

**КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ  
ПЕРЕДУМОВИ ЗМІЦНЕННЯ ГВИНТОВИХ  
ПРОФІЛІВ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ  
МАШИН**

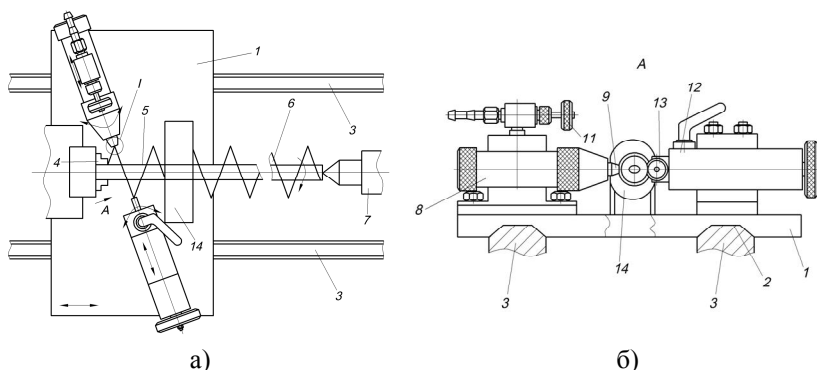
**Клендій М.Б., к.т.н., доц. ; Білік С.Г., к.т.н., доц.;**  
**Семенів І.І.; Якимів М.М.; Бурдей В.В.**

*Бережанський агротехнічний інститут НУБіП України*

*Приведено конструкцію пристрою для формування і зміцнення зовнішнього профілю гвинтових робочих органів з метою підвищення експлуатаційної надійності і довговічності. Виведено аналітичні залежності для визначення зусиль при формоутворенні та зміцненні гвинтових профілів.*

Деталі з гвинтовими профілями широко використовуються в сільськогосподарському машинобудуванні – це гвинтові робочі органи, які використовуються в сільськогосподарському машинобудуванні, тваринному фермерстві, землерийних машинах та ін.

Пристрій для формування і зміцнення зовнішнього профілю гвинтових робочих органів (рис. 1) [1] виконано у вигляді підставки 1, знизу якої з правої сторони виконано направляючу у вигляді ластівкового хвоста 2, яка є у взаємодії з направляючою 3 токарного верстату з можливістю осьового руху.



**Рис.1. Пристрій для формування і зміцнення зовнішнього профілю гвинтових робочих органів**

В патрон 4 токарного верстату жорстко закріплено один циліндричний кінець 5 гвинтового робочого органу 6, а другий кінець підтиснуто

центром задньої бабки 7. З лівої сторони гвинтового робочого органу 6 на підставці жорстко встановлено пневмоциліндр 8 з пневматичним бойком 9, який є у періодичній взаємодії з зовнішнім профілем гвинтової поверхні 10 гвинтового робочого органу. До пневмоциліндра 8 з бойком 9 відомої конструкції підведено стиснуте повітря через шланги і регулювальний гвинт 11.

З правої сторони від гвинтового робочого органу на підставці 1 жорстко співвісно з пневматичним бойком 8 встановлено рухомий упор 12 з обертовим роликом 13 з механізмом його регулювання.

Спереду перед бойком 9 і опорним роликом 13 жорстко встановлено індуктор 14 з внутрішнім отвором більшим зовнішнього діаметра гвинтового робочого органу 6 з можливістю кругового і прямолінійного переміщення. До індуктора 14 підведено напруження з відповідними механізмами керування, які на кресленні не показані.

Робочий профіль 15 бойка 9 вибирають за умови креслення зовнішнього діаметра гвинтового робочого органу 6 півкруглої або клиноподібної форми в залежності від умов роботи гвинтового робочого органу.

Особливістю пристрою є те, що він може виконувати наступні 3 функції:

- здійснювати необхідне профілювання гвинтової та інших поверхонь по зовнішньому контуру, в холодному і нагрітому станах;
- здійснювати гартування;
- здійснювати наклеп зовнішньої та інших поверхонь методом пластичного наклепу гвинтових та інших поверхонь пружин, штоків і т.п.

Робота пристрою здійснюється наступним чином. Гвинтовий робочий орган 6 переднім кінцем 5 жорстко встановлюється в патрон токарного верстату 4, бойок 9 і опорний ролик 13 підводиться до зовнішнього профілю гвинтового робочого органу 6. Включають індуктор 14 який нагріває гвинтову спіраль і включають пневмобойок 9, який робить до 4 тис. ударів в хвилину, з одночасним його повертання і осьовим переміщенням. При кількості ударів бойка, яка є у межах до чотирьох тисяч, а швидкість обертання гвинтового робочого органу є у межах 70..100 об/хв. При цьому бойок формує необхідний профіль гвинтової поверхні, з поперечним перерізом півкруглої або іншої форми, яка забезпечує високу експлуатаційну надійність і довговічність, і послідовно її охолоджують водою, яка не показана на кресленні. Технологічний процес формування профілю може здійснюватись при холодному або нагрітому вигляді, що відповідно буде забезпечувати наклеп або гартування гвинтового робочого органу. Крім цього пневматичний бойок і притисковий ролик оснащені поворотними і регулювальними механізмами відомих конструкцій, які забезпечують регулювання міжосьових відстаней і кутових нахилів в залежності від конструктивних параметрів гвинтових робочих органів.

Передача контактної тиску від одного жорсткого тіла до іншого (кулькові і роликів підшипники, зубчасті колеса, катки) відбувається по невеликій площадці у порівнянні з розмірами тіл, які дотикаються. В результаті деформації тіл початковий точковий контакт переходить в дотикання їх по певній площадці, контури якої представляють пляму контакту. Для визначення контактних напружень при взаємодії тіл двоякої кривизни пляму контакту представляють у формі еліпса, та розраховують його площу. В роботі [2] шляхом заміни еліпса еквівалентним кругом на основі формул Герца для контакту кулі і площини отримані формули для будь-якої комбінації контакту тіл двоякої кривизни.

Взаємодія тіл різної твердості призводить до формування контактної поверхні в тілі меншої твердості, яка набуває двоякої кривизни, геометричні параметри якої залежать від форми поверхонь цих тіл. Усереднені контактні напруження визначаються за відношенням сили притискання тіл до площі контактної поверхні, а не до її проекції, яку називають плямою контакту. На цьому принципі ґрунтуються, зокрема, випробування на твердість за методами Брінелля (ГОСТ 9012-83) та Віккерса (ГОСТ 2999-83). Досліди показують, що при втисканні, наприклад, загартованої кульки  $O\ 10$  мм силою  $30$  кН в плоску поверхню зразка з відпаленої вуглецевої сталі за методом Брінелля отримують сферичний відбиток  $\varnothing 4,0$  мм глибиною  $0,42$  мм.

У процесі навівання одного неповного витка, коли сила підтискання  $Q$  захоплювальної втулки достатня, умови згинання в пристрої практично такі ж, як і в навіванні на гвинтову оправу. На поверхні втулки виникають зусилля тертя  $F$  від осьової сили  $Q$ . В подальшому під впливом навитих витків втулка, що захоплює стрічку, відсувається і витки стрічки, розміщені між втулками, сприймають зусилля притискання. При цьому виступ напрямної втулки заважає притисканню стрічки безпосередньо в зоні згинання, тобто умови згинання стрічки практично такі ж, як при навіванні на гвинтову оправу протягом усього процесу.

Осьова сила притискання  $Q$  при навіванні ГЗ утворюється від сил тертя осьового переміщення захоплювальної втулки і витків, що сходять. З урахуванням умов навівання приймаємо, що зусилля розтягування в навитій частині спіралі постійне. Тоді сила тертя в процесі переміщення втулки вздовж оправу (рис. 1) визначається за формулою

$$F_{BT} = \mu_0(N_{ШП} + N_{ОПР}), \quad (1)$$

де  $\mu_0$  – Коефіцієнт тертя полоси по оправці;

$N_{ШП}$  – нормальне зусилля в шпонковому з'єднанні;

$N_{ОПР}$  – нормальне зусилля контакту з'єднання оправка-втулка;

Для ефективного процесу навівання необхідно, щоб у початковий момент осьове зусилля від тертя втулки, яке є складовою сили осевого підтискування, було максимальним.

Якщо зусилля осевого розтягу  $N$  буде визначено згідно з [1], то з умови рівності моментів знаходимо

$$N_{\text{шп}} = N \frac{P_C}{r} \quad (2)$$

де  $P_C$  – радіус прикладання сили  $N$ ;

$r$  – радіус оправи;

Відповідно до цього нормальне зусилля в зоні контакту рухомої втулки і оправи буде рівним:

$$\bar{N}_{\text{ОПР}} = \bar{N}_{\text{шп}} + \bar{N} \quad (3)$$

де  $N$  – поздовжня сила розтягування стрічки.

Звідси

$$N_{\text{ОПР}} = \sqrt{1 + \frac{P_C^2}{r^2} - 2 \frac{P_C}{r} \cos \psi} N \quad (4)$$

де  $\psi$  – контактне кутове зміщення між кріпильним і шпонковим пазами.

Відповідно сила тертя в процесі переміщення втулки вздовж оправи, а максимальне значення  $F_{\text{BT}}$  буде для конструкцій пристосувань, контактне кутове зміщення в яких набуває значення  $\varphi = \pi$ .

Тоді залежність (1) набуває вигляд

$$F_{\text{BT}} = \mu_0 \left(3 + \frac{2B}{d_0}\right) N, \quad (5)$$

де  $d_0$  – діаметр оправи.

Розтягувальне зусилля  $NR$  усталеного процесу навівання визначається, згідно з [1], залежністю

$$N_R = \left( \beta_\sigma \frac{H_0}{3} \right) \frac{\left( \delta_{\text{ТО}} + \Pi \ln \sqrt{\frac{R}{r}} \right)^2 \sqrt{\frac{R}{r}} \left( R^2 + 2r\sqrt{Rr} - 3Rr \right) (\mu_p + \mu_0)}{l + \mu_p (R - \sqrt{Rr}) + \mu_0 (r - \sqrt{Rr})}, \quad (6)$$

де  $m_p$  – приведений коефіцієнт тертя на обтискному ролику;

$\beta_\sigma$  – коефіцієнт, що залежить від співвідношення головних напружень;

$\mu_p$  – коефіцієнт тертя в місці прикладення поперечної сили;

$R$  – зовнішній радіус витка;

$r$  – внутрішній радіус витка;

$l$  – плече прикладення сили;

$\mu_0$  – Коефіцієнт тертя полоси по оправці;

Згідно з результатами експериментальних досліджень зусилля навівання  $P$  і розтягувальна сила  $N$  досягають свого максимуму ( $P_{max}$  та  $N_{max}$ ) в момент прокручування оправки на  $1/6 \dots 1/4$  оберту, а даліше практично залишаються незмінними.

Отже, на першому етапі зростає сила  $P$  у межах від  $P_{PP}$  до  $P_{MAX}$ , де  $P_{PP}$  – сила радіального притиску. Відповідно  $N$  буде збільшуватися від  $P_{PP}(\mu_P + \mu_0)$  до  $N_{MAX}$  приблизно за лінійною залежністю, а напруження від обтиску стрічки змінюються від  $\sigma_{po} = \frac{P_{PP}(\mu_P + \mu_0)}{H_0 r^4 \sqrt{\frac{R}{r}}}$  до  $\frac{N}{H_0 r^4 \sqrt{\frac{R}{r}}}$ .

Отже, сила тертя від осового переміщення першої чверті витка буде

$$F^{\frac{\pi}{2}} = \mu_0 H_0^4 \sqrt{\frac{R}{r}} \left( \frac{\sigma_{ro} + \sigma_{\frac{\pi}{2}}}{2} \right) \frac{\pi r}{2} = \mu_0 \frac{\pi}{4} (P_{PP}(\mu_P + \mu_0) + N). \quad (7)$$

Даліше на біглій ділянці з параметром  $\varphi$ , в межах від  $\frac{\pi}{2}$  до  $\varphi$ , сила тертя буде рівна

$$F_{\varphi} = \left( \varphi - \frac{\pi}{2} \right) \mu_0 N. \quad (8)$$

У процесі навівання стрічки на оправу, довжина нейтрального шару деформацій із радіусом  $P_{II} \approx \sqrt{Rr}$  буде незмінною, звідси швидкість подачі заготовки в зону деформацій

$$v_s = \frac{\pi n \sqrt{Rr}}{30}, \quad (9)$$

де  $n$  – частота обертання;

Довжина зони пластичного деформування нижнього ребра стрічки, на якій виникає реакція  $T'$ , що протидіє згинній силі  $P$  ( $T' = P$ ), буде

$$l = \frac{P}{H\sigma_T} \sqrt{\frac{R}{r}} = \frac{N}{H\sigma_T(\mu_P + \mu_0)} \sqrt{\frac{R}{r}}. \quad (10)$$

Швидкість сходження навитої заготовки з оправи (вздовж осі OZ) буде

$$V_z = \frac{nH}{60} \sqrt[4]{\frac{R}{r}}. \quad (11)$$

Силу  $F_{PZ}$  за [1] можна подати як складову рівнодійної  $F_p$  вздовж осі Oz:

$$F_{PZ} = \mu P \sin \delta, \quad (12)$$

де  $\delta$  – кут нахилу рівнодійної  $F_p$  до площини навівання.

Отже, в загальному випадку сила зміщення витків уздовж вісі Oz із сторони клинової поверхні буде дорівнювати

$$Q = F_{BT} - F_{\frac{\pi}{2}} + F_{\phi} + F_{P2} = \mu_0 N \left( 3 + \frac{2B}{d} + \frac{\pi}{4} \frac{P_{PP}(\mu_p + \mu_o)}{N} + \varphi - \frac{\pi}{4} + \sin \delta (\mu_p + \mu_o) \right) = \mu_0 P \left[ \sin \delta + \frac{\left( 3 + \frac{\pi P_{PP}}{4P} + \frac{\pi}{4} + \varphi + \frac{B}{d} \right)}{\mu_p + \mu_o} \right]. \quad (13)$$

Спроектований процес неперервного навівання заготовок НЗ на підставі проведених теоретичних викладок дає змогу їх отримувати для виготовлення та відновлення деталей і спіралей шнеків у різних типах виробництв, а також в умовах ремонтних майстерень.

**Висновки.** Приведено конструкцію пристрою для формування і зміщення зовнішнього профілю гвинтових робочих органів з метою підвищення експлуатаційної надійності і довговічності. Виведено аналітичні залежності для визначення зусиль при формоутворенні та зміщенні гвинтових профілів.

### Список використаних джерел

1. Анилович В.Я., Надежность машин в задачах и примерах / Анилович В.Я., Гринченко А.С., Литвиненко В. Л. – Харьков: Око, 2001. – 320 с.
2. Волков П.М. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность / П.М. Волков, М.М. Тенненбаум - М.: Машиностроение, 1977. 310 с.
3. Костецкий Б.И. Надежность и долговечность машин / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бернадский и др.. – К.: Техника, 1975. – 480 с.
4. Кузьменко А.Г. Метод подобия в решении контактных задач для тел

**Аннотация**

**КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ  
ПРЕДПОСЫЛКИ УКРЕПЛЕНИЕ ВИНТОВЫХ  
ПРОФИЛЕЙ ДЕТАЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ  
МАШИН**

**Клендий М.Б.; Билык С.Г.; Семенов И.И.; Якимов  
М.М.; Бурдей В.В.**

*Приведено конструкцию устройства для формирования и укрепления внешнего профиля винтовых рабочих органов с целью повышения эксплуатационной надежности и долговечности. Выведены аналитические зависимости для определения усилий при формообразовании и укреплении винтовых профилей.*

**Abstract**

**DESIGN AND TECHNOLOGICAL BACKGROUNDS OF  
AGRICULTURAL MACHINES SCREW PROFILE  
PARTS STRENGTHENING**

**Klendiy M.B; Bilyk, S.G; Semeniv I.I; Yakimov, M.M;  
Burdey V.V.**

*The construction of device for external profile of screw operative members with improved operational reliability and durability shaping and strengthening was presented. Analytical dependencies for determining shaping and strengthening efforts of screw profiles were selected.*