

О.Л. Ляшук, д.т.н., доц.
Р.В. Комар, к.т.н., доц.
В.М. Клендій, к.т.н., асист.
Т.Д. Навроцька, аспір.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Технологічний процес формоутворення сферичних поверхонь шарнірного гвинтового робочого органу

Приведено технологічний процес розвальцювання циліндричної втулки гнучкого шарнірного робочого органу і методика його проектування. Розроблена удосконалена конструкція шарнірного гнучкого гвинтового робочого органу з розширеними технологічними можливостями. Представлена інженерна методика розрахунку сферичної регульовальної поверхні гнучкого гвинтового конвеєра. Представлена схема дії сил і напружень при розвальцюванні циліндричної втулки. Зображено графічні взаємозалежності співвідношення радіусів розвальцюваного отвору r_1 і r_2 при різних значеннях зусилля подачі, залежності зміни зусилля розвальцювання F від допустимого напруження матеріалу σ при різних співвідношеннях радіусів. Встановлено, що навіть при відношенні $r_1/r_2=0$ внутрішнє навантаження не повинно перевищувати $0,5F$ за теорією найбільших дотичних напружень або ж $0,58F$ – за енергетичною теорією міцності. Тобто для відповідного розміру розвальцюваного отвору збільшення діаметра втулки не забезпечить збільшення міцності шляхом збільшення товщини стінки.

Ключові слова: технологічний процес; сферична поверхня; гвинтовий робочий орган.

Постановка питання. Транспортування сипких вантажів криволінійними і комбінованими трасами за допомогою гнучких гвинтових робочих органів, замкнених в еластичні кожухи, забезпечує високу мобільність, герметичність при виконанні транспортних операцій і відповідно розширює їх технологічні можливості.

Однак існуючі гнучкі гвинтові робочі органи (ГГРО) в повній мірі не задовольняють експлуатаційні вимоги, які висувають до таких конвеєрів.

Тому, актуальним є завдання розробки нових конструкцій гнучких шарнірно-секційних гвинтових робочих органів.

Аналіз останніх результатів досліджень і публікацій. Питаннями розробки секційних гнучких гвинтових конвеєрів присвячені праці Пилипця М.І. [1], Григор'єва А.М. і Преображенського П.О. [2], Гевко Б.М. [3], Рогатинського Р.М. [4], Герман Х [5], Гевко Р.Б. [6], Омельченко О.О. [7] та багато інших. В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що доцільно використовувати шарнірно-секційні робочі органи з максимальним кутом повертання сферичного пальця [10].

Реалізація роботи. Технологічний процес розвальцювання циліндричної втулки під сферичний палець супроводжується виникненням деяких деформаційних напружень. Розглянемо даний процес в наступному аспекті. Циліндричну втулку, яка піддається розвальцюванню, можна розглядати як товстостінний циліндр, який зазнає навантаження внутрішнім тиском, що створюється зусиллям подачі інструменту. Позначимо цей тиск через P . Дане зусилля та інші напруження показані на рисунку 1.

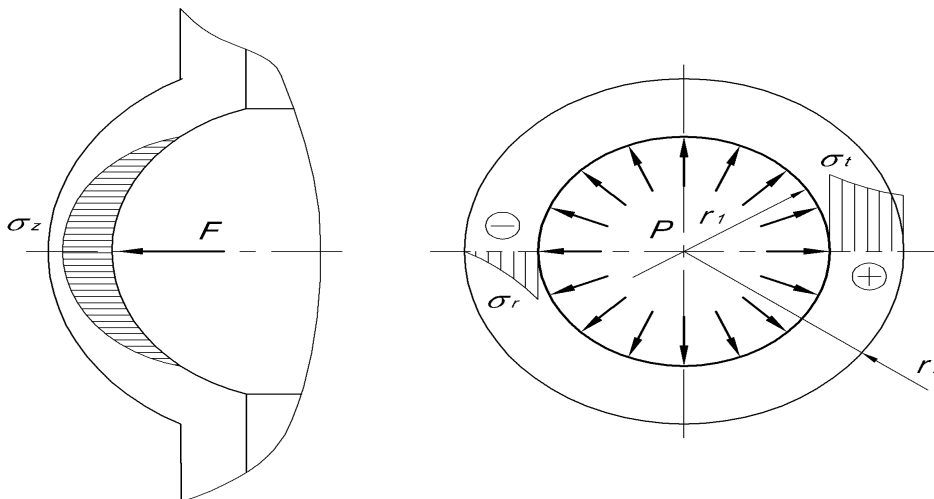


Рис. 1. Схема дії сил і напружень при розвальцюванні циліндричної втулки

З точки зору статки, для забезпечення умови рівноваги, невідомі шукані напруження σ_r і σ_t знаходяться розв'язуванням статично невизначених задач. Рівняння статки має наступний вигляд [9]

$$\sigma_r - \sigma_t + \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (1)$$

Для визначення напружень σ_r і σ_t радіальне переміщення довільної точки кільця нашого циліндра з абсцисою r позначимо через u , а приріст цього переміщення за рахунок зміни координати r на величину dr буде du . Тоді відносні лінійні деформації у радіальному ε_r і тангенціальному ε_t напрямках виражаються через переміщення u

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}; \quad \varepsilon_t = \frac{u}{r}. \quad (2)$$

Вище наведені вирази визначають геометричні зв'язки задачі. Фізичні аспекти визначаються законом Гука [9] і у нашому випадку для напружень σ_r і σ_t мають наступний вигляд

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right); \quad \sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right), \quad (3)$$

де E – модуль пружності;

μ - коефіцієнт Пуассона.

Підставивши вирази для напружень (2) у рівняння статки (1) отримаємо

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (4)$$

Розв'язком даного диференціального рівняння другого порядку із змінними коефіцієнтами буде

$$u = c_1 r + \frac{c_2}{r}. \quad (5)$$

Шляхом підстановки виразу (5) у рівняння (3) отримаємо

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{1-\mu^2} \left(c_1 (1+\mu) - c_2 \left(\frac{1-\mu}{r^2} \right) \right); \\ \sigma_t &= \frac{E}{1-\mu^2} \left(c_1 (1+\mu) + c_2 \left(\frac{1-\mu}{r^2} \right) \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Сталі інтегрування c_1 і c_2 знаходяться із граничної умови на внутрішньому контурі циліндра $\sigma_r(r) = P$ і $\sigma_t(r) = P$.

Відповідно формули для визначення напружень мають наступний вигляд

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r \\ \sigma_t \end{aligned} \right\} = \frac{P \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 \pm \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \quad (7)$$

де r_1 і r_2 – відповідно початковий і кінцевий радіуси отвору розвальцьованої втулки.

Перпендикулярно до осі циліндричної втулки діє поздовжня сила F і у поперечних перерізах діють напруження σ_z , які визначаються за формулою [10]

$$\sigma_z = \frac{F}{\pi (r_2^2 - r_1^2)} \quad (8)$$

Напруження σ_r – розтягуючі, σ_t – стискуючі. Максимальні значення цих напружень виникають на внутрішньому контурі і вони рівні

$$\sigma_r = -F; \quad \sigma_t = F \frac{1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2}. \quad (9)$$

Якщо матеріал втулки є крихким то перевірку міцності можна провести за теорією міцності Мора, а для пластичних матеріалів – за теорією найбільших дотичних напружень [9].

Відповідно отримаємо

$$\sigma_t - \sigma_r \leq [\sigma] \quad \text{або} \quad \frac{2F}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2} \leq [\sigma], \quad (10)$$

де $[\sigma]$ – максимально допустиме напруження матеріалу втулки.

Для другого випадку маємо

$$\sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \sigma_r} \leq [\sigma] \quad \text{або} \quad \frac{F \sqrt{3 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2}}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2} \leq [\sigma]. \quad (11)$$

Відповідно користуючись наведеними залежностями задаючись необхідним діаметром кола (заданого через радіус) і відношенням r_1/r_2 , можна з формул (10) або (11) визначити величину необхідного діаметра втулки для забезпечення міцності стінки.

Графічні взаємозалежності співвідношення радіусів розвальцьовуваного отвору показані на рисунку 2. Залежність зміни зусилля розвальцьовування від допустимого напруження матеріалу – на рисунку 3.

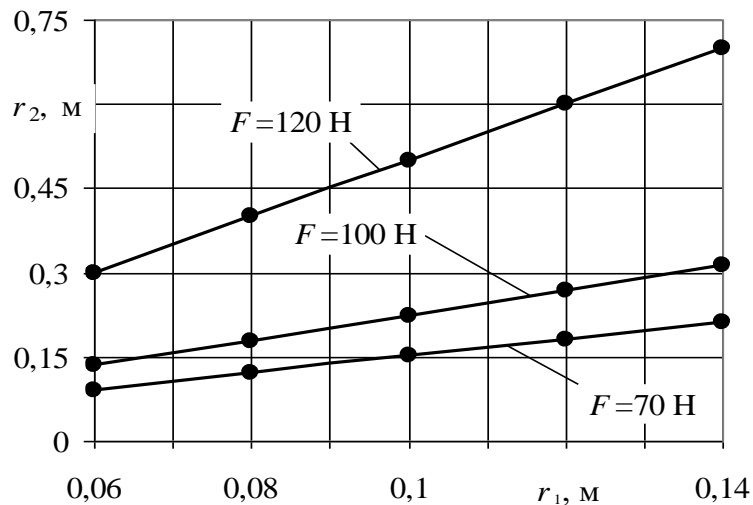


Рис. 2. Графічні взаємозалежності співвідношення радіусів розвальцьовуваного отвору r_1 і r_2 при різних значеннях зусилля подачі

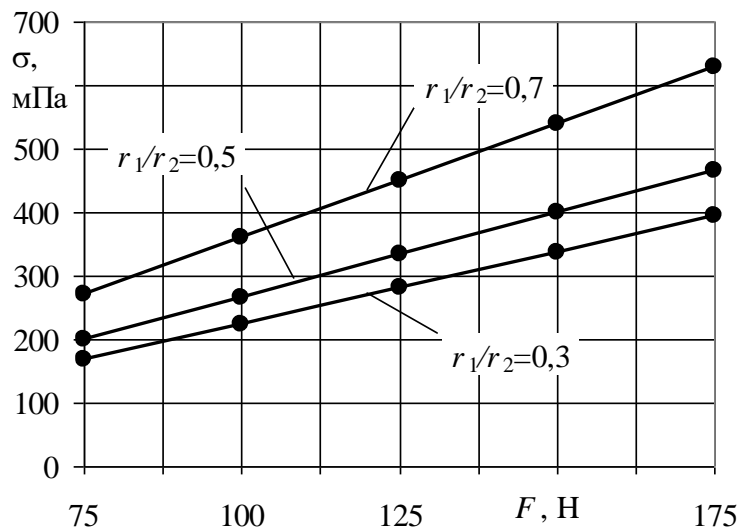


Рис. 3. Графічні залежності зміни зусилля розвальцьовування F від допустимого напруження матеріалу σ при різних співвідношеннях радіусів

Встановлено, що навіть при відношенні $r_1/r_2=0$ внутрішнє навантаження не повинно перевищувати $0,5F$ за теорією найбільших дотичних напружень або ж $0,58F$ – за енергетичною теорією міцності. Тобто для відповідного розміру розвальцьованого отвору збільшення діаметра втулки не забезпечить збільшення міцності шляхом збільшення товщини стінки.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні **висновки**:

Розроблена удосконалена конструкція шарнірного гнучкого гвинтового робочого органу з розширеними технологічними можливостями.

Представлена інженерна методика розрахунку сферичної регульовальної поверхні гнучкого гвинтового конвеєра.

Список використаної літератури:

1. Пилипець М.І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів : дис. ... канд. техн. наук / М.І. Пилипець. – Тернопіль, 1993. – 269 с.
2. Григорьев А.М. Теория, расчёт и эксплуатация односпирального гибкого конвейера / А.М. Григорьев, П.А. Преображенский. – К. : Знание, 1969. – 128 с.

3. *Гевко Б.М.* Механізми з гвинтовими пристроями / *Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський.* – Львів : Світ : Вища школа, 1993. – 205 с.
4. *Рогатинський Р.М.* Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : монографія / *Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун.* – Тернопіль : Вид-во ТНТУ ім. І.Пулюя, 2014. – 280 с.
5. *Герман Х.* Шнековые машины в технологии / *Х.Герман* ; пер. с нем. ; под ред. *Л.М. Фридмана.* – Л. : Химия, 1975. – 232 с.
6. *Омельченко А.А.* Справочник по механизации птицеводческих и животноводческих ферм и комплексов / *А.А. Омельченко, Б.Д. Ткач.* – К. : Урожай, 1982. – 271 с.
7. *Целиков А.И.* Теория продольной прокатки / *А.И. Целиков, Г.С. Никитин, С.Е. Рокотян.* – М. : Металлургия, 1980. – 320 с.
8. *Тимошенко С.П.* Прочность и колебания элементов конструкции / *С.П. Тимошенко.* – М. : Наука, 1975. – 704 с.
9. *Ткаченко Г.П.* Изготовление и ремонт кожухотрубчатой теплообменной аппаратуры / *Г.П. Ткаченко, В.М. Бриф.* – М. : Машиностроение, 1980. – 160 с.
10. Пат. 85010 Україна. Гвинтова секційна спіраль / *Р.В. Комар, В.О. Дзюра, А.Є. Дячун, В.М. Клендій, І.Б. Гевко.* – 2013.

References:

1. Pylypec', M.I. (1993), *Rozrobka i doslidzhennja gnuchkyh gvyntovyh konvejeriv*, dyss. kand. tehn. nauk, Ternopil', 269 p.
2. Grigor'ev, A.M. and Preobrazhenskij, P.A. (1969), *Teorija, raschjot i ekspluatacija odnospiral'nogo gibkogo konvejera*, Znanie, Kiev, 128 p.
3. Gevko, B.M. and Rogatyn's'kyj, R.M. (1993), *Mehanizmy z gvyntovymy prystrojamy*, Svit, Vyshha shkola, L'viv, 205 p.
4. Rogatyn's'kyj, R.M., Gevko, I.B. and Djachun, A.Je. (2014), *Naukovo-prykladni osnovy stvorennja gvyntovyh transportno-tehnologichnyh mehanizmv*, monografija, Vyd-vo TNTU im. I.Puljuja, Ternopil', 280 p.
5. German, H. (1975), *Shnekovye mashiny v tehnologii*, Translated from German, in Fridman, L.M. (ed.), Himija, Leningrad, 232 p.
6. Omel'chenko, A.A. and Tkach, B.D. (1982), *Spravochnik po mehanizacii pticevodcheskih i zhivotnovodcheskih ferm i kompleksov*, Urozhaj, Kiev, 271 p.
7. Celikov, A.I., Nikitin, G.S. and Rokotjan, S.E. (1980), *Teorija prodol'noj prokatki*, Metallurgija, Moskva, 320 p.
8. Timoshenko, S.P. (1975), *Prochnost' i kolebanija jelementov konstrukcii*, Nauka, Moskva, 704 p.
9. Tkachenko, G.P. and Brif, V.M. (1980), *Izgotovlenie i remont kozhuhotrubchatoj teploobmennoj apparatury*, Mashinostroenie, Moskva, 160 p.
10. Komar, R.V., Dzijura, V.O., Djachun, A.Je., Klendij, V.M. and Gevko, I.B. (2013), *Gvyntova sekcyjna spiral'* [Screw sectional spiral], Ukraine, Pat. 85010.

Ляшук Олег Леонтійович – доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– надійність і довговічність деталей машин.

E-mail: oleglashuk@ukr.net.

Комар Роман Васильович – кандидат технічних наук, доцент кафедри технології машинобудування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– технологія машинобудування.

E-mail: rkomar@ukr.net.

Клендій Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, асистент кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– надійність і довговічність деталей машин.

E-mail: vova221@ukr.net.

Навроцька Тетяна Дем'янівна – аспірант кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– надійність і довговічність деталей машин.

E-mail: kaf_am@ukr.net.

Стаття надійшла до редакції 02.10.2017.