

## ПРИСТРІЙ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПРИВОДІ МАШИН З ПРУЖИНОЮ КРУЧЕННЯ ТА ВИБІР ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

*У роботі розглянута доцільність використання пристрою з пружиною кручення для зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання, перевірка його працездатності та розробка методу вибору раціональних параметрів.*

*Ключові слова: пристрій для зниження динамічних навантажень, привід машини, динамічні навантаження приводу, зубчаста запобіжна муфта, пружина кручення, параметри пружини кручення.*

Y. A. KOVALYOV, S. A. PLESHKO, E. V. LOPUKHOV

Kyiv National University of Technologies and Design

### DYNAMIC LOAD REDUCTION DEVICE IN MACHINE DRIVE WITH SPRING AND SELECTION OF ITS PARAMETERS

*The peculiarity of the technological equipment of light industry is the significant dynamic loads that occur during unstable operating modes and is one of the main reasons for reducing the reliability and durability of its operation. The problem of increasing the reliability and durability of their work by reducing the dynamic loads is relevant, because the known means of reducing the dynamic loads in the drive of machines can not always be used in light industry machines. Therefore, when designing light industry equipment, first of all, attention should be paid to reducing the dynamic loads in the drive and preventing accidents.*

*The paper considers the feasibility of using a device with a torsion spring to reduce the dynamic loads in the drive of process equipment, check its performance and develop a method for selecting rational parameters.*

*In the course of work modern methods of researches of mechanical systems are used for the purpose of an estimation of expediency of use of the device with a torsion spring for reduction of starting dynamic loadings in the drive of machine.*

*On the basis of the analysis of features of work of the technological equipment of light industry the expediency of use in the drive of cars of the gear safety coupling with a torsion spring is established. A new design of the device is proposed to reduce the dynamic loads that occur during machine start-up. Unlike the known devices, the proposed device is made in the form of a toothed safety clutch with a torsion spring, which simplifies its design and increases efficiency. The use of a cylindrical torsion spring as an elastic element, which connects the half-clutch to the flange on which the satellite gears are mounted, prevents overloading of the drive and the choice of rational rigidity of the device depending on the change of operation, which increases its durability and expands performance. The method of checking the efficiency of the device for reducing dynamic loads and selecting its rational parameters is presented.*

*The scientific novelty is the development of scientific bases and engineering methods of designing devices to reduce dynamic loads in the drive of technological equipment.*

*The practical significance lies in the development of a new design of the device to reduce the dynamic loads in the drive of machines and the engineering method of choosing its rational parameters.*

*Keywords: device for reduction of dynamic loads, machine drive, dynamic loads of the drive, gear safety clutch, torsion spring, parameters of torsion spring.*

#### Постановка проблеми

Особливістю технологічного обладнання легкої промисловості є значні динамічні навантаження, що виникають в період несталіх режимів роботи [1, 2] і є однією з основних причин зниження надійності та довговічності його роботи.

#### Аналіз останніх джерел

Проблема підвищення надійності та довговічності їх роботи шляхом зниження динамічних навантажень є актуальною, оскільки відомі засоби зниження динамічних навантажень в приводі машин [1–5] не завжди можуть бути використані в машинах легкої промисловості. Тому, при проектуванні обладнання легкої промисловості в першу чергу слід приділяти увагу зниженню динамічних навантажень в приводі та запобіганню аварійних ситуацій. Вирішення цієї проблеми можливе лише при удосконаленні конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень.

**Метою роботи** є удосконалення пристроїв зниження динамічних навантажень їх приводу, а також розробка нової конструкції пристрою зниження динамічних навантажень та інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

#### Виклад основного матеріалу

Аналіз існуючих конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень в приводі машин [1–4] показує, що в якості такого пристрою доцільно використовувати пружну зубчасту муфту.

Авторами пропонується нова конструкція запобіжної пружної зубчастої муфти (рис. 1), яка здатна вирішити проблему ефективного зниження пускових динамічних навантажень в приводі машин легкої промисловості, зокрема круглов'язальних. Задача вирішена тим, що в муфті, яка містить ведучу та ведену півмуфти та пружний елемент, що з'єднує ведучий фланець з шестернями-сателітами, який встановлено на ведучій втулці, ведена півмуфта виконана у вигляді сонячної шестерні, а в якості пружного елемента використана циліндрична пружина кручення.

Виконання однієї півмуфти у вигляді сонячної шестерні дозволяє забезпечити передачу крутного моменту муфти на приводний механізм за допомогою шестерен-сателітів на ведучому фланці. Виконання другої півмуфти у вигляді ведучого фланця з вільно-встановленими зубчастими шестернями-сателітами та використання в якості пружного елемента циліндричної пружини кручення, що з'єднує ведучу півмуфту з ведучим фланцем, дозволяє здійснювати вибір раціональної жорсткості муфти, що підвищує довговічність роботи привода та розширює експлуатаційні можливості муфти.

Запобіжна пружна зубчаста муфта (рис. 1) містить ведучу півмуфту 1 та ведену півмуфту у вигляді сонячної шестерні 2. На ведучій півмуфті 1 вільно закріплений фланець 3, який містить вільно закріплені шестерні-сателіти 4, які, в свою чергу, знаходяться в постійному кінематичному зачепленні з сонячною шестернею веденої півмуфти 2. Пружний елемент 5 виконаний у вигляді циліндричної пружини кручення ось, якої співпадає з віссю півмуфти 1, а отвір 6 виконаний у вигляді паза розташований на ведучому фланці 2.

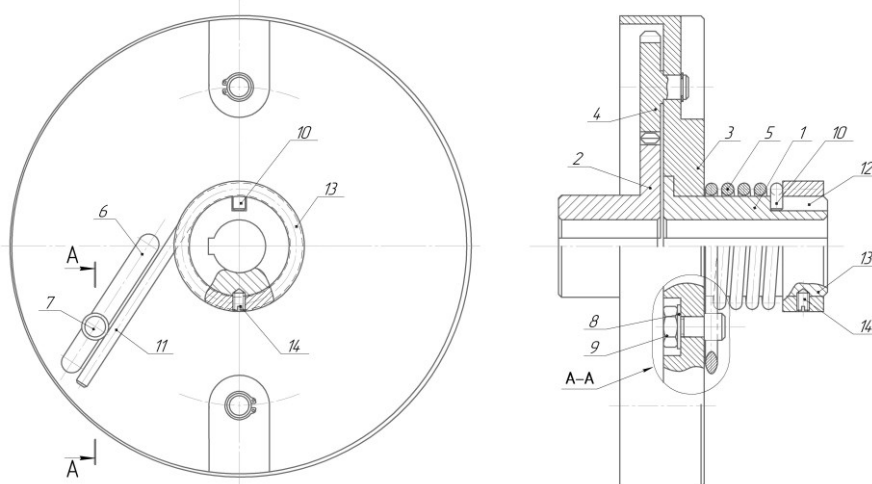


Рис. 1. Запобіжна пружна зубчаста муфта

Кріплення пальця 7 в отворі 6 ведучого фланця 2 здійснюється за допомогою шайби 8 та гайки 9. Для можливості взаємодії пружного елемента 2 з пальцем 7 та з'єднання їх з півмуфтою 1 та ведучим фланцем 2 кінці 10, 11 циліндричної пружини кручення виконані прямими. При цьому кінець 10 розташований в пазу 12 ведучої півмуфти 1, а кінець 11 вільно виступає за її межі та має можливість взаємодії з пальцем 7. Для надійної орієнтації кінця 11 відносно ведучої півмуфти 1, та обмеження його осевого переміщення, передбачена шайба 13 жорстко прикріплена до ведучої півмуфти 1, гвинтом 14.

Муфта працює таким чином. При передачі обертального руху фланцю 3 під дією моменту опору з сторони веденої ланки – сонячної шестерні 2 виникає оборот шестерен-сателітів 4 відносно особистих осей до тих пір, поки момент зі сторони деформованої пружини кручення 5 не зрівноважиться з прикладеним моментом опору.

В подальшому відбувається синхронне обертання ведучого фланця 3 та веденої сонячної шестерні 2.

У випадку перебільшення моменту з сторони веденої сонячної шестерні 2 над моментом зі сторони пружини кручення 5 сонячна шестерня 2 зупиняється, кінець 11 проскакує під пальцем 7, а шестерні-сателіти 4 продовжують обертатися відносно особистих осей.

При зміні режиму навантаження муфти необхідна зміна її жорсткості здійснюється переміщенням пальця 7 в пазу 6 веденого фланця 3. При цьому зміна плеча пальця 7 з кінцем 11 пружного елемента призводить до зміни жорсткості останнього, що в свою чергу призводить до необхідної зміни жорсткості пружини в цілому.

Муфта в якості пристрою зниження динамічних навантажень може знайти застосування в приводах, які працюють при значних динамічних та вібраційних навантаженнях, а також при частих перевантаженнях привода.

При наявності в приводі машини пасової передачі, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, запропоновану муфту доцільно розмістити в шківі.

Визначимо основні параметри муфти в разі використання її в приводі технологічного обладнання в ролі пристрою зниження динамічних навантажень.

Як відомо, пружина кручення муфти працює на згин витків. При цьому умова працездатності муфти буде наступною:

$$\sigma = \frac{Tk}{W} \leq [\sigma], \quad (1)$$

де  $\sigma$  – робоче напруження згину витків пружини;

$[\sigma]$  – допустиме напруження згину витків пружини,  $[\sigma] = (1,25 \dots 1,5)[\tau]$ ;

$[\tau]$  – допустиме напруження матеріалу пружини при крученні;

$T$  – крутний момент пружини (муфти);

$k$  – коефіцієнт, що враховує кут підйому витків пружини та їх кривизну,

$$k = \frac{4c-1}{4c-4}; \quad (2)$$

$c$  – індекс пружини,

$$c = \frac{D}{d}; \quad c = 4 \dots 12; \quad (3)$$

$D, d$  – середній діаметр пружини та діаметр дроту, з якого вона виготовлена.

$W$  – момент опору згину,

$$W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (4)$$

Враховуючи (4) із умови (1) знаходимо необхідний діаметр дроту:

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{Tk}{[\sigma]}}. \quad (5)$$

Кут повороту  $\varphi$  робочого кінця 11 пружини (рис. 1) при максимальному її навантаженні знаходиться із умови [4]:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2, \quad (6)$$

де  $\varphi_1$  – кут згину кінця пружини,

$$\varphi_1 = \frac{Fl^2}{2EJ}; \quad (7)$$

$F$  – навантаження кінця пружини в період пуску,

$$F = \frac{T}{l}; \quad (8)$$

$T$  – пусковий момент електродвигуна привода;

$l$  – робоча довжина кінця пружини;

$E$  – модуль пружності дроту пружини (сталь),  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$J$  – момент інерції перерізу дроту, з якого виготовлена пружина

$$J = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (9)$$

$T_{np}$  – крутний момент пружини,

$$T_{np} = Fl; \quad (10)$$

$L$  – довжина дроту пружини (кутом підйому витків нехтуємо),

$$L = \pi Di; \quad (11)$$

$D$  – зовнішній діаметр пружини;

$i$  – кількість витків пружини.

При сталому русі машини кут повороту  $\varphi_c$  робочого кінця 11 пружини (рис. 1) при максимальному її навантаженні знаходиться із умови:

$$\varphi_c = \varphi_{1c} + \varphi_{2c}, \quad (12)$$

де  $\varphi_{1c}, \varphi_{2c}$  – кут згину кінця пружини та кут закручування її при сталому режимі роботи машини;

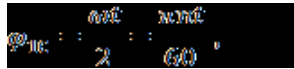
$F_c, T_c$  – навантаження кінця пружини та її крутний момент в період сталого руху машини відповідно.

Визначимо раціональні параметри пружини пристрою зниження динамічних навантажень при використанні його в приводі, як приклад, круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 4А100Л6У3 потужністю 2,2 кВт та частотою обертання вала 950 об/хв. (кутова швидкість  $\omega = 99,48 \text{ c}^{-1}$ ) [6].

В якості вихідних даних приймаємо [2,7,8]:  $T_c = 22,1 \text{ Нм}$ ;  $D_p = 60 \text{ мм}$ ;  $l = 100 \text{ мм}$ ;  $2$ ;  $i = 3$ ; матеріал пружини Сталь 65, для якої  $[\sigma] = 1200 \text{ МПа}$  [4]; індекс пружини  $c = 10$  ( $k = 1,08$ ). За ГОСТ 13768-68 вибираємо параметри пружини:  $d = 6 \text{ мм}$ ;  $D = 60 \text{ мм}$ .

Враховуючи, що  $T_c = 22,1 \text{ Нм}$ , згідно з (7), (8) маємо:  $F_c = 221 \text{ Н}$ ;  $\varphi_{1c} = 0,081 = 4,6^\circ$ .

Кут повороту (закручування) пружини при пуску машини, вважаючи рух рівноприскореним, знаходиться із умови:



де  $t$  – час повороту пружини (пуск електродвигуна),  $t = 10t_1 = 15 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ ;

$t_1$  – час зрушення ведучої маси привода (ротор електродвигуна з пристроєм зниження динамічних навантажень),  $t_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$  [6].

Після підстановки одержаних даних в (12) знаходимо:

$$\varphi_{2c} = 0,746 \text{ рад} = 42,74^\circ.$$

Кут повороту  $\varphi$  робочого кінця 11 пружини (12):

$$\varphi_c = 47,34^\circ.$$

З метою підвищення ефективності зниження динамічних навантажень привода приймаємо:  $\varphi_c = 47,34^\circ = 0,83 \text{ рад}$ . Приймаючи матеріал пружини Сталь 65, згідно з [6] маємо  $[\tau] = 800 \text{ МПа}$ ;  $[\sigma] = 1,5[\tau] = 1,5 \cdot 800 = 1200 \text{ МПа}$ .

Згідно з ГОСТ 13766-68 вибираємо наступні параметри циліндричної пружини кручення:  $d = 6 \text{ мм}$ ;  $D = 60 \text{ мм}$ .

Кількість робочих витків пружини знаходимо із виразу (8):  $i = 3,1$ . З метою підвищення ефективності зниження динамічних навантажень приймаємо  $i = 4$ .

Необхідна довжина дроту, з якого виготовлена робоча частина пружини, згідно з (12):  $L = 753,6 \text{ мм}$ .

Використовуючи (1), (4), одержуємо:  $W = 21,195 \text{ мм}^3$ ;  $\sigma = 1126 \text{ МПа}$ .

Приймаючи  $l = \pi D i$  ( $\cos \alpha \approx 1$ ;  $\alpha$  – кут підйому витків пружини), із (6) знаходимо необхідну кількість робочих витків пружини  $i$ :

$$i = 3,3 \cdot 10^4 \frac{k\varphi}{c[\sigma]}. \quad (15)$$

Кількість робочих витків пружини знаходимо із виразу (8):  $i = 3,1$ . З метою підвищення ефективності зниження динамічних навантажень приймаємо  $i = 4$ . Тоді робоча довжина (висота) пружини  $H$  становить:

$$H = d + (i - 1)p = 6 + (4 - 1)8 = 30 \text{ мм}, \quad (16)$$

де  $p$  – крок пружини,  $p = d + (1 \dots 3) \text{ мм}$ ; приймаємо  $p = 8 \text{ мм}$ .

Перевіряємо працездатність пружини пристрою зниження динамічних навантажень. З виразу (4) маємо:  $W = 21,195 \text{ мм}^3$ . Тоді згідно з (1)  $\sigma = 1126 \text{ МПа}$ , що відповідає умові працездатності пружини ( $[\sigma] = 1200 \text{ МПа}$ ).

Розрахунок відкритої зубчастої передачі проведемо з умови згинальної міцності, а перевірка – на контактну міцність [9]. В розрахунках відкритих зубчастих прямозубих передачах зуб можна розглядати як балу з жорстко закріпленим кінцем.

Вихідні дані для розрахунку: кутова швидкість ведучого вала (шестірні)  $\omega_1 = 99,48 \text{ рад/с}$ ; передаточне відношення зубчастої передачі  $i = 2,1$ ; крутний момент на валу веденої півмуфти  $T_2 = 48,6 \text{ Нм}$ ; умови роботи передачі: навантаження нереверсивне; термін служби передачі  $t = 10000 \text{ год}$ .

З метою кращого припрацювання коліс, матеріал для шестірні: сталь 45 (поліпшення); заготовка – поковка; МПа в  $\sigma = 780$ ; МПа т  $\sigma = 540$ ; НВ 235...262. Приймаємо 250 НВ1. Для колеса: сталь 45Л (поліпшення); заготовка – сталеве литво; МПа в  $\sigma = 680$ ; МПа т  $\sigma = 440$ ; НВ 207...235. Приймаємо НВ<sub>2</sub> 230.

Визначаємо число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою:

$$N_{\Sigma} = 572,4 \cdot \omega_2 \cdot t = 572,4 \cdot 99,48 \cdot 10000 = 569,4 \cdot 10^6,$$

де  $t$  – строк служби передачі, год;

$\omega_2$  – кутова швидкість вала колеса, рад/с;

Приймаємо базове число циклів напружень  $N_{НО}$  при розрахунках на контактну міцність за (табл. 5.3) [9]  $N_{НО} = 16,5 \cdot 10^6$  (при твердості матеріалів до НВ 250). Базове число циклів  $N_{FO}$  при розрахунках на згин для всіх сталей рекомендується прийняти  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

Коефіцієнти довговічності при розрахунках на контактну міцність  $K_{НЛ}$  за формулою [9] і на згин  $K_{FL}$  – за формулою [9].

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq K_{HLmax}$$

Приймаємо  $K_{HL}=1$ , оскільки  $N_{\Sigma} > N_{HO}$ .  $569,4 \cdot 10^6 > 16,5 \cdot 10^6$ .  
При твердості  $\leq$  HB 350

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 2 \leq$$

Приймаємо  $K_{FL} = 1$ , оскільки  $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$ .  $569,4 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$ .

Визначаємо значення границь витривалості при розрахунках на контактну міцність та на згин для зубців шестірни  $\sigma_{HO1}$ ,  $\sigma_{FO1}$  та колеса  $\sigma_{HO2}$ ,  $\sigma_{FO2}$  за (табл. 5.4 та 5.5) [9].

Для нормалізованих і поліпшених сталей:

$$\sigma_{HO1,2} = 2HB_{1,2} + 70;$$

$$\sigma_{HO1} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}; \sigma_{HO2} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO(1,2)} = 1,8 HB_{(1,2)};$$

$$\sigma_{FO1} = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа}; \sigma_{FO2} = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}.$$

Визначаємо допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

Згинальні  $[\sigma_{F1}]$  і  $[\sigma_{F2}]$  за формулою (5.7) [9]:

$$[\sigma]_{F1,2} = \frac{\sigma_{FO(1,2)} \cdot K_{FL}}{S_F}$$

де  $S_F$  – коефіцієнт безпеки;  $S_F = 1,8 \dots 2,3$  (верхня межа для відлитих коліс). Приймаємо для шестірни  $S_F=1,8$ , для литого колеса  $S_F= 2,3$ .

$$[\sigma]_{F2} = \frac{414 \cdot 1}{1,8} = 180 \text{ МПа}; [\sigma]_{F1} = \frac{414 \cdot 1}{1,8} = 180 \text{ МПа}.$$

Контактне  $[\sigma]_{H2}$  для менш міцного матеріалу колеса за формулою [9]:

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{HO2} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 481,82 \text{ МПа},$$

де  $S_H$  – коефіцієнт безпеки;  $S_H = 1,1 \dots 1,2$ . Приймаємо  $=1,1$ .

Задаємося розрахунковими коефіцієнтами.

Коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{bd}$  (по ділильному діаметру) – за (табл. 5.6) [9]. Враховуємо консольне розташування шестірни відносно опор і твердість зубців  $\leq$  HB 350 . Приймаємо  $\psi_{bd} = 0,4$ .

Коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{H\beta}$  і згинальну міцність  $K_{F\beta}$  за табл. 5.7 і 5.8 (треба враховувати консольне розташування шестірни відносно опор, твердість HB  $\leq 350$  , вибране значення  $\psi_{bd} = 0,4$ ). Тоді  $K_{H\beta} = 1,17$ ;  $K_{F\beta} = 1,37$  .

Задаємося числом зубців шестірни з умови невідірзування  $z_1 \geq 17$  та визначаємо число зубців колеса  $z_2 = z_1 i$ , де  $i$  – передаточне число відкритої зубчастої передачі ( $U = i$ ). Приймаємо  $z_1 = 20 \geq 17$ , тоді  $z_2 = 20 \cdot 2,1 = 42$ .

Визначаємо коефіцієнти форми зубця  $F_{1Y}$  і  $F_{2Y}$  відповідно числу зубців шестірни  $z_1$  і колеса  $z_2$  за табл. 5.15 [9] (інтерполюванням) та порівнюємо відношення [9]

$$[\sigma]_{F1}/Y_{F1} \text{ і } [\sigma]_{F2}/Y_{F2} .$$

$$[\sigma]_{F1}/Y_{F1} = 250/4,07 = 61,425 \quad [\sigma]_{F2}/Y_{F2} = 180/3,612 = 49,834$$

де  $Y_{F1} = 4,07$  при  $z_1 = 20$ ;  $Y_{F2} = 3,612$  при  $z_2 = 42$ .

$$[\sigma]_{F1}/Y_{F1} < [\sigma]_{F2}/Y_{F2} = 49,834 < 61,425$$

Далі розрахунок ведемо по колесу, для якого відношення  $[\sigma]_F/Y_F$  менше.

Модуль зачеплення із умови міцності зуба на згин,

$$m = 14^3 \sqrt[3]{\frac{K_{F\beta} \cdot T_2}{Y_{F(1,2)} \cdot \psi_{bd} \cdot z_2^2 \cdot [\sigma]_{F(1,2)}}} = 14^3 \sqrt[3]{3,16 \frac{1,37 \cdot 48,6}{0,4 \cdot 42^2 \cdot 180}} = 2,086 \text{ мм}$$

де 14 – коефіцієнт для прямозубих коліс;

$Y_{(F2)}$  – коефіцієнт форми зубця для менш міцного колеса;

$K_{F\beta}$  – коефіцієнт нерівномірності навантаження (див. табл. 5.8) [9]  $K_{F\beta} = 1.37$ ;

$T_2$  – крутний момент на валу сонячної шестірні;

$\psi_{bd}$  – коефіцієнт ширини вінця;

$z_2$  – число зубців сонячної шестірні;

$[\sigma]_{F1,2}$  – допустимі напруження на згин менш міцного колеса.

Отримане значення модуля закруглюємо до найближчого більшого стандартного значення за табл.

5.12 [9] (ДСТ 9563-60).

Приймаємо  $m = 2.5$  мм.

Визначаємо геометричні розміри передачі:

Діаметри ділільних кіл, за формулою [9]:

– шестерні:  $d_1 = m \cdot z_1 = 2.5 \cdot 20 = 50$  мм.

– колеса:  $d_2 = m \cdot z_2 = 2.5 \cdot 42 = 105$  мм.

Діаметри кіл вершин, мм, за формулою [9]:

– шестерні:  $d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 2 \cdot 2.5 = 55$  мм.

– колеса:  $d_{a2} = d_2 + 2m = 105 + 2 \cdot 2.5 = 110$  мм.

Діаметри кіл западин, мм, за формулою [9]:

– шестерні:  $d_{f1} = d_1 - 2.5m = 50 - 2.5 \cdot 2.5 = 43,75$  мм.

– колеса:  $d_{f2} = d_2 - 2.5m = 105 - 2.5 \cdot 2.5 = 93,75$  мм.

Міжосьова відстань, мм, за формулою [9]:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50 + 105}{2} = 77,5 \text{ мм.}$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,4 \cdot 50 = 20 \text{ мм.}$$

Отримане значення  $b_2$  закруглюємо до більшого стандартного за рядом  $Ra 40$  (табл. 5.13) [9].

Приймаємо  $b_2 = 22$  мм.

Ширина вінця шестірні має бути дещо більше за ширину вінця колеса з урахуванням можливого осьового зміщення при збиранні, тому значення  $b_1$  закруглюємо до стандартного за рядом  $Ra 40$  (табл. 5.13) [9].

Приймаємо  $b_1 = 24$  мм.

Колову швидкість сонячної шестерні при перевантаженні приводу визначаємо за формулою:

$$V_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2} = \frac{99,48 \cdot 0,105}{2} = 5,22 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

За значенням колової швидкості призначаємо степінь точності передачі за табл. 5.14 [9].

Призначаємо 9-й ступінь точності передачі.

Колова сила в зачепленні:

$$F_t = \frac{2T_2}{nd_2} = \frac{2 \cdot 22,1}{2 \cdot 0,105} = 210,48 \text{ Н,}$$

де  $n$  – кількість шестерен-сателітів.

Коефіцієнти динамічного навантаження  $K_{HV}$  та  $K_{FV}$ . Для прямозубих коліс при  $V \leq 5$  м/с і твердості  $\leq \text{HB}350$  рекомендується:  $K_{HV} = 1,2$ ;  $K_{FV} = 1,4$ .

Розрахункове напруження згину для колеса, за формулою [9], тому що для нього відношення  $[\sigma]_F / Y_F$  менше:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = 3,612 \frac{210,48}{20 \cdot 2,5} \cdot 1,37 \cdot 1,4 = 29,16 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 180 \text{ МПа.}$$

Зубці шестірні та колеса будуть мати рівну міцність за умови:

$$\sigma_{F1} / Y_{F1} = \sigma_{F2} / Y_{F2}$$

Звідки можна знайти значення розрахункового напруження для іншого колеса, тобто, в даному випадку, шестірні:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 29,16 \frac{4,07}{3,612} = 32,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 250 \text{ МПа.}$$

Умови міцності шестірні та колеса на згин виконуються.

Розрахункове контактне напруження для матеріалу колеса, за формулою [9]:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_{H\beta} K_{HV}} = 436 \sqrt{\frac{210,48}{20 \cdot 50} \cdot \frac{2,1+1}{2,1}} \cdot 1,37 \cdot 1,4 = 336,6 \text{ МПа},$$

$$\sigma_H = 336 \text{ МПа} < [\sigma]_{H2} = 481,8 \text{ МПа},$$

що допустимо. Умови міцності шестірні та колеса на згин виконуються.

Отримані результати свідчать про можливість та ефективність використання запропонованої запобіжної пружної зубчастої муфти в якості пристрою зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання легкої промисловості.

### Висновки

Виконані дослідження показують наступне:

- на основі аналізу особливостей роботи технологічного обладнання легкої промисловості встановлена доцільність використання в приводі машин пристрою зниження динамічних навантажень, виконаного у вигляді запобіжної пружної зубчастої муфти з циліндричною пружиною кручення;
- запропонована конструкція запобіжної пружної зубчастої муфти з пружиною кручення здатна суттєво підвищити ефективність роботи технологічного обладнання;
- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі машин легкої промисловості запропонованої запобіжної пружної зубчастої муфти з циліндричною пружиною кручення;
- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів пристроїв для зниження динамічних навантажень в приводі машин;
- запропонована запобіжна пружна зубчаста муфта може знайти широке застосування в приводах і інших машин та обладнанні, які працюють при значних динамічних та вібраційних навантаженнях, а також при частих перевантаженнях привода.

### Література

1. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К. : КНУТД, 2005. – 294 с.
2. Чабан В.В., Бакан Л.А., Піпа Б.Ф. Динаміка основов'язальних машин. – К. : КНУТД, 2012. – 287 с.
3. Піпа Б.Ф., Чабан О.В., Музичишин С.В. Приводи в'язальних машин і з автоматів пристроями зниження динамічних навантажень (наукові основи та інженерні методи проектування). – К. : КНУТД, 2015. – 280 с.
4. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – 2-е изд. – Л. : Машиностроение, 1979. – 351 с.
5. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К. : Наукова думка, 1975. – 704 с.
6. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.
7. Піпа Б.Ф., Набулси А.С.-А. К вопросу снижения динамических нагрузок в кругловязальной машине. – К. : ГАЛПУ, 1994. – 14 с. – (Деп. в ГНТБ Украины 20.04.94, № 782-Ук 94).
8. Кірієнко О.А., Гузенко Ю.М. Теорія механізмів і машин. Деталі машин: Розрахунки механічних передач. – К. : НТУУ «КПІ», 2016. – 188 с.

### References

1. Pipa B.F., Khomiak O.M., Pavlenko H.I. Dynamika kruhloviazalnykh mashyn. – K. : KNUUD, 2005. – 294 s.
2. Chaban V.V., Bakan L.A., Pipa B.F. Dynamika osnovoviazalnykh mashyn. – K. : KNUUD, 2012. – 287 s.
3. Pipa B.F., Chaban O.V., Muzychyshyn S.V. Pryvody viazalnykh mashyn i z avtomativ prystroiamy znyzhennia dynamichnykh navantazhen (naukovi osnovy ta inzhenerni metody proektuvannia). – K. : KNUUD, 2015. – 280 s.
4. Polyakov V.S., Barabash I.D., Ryahovskij O.A. Spravochnik po muftam. – 2-e izd. – L. : Mashinostroenie, 1979. – 351 s.
5. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. Spravochnik po soprotivleniyu materialov. – K. : Naukova dumka, 1975. – 704 s.
6. Mashiny krugloviazalnnye tipa KO-2. Tehnicheskoe opisanie i instrukciya po ekspluatacii. – Chernovcy, 1992. – 86 s.
7. Pipa B.F., Nabulsi A.S.-A. K voprosu snizheniya dinamicheskikh nagruzok v krugloviazalnoj mashine. – K. : GALPU, 1994. – 14 s. – (Dep. v GNTB Ukrainy 20.04.94, № 782-Uk 94).
8. Kirienko O.A., Huzenko Yu.M. Teoriia mekhanizmv i mashyn. Detali mashyn: Rozrakhunky mekhanichnykh peredach. – K. : NTUU «KPI», 2016. – 188 s.

Ю. А. КОВАЛЬОВ  
С. А. ПЛЕШКО  
Є. В. ЛОПУХОВ

ORCID ID: 0000-0003-2321-6763  
ORCID ID: 0000-0003-4348-2858

kovalev.yri2012@gmail.com  
pleshko-s-a@ukr.net  
neo2000.08@gmail.com

Рецензія/Peer review : 19.04.2021 р.

Надрукована/Printed : 30.06.2021 р.