

DOI: 10.5281/zenodo.3945202

CZU: 621.763

PERFEȚIONAREA METODELOR DE CALCUL AL AJUSTAJELOR ÎMBINĂRILOR CU STRÂNGERE, ALCĂTUITE DIN PIESE RECONDIȚIONATE, DIN COMPONENTA MAȘINILOR AGRICOLE

Grigore MARIAN, Dumitru ȘEREMET

Abstract. The purpose of this study is to improve the methods used to calculate the accuracy of interference fits made of reconditioned parts by means of different wear compensation materials. The given purpose has been achieved by application of Green's functions in order to calculate the minimum permitted interference, highlighting all the possible influencing factors that may occur during the functioning of agricultural machinery. Based on the results presented in this paper, there has been developed an algorithm to determine tolerance fields for interference fits by calculating the minimum clearance depending on the mechanical stress, centrifugal forces and the thermal action, having considered deformations caused by the destruction of microrelief and the number of repeated mountings.

Key words: Interference fit; Tolerance classes; Green's functions; Agricultural machinery; Maintenance; Dimensional accuracy.

Rezumat. Scopul acestui studiu este perfecționarea metodelor de calcul al preciziei ajustajelor cu strângere alcătuite din piese recondiționate cu diferite materiale compensatoare de uzură. Scopul propus s-a realizat prin folosirea funcțiilor Green pentru calculul strângerii minime admisibile cu evidențierea tuturor factorilor de influență posibili să apară în timpul exploatarei utilajelor agricole. În baza rezultatelor prezentate în această lucrare, a fost alcătuit un algoritm pentru determinarea câmpurilor de toleranță pentru ajustajele cu strângere prin calculul jocului minim în funcție de solicitările mecanice, de forțele centrifugale și de acțiunile termice cu considerarea deformațiilor cauzate de distrugerea microreliefului și de numărul de montări repetate.

Cuvinte-cheie: Ajustaj cu strângere; Clasă de toleranță; Funcții Green; Mașini agricole; Mentenanță; Precizie dimensională.

INTRODUCERE

Sectorul agroindustrial din Republica Moldova se află în permanentă modernizare, procesul fiind însoțit de dotarea cu un număr foarte mare de diferite utilaje agricole. Exploatarea acestor utilaje se face în condiții destul de dificile, specifice sectorului agrar, motiv pentru care atât beneficiarii de tehnică agricolă, cât și managerii companiilor specializate pe acordarea serviciilor tehnice sunt din ce în ce mai preocupați de problemele ce țin de calitatea lucrărilor de mentenanță pe întreg ciclul de viață al utilajului respectiv (Marian, T. 2019).

Performanțele mentenanței se cuantifică printr-un număr foarte mare de indicatori, dintre care un rol dominant îi revine calității pieselor de schimb și îmbinărilor din aceste piese. Pentru repararea utilajelor agricole se folosesc cinci categorii de piese de schimb: OE – Original Equipment; OEM – Original Equipment Manufacturer; AM – aftermarket; piese de schimb din dezmembrări; piese de schimb recondiționate.

Folosirea pieselor de schimb recondiționate prezintă un șir de avantaje în cazul renovării acestora prin metode avansate de compensare a uzurii și de asigurare a preciziei de proiectare și asamblare. Acest lucru se referă, în special, la îmbinările cu strângere proprie, care sunt supuse la diverse solicitări pe parcursul exploatarei.

Proprietățile fizice și mecanice ale pieselor de mașini renovate și ale îmbinărilor din aceste piese au constituit subiectul mai multor lucrări de specialitate (Петров, Ю. 1972; Пантелеенко, Ф. et al. 2003; Ляжкин, В. 2004; Marian, G. 2005; Marian, G., Malai, L. 2012; Khodabakhshian, R. 2013; Захаров, Ю. et al. 2015), în care se prezintă avantajele și deficiențele diferitor metode de recondiționare a pieselor de mașini, cu prezentarea proprietăților straturilor superficiale și estimarea durabilității pentru condiții variate de exploatare.

Referitor la argumentarea preciziei de proiectare a pieselor și îmbinărilor renovate, actualmente există recomandări și norme tehnice stabilite privind alegerea și calcularea ajustajelor, bazate pe experiența anterioară și pe rezultatele cercetărilor științifice și ale calculului de laborator.

Conform acestor recomandări și norme, clasele de toleranță și ajustajele îmbinărilor se determină în concordanță cu caracteristicile de destinație, fiabilitate, tehnologicitate, standardizare și unificare. În același timp, clasele de toleranță și ajustajele selectate trebuie să asigure posibilitatea de realizare a elementelor respective în condiții tehnico-economice accesibile pe durata exploatarei și mentenanței.

O problemă importantă în stabilirea claselor de toleranță și a câmpului ajustajelor este legată de caracterul instabil al valorilor inițiale, dependent de variația în timp a dimensiunilor efective, ceea ce impune un șir de condiționări în faza de stabilire a claselor de toleranță, iar acest aspect nu este tratat suficient în literatura de specialitate disponibilă.

Cele menționate argumentează actualitatea efectuării unor studii mai profunde referitoare la stabilirea câmpurilor de toleranță ale pieselor și ajustajelor cu strângere în funcție de cât mai mulți factori de influență ce pot să apară pe parcursul montării și exploatării utilajelor reparate.

Există mai multe cercetări, atât pe plan național (Marian, G., 2005; Marian, G., Sîrghi, V. 2000; Malai, L. 2013), cât și în străinătate (Гречищев, Е., Ильяшенко, А. 1981; Мягков, В. et al. 1982; Zhu, Z., Qiao, I. 2016; Аристов, А. et al. 2017), consacrate rezolvării problemelor ce țin de stabilirea ajustajelor cu strângere prin calcul. Practic, toate metodele existente se bazează în special pe problema *Lame* pentru un tub cu pereții groși solicitat de presiuni exterioare și interioare care nu depind de unghiul polar. Aceste metode, deși au o aplicație largă în ingineria mecanică, nu țin cont de un șir de factori care survin în timpul exploatării utilajelor agricole: deplasările din interiorul elementelor tribosistemului, temperatura și fluxurile de căldură, coeficientul de conductibilitate termică, coeficientul de convecție termică al materialelor elementelor cuplei tribologice, sursele de căldură, modificările din interiorul pereților cilindrului care caracterizează constantele de elasticitate, viteza de rotire a cilindrului care provoacă forțe centrifugale etc.

Scopul acestei lucrări este îmbunătățirea calității mentenanței utilajelor agricole prin perfecționarea metodelor de calcul al ajustajelor îmbinărilor cu strângere alcătuite din piese recondiționate cu diferite materiale.

Scopul propus s-a realizat prin elaborarea unui algoritm de calcul al strângerii minime admisibile bazat pe folosirea facilităților funcțiilor Green.

Importanța și actualitatea acestui studiu sunt argumentate de posibilitatea mării preciziei de proiectare a îmbinărilor din piese recondiționate cu luarea în considerare a tuturor factorilor care pot să apară în timpul montării și exploatării îmbinărilor respective.

MATERIALE ȘI METODE

Metodele de cercetare au fost alese pe baza unei abordări sistematice a posibilităților de utilizare a funcțiilor Green pentru rezolvarea principalelor sarcini determinate de scopul lucrării.

La realizarea cercetărilor teoretice de bază au fost aplicate metode de analiză sistemică și matematică, elemente ale teoriei exactității, teoriei fiabilității, teoriei interschimbabilității. Rezolvarea problemelor necesare pentru calculul ajustajelor cu strângere s-a efectuat în corelare cu problemele tensiunilor de contact, iar pentru estimarea efectului temperaturii în zona de contact și în interiorul pieselor componente ale îmbinărilor cu strângere au fost construite relații matematice necesare pentru determinarea câmpului de temperatură.

La stabilirea clasei de toleranță pentru piesele îmbinării a fost folosită metoda prezentată în lucrare pentru determinarea strângerii minime admisibile în funcție de solicitările mecanice, de cele cauzate de forțele centrifugale și de acțiunile termice. Verificarea corectitudinii alegerii clasei de toleranță a fost efectuată prin metoda clasică folosită în proiectarea ajustajelor cu strângere reieșind din teoria tensiunilor tangențiale maxime.

REZULTATE ȘI DISCUȚII

Alegerea ajustajului cu strângere proprie, deci și rezistența la patinare, se face în funcție de un număr mare de factori, printre care mai importanți sunt: parametrii geometrici ai pieselor montate și ai îmbinării; caracteristicile fizice și mecanice ale materialelor pieselor asamblate (modulul de elasticitate, limita de curgere, coeficientul Poisson, relaxarea tensiunilor, coeficientul de dilatare termică a materialelor pieselor conjugate, coeficientul de frecare a suprafețelor de contact); condițiile de încărcare (valoarea sarcinilor la care este supusă îmbinarea, viteza de rotație, masa pieselor care se rotesc); tehnologia montării (condițiile de presare, forța de presare, viteza de presare, forma teșiturilor etc.); condițiile de exploatare (mărimea și caracterul solicitărilor, temperatura de exploatare, mediul de exploatare, numărul de montări și demontări etc.) (Аристов, А. et al. 2017; Zhu, Z., Qiao, I. 2016).

În literatura de specialitate, îmbinărilor cu strângere le sunt dedicate mai multe studii, însă acestea, de regulă, se referă la îmbinările obținute din piese noi, specificul îmbinărilor din piese renovate fiind destul de modest prezentat.

În prezent, calculul și alegerea ajustajelor îmbinărilor cu strângere se efectuează prin metode clasice, folosind o mulțime de date din îndrumare de specialitate. Metodele existente presupun determinarea valorii strângerii în funcție de solicitările la care este supusă îmbinarea. Condiția principală este ca presiunea specifică p dintre suprafețele de contact să fie mai mare decât forțele exterioare la care este expusă îmbinarea (forța axială P_{ax} și momentul de torsiune M_t).

În figura 1 se prezintă schema unei asamblări cu strângere proprie cu reprezentarea grafică a epurei câmpului de toleranță.

Metoda clasică de calcul al ajustajului îmbinărilor cu strângere proprie pornește de la faptul că, în rezultatul presării, are loc deformarea simultană a bușei (N_{Db}) și a arborelui (N_{da}). Astfel, deformarea totală a pieselor îmbinării după asamblare este:

$$N = N_{Db} + N_{da}. \quad (1)$$

Menționăm că, după asamblare, această diferență devine egală cu zero.

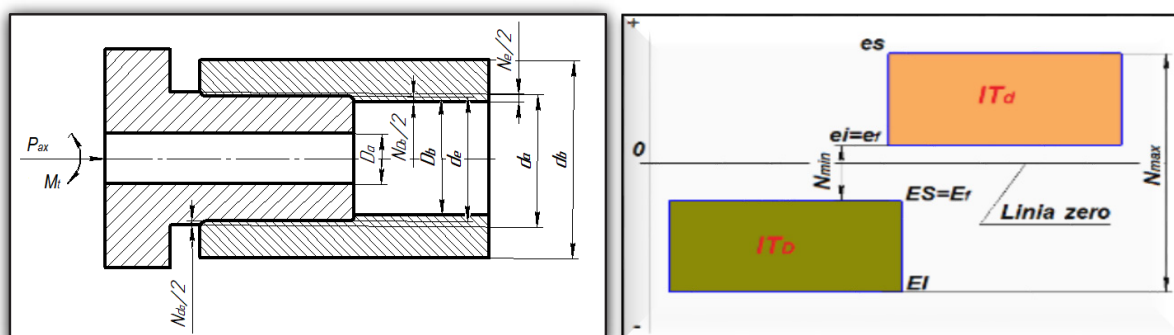


Figura 1. Schema de calcul a strângerilor dintre un arbore tubular și o bușă: D_a – diametrul găurii din arborele tubular; d_a – diametrul exterior al arborelui tubular; D_b – diametrul interior al bușei; d_b – diametrul exterior al bușei; d_e – diametrul efectiv al îmbinării (diametrul obținut în îmbinare după asamblare); N_e – valoarea efectivă a strângerii; ND_b – deformarea bușei după asamblare; N_{da} – deformarea arborelui după asamblare; N_{max} – strângerea maximă; N_{min} – strângerea minimă; ES, EI, es, ei Abaterile superioare și inferioare, respectiv pentru alezaj și pentru arbore.

Determinarea strângerii pentru îmbinările supuse diferitor tipuri de solicitări este condiționată de acțiunea forțelor care apar în zona de contact a pieselor conjugate și de factorii posibili să apară pe parcursul exploatarei (sursele interioare de căldură s_1, s_2 și temperaturile T_1, T_2 prezente pe suprafețele interioară și exterioară ale îmbinării; forțele centrifugale cvasistatice din piesele singulare și îmbinate). Astfel, problema de limită pentru îmbinările din piese recondiționate cu materiale de natură diferită se reduce la rezolvarea a două ecuații diferențiale – una pentru arbore și a doua pentru alezaj.

În cele ce urmează se prezintă formularea ecuației pentru arbore:

$$\frac{d^2 U_{r1}(r)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU_{r1}(r)}{dr} - \frac{U_{r1}(r)}{r^2} = f_1(r) \quad (2)$$

în care U_{r1} reprezintă deplasările radiale din arbore, iar $f_1(r)$ este funcția de:

– derivata temperaturii pe raza arborelui circular ($r_1 \leq r \leq r_2$; $0 \leq \varphi \leq 2\pi$):

$$\frac{dT_1(r)}{dr} = -\frac{s_1}{2a_1} r + \frac{c_2}{r}; \quad (3)$$

– q_1 constanta dependentă de coeficientul Poisson ν_1 și coeficientul dilatării termice liniare α_1 , determinată cu relația:

$$q_1 = (1 + \nu_1)\alpha_1; \quad (4)$$

– b_1 este o constantă ce se determină cu relația:

$$b_1 = \left[(1 - \nu_1^2) / E_1 \right] \cdot \gamma_1 \omega^2 g^{-1}, \quad (5)$$

în care E_1 și γ_1 reprezintă modulul de elasticitate și greutatea specifică a materialului arborelui, ω – viteza unghiulară de rotire, g – accelerația căderii libere.

Astfel, expresia generală pentru funcția $f(r)$ este:

$$f_1(r) = q_1 \frac{dT_1(r)}{dr} - b_1 r, \quad (6)$$

iar cea finală din ecuația (2) are următoarea formă:

$$f_1(r) = - \left(\frac{q_1 s_1}{2a_1} + b_1 \right) r + \frac{q_1 c_2}{r}. \quad (7)$$

Ecuația diferențială pentru alezajul ($r_2 \leq r \leq r_3$; $0 \leq \varphi \leq 2\pi$) se formulează, în mod analogic, după modelul celei pentru arbore. Sensul fizic al acestei ecuații reprezintă echilibrul îmbinării exprimate prin deplasări și are următoarea formă:

$$\frac{d^2 U_{r_2}(r)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU_{r_2}(r)}{dr} - \frac{U_{r_2}(r)}{r^2} = - \left(\frac{q_2 s_2}{2a_2} + b_2 \right) r + \frac{q_2 f_2}{r} \quad (8).$$

În continuare prezentăm soluțiile generale pentru ecuațiile diferențiale ale deplasărilor din arbore (2),

(7) și alezaj (8), care sunt compuse din soluțiile generale $m_1 r + \frac{m_2}{r}$ și $k_1 r + \frac{k_2}{r}$ ale ecuațiilor omogene (2 și 8) și soluțiile particulare $\bar{U}_{T1}(r) + \bar{U}_{\omega 1}(r)$ și $\bar{U}_2(r) + \bar{U}_{\omega 2}(r)$ determinate în rezultatul calculării integralei de la produsul funcțiilor Green pentru piesele conjugate și părțile drepte ($f_1(r)$, $f_2(r)$), care sunt cunoscute.

Drept rezultat, obținem următoarele ecuații:

$$U_{r_1}(r) = m_1 r + \frac{m_2}{r} + \bar{U}_{T1}(r) + \bar{U}_{\omega 1}(r); \quad \bar{U}_{T1}(r) = q_1 \left(c_2 r \ln r - \frac{s_1}{16a_1} r^3 \right); \quad \bar{U}_{\omega 1}(r) = -\frac{b_1}{8} r^3; \quad (9)$$

$$U_{r_2}(r) = k_1 r + \frac{k_2}{r} + \bar{U}_{21}(r) + \bar{U}_{\omega 2}(r); \quad \bar{U}_{21}(r) = q_2 \left(f_2 r \ln r - \frac{s_2}{16a_2} r^3 \right); \quad \bar{U}_{\omega 2}(r) = -\frac{b_2}{8} r^3; \quad (10)$$

în care m_p , m_2 , k_p , k_2 sunt constante arbitrare de integrare, a căror determinare necesită cunoașterea tensiunilor radiale în arbore $\sigma_{r_1}(r)$ și în alezaj $\sigma_{r_2}(r)$ folosind legea Duhamel–Newman:

$$\sigma_{r_1}(r) = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \left(\frac{dU_{r_1}(r)}{dr} + \nu_1 \frac{U_{r_1}(r)}{r} \right) - E_1 \alpha_1 T_1(r) - \text{pentru arbore}; \quad (11).$$

$$\sigma_{r_2}(r) = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \left(\frac{dU_{r_2}(r)}{dr} + \nu_2 \frac{U_{r_2}(r)}{r} \right) - E_2 \alpha_2 T_2(r) - \text{pentru alezaj}.$$

Substituind deplasările determinate cu (9) și (10) în ecuațiile (11), obținem următoarele expresii pentru tensiunile radiale exprimate prin constantele de integrare:

$$\sigma_{r_1}(r) = \frac{E_1 m_1}{1 - \nu_1} - \frac{E_1 m_2}{(1 + \nu_1) r^2} + p_1(r); \quad p_1(r) = p_{1\omega}(r) + p_{1T}(r); \quad p_{1\omega}(r) = -\frac{b_1}{8} (3 + \nu_1) r^2; \quad (12),$$

$$p_{1T}(r) = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} q_1 \left[c_2 (1 + (1 + \nu_1) \ln r) - \frac{s_1}{16a_1} (3 + \nu_1) r^2 \right] - E_1 \alpha_1 T_1(r)$$

$$\sigma_{r_2}(r) = \frac{E_2 k_1}{1 - \nu_1} - \frac{E_2 k_2}{(1 + \nu_1)r^2} + p_2(r); p_2(r) = p_{2\omega}(r) + p_{2T}(r); p_{2\omega}(r) = -\frac{b_2}{8}(3 + \nu_2)r^2;$$

$$p_{2T}(r) = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} q_2^1 \left[f_2(1 + (1 + \nu_1)l - r) - \frac{s_2}{1 - a_2} (3 + \nu_2)r^2 \right] - E_2 \alpha_2 T_2(r)$$
(13)

unde $p_1(r)$ și $p_2(r)$ reprezintă presiunile radiale în arbore și în alezaj, compuse din presiunea cauzată de temperatură ($p_{1T}(r)$, $p_{2T}(r)$) și forțele centrifugale ($p_{1\omega}(r)$, $p_{2\omega}(r)$).

Pentru determinarea constantelor arbitrare de integrare m_p , m_2 , k_p , k_2 folosim următoarele condiții de limită:

$$\sigma_{r1}(r_1) = 0; \quad \sigma_{r1}(r_2) = p_{\min}$$
(14)

pentru arborele ($r_1 \leq r \leq r_2$; $0 \leq \varphi \leq 2\pi$) și

$$\sigma_{r2}(r_2) = -p_{\min}; \quad \sigma_{r2}(r_3) = 0$$
(15)

pentru alezaj ($r_2 \leq r \leq r_3$; $0 \leq \varphi \leq 2\pi$).

Substituind (12) și (13) în condițiile de limită (14) și (15), obținem următoarele două sisteme alcătuite din câte două ecuații liniare în raport cu constantele m_p , m_2 și k_p , k_2 :

$$\begin{cases} \frac{E_1 m_1}{1 - \nu_1} - \frac{E_1 m_2}{(1 + \nu_1)r_1^2} = -p_1(r_1) \\ \frac{E_1 m_1}{1 - \nu_1} - \frac{E_1 m_2}{(1 + \nu_1)r_2^2} = p_{\min} - p_1(r_2) \end{cases} \quad \text{– pentru arbore}$$
(16),

$$\begin{cases} \frac{E_2 k_1}{1 - \nu_1} - \frac{E_2 k_2}{(1 + \nu_1)r_2^2} = -p_1(r_1) \\ \frac{E_2 k_1}{1 - \nu_2} - \frac{E_2 k_2}{(1 + \nu_2)r_3^2} = -p_2(r_3) \end{cases} \quad \text{– pentru alezaj}$$
(17).

Soluția sistemului (16) se scrie sub forma:

$$\begin{cases} m_1 = \frac{(1 - \nu_1)[(p_{\min} - p_1(r_2))r_2^2 + p_1(r_1)r_1^2]}{E_1(r_2^2 - r_1^2)} \\ m_2 = \frac{(1 + \nu_1)[p_{\min} - p_1(r_2) + p_1(r_1)]r_2^2 r_1^2}{E_1(r_2^2 - r_1^2)} \end{cases} \quad \text{– pentru arbore}$$
(18),

$$\begin{cases} k_1 = \frac{(1 - \nu_2)[(p_{\min} - p_2(r_2))r_2^2 - p_2(r_3)r_3^2]}{E_2(r_3^2 - r_2^2)} \\ k_2 = \frac{(1 + \nu_2)[p_{\min} + p_2(r_2) - p_2(r_3)]r_2^2 r_3^2}{E_2(r_3^2 - r_2^2)} \end{cases} \quad \text{– pentru alezaj}$$
(19).

Valoarea strângerii minime (N_{\min}) pentru cazul solicitărilor mecanice (forța axilă, momentul de torziune și acțiunea simultană a acestora) și termice (sursa de căldură, temperatura și fluxul de căldură din elementele componente și din zona de contact) poate fi determinată cu următoarea relație:

$$N_{\min} = N_{p_{\min}} + N_{\omega_{\min}} + N_{T_{\min}} = 2(U_{r1p}(r_2) + U_{r2p}(r_2)) + 2(U_{r1T}(r_2) + U_{r2T}(r_2)) + 2(U_{r1\omega}(r_2) + U_{r2\omega}(r_2))$$
(20),

unde $N_{p_{\min}}$, $N_{\omega_{\min}}$, $N_{T_{\min}}$ sunt strângerile cauzate de solicitările mecanice și cele termice.

Componentele relației (20) se determină folosind constantele din (18) și (19) substituie în (9) și (10)

și grupând expresiile obținute pe lângă $p_{min}; p_{1\omega}(r_1), p_{1\omega}(r_2)$ și $p_{1T}(r_1), p_{1T}(r_2); p_{2\omega}(r_2), p_{2\omega}(r_3)$ și $p_{21T}(r_2), p_{2T}(r_3)$.

În acest mod, strângerea $N_{p_{min}}$ se determină cu formulele:

$$N_{p_{min}} = p_{min} 2r_2 \left[\frac{1+e_1^2}{E_1(1-e_1^2)} - \frac{\nu_1}{E_1} + \frac{(1+e_2^2)}{E_2(1-e_2^2)} + \frac{\nu_2}{E_2} \right]; e_1 = \frac{r_1}{r_2}; e_2 = \frac{r_2}{r_3} \quad (21)$$

sau

$$N_{p_{min}} = p_{min} d_2 \left(\frac{h_1 - \nu_1}{E_1} + \frac{h_2 + \nu_2}{E_2} \right); d_2 = 2r_2; h_1 = \frac{1+e_1^2}{1-e_1^2}; h_2 = \frac{1+e_2^2}{1-e_2^2} \quad (22)$$

Formulele de calculare a presiunii $p_{min} \equiv (p_{P_{ax}}, p_{M_t}, p_{P_{\alpha M}})$ depind de mărimea forței axiale P_{α} , momentul de torsiune M_t și de acțiunea concomitentă a forței P_{α} și a momentului M_t , care trebuie transmise de la arbore la bușă se scriu sub forma:

$$P_{min} = \begin{cases} p_{P_{ax}} = \frac{P_{ax}}{\pi d_2 l f} \\ p_{M_t} = \frac{2M_t}{\pi d_2^2 l f} \\ p_{P_{\alpha M}} = \frac{\sqrt{P_{ax}^2 + (2M_t/d_2)^2}}{\pi d_2^2 f} \end{cases}, \quad (23)$$

unde f este coeficientul de frecare în zona de contact; l – lungimea zonei de contact.

Substituind (13) în (12), obținem următoarele formule finale pentru determinarea strângerilor minime, cauzate de forța axială P_{α} , momentul de torsiune M_t și de acțiunea concomitentă a forței P_{α} și a momentului M_t :

$$N_{P_{min}} = \begin{cases} N_{P_{ax}} = \frac{p_{ax}}{\pi d_2 l f} d_2 \left(\frac{h_1 - \nu_1}{E_1} + \frac{h_2 + \nu_2}{E_2} \right) \\ N_{M_t} = \frac{2M_t}{\pi d_2^2 l f} d_2 \left(\frac{h_1 - \nu_1}{E_1} + \frac{h_2 + \nu_2}{E_2} \right) \\ N_{P_{ax}, M_t} = \frac{\sqrt{P_{ax}^2 + (2M_t/d_2)^2}}{\pi d_2^2 f} d_2 \left(\frac{h_1 - \nu_1}{E_1} + \frac{h_2 + \nu_2}{E_2} \right) \end{cases}, \quad (24)$$

în care d_2 este diametrul nominal al îmbinării.

Pentru determinarea componentelor $N_{\omega min}$ și $N_{T min}$ din (20), folosim metodologia din cazul precedent. Astfel, obținem următoarele relații de calcul:

$$\begin{cases} N_{\omega min} \\ N_{T min} \end{cases} = d_2 \left[- \left\{ \frac{p_{1\omega}(r_2)}{p_{1T}(r_2)} \right\} \left(\frac{h_1 - \nu_1}{E_1} \right) + 2 \frac{e_1^2}{E_1 n_1} \left\{ \frac{p_{1\omega}(r_1)}{p_{1T}(r_1)} \right\} \right] - d_2 \left[\left\{ \frac{p_{2\omega}(r_2)}{p_{2T}(r_2)} \right\} \frac{(1 + \nu_2 h_2)}{E_2} + \frac{2}{E_2 n_2} \left\{ \frac{p_{2\omega}(r_3)}{p_{2T}(r_3)} \right\} \right] + d_2 \left\{ \frac{\bar{S}_{\omega}}{\bar{S}_T} \right\} \quad (25)$$

în care

$$\bar{S}_\omega = \frac{r_2^2}{8}(b_2 - b_1); \bar{S}_T = (q_1 c_2 - q_2 f_2) l \cdot n_2 - \frac{r_2^2}{1} \left(\frac{q_1 s_1}{a_1} + \frac{q_2 s_2}{a_2} \right);$$

$$b_1 = \left[(1 - \nu_1^2) / E_1 \right] \cdot \gamma_1 \omega^2 g^{-1}; b_2 = \left[(1 - \nu_2^2) / E_2 \right] \cdot \gamma_2 \omega^2 g^{-1};$$

$$q_1 = (1 + \nu_1) \alpha_1; q_2 = (1 + \nu_2) \alpha_2; n_1 = 1 - e_1^2; n_2 = 1 - e_2^2, \quad (26)$$

iar mărimile $p_{1\omega}(r_2), p_{1\omega}(r_1), p_{2\omega}(r_2), p_{2\omega}(r_3), p_{1T}(r_2), p_{1T}(r_1), p_{2T}(r_2), p_{2T}(r_3)$ se calculează după formulele:

$$p_{1\omega}(r_2) = -\frac{E_1 b_1}{8(1 - \nu_1^2)} (3 + \nu_1) r_2^2; p_{1\omega}(r_1) = -\frac{E_1 b_1}{8(1 - \nu_1^2)} (3 + \nu_1) r_1^2$$

$$p_{2\omega}(r_2) = -\frac{E_2 b_2}{8(1 - \nu_2^2)} (3 + \nu_2) r_2^2; p_{2\omega}(r_3) = -\frac{E_2 b_2}{8(1 - \nu_2^2)} (3 + \nu_2) r_3^2; \quad (27)$$

$$p_{1T}(r_1) = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} q_1 \left[c_2 (1 + (1 + \nu_1) \ln r_1) - \frac{s_1}{16a_1} (3 + \nu_1) r_1^2 \right] - E_1 \alpha_1 T_1; \quad (28)$$

$$p_{1T}(r_2) = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} q_1 \left[c_2 (1 + (1 + \nu_1) \ln r_2) - \frac{s_1}{16a_1} (3 + \nu_1) r_2^2 \right] - E_1 \alpha_1 T_1(r_2)$$

$$T_1(r_2) = T_1 + \frac{s_1}{4a_1} (r_1^2 - r_2^2) + c_2 \ln \frac{r_2}{r_1}; \quad (29)$$

$$p_{2T}(r_2) = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} q_2 \left[f_2 (1 + (1 + \nu_2) \ln r_2) - \frac{s_2}{16a_2} (3 + \nu_2) r_2^2 \right] -$$

$$E_2 \alpha_2 T_2(r_2); T_2(r_2) = T_2 + f_2 \ln \frac{r_2}{r_3}; \quad (30)$$

$$p_{2T}(r_3) = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} q_2 \left[f_2 (1 + (1 + \nu_2) \ln r_3) - \frac{s_2}{16a_2} (3 + \nu_2) r_3^2 \right] - E_2 \alpha_2 T_2 \quad (31)$$

În continuare prezentăm algoritmul pentru calculul ajustajelor cu strângere prin metoda perfecționată. Algoritmul se bazează pe rezolvarea următoarelor probleme publicate de către noi anterior: de limită de o singură dimensiune pentru determinarea câmpurilor de temperatură de deplasări și tensiuni termoelastice (Șeremet, D., Marian G. 2015a; Șeremet, D., Marian, G. 2015b; Șeremet, D. 2016a; Șeremet, D. 2016b; Șeremet, D., Marian, G. 2016); de limită de termoelasticitate atât de două dimensiuni pentru plăci dreptunghiulare (Șeremet, D. 2018; Șeremet, V., Șeremet, D. 2016), semifâșii (Șeremet, V., Șeremet, D. 2017), de trei dimensiuni pentru semiparalelipiped (Șeremet, V., Șeremet, D. 2017) și pentru un paralelipiped termoelastic mărginit (Șeremet, V., Șeremet, D. 2019), deduse prin metoda reprezentărilor integrale armonice, care constă în obținerea funcțiilor principale termoelastice exprimate prin funcțiile Green pentru ecuația Poisson.

Menționăm că metoda elementelor incompresibile de influență a fost aplicată la calcularea îmbinărilor cu joc și publicată în lucrarea noastră anterioară (Șeremet, D. 2016b).

Avantajul principal al metodei elaborate constă în îmbinarea a două etape de rezolvare a problemelor termoelastice de limită într-o singură etapă. De asemenea, deplasările și tensiunile termoelastice se exprimă direct prin acțiunile termice date pe suprafață și în interiorul corpului termoelastic.

Algoritmul se prezintă pentru cazul unei îmbinări cilindrice cu diametrul nominal (d_2), compusă dintr-un arbore gol cu diametrul interior (d_1) și o bucsă cu diametrul exterior (d_3), lungimea de contact – (l).

Îmbinarea poate fi supusă la solicitări exercitate de o forță axială (P_{ax}), de un moment de torsiune (M_t) sau de acțiunea simultană a acestora (P_{ax}, M_t).

Pe parcursul exploatării pot apărea solicitări cauzate de acțiuni termice, cum ar fi fluxul de căldură

$(\lambda \frac{dT(r)}{dr})$, sursele de căldură (S_1, S_2) și temperaturile (T_1, T_2); acțiuni centrifugale dependente de viteza unghiulară (ω).

Se mai cunosc: modulurile de elasticitate (E_1 și E_2), coeficienții lui Poisson (ν_1, ν_2), coeficientul de frecare (f), coeficienții dilatării termice (α_1, α_2), coeficienții conductibilității termice (λ_1 și λ_2), coeficienții conductivității (a_1, a_2), accelerația căderii libere (g), greutatea specifice ale materialelor pieselor conjugate (γ_1, γ_2).

Pentru calcularea strângerii (N_{\min}) din îmbinare trebuie parcurși următorii pași ce țin de determinarea componentelor ($N_{p_{\min}}, N_{\omega_{\min}}, N_{T_{\min}}$) din relația (20):

Pasul 1. Determinăm strângerea minimă de la solicitările mecanice ($P_{Pax}, P_{M_i}, P_{P_a M}$) folosind relația (24).

Pentru efectuarea calculului conform relației (24), este necesar să se determine mărimile intermediare după cum urmează:

$$h_1 = \frac{1+e_1^2}{1-e_1^2}; h_2 = \frac{1+e_2^2}{1-e_2^2}; e_1 = \frac{d_1}{d_2}; e_2 = \frac{d_2}{d_3} \quad (32)$$

Pasul 2. Determinăm strângerea minimă de la solicitările cauzate de forțele centrifugale folosind relația (25) modificată pentru programare:

$$N_{\omega_{\min}} = -d_2 p_{1\omega}(r_2) E_1 + d_2 L_1 p_{1\omega}(r_1) - d_2 p_{2\omega}(r_2) B_2 - L_2 d_2 p_{2\omega}(r_3) + d_2 \bar{S}_{\omega}, \quad (33)$$

unde

$$B_1 = \frac{h_1 - \nu_1}{E_1}; B_2 = \frac{1 + \nu_2 h_2}{E_2}; L_1 = 2 \frac{e_1^2}{E_1 n_1}; L_2 = \frac{2}{E_2 n_2} \quad (34)$$

Pentru efectuarea calculului conform relațiilor (34) și (35), este necesar să se determine mărimile intermediare după cum urmează:

- din (27)

$$p_{1\omega}(r_2) = -\frac{E_1 b_1}{8(1-\nu_1^2)}(3+\nu_1)r_2^2; p_{1\omega}(r_1) = -\frac{E_1 b_1}{8(1-\nu_1^2)}(3+\nu_1)r_1^2$$

$$p_{2\omega}(r_2) = -\frac{E_2 b_2}{8(1-\nu_2^2)}(3+\nu_2)r_2^2; p_{2\omega}(r_3) = -\frac{E_2 b_2}{8(1-\nu_2^2)}(3+\nu_2)r_3^2; \quad (35)$$

- din (26)

$$n_1 = 1 - e_1^2; n_2 = 1 - e_2^2; \bar{S}_{\omega} = \frac{r_2^2}{8}(b_2 - b_1); b_1 = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} \gamma_1 \frac{\omega^2}{g_1}; b_2 = \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \gamma_2 \frac{\omega^2}{g_2} \quad (36)$$

Pasul 3. Determinăm strângerea minimă admisibilă necesară pentru a opune rezistență solicitărilor cauzate de acțiuni termice folosind relația (25) modificată pentru programare:

$$N_{T_{\min}} = -d_2 p_{1T}(r_2) E_1 + d_2 L_1 p_{1T}(r_1) - d_2 p_{2T}(r_2) B_2 - L_2 d_2 p_{2T}(r_3) + d_2 \bar{S}_T. \quad (37)$$

Pentru efectuarea calculului conform relației (37), este necesar să se determine mărimile intermediare după cum urmează:

- modificăm relația (25) în următoarea formă simplificată:

$$p_{1T}(r_1) = A_1(c_2 A_2 - A_3 r_1^2) - E_1 \alpha_1 T_1; A_1 = \frac{E_1}{1-\nu_1^2} q_1$$

$$A_2 = (1 + (1 + \nu_1) \ln r_1); A_3 = \frac{S_1}{16a_1} (3 + \nu_1) \quad (38)$$

- modificăm relația (29) în următoarea formă simplificată:

$$p_{1T}(r_2) = A_1(c_2 A_2' - A_3 r_2^2) - E_1 \alpha_1 T_1(r_2); \quad A_2' = (1 + (1 + \nu_1)h) r_2;$$

$$T_1(r_2) = T_1 + \frac{s_1}{4a_1}(r_1^2 - r_2^2) + c_2 h \frac{r_2}{r_1};$$

- modificăm relația (30) în următoarea formă simplificată:

$$p_{2T}(r_2) = A_1' [f_2 A_4 - A_3' r_2^2] - E_2 \alpha_2 T_2(r_2); \quad T_2(r_2) = T_2 + f_2 \ln \frac{r_2}{r_3}$$

$$A_1' = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} q_2; \quad A_3' = \frac{s_2}{16a_2} (3 + \nu_2); \quad A_4 = (1 + (1 + \nu_2) \ln r_2)$$

- modificăm relația (31) în următoarea formă simplificată:

$$p_{2T}(r_3) = A_1' [f_2 A_4' - A_3' r_3^2] - E_2 \alpha_2 T_2; \quad A_4' = (1 + (1 + \nu_2)h) r_3;$$

- folosind soluția sistemului de ecuații, prezentată în această lucrare, obținem următoarele relații:

$$\begin{cases} c_1 = \frac{s_1}{4a_1} r_1^2 + T_1 - c_2 \ln r_1; & f_1 = \frac{s_2}{4a_2} r_3^2 + T_2 - f_2 \ln r_3 \\ c_2 = \frac{N_1 \lambda_2 + N_2 \ln \frac{r_3}{r_2}}{A}; & f_2 = \frac{N_1 \lambda_1 - N_2 \ln \frac{r_2}{r_1}}{A} \end{cases}$$

în care

$$N_1 = \frac{s_1}{4a_1} (r_2^2 - r_1^2) + \frac{s_2}{4a_2} (r_3^2 - r_2^2) + T_2 - T_1; \quad N_2 = \frac{r_2^2}{2} \left(\frac{\lambda_1 s_1}{a_1} - \frac{\lambda_2 s_2}{a_2} \right)$$

$$A = h \left[(e_2)^{-\lambda_1} (e_1)^{-\lambda_2} \right]$$

Având relațiile pentru toți factorii de influență, determinăm strângerea minimă admisibilă folosind relațiile (20), (24) și (25):

$$N_{\min} = N_{p_{\min}} + N_{\omega_{\min}} + N_{T_{\min}}$$

Pasul 4. Având în vedere că, la montarea și demontarea pieselor, caracterul îmbinărilor cu strângere se modifică prin deformarea microreliefului inițial al suprafețelor de contact până la starea de echilibru (Иванов, А., Леонов, Д. 2013; Малицкий, И., Черныгина, Е. 2014), valoarea strângerii minime admisibile trebuie corectată obținând strângerea minimă efectivă (Marian, G. 2004). Astfel, relația pentru determinarea valorii strângerii minime admisibile corectate obține forma:

$$N_{\min.e.} = N_{\min.} + N_r + N_m,$$

în care N_r este corecția ce ține seama de modificarea microneregularităților suprafețelor de contact în urma operației de presare; N_m – corecția pentru cazul montării repetate.

Corecția N_r pentru ajustajele executate și exploatate în condiții normale poate fi calculată cu relația (Мягков, В. et al. 1982, p. 335):

$$N_r = 1,2(Rz_D + Rz_d) = 5,5(Ra_D + Ra_d).$$

în care Rz_D și Rz_d reprezintă înălțimea medie a neregularităților în zece puncte ale profilului, respectiv, ale alezajului și arborelui; Ra_D și Ra_d – abaterea medie aritmetică a profilului.

Corecția N_m se determină experimental pentru fiecare caz aparte. Corecția N_r de asemenea poate fi determinată experimental, în caz de necesitate.

Pasul 5. Stabilirea clasei de toleranță specifice pornind de la strângerea minimă admisibilă corectată. Pentru aceasta se folosesc recomandările SM SR ISO 286-1.2013. Se recomandă folosirea claselor de toleranță preferențiale.

Pentru sistemul alezaj unitar se recomandă următoarele clase de toleranță: n5, p5, p6, r6, s6, t6, u6, x6, s6, u7, iar pentru sistemul arbore unitar: N6, P6, P7, R7, S7, T7, U7, X7. Clasele de toleranță marcate bold se recomandă să fie folosite în primul rând. În caz de necesitate, pot fi folosite și alte clase de toleranță standard.

La stabilirea clasei de toleranță pentru alezaj și pentru arbore este necesar să se țină cont de următoarea condiție:

$$N_{min.ISO} \geq N_s. \quad (47)$$

Pasul 6. Se stabilește sistemul unitar al ajustajului și câmpul ajustajului în funcție de rolul îmbinării și de posibilitățile tehnologice de realizare ale acestuia.

În continuare se calculează strângerea maximă tabelară (standardizată) cu relația:

$$N_{max.ISO} = T_n - N_{min.ISO}. \quad (48)$$

Pasul 7. Se verifică dacă strângerea maximă tabelară nu depășește strângerea permisă de presiunea de contact admisibilă în îmbinare. Se determină presiunea specifică maximă admisibilă folosind a treia teorie de rezistență (teoria tensiunilor tangențiale maxime).

În acest scop, considerăm că piesa cuprinzătoare atinge starea limită într-un punct al său atunci când tensiunea tangențială maximă atinge valoarea limită, indiferent de tipul solicitărilor. Ținând seama de acest lucru și luând în considerare ecuația (24), strângerea maximă admisibilă pentru îmbinările cilindrice poate fi determinată cu relația:

$$N_{max.ad.} = P_{max.ad.} \cdot d_n \cdot \left(\frac{h_1 - v_1}{E_1} + \frac{h_2 - v_2}{E_2} \right), \quad (49)$$

în care $P_{max.ad.}$ este presiunea maximă admisibilă, d_n – dimensiunea nominală a îmbinării, h_1 și h_2 mărimi intermediare determinate conform relației (32), v_1 și v_2 – coeficienții lui Poisson.

Valoarea pentru $P_{max.ad.}$ se determină pentru ambele piese ale îmbinării, acceptând-o pe cea mai mică. Astfel, reieșind din teoria tensiunilor tangențiale maxime, presiunile maxime admisibile pot fi determinate cu relațiile (Мягков, В. et al. 1982, p. 336):

$$P_{max.ad.} = 0,58 \cdot \sigma_{ai} \left[1 - \left(\frac{d_n}{d_s} \right)^2 \right] \text{ – pentru alezaj;} \quad (50)$$

$$P_{max.ad.} = 0,58 \cdot \sigma_{ar} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_n} \right)^2 \right] \text{ pentru arbore.} \quad (51)$$

Dacă $N_{max.ISO} > N_{max.ad.}$, se vor alege alte câmpuri de toleranță pentru una dintre piese sau pentru ambele piese, astfel ca să fie îndeplinite condițiile:

$$N_{min.ISO} \geq N_s \text{ și } N_{max.ISO} \leq N_{max.ad.}$$

CONCLUZII

În baza analizei metodelor de calcul al ajustajelor cu strângere corelate cu problemele tensiunilor de contact, s-a constatat că metoda elementelor de influență și metoda reprezentărilor integrale armonice au o perspectivă substanțială de dezvoltare, întrucât reprezentările integrale generale, pe care acestea se bazează, pot fi deduse în 16 sisteme de coordonate curb-liniare, inclusiv în coordonate cilindrice, sferice etc., situație întâlnită frecvent în geometria pieselor și ajustajelor cuplurilor tribologice renovate cu materiale eterogene.

Analiza metodelor cunoscute de calcul al ajustajelor cu strângere a scos în evidență că, practic, toate metodele existente se bazează pe legea lui Lamme și, de regulă, sunt recomandate pentru îmbinările din piese noi.

Au fost construite relațiile necesare pentru determinarea câmpului de temperatură în zona de contact a cuplurilor tribologice din diferite materiale.

S-au obținut relații analitice, bazate pe funcțiile Green, pentru calculul strângerii minime în funcție de toți parametrii de influență posibili în timpul exploatării și asamblării.

S-a alcătuit algoritmul pentru stabilirea câmpurilor de toleranță ale ajustajelor cu strângere prin calculul jocului minim în funcție de solicitările mecanice, de cele cauzate de forțele centrifugale și de acțiunile termice, cu considerarea deformațiilor cauzate de distrugerea microreliefului și de numărul de montări repetate.

REFERINȚE BIBLIOGRAFICE

1. KHODABAKHSHIAN, R. (2013). A review of maintenance management of tractors and agricultural machinery: preventive maintenance systems. In: Agricultural Engineering International: CIGR Journal, vol. 4(15), pp. 147-159.
2. MALAI, L. (2013). Sporirea fiabilității îmbinărilor de tip lagăr renovate cu materiale compozite polimerice: Teză de doct. în tehnică. Chișinău. 154 p.
3. MARIAN, G. (2005). Contribuții teoretico-experimentale la studiul fiabilității pieselor și îmbinărilor utilajului agricol recondiționate cu compozite pe bază de polimeri: Teză de doct. habilitat în tehnică. Chișinău. 252 p.

4. MARIAN, G., MALAI, L. (2012). Comportarea tribologică a îmbinărilor de tip lagăr renovate cu materiale compozite poliamidoeoxidice. In: Știința Agricolă, nr.1, pp. 56-59.
5. MARIAN, G., ȘIRGHI, V. (2000). Calculul toleranțelor tehnologice și de proiectare a îmbinărilor cu strângere alcătuite din piese recondiționate cu compoziții din mase plastice. In: Lucrări științifice, Universitatea Agrară de Stat din Moldova, pp. 176-183.
6. MARIAN, T. (2019). Îmbunătățirea performanțelor mentenanței tehnicii agricole în întreprinderile de tip service. Studiu bibliografic de specialitate. In: Știința Agricolă, nr. 2, pp. 85-94.
7. MARIAN, G. (2004). Interschimbabilitate, standardizare și metrologie. Chișinău: Centrul Editorial UASM. 256 p.
8. ȘEREMET, D. (2016a). Determining thermoelastic strains and stresses created by the temperature field and constrictions exerted on the contours of the reconditioned cylindrical piece. In: Journal TJMM, vol. 1(8), pp. 89-97.
9. ȘEREMET, D. (2016b). Computing Contributions to Restore Agricultural Machinery (A Contact Problem of Bearings With Diametrical Game Reconditioned by Composite Polymers). In: Journal TJMM, vol. 2(8), pp. 175-181.
10. ȘEREMET, D. (2018). Determinarea tensiunilor termice a unei probleme particulare de limită pentru o placă termoelastică de formă dreptunghiulară. In: Lucrări științifice, Univ. Agrară de Stat din Moldova, vol. 48: Cadastru și Drept, pp. 229-232. ISBN 978-9975-64-297-2.
11. ȘEREMET, D., MARIAN G. (2015a). Determinarea distribuției temperaturii în straturile compensatoare de uzură a pieselor recondiționate cu materiale compozite polimerice. In: Știința Agricolă, nr. 2, pp. 55-60.
12. ȘEREMET, D., MARIAN, G. (2015b). Aplicarea funcțiilor Green la calculul ajustajelor cu strângere renovate cu materiale compozite polimerice. In: Lucrări științifice, Univ. Agrară de Stat din Moldova, vol. 45: Inginerie agrară și transport auto, pp. 321-326. ISBN 978-9975-64-276-7.
13. ȘEREMET, D., MARIAN, G. (2016). Aplicarea metodei funcției green la determinarea temperaturii, deplasărilor și tensiunilor termice în acoperirile cilindrice aplicate în straturi groase pe substraturi metalice (probleme de simetrie axială cu condiții mixte de limită). In: Lucrări științifice, Univ. Agrară de Stat din Moldova, vol. 46: Cadastru și Drept, pp. 221-225. ISBN 978-9975-64-284-2.
14. ȘEREMET, V., ȘEREMET, D. (2016). Steady-state Green's functions for thermal stresses within rectangular region under point heat source. In: Journal of Thermal Stresses, vol. 6(39), pp. 906-927.
15. ȘEREMET, V., ȘEREMET, D. (2017). Solution in integrals of a 3D BVP of thermoelasticity: Green's functions and integration formula for thermal stresses within a semi-bounded parallelepiped. In: Acta Mechanica, vol. 228, pp. 4471-4490.
16. ȘEREMET, V., ȘEREMET, D. (2017). Structural Formulas and Explicit Green's Functions for a Generalized BVP for Half-Strip under a Point-Heat Source. In: Engineering Mechanics, vol 9(143), pp. 1943-7889.
17. ȘEREMET, V., ȘEREMET, D. (2019). The Derivation of volume dilatation caused by a unit point heat source. In: Proceedings of 12 International Congress on Thermal Stresses, June, p. 74.
18. ZHU, Z., QIAO, I. (2016). Analysis and control of assembly precision in different assembly sequences. In: Procedia CIRP, vol. 27, pp. 117-123.
19. АРИСТОВ, А. et al. (2017). Расчет и выбор посадок с натягом. Москва: МАДИ. 28 с.
20. ГРЕЧИЩЕВ, Е., ИЛЬЯШЕНКО, А. (1981). Соединения с натягом. Москва: Машиностроение. 247 с.
21. ЗАХАРОВ, Ю., СПИЦЫН, И., РЫЛЯКИН, Е. (2015). Совершенствование технологии восстановления посадочных отверстий корпусных деталей мобильной техники гальваномеханическим цинкованием. Пенза: ПГУАС.
22. ИВАНОВ, А., ЛЕОНОВ, Д. (2013). Влияние шероховатости поверхности на усилие распрессовки пресовых соединений. В: Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики, vol. 3(85), pp. 147-150.
23. ЛЯЛЯКИН, В. (2004). Восстановление и упрочнение деталей в агропромышленном комплексе России. В: Тяжелое машиностроение, vol. 2, pp. 28-32.
24. МАЛИЦКИЙ, И., ЧЕРНЯТИНА, Е. (2014). Влияние шероховатости и способов обработки на прочность сопряжения с натягом. В: Технология машиностроения, vol. 13, с.149-153.
25. МЯГКОВ, В., ПАЛИЙ, М., РОМАНОВ, А., БРАГИНСКИЙ, В. (1982). Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч. - 6-е изд., перераб. и дополн.. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние.
26. ПАНТЕЛЕЕНКО, Ф., ЛЯЛЯКИН, В., ИВАНОВ, В., КОНСТАНТИНОВ, В. (2003). Восстановление деталей машин: Справочник. Москва: Машиностроение. 672 с.
27. ПЕТРОВ, Ю. (1972). Основы ремонта машин. Москва: Колос. 527 с.

INFORMAȚII DESPRE AUTORI

MARIAN Grigore*

doctor habilitat în științe tehnice, profesor universitar, Universitatea Agrară de Stat din Moldova

ȘEREMET Dumitru  <https://orcid.org/0000-0002-6088-3365>

asistent universitar, Universitatea Agrară de Stat din Moldova

**Corresponding author: marian@uasm.md*

Data prezentării articolului: 30.03.2020

Data acceptării articolului: 05.05.2020