{J_2}{J_1}. \quad (8)$$

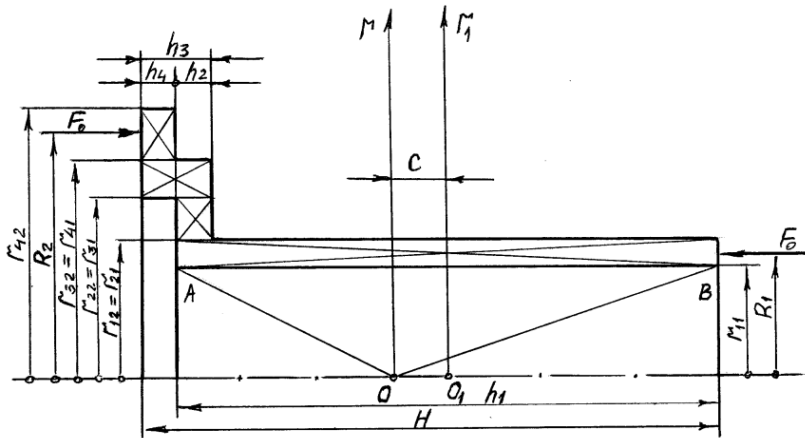


Рис. 4. Поперечний переріз трубки

Момент інерції J_3 відносно головної осі буде дорівнювати

$$J_3 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{h_i^3}{12} + h_i \cdot z_{icp}^2 \right) \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}}, \quad (9)$$

де h_i – висота i -го прямокутника; z_{icp} – абсциса центру тяжіння i -го прямокутника ($z_{icp} = z_{icp}^{(r_1)} - C$); r_{i1} та r_{i2} – відповідно відстані від осі до сторін прямокутника.

Визначаємо внутрішні силові чинники в поперечному перерізі

$$M = \frac{F_0(R_2 - R_1)}{2\pi}, \quad N = 0. \quad (10)$$

Максимальні напруження згину дорівнюють

$$\sigma = \frac{M \cdot Z_{\max}}{J_3 \cdot r_{\max}}, \quad (11)$$

де Z_{\max} , r_{\max} – координати найбільш напруженої точки перерізу.

Величину крутного моменту T_{mp} , яку буде сприймати трубка при спільній роботі вала і трубки з'єднання визначаємо на основі припущення, що кути закручування деталей в місці дотику дисків однакові, тобто $\varphi_s = \varphi_{mp}$.

На основі цієї рівності отримуємо:

$$K_s = \frac{C_s}{C_s + C_{mp}}, \quad K_{mp} = \frac{C_{mp}}{C_s + C_{mp}}. \quad (12)$$

де K_{ϵ} , K_{mp} – коефіцієнти розподілу крутного моменту між валом і трубкою; C_{ϵ} , C_{mp} – жорсткість деталей відповідно.

Долі крутних моментів

$$T_{\epsilon} = K_{\epsilon} \cdot T_{кр}, \quad T_{mp} = K_{mp} \cdot T_{кр}. \quad (13)$$

Напруження кручення в трубці

$$\tau_{кр} = \frac{T_{mp}}{W_{\rho mp}}, \quad (14)$$

де $W_{\rho mp} = 2\pi \cdot r_c^2 \cdot S$ – полярний момент опору перерізу; r_c і S – середній радіус і товщина трубки.

Сумуюче напруження в трубці

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{кр}^2}. \quad (15)$$

Порівнюючи сумуючі напруження з допустимими робимо висновок про міцність деталі.

Розрахунок втулок виконується аналогічним методом, а перевірку міцності вала та інших деталей з'єднання — методами деталей машин [16].

Розглянемо приклад розрахунку ЗЗЖ при таких вихідних даних: матеріал деталі – сталь; діаметр вала – $d_{\epsilon} = 24$ мм; діаметр трубки $d_{mp} = 30$ мм; довжина трубки $l_{mp} = 60$ мм; модулі пружності $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Розрахунок будемо проводити в такій послідовності:

1. Визначаємо допустимий крутний момент, який передається валом (із умови міцності на кручення)

$$[T_{кр}] = 0,2 \cdot [\tau_{кр}] \cdot d_{\epsilon}^3 = 0,2 \cdot 25 \cdot 24^3 = 69120 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Знаходимо коефіцієнти розподілу крутного моменту між валом і трубкою:

$$K_{\epsilon} = \frac{C_{\epsilon}}{C_{\epsilon} + C_{mp}}, \quad K_{mp} = 1 - K_{\epsilon},$$

де

$$\begin{aligned} J_{\rho \epsilon} &= 0,1 \cdot d^4 = 0,1 \cdot 24^4 = 3,32 \cdot 10^4 \text{ мм}^4, \\ J_{\rho mp} &= 2 \cdot \pi \cdot r_c^3 \cdot S = 2 \cdot 3,14 \cdot 13,5^3 \cdot 3 = 4,64 \cdot 10^4 \text{ мм}^4, \\ C_{\epsilon} &= \frac{G \cdot J_{\rho \epsilon}}{l_{\epsilon}} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,32 \cdot 10^4}{60} = 4,43 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \\ C_{mp} &= \frac{G \cdot J_{\rho mp}}{l_{mp}} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 4,64 \cdot 10^4}{60} = 6,18 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

Тоді

$$K_{\epsilon} = \frac{4,43 \cdot 10^7}{4,43 \cdot 10^7 + 6,18 \cdot 10^7} = 0,42, \quad K_{mp} = 1 - 0,42 = 0,58.$$

3. Обчислюємо долі крутного моменту між валом і трубкою:

$$T_{\epsilon} = K_{\epsilon} \cdot [T_{кр}] = 0,42 \cdot 69120 = 29030 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$T_{mp} = K_{mp} \cdot [T_{кр}] = 0,58 \cdot 69120 = 40090 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

4. Обчислюємо осьову силу, яка виникає на поверхнях дисків втулки і трубки:

$$F_o = \frac{T_{mp}}{f \cdot R_{np}} = \frac{40090}{0,15 \cdot 25,33} = 10550 \text{ Н},$$

де

$$R_{np} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{60^3 - 40^3}{60^2 - 40^2} = 25,33 \text{ мм}.$$

5. Обчислюємо геометричні характеристики поперечного перерізу трубки:

$$J_1 = \sum_{i=1}^n h_i \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}} = 60 \cdot \ln \frac{15}{12} + 4 \cdot \ln \frac{20}{15} + 8 \cdot \ln \frac{24}{20} + 4 \cdot \ln \frac{30}{24} = 16,93 \text{ мм},$$

$$J_2^{(r_1)} = \sum_{i=1}^n h_i \cdot z_{icp}^{(r_1)} \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}} = 60 \cdot 0 \cdot \ln \frac{15}{12} + 4 \cdot 28 \cdot \ln \frac{20}{15} + 8 \cdot 30 \cdot \ln \frac{24}{20} +$$

$$+ 4 \cdot 32 \cdot \ln \frac{30}{24} = 105,75 \text{ мм}^2,$$

$$C = \frac{J_2}{J_1} = \frac{105,75}{16,93} = 6,25 \text{ мм},$$

$$J_3 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{h_i^3}{12} + h_i \cdot z_{icp}^2 \right) \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}} = \left(\frac{60^3}{12} + 60 \cdot (-6,25)^2 \right) \ln \frac{15}{12} +$$

$$+ \left(\frac{4^3}{12} + 4 \cdot 21,8^2 \right) \ln \frac{24}{15} + \left(\frac{8^3}{12} + 8 \cdot 24^2 \right) \ln \frac{24}{20} + \left(\frac{4^3}{12} + 4 \cdot 26^2 \right) \ln \frac{30}{24} = 6532 \text{ мм}^3.$$

6. Визначаємо найбільші нормальні напруження в трубці

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot z_{\epsilon}}{J_3 \cdot r_{\epsilon}} = \frac{23519 \cdot 36}{6532 \cdot 12} = 10,8 \text{ МПа},$$

де

$$M = \frac{F_o \cdot (R_2 - R_1)}{2\pi} = \frac{10550 \cdot (27,5 - 13,5)}{6,28} = 23519 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

7. Знаходимо напруження кручення в трубці

$$\tau_{кр} = \frac{T_{mp}}{W_{\rho mp}} = \frac{40090}{3434} = 11,68 \text{ МПа},$$

де

$$W_{\rho mp} = 2\pi \cdot r_c^2 \cdot S = 6,28 \cdot 13,5^2 \cdot 3 = 3434 \text{ мм}^3.$$

8. Визначаємо сумуючі напруження

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{10,8^2 + 4 \cdot 11,68^2} = 25,74 \text{ МПа}.$$

За результатами обчислень можна зробити такий висновок: сумуючі напруження σ_c менші допустимих $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$, тому міцність трубки достатня.

Розроблена методика розрахунку на міцність деталей нового ЗЗЖ дозволяє перевірити міцність з'єднання з врахуванням особливостей його конструкції та умов роботи.

1. Малащенко В. О., Тимейчук О. Ю., Ніколайчук В. В. Силовий розрахунок деталей з'єднання змінної жорсткості. *Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки*. Вип. 4 (64). Рівне : НУВГП, 2012. С. 265–271. 2. Ніколайчук В. М., Тимейчук О. Ю., Ніколайчук В. В. Методика визначення зведеної жорсткості підвіски з регульованою жорсткістю. *Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки*. Вип. 3 (51). Рівне : НУВГП, 2010. С. 122–129. 3. Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю. Оптимізація конструктивних параметрів деталей підвісок зі змінною жорсткістю. *Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки*. Вип. 1 (46). Рівне : НУВГП, 2010. С. 100–110. 4. Тимейчук О. Ю., Ніколайчук В. М., Ніколайчук В. В. Математична оптимізація параметрів систем підресорення транспортних засобів, які експлуатуються в складних умовах. *Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки*. Вип. 4 (40). Рівне : НУВГП, 2007. С. 44–49. 5. Малащенко В. О., Ніколайчук В. В. Обґрунтування раціональних параметрів пружних елементів машин. *10-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові : тези доповідей*. Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2011. С. 209. 6. Малащенко В. О., Ніколайчук В. В. Оптимізація конструктивних параметрів з'єднань змінної жорсткості транспортних засобів. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : всеукраїнська науково-практична конференція*. Херсон, 2012. С. 105–109. 7. Підвіска колеса транспортного засобу : пат. на корисну модель 38986 Україна, МПК В60G11/50. № 2000127342; заявл. 20.12.2000; опубл. 15.01.2004, Бюл. № 1. 8. Підвіска колеса транспортного засобу : пат. на корисну модель 4884 Україна, МПК В60G11/50. № 20040503638; заявл. 17.05.2004; опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2. 9. Підвіска колеса транспортного засобу : пат. на корисну модель 40776 Україна, МПК В60G11/50. № 200813304; заявл. 17.11.2008; опубл. 27.04.2009, Бюл. № 1. 10. Підвіска колеса транспортного засобу : пат. на корисну модель 64562 Україна, МПК В60G11/50. №

201104826; заявл. 19.04.2011; опубл. 20.11.2011, Бюл. № 21. **11.** Підвіска колеса транспортного засобу : пат. на корисну модель 71174 Україна, МПК B60G 11/00. № 201113581; заявл. 18.11.2011, опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13. **12.** З'єднання змінної жорсткості : пат. на корисну модель 84179, Україна, МПК B60G 11/00. № 201305190; заявл. 22.04.2013; опуб. 10.10.2013, Бюл. № 19. **13.** З'єднання змінної жорсткості : пат. на корисну модель 117394, Україна, МПК B60G 11/00. № 201700123; заявл. 03.01.2017; опуб. 26.06.2017, Бюл. № 12. **14.** Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю. Сучасний стан та перспективи застосування нових з'єднань змінної жорсткості в машинах. *Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки.* Вип. 4(68). Рівне : НУВГП, 2014. С. 299–305. **15.** Бояршинов С. В. Основы строительной механики машин : учебное пособие для студентов вузов. М. : «Машиностроение», 1973. 456 с. **16.** Павлице В. Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. 2-е випрвл. Львів : Афіша, 2003. 560 с.

REFERENCES:

1. Malashchenko V. O., Tymeichuk O. Yu., Nikolaichuk V. V. Sylovyi rozrakhunok detalei ziednannia zminnoi zhorstkosti. *Visnyk Natsionalnoho universytetetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannia. Tekhnichni nauky.* Vyp. 4 (64). Rivne : NUVHP, 2012. S. 265–271. **2.** Nikolaichuk V. M., Tymeichuk O. Yu., Nikolaichuk V. V. Metodyka vyznachennia zvedenoї zhorstkosti pidvisky z rehulovanoi zhorstkistiū. *Visnyk Natsionalnoho universytetetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannia. Tekhnichni nauky.* Vyp. 3 (51). Rivne : NUVHP, 2010. S. 122–129. **3.** Nikolaichuk V. V., Tymeichuk O. Yu. Optymizatsiia konstruktyvnykh parametriv detalei pidvisok zi zminnoi zhorstkistiū. *Visnyk Natsionalnoho universytetetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannia. Tekhnichni nauky.* Vyp. 1 (46). Rivne : NUVHP, 2010. S. 100–110. **4.** Tymeichuk O. Yu., Nikolaichuk V. M., Nikolaichuk V. V. Matematychna optymizatsiia parametriv system pidresorennia transportnykh zasobiv, yaki ekspluatuiutsia v skladnykh umovakh. *Visnyk Natsionalnoho universytetetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannia. Tekhnichni nauky.* Vyp. 4 (40). Rivne : NUVHP, 2007. S. 44–49. **5.** Malashchenko V. O., Nikolaichuk V. V. Obgrun-tuvannia ratsionalnykh parametriv pruzhnykh elementiv mashyn. 10-y mizhnarodnyi sympozium ukraïnskykh inzheneriv-mekhanikiv u Lvovi : tezy dopovidei. Lviv : KINPATRI LTD, 2011. S. 209. **6.** Malashchenko V. O., Nikolaichuk V. V. Optymizatsiia konstruktyvnykh parametriv ziednan zminnoi zhorstkosti transportnykh zasobiv. *Suchasni enerhetychni ustanovky na transporti i tekhnolohii ta obladnannia dlia yikh obsluhovuvannia : vseukraïnska naukovo-praktychna konferentsiia.* Kherson, 2012. S. 105–109. **7.** Pidviska kola transportnoho zasobu : pat. na korysnu model 38986 Ukraina, MPK B60G11/50. № 2000127342; zaiavl. 20.12.2000; opubl. 15.01.2004, Biul. №1. **8.** Pidviska kola transportnoho zasobu : pat. na korysnu model 4884 Ukraina, MPK B60G11/50. № 20040503638; zaiavl. 17.05.2004; opubl. 15.02.2005, Biul. № 2. **9.** Pidviska kola transportnoho zasobu : pat. na korysnu model 40776 Ukraina, MPK B60G11/50. № 200813304; zaiavl.

17.11.2008; opubl. 27.04.2009, Biul. № 1. **10.** Pidviska kolesa transportnoho zasobu : pat. na korysnu model 64562 Ukraina, MPK V60G11/50. № 201104826; zaiavl. 19.04.2011; opubl. 20.11.2011, Biul. № 21. **11.** Pidviska kolesa transportnoho zasobu : pat. na korysnu model 71174 Ukraina, MPK V60G 11/00. № 201113581; zaiavl. 18.11.2011, opubl. 10.07.2012, Biul. № 13. **12.** Ziednannia zminnoi zhorstkosti : pat. na korysnu model 84179, Ukraina, MPK V60G 11/00. № 201305190; zaiavl. 22.04.2013; opub. 10.10.2013, Biul. № 19. **13.** Ziednannia zminnoi zhorstkosti : pat. na korysnu model 117394, Ukraina, MPK V60G 11/00. № 201700123; zaiavl. 03.01.2017; opub. 26.06.2017, Biul. № 12. **14.** Nikolaichuk V. V., Tymeichuk O. Yu. Suchasnyi stan ta perspektyvy zastosuvannia novykh ziednan zminnoi zhorstkosti v mashynakh. Visnyk Natsionalnoho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannia. Tekhnichni nauky. Vyp. 4(68). Rivne : NUVHP, 2014. S. 299–305. **15.** Boiarshynov S. V. Osnovy stroytelnoi mekhaniky mashyn : uchebnoe posobyе dlia studentov vuzov. M. : «Mashynostroenye», 1973. 456 s. **16.** Pavlyshche V. T. Osnovy konstruiuvannia ta rozrakhunok detalei mashyn : pidruchnyk. 2-e vyprvl. Lviv : Afisha, 2003. 560 s.

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

**Nikolaichuk V. V., Candidate of Engineering (Ph.D.), Lecturer,
Tymeichuk O. Y., Candidate of Engineering (Ph.D.), Associate Professor**
(National University of Water and Environmental Engineering, Rivne)

THE METHODS OF CALCULATIONS THE NOW STRUCTURES OF CONNECTION OF CHANGING HARDNESS

The method of calculation of details of the new structure of the connection of the variable rigidity is developed. The rational parameters of the details are defined in depending on the size of the load, materials, technological and operational conditions. Application of the joints of the rigidity variable in cars will allow to increase reliability and reliability the comfort of transports, and vibration machines – vibration resistance. It is recommended to use this design of the connection of variable rigidity in vehicles operated in difficult conditions (off-road driving - construction, land reclamation and mining machines).

The article deals with the detailed description of the structure and the principle of the new design of the connection of the variable rigidity. Method of calculation on the strength of the parts is carried out in stages: we install the power the ratio between the details; determine the geometric characteristics of the sections; we calculate the stresses in the characteristic cross-sections; we draw a conclusion

about the strength of the part.

Analysis of the connection shows that the transfer of motion from the shaft to the sleeves occurs in the case of compression, so in the groove and on the supporting surfaces of the sleeve, the forces of resistance are due to the friction between the movable by the parts of the parts and the elastic forces of the sleeve.

Installed dependencies for determining moments of driving forces, moments in the groove and friction on the supporting surfaces of the parts. The axial force that provides the transmission of the torque between the connection discs is determined.

Considered the redistribution of torque between the connection details: sleeves-tubes, based on the assumption that the angles of twisting of the named parts at the point of the disk are the same. The geometric characteristic of the section of the tube is calculated: the moment of inertia relative to the main axis. Defined internal forces in cross-section and maximum stresses and, on the basis of comparison of them with permissible, made a conclusion about the strength of the parts.

In the list of references you can find information about others types of new structures of connections of variable rigidity (structure, principle of work, methods of calculations).

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

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

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ СОЕДИНЕНИЯ ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ

Разработана методика расчета деталей новой конструкции соединения переменной жесткости. Определены рациональные параметры деталей в зависимости от величин нагрузки, материалов, технологичных и эксплуатационных условий. Приведен пример расчета детали соединения – трубки. Предлагается применение соединения в транспортных средствах, эксплуатируемых в сложных условиях (езда по бездорожью – строительные, мелиоративные и горные машины).

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