



УДК 621.814

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

ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕТАЛЕЙ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ З'ЄДНАННЯ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ

Виконано обґрунтування основних параметрів деталей нової конструкції з'єднання змінної жорсткості. Наведено приклад обґрунтування основних параметрів деталі з'єднання – втулки.

Ключові слова: втулка, з'єднання, деталь, жорсткість.

В сучасних машинах застосовують, в основному, **з'єднання постійної жорсткості**, які мають ряд недоліків: не компенсують неточність монтажу, не зменшують вібрацію, не забезпечують плавність руху.

З'єднання змінної жорсткості (ЗЗЖ) виконують, поряд з кінематичними і силовими зв'язками, ще такі функції: компенсують неспіввісність валів, зменшують вібрації, забезпечують плавність руху, що позитивно впливає на роботу механізмів. Також доцільним є використання цих з'єднань в якості підвісок транспортних засобів, віброізоляторів технологічних машин та пружних муфт.

Навантажувальна здатність деталей нових з'єднань залежить від матеріалів та їх габаритних розмірів, тому з метою підвищення ефективності роботи машин, необхідний уточнений розрахунок основних геометричних параметрів деталей.

Проблема розробки нових конструкцій ЗЗЖ розглянута неповно, про що свідчить відносно невелика кількість наукових праць по їх дослідженню [1; 5].

Обґрунтування основних параметрів деталей нової конструкції ЗЗЖ є метою наших досліджень. Нами була запропонована нова конструкція з'єднання (рис. 1), для якої наведений детальний опис будови та принцип роботи [3].

Пристрій складається з суцільного вала 1, опорної втулки 2, скоби 3, опори 4, зубчастих коліс 5, контргайок 6 і шайби 7. Шпонки 8 з'єднують вал 1 з регулювальними втулками 9 і 10 на поверхні яких розміщена пружина 11. Трубки 12 і 13, які надіті на вал 1, скобою 14 приєднані штифтом 15 до опори 16.

З'єднання змінної жорсткості працює таким чином: при обертанні вала 1 навколо своєї осі, закручуються регулювальні втулки 9 і 10, а після стиснення трубок 12 і 13 відбувається їх закручення, причому крутний момент плавно перерозподіляється між валом 1, втулками 9, 10 і трубками 12, 13.

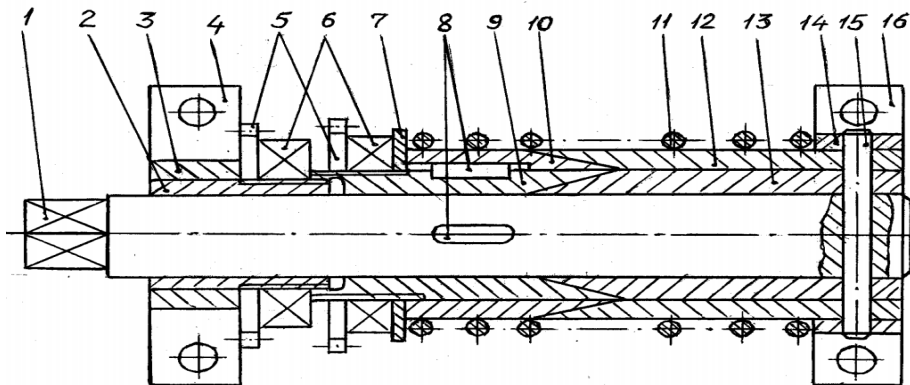


Рис. 1. З'єднання змінної жорсткості

Регулювання жорсткості з'єднання виконується так: при загвинчуванні контргайок 6 вправо переміщуються регулювальні втулки 9 і 10 в осьовому напрямі, таким чином відбувається зчеплення конусних поверхонь втулок 9, 10 і трубок 12, 13, що приводить до збільшення жорсткості з'єднання.

При загвинчуванні контргайки 6 вліво переміщуються регулювальні втулки 9 і 10 в осьовому напрямі за допомогою стиснутої пружини 11; трубки 12 і 13 розчіплюються, 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 послідовним введенням в роботу однієї або двох пар регулювальних втулок і трубок.

Регулювання жорсткості з'єднання може виконуватися шляхом зчеплення однієї пари втулка-трубка.

Виготовити надійну конструкцію з'єднання змінної жорсткості можна, вибравши відповідні матеріали деталей з'єднання та його конструктивні розміри на основі оптимальних методів розрахунків, що збільшить довговічність конструкції.

Обґрунтування основних параметрів деталей з'єднання виконуємо у такій послідовності: встановлюємо силові співвідношення між деталями; визначаємо геометричні характеристики перерізів; розраховуємо напруження в характерних перерізах; робимо висновки про міцність деталі.

При встановленні силових співвідношень в з'єднанні проводи-мо аналогічні дослідження, які виконані в роботі [5].

Передача руху від втулок і трубок з'єднання відбувається у випадку стиснення останніх. На рис. 2 представлено розрахункову схему втулки, яка навантажена осьювою силою F_0 і крутним моментом T_{em} .

Сили тертя виникають на конічних поверхнях деталей при прикладенні до них осьювої сили F_0 у результаті загвинчування гайки ключем. Вважаємо, що сили тертя рівномірно розподілені на поверхні дотику деталей, Тоді сумуюча сила тертя буде визначатися так:

$$F_m = F_0 \cdot f \cdot \cos \alpha . \quad (1)$$

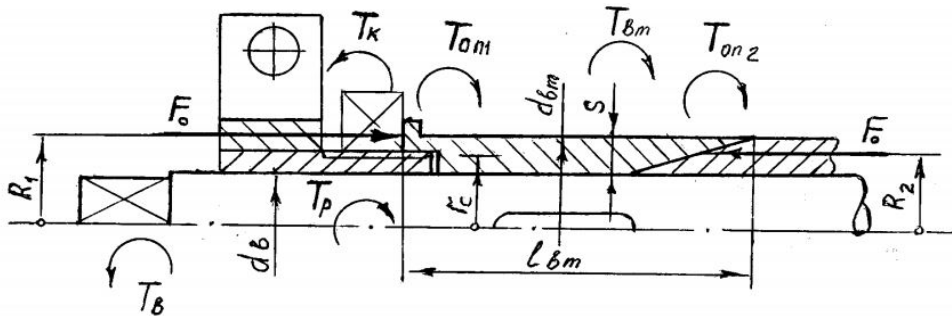


Рис. 2. Схема для силового розрахунку втулки

Момент сили тертя, який забезпечує передачу крутного моменту між деталями, буде дорівнювати

$$T_m = F_0 \cdot f \cdot R_{np} \cdot \cos \alpha , \quad (2)$$

де f – коефіцієнт тертя; α – кут, що характеризує положення поверхонь тертя; R_{np} – приведений радіус тертя.

На рис. 3 зображено залежність сил тертя від f та α .

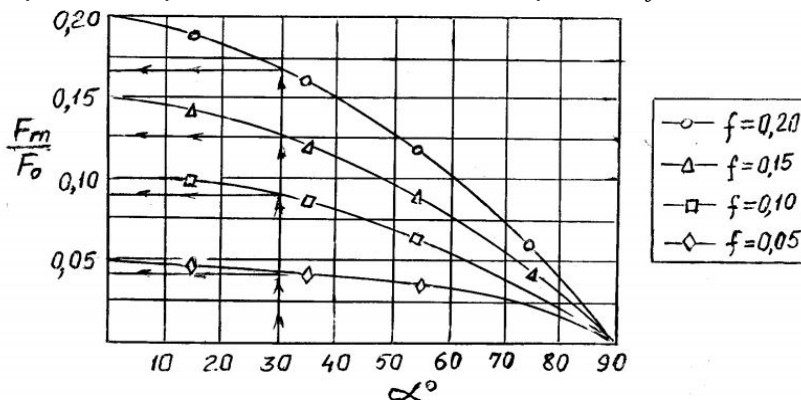


Рис. 3. Графік залежності сил тертя в з'єднанні від якості та положення поверхні тертя

Визначивши ряд співвідношень F_m / F_0 і помноживши їх на F_0 , знайдемо величини F_m , що дозволяє обґрунтувати раціональний вибір параметрів деталей.

Осьову силу F_0 , при якій відбувається стиснення деталей, визначаємо з умови: моменти сил тертя і крутний момент – рівні:

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

де D, d_0 – зовнішній діаметр і діаметр отвору деталі. Визначимо напруження у втулці на основі методу розробленого в роботі [6].

Геометричні розміри втулки вибираємо конструктивно в залежності від розмірів вала і компоновки з'єднання.

Обчислюємо геометричні характеристики поперечного перерізу втулки, який умовно розділимо на три прямокутники і трикутник, а також проведемо допоміжну вісь r_1 між трикутником і прямокутником (рис. 4).

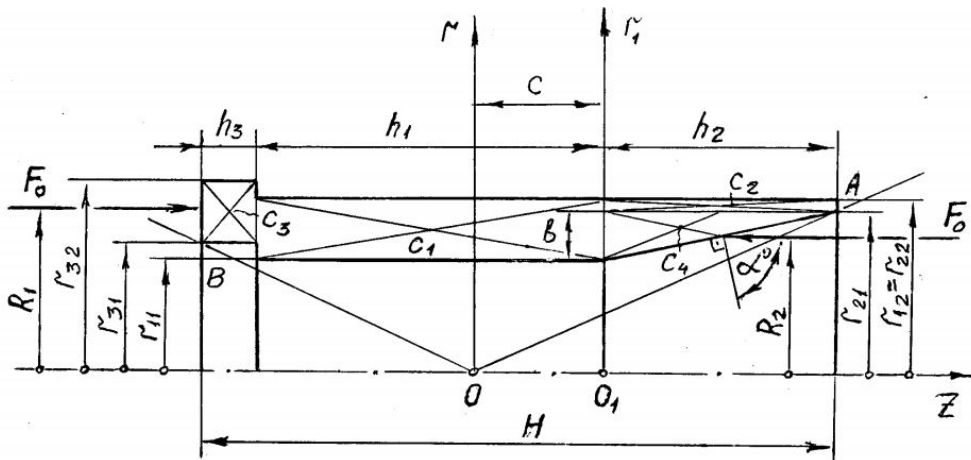


Рис. 4. Поперечний переріз втулки
Моменти інерції та відстань C між осями r і r_1 будуть такі:

$$J_1 = \sum_{i=1}^n h_i \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}} + h_2 \left(1 - \frac{r_{11}}{b} \cdot \ln \frac{r_{21}}{r_{11}} \right); \quad (4)$$

$$J_2 = \sum_{i=1}^n h_i \cdot z_{icp}^{(r_1)} \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}} + \frac{h_2^2}{2b} \left(-r_{11} + \frac{b}{2} + \frac{r_{11}^2}{b} \cdot \ln \frac{r_{21}}{r_{11}} \right); \quad (5)$$

$$J_3 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{h_i^3}{12} + h_i \cdot (z_{icp}^{(r_1)})^2 \right) \cdot \ln \frac{r_{i2}}{r_{i1}} + \frac{h_2^3}{3b^3} \left[\frac{r_{21}^3 - r_{11}^3}{3} - \right.$$



$$-\frac{3}{2}r_{11} \cdot (r_{21}^2 - r_{11}^2) + 3r_{11}^2 \cdot b - r_{11}^3 \cdot \ln \frac{r_{21}}{r_{11}}]; \quad (6)$$

$$C = \frac{J_2}{J_1}. \quad (7)$$

Момент інерції J_3 відносно головної осі r буде дорівнювати

$$J_3 = J_3^{(\eta)} - c^2 J_1, \quad (8)$$

де h_i – висота i -го прямокутника; $z_{icp}^{(\eta)}$ – абсциса центру тяжіння i -го прямокутника; b – катет трикутника; r_{i1} та r_{i2} – відповідно відстані від осі до сторін фігур (прямокутника і трикутника).

Визначаємо внутрішні силові чинники в поперечному перерізі

$$M = \frac{F_0(R_2 - R_1)}{2\pi}, \quad N = 0. \quad (9)$$

Максимальні напруження згину дорівнюють

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot Z_{\max}}{J_3 \cdot r_{\max}}, \quad (10)$$

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

Величину крутного моменту $T_{\text{вт}}$, яку буде сприймати втулка при спільній роботі вала і втулки з'єднання визначаємо на основі припущення, що кути закручування деталей в місці дотику є однаковими, тобто $\varphi_{\text{в}} = \varphi_{\text{вт}}$.

На основі цієї рівності отримаємо:

$$K_{\text{в}} = \frac{C_{\text{в}}}{C_{\text{в}} + C_{\text{вт}}}, \quad K_{\text{вт}} = \frac{C_{\text{вт}}}{C_{\text{в}} + C_{\text{вт}}}, \quad (11)$$

де $K_{\text{в}}$, $K_{\text{вт}}$ – коефіцієнти розподілу крутного моменту між валом і втулкою; $C_{\text{в}}$, $C_{\text{вт}}$ – жорсткість вала і втулки.

Долі крутних моментів

$$T_{\text{в}} = K_{\text{в}} \cdot T_{\text{кр}}, \quad T_{\text{вт}} = K_{\text{вт}} \cdot T_{\text{кр}}. \quad (12)$$

Напруження кручення у втулці

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T_{\text{вт}}}{W_{\rho_{\text{вт}}}}, \quad (13)$$

де $W_{\rho_{\text{вт}}} = 2\pi \cdot r_c^2 \cdot S$ – полярний момент опору перерізу; r_c і S – середній радіус і товщина втулки.

Сумуюче напруження у втулці

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\text{кр}}^2}. \quad (14)$$

Порівнюючи сумуючі напруження з допустимими робимо висновок про міцність деталі.

Розрахунок трубок виконується аналогічним методом, а перевірку міцності вала та інших деталей з'єднання – методами деталей машин [7].

Розглянемо приклад розрахунку втулки при таких вихідних даних: матеріал деталі – сталь; діаметр вала – $d_e = 40 \text{ мм}$; коефіцієнт тертя $f = 0,15$; діаметр вала $d_e = 40 \text{ мм}$; геометричні параметри втулки: $H = 110 \text{ мм}$, $h_1 = 60 \text{ мм}$, $h_2 = 40 \text{ мм}$, $h_3 = 10 \text{ мм}$, $b = 8 \text{ мм}$, $\delta = 10 \text{ мм}$, $r_{11} = 20 \text{ мм}$, $r_{12} = r_{22} = 30 \text{ мм}$, $r_{21} = 28 \text{ мм}$, $r_{31} = 23 \text{ мм}$, $r_{32} = 33 \text{ мм}$; модулі пружності $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Розрахунок втулки виконуємо у такій послідовності:

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

$$[T_{кр}] = 0,2 \cdot [\tau_{кр}] \cdot d_e^3 = 0,2 \cdot 30 \cdot 40^3 = 3,84 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

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

$$K_e = \frac{C_e}{C_e + C_{em}}, \quad K_{em} = 1 - K_e,$$

де

$$J_{\rho e} = 0,1 \cdot d^4 = 0,1 \cdot 40^4 = 2,56 \cdot 10^5 \text{ мм}^4,$$

$$J_{\rho em} = 2 \cdot \pi \cdot r_c^3 \cdot S = 2 \cdot 3,14 \cdot 25^3 \cdot 103 = 9,812 \cdot 10^5 \text{ мм}^4,$$

$$C_e = \frac{G \cdot J_{\rho e}}{l_e} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 2,56 \cdot 10^5}{110} = 1,862 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$C_{em} = \frac{G \cdot J_{\rho em}}{l_{em}} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 9,812 \cdot 10^5}{60} = 7,136 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{Тоді } K_e = \frac{1,862 \cdot 10^8}{1,862 \cdot 10^8 + 7,136 \cdot 10^8} = 0,218, \quad K_{em} = 1 - 0,218 = 0,782.$$

3. Обчислюємо долі крутного моменту між валом і втулкою:

$$T_e = K_e \cdot [T_{кр}] = 0,218 \cdot 3,84 \cdot 10^5 = 0,837 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$T_{em} = K_{em} \cdot [T_{кр}] = 0,782 \cdot 3,84 \cdot 10^5 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

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



$$F_o = \frac{T_{\text{вм}}}{f \cdot R_{np} \cdot \cos \alpha} = \frac{3 \cdot 10^5}{0,15 \cdot 28,3 \cdot \cos 75^\circ} = 2,73 \cdot 10^5 \text{ Н},$$

де $R_{np} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{66^3 - 46^3}{66^2 - 46^2} = 28,3 \text{ мм}.$

5. Обчислюємо геометричні характеристики поперечного перерізу втулки:

$$J_1 = 60 \cdot \ln \frac{30}{20} + 40 \cdot \ln \frac{30}{28} + 10 \cdot \ln \frac{33}{23} + 40 \cdot \left(1 - \frac{20}{8} \cdot \ln \frac{28}{20}\right) = 37 \text{ мм},$$

$$J_2 = 60 \cdot (-30) \cdot \ln \frac{30}{20} + 40 \cdot 20 \cdot \ln \frac{30}{28} + 10 \cdot (-65) \cdot \ln \frac{33}{23} + \\ + \frac{40^2}{2 \cdot 8} \left[-2 + \frac{8}{2} + \frac{20^2}{8} \cdot \ln \frac{28}{20}\right] = -827,5 \text{ мм}^2,$$

$$C = \frac{J_2}{J_1} = \frac{-827,5}{37} = -22,4 \text{ мм},$$

$$J_3^{(r)} = \left(\frac{60^3}{12} + 60 \cdot (-30)^2\right) \ln \frac{30}{20} + \left(\frac{40^3}{12} + 40 \cdot 20^2\right) \ln \frac{30}{28} + \left(\frac{10^3}{12} + 10 \cdot (-65)^2\right) \ln \frac{33}{23} + \\ + \frac{40^3}{3 \cdot 8^3} \left(\frac{28^3 - 20^3}{3} + \frac{3}{2} \cdot 20 \cdot (28^2 - 20^2) + 3 \cdot 20^2 \cdot 8 - 20^3 \cdot \ln \frac{28}{20}\right) = 47561 \text{ мм}^3,$$

$$J_3^{(r)} = J_3^{(r)} - J_1 \cdot c^2 = 47561 - 37 \cdot (-22,4)^2 = 28996 \text{ мм}^3.$$

6. Визначаємо найбільші нормальні напруження у втулці:

точка А – $z_A = 62,4 \text{ мм}$, $r_A = 28 \text{ мм}$, $M = 1,87 \cdot 10^5 \text{ мм}$,

$$\sigma_{A\text{max}} = \frac{1,87 \cdot 10^5 \cdot 62,4}{0,2900 \cdot 10^5 \cdot 28} = 14,37 \text{ МПа},$$

точка В – $z_B = 47,6 \text{ мм}$, $r_B = 23 \text{ мм}$, $M = 1,87 \cdot 10^5 \text{ мм}$, $\sigma_{B\text{max}} = 13,35 \text{ МПа}$.

7. Знаходимо напруження кручення у втулці

точка А – $W_{\rho\text{вм}} = 2\pi \cdot r_c^2 \cdot S = 2 \cdot 3,14 \cdot 29^2 \cdot 2 = 1,06 \cdot 10^4 \text{ мм}^3$,

$$\tau_{kp} = \frac{T_{\text{вм}}}{W_{\rho\text{вм}}} = \frac{3 \cdot 10^5}{1,06 \cdot 10^4} = 28,4 \text{ МПа}.$$

точка В – $W_{\rho\text{вм}} = 2\pi \cdot r_{cl}^2 \cdot S_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 25^2 \cdot 10 = 3,93 \cdot 10^4 \text{ мм}^3$,

$$\tau_{kp} = \frac{T_{\text{вм}}}{W_{\rho\text{вм}}} = \frac{3 \cdot 10^5}{3,93 \cdot 10^4} = 7,65 \text{ МПа}.$$

8. Визначаємо сумуючі напруження за такою формулою:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{кр}^2} ;$$

точка А – $\sigma_{сА} = 58,6 \text{ МПа}$; точка В – $\sigma_{сВ} = 20,3 \text{ МПа}$.

За результатами обчислень можна зробити такий висновок: сумуючі напруження в найбільш напружених точках перерізу менші допустимих $[\sigma] = 60 \text{ МПа}$, тому міцність втулки достатня.

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

1. З'єднання змінної жорсткості : пат. 84179, Україна, МПК В 60 G 11/00. № 201305190; заявл. 22.04.2013; опубл. 10.10.2013, Бюл. № 19. 2. З'єднання змінної жорсткості : пат. 117394, Україна, МПК В 60 G 11/00. № 201700123; заявл. 03.01.2017; опубл. 26.06.2017, Бюл. № 12. 3. З'єднання змінної жорсткості : пат. 129126, Україна, МПК В 60 G 11/00. № 201803303; заявл. 29.03.2018; опубл. 25.10.2018, Бюл. № 20. 4. Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю. Сучасний стан та перспективи застосування нових з'єднань в машинах. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2014. Вип. 4(68). С. 299–305. 5. Ніколайчук В. В., Тимейчук О. Ю. Методика розрахунку деталей нової конструкції з'єднань змінної жорсткості. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. Рівне : НУВГП, 2018. Вип. 1(81). С. 183–193. 6. Бояршинов С. В. Основы строительной механики машин : учебное пособие для студентов вузов. М. : «Машиностроение», 1973. 456 с. 7. Павлице В. Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин : підручник. 2-е вид. виправл. Львів : Афіша, 2003. 560 с.

REFERENCES:

1. Ziednannia zminnoi zhorstkosti : pat. 84179, Ukraina, MPK V 60 G 11/00. № 201305190; zaiavl. 22.04.2013; opubl. 10.10.2013, Biul. № 19. 2. Ziednannia zminnoi zhorstkosti : pat. 117394, Ukraina, MPK V 60 G 11/00. № 201700123; zaiavl. 03.01.2017; opubl. 26.06.2017, Biul. № 12. 3. Ziednannia zminnoi zhorstkosti : pat. 129126, Ukraina, MPK V 60 G 11/00. № 201803303; zaiavl. 29.03.2018; opubl. 25.10.2018, Biul. № 20. 4. Nikolaichuk V. V., Tymeichuk O. Yu. Suchasnyi stan ta perspektyvy zastosuvannia novykh ziednan v mashynakh. *Visnyk NUVHP. Tekhnichni nauky*. Rivne : NUVHP, 2014. Vyp. 4(68). S. 299–305. 5. Nikolaichuk V. V., Tymeichuk O. Yu. Metodyka rozrakhunku detalei novoi konstruktsii ziednan zminnoi zhorstkosti. *Visnyk NUVHP. Tekhnichni nauky*. Rivne : NUVHP, 2018. Vyp. 1(81). S. 183–193. 6. Boiarshinov S. V. Osnovy stroitelnoi mekhaniki mashin : uchebnoe posobie dlia studentov vuzov. M. : :

«Mashinostroenie», 1973. 456 s. 7. Pavlyshche V. T. Osnovy konstruiuvannia ta rozrakhunok detalei mashyn : pidruchnyk. 2-e vyd. vypravl. Lviv : Afisha, 2003. 560 s.

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

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

SUBSTANTIATION OF BASIS PARAMETERS OF THE DETAILS NEW STRUCTURE OF CONNECTION OF CHANGING HARDNESS

The substantiation of the main parameters of the details of the new structure of connection of changing hardness. The rational parameters of the details are defined in depending on the size of the load, materials, technological and operational conditions. Application of changing hardness 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 changing hardness 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. Method of calculation on the strength of the details 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 details.

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 thread 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 thread and friction on the supporting surfaces of the parts. The axial force that provides the transmission of the torque between the connection 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 are the same.

The geometric characteristic of the section of the bushing 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 details.

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

Keywords: bushing, connection, detail, hardness.

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

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ СОЕДИНЕНИЯ ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ

Выполнено обоснование основных параметров деталей новой конструкции соединения переменной жесткости. Приведен пример обоснования основных параметров детали соединения — втулки.

Ключевые слова: втулка, соединение, деталь, жёсткость.
