

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Дячун А.Є. к.т.н., доц., Кучвара І.М.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Представлено пристрій для виготовлення гвинтових робочих органів машин підвищеної експлуатаційної надійності і довговічності. Виведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів пристрою.

Одним із важливих питань сучасного транспортного машинобудування є підвищення надійності машин, довговічності їх гвинтових робочих органів, приводів, їх вузлів і окремих деталей. Одним із важливих моментів такого стану є гвинтові конвеєри і їх робочі органи, які знаходяться в середині нерухомого кожуха, при транспортуванні сипких матеріалів. Тому важливим питанням є створення конструктивних схем енергощадних гвинтових конвеєрів і їх робочих органів, працездатний стан яких забезпечує зменшення зношення гвинтових елементів. До таких способів відноситься виготовлення гвинтових елементів робочих органів навиванням, експлуатаційна надійність яких є у 1,7...2,5 разів більша ніж прокатних.

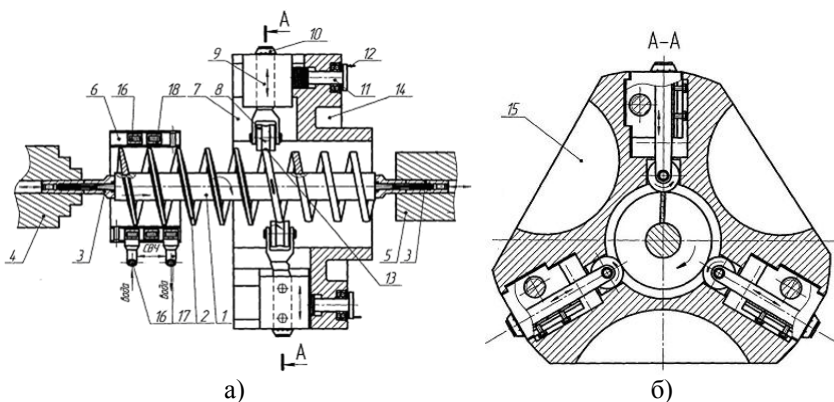


Рис. 1. Пристрій для виготовлення гвинтових робочих органів машин підвищеної експлуатаційної надійності та довговічності (а), переріз А-А (б)

Метою роботи є розробка теоретичних передумов калібрування гвинтових робочих органів для підвищення їх експлуатаційної надійності і довговічності.

Спосіб виготовлення гвинтових робочих органів машин підвищеної експлуатаційної надійності та довговічності реалізується наступним чином. Гвинтовий робочий орган, який складається з вала чи труби 1 і гвинтової стрічки 2, яка до нього жорстко приварена двома кінцями жорстко кріпиться на токарному верстаті цанговими пристроями 3 з двох кінців відомих конструкцій. З лівого кінця цангового пристрою жорстко кріпиться гвинтовий робочий орган в кулачковий або інший патрон 4 відомої конструкції, а з правого кінця – в задню бабку 5 з можливістю кругового і осьового провертання. З правого кінця гвинтового робочого органа на станині верстата (на кресленні не показано) жорстко встановлено індуктор 6, який внутрішнім діаметром охоплює гвинтову стрічку 2 по зовнішньому діаметру з можливістю відносного переміщення. З правої сторони від індуктора 6 на станині верстата жорстко встановлена розкатна головка 7, в якій рівномірно по колу встановлено три обтискні ролики 8 у державки 9 з регульовальними лімбами 10 і механізмом 11 їх осьового відносного переміщення для розміщення обтискних роликів 8 з рукоятками 12 при формуванні зовнішнього контуру гвинтової стрічки 2. Причому ролики 8 розміщені під кутом, рівним куту підйому гвинтом лінії спіралі. Крім цього в обтискних роликах 8 по зовнішньому діаметру виконані півкруглі кругові канавки 13, які формують зовнішню поверхню гвинтової стрічки підвищеної товщини необхідних розмірів і форм. Для обмеження маси розкатної головки 7 в ній рівномірно по колу корпусу виконано два типи вікон, відповідно 14 і 15. Для забезпечення нормальної роботи пристрою і індуктора 6 і для відведення тепла з зони нагріву в ньому виконана гвинтова трубчаста спіраль 15 з вхідним 16 і вихідним 17 кінцями охолодної рідини індуктора 18 струмів високої частоти, які забезпечують нормальний режим роботи пристрою. Робота пристрою здійснюється наступним чином. Лівий і правий кінці вала 1 встановлено у цангові пристрої 3, лівий з яких кріпиться жорстко в патроні токарного верстата, а правий – в задню бабку 5. Перед цим на гвинтовий робочий орган зліва встановлюють індуктор 6 внутрішнім отвором, а також внутрішнім діаметром і розкатну головку 7. При цьому за допомогою регульовальних лімбів 10 обтискні ролики 8 відводяться в крайнє верхнє положення. Після жорсткого закріплення розкатної головки 7 на станині верстата (на кресленні не показано) приступають до встановлення обтискних роликів 8 у державках 9 на необхідний діаметр обтискування і крок за допомогою лімба 10 і рукоятки 12. При цьому величину припуску ділять на три ролики в такій послідовності: перший і другий обтискні ролики обтискують гвинтову стрічку на величину припуску $0,35 \Delta$, де Δ - величина припуску; третій обтискний ролик на величину припуску $0,3 \Delta$. З похибкою відхилення $10...20\%$, по яких і їх встановлено. Розкатну головку 7 відводять у праве крайнє положення, включають індуктор 6, нагрівають правий кінець гвинтової стрічки 2 і включають верстат зі шпинде-

лем і патрон 4 обертаючись обертає гвинтовий робочий орган, який гвинтовою стрічкою 2 по зовнішньому 5 діаметру взаємодіє з обтискними роликами 8 обтискної головки, яка переміщується в осьовому напрямку на заданий крок гвинтового робочого органа і збільшує її товщину по зовнішньому діаметру до заданих розмірів.

По завершенні технологічного процесу обтискання гвинтової стрічки верстат зупиняють, гвинтовий робочий орган знімають з верстата і на його місце встановлюють наступний. 10

В окремих випадках обтискування гвинтових робочих органів машин можна здійснювати в холодному стані.

Для визначення зусилля деформації заготовки шнека у пристрої, описаному вище, розглянемо розрахункову схему на рисунку 2.

Під час деформації зовнішньої кромки шнека має місце вісесиметрична деформація, що дозволяє визначити напружений стан місці деформації розглядом напруженого стану елементарного сектора (рис. 2б) з кутом в плані $d\varphi$. При цьому дотичні напруження рівні нулю, а радіальні напруження σ_r і тангенціальні напруження σ_θ є головними.

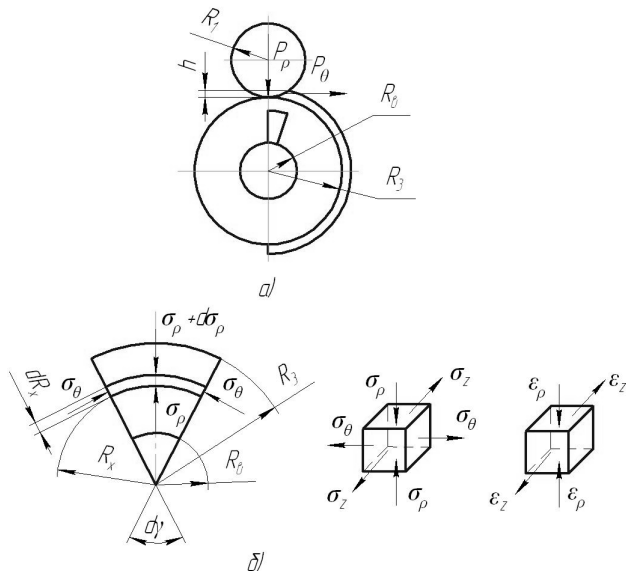


Рис.2. Розрахункова схема для визначення зусилля деформації заготовки шнека: а) схема взаємодії шнека із роликом; б) напружений стан елементарного сектора

Розглянемо умову рівноваги кільцевої стрічки шириною dR_x , що

знаходиться на відстані R_x від центра при малих переміщеннях заготовки в полярній системі координат. Спроектуємо сили на радіус, що проходить через середину сектора і прирівняємо їх суму нулю, при цьому врахуємо, що зміна товщини матеріалу шнека визначається залежністю:

$$s = s_B \sqrt{\frac{R_B}{R_x}}, \quad (1)$$

де s_B – товщина матеріалу шнека на внутрішньому діаметрі, мм;

R_B – внутрішній радіус шнека, мм.

Із врахуванням формули (1) рівняння рівноваги запишемо наступним чином:

$$\begin{aligned} & (\sigma_\rho + d\sigma_\rho) \cdot s_B \sqrt{\frac{R_B}{R_x + dR_x}} \cdot d\gamma \cdot (R_x + dR_x) - \sigma_\rho R_x d\gamma s_B \sqrt{\frac{R_B}{R_x}} - \\ & - 2\sigma_\theta dR_x s_B \sqrt{\frac{R_B}{R_x + dR_x}} \sin\left(\frac{d\gamma}{2}\right) = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Після скорочень, враховуючи те, що для малих кутів $\sin\left(\frac{d\gamma}{2}\right) = \frac{d\gamma}{2}$,

одержимо:

$$\begin{aligned} & \sigma_\rho \cdot \sqrt{\frac{R_B}{R_x + dR_x}} \cdot R_x + \sigma_\rho \cdot \sqrt{\frac{R_B}{R_x + dR_x}} \cdot dR_x + d\sigma_\rho \sqrt{\frac{R_B}{R_x + dR_x}} R_x - \sigma_\rho \cdot \sqrt{\frac{R_B}{R_x}} \cdot R_x - \\ & - \sigma_\theta dR_x \sqrt{\frac{R_B}{R_x + dR_x}} = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Оскільки зміна величини товщини шнека є незначною і вона суттєво не впливає на радіальні напруження, проводимо скорочення формули (3) на підкореневі вирази. Тоді одержимо рівняння рівноваги:

$$\sigma_\rho \cdot dR_x + d\sigma_\rho R_x - \sigma_\theta dR_x = 0 \quad (4)$$

Для вирішення рівняння (4) використовуємо рівняння пластичності без врахування зміцнення матеріалу, оскільки деформація виконується в гарячому стані:

$$\sigma_\rho - \sigma_\theta = \beta \sigma_s, \quad (5)$$

де β – коефіцієнт, що враховує дію осьового напруження, $\beta=1,15$;

σ_s – напруження текучості матеріалу шнека, МПа.

Підставляючи рівняння (5) у рівняння (4) і розв'язуючи диференціальне рівняння одержуємо:

$$\sigma_p = -\beta\sigma_s \ln R_x + C_1 \quad (6)$$

Постійну інтегрування C_1 визначаємо із граничних умов. На кромці взаємодії ролика із шнеком виникають контактні напруження σ_k . Тоді:

$$C_1 = \beta\sigma_s R_3 + \sigma_k \quad (7)$$

Підставляючи значення формули (7) у формулу (6) одержимо:

$$\sigma_p = \beta\sigma_s \ln \frac{R_3}{R_x} + \sigma_k \quad (8)$$

Максимальні радіальні напруження виникають на внутрішній кромці шнека, тоді:

$$\sigma_{p\max} = \beta\sigma_s \ln \frac{R_3}{R_B} + \sigma_k \quad (9)$$

Радіальну силу деформації шнека визначаємо за формулою:

$$P_p = \sigma_{p\max} F \quad (10)$$

де F – площа контакту ролика із шнеком, мм^2 .

Згідно розрахункової схеми на рисунку 1 площу контакту знаходимо за формулою:

$$F = l \cdot s_3 \quad (11)$$

де l – довжина дуги контакту ролика із заготовкою, мм;

s_3 – товщина матеріалу шнека на зовнішньому радіусі, мм.

Визначаємо довжину дуги контакту:

$$l = \arccos\left(\frac{R_1 - h}{R_1}\right) \cdot R_1 \quad (12)$$

де R_1 – радіус ролика, мм;

h – величина деформації матеріалу шнека в радіальному напрямку, мм.

Підставивши рівняння (12) у рівняння (11) та враховуючи рівняння (1) одержимо:

$$F = \arccos\left(\frac{R_1 - h}{R_1}\right) \cdot R_1 \cdot s_B \sqrt{\frac{R_B}{R_3}} \quad (13)$$

Тоді радіальне зусилля деформації дорівнює:

$$P_p = \left(\beta \sigma_s \ln \frac{R_3}{R_B} + \sigma_k\right) \arccos\left(\frac{R_1 - h}{R_1}\right) \cdot R_1 \cdot s_B \sqrt{\frac{R_B}{R_3}} \quad (14)$$

Тангенціальне зусилля деформації знаходимо за формулою:

$$P_\theta = \left(\beta \sigma_s \ln \frac{R_3}{R_B} + \sigma_k\right) \arccos\left(\frac{R_1 - h}{R_1}\right) \cdot R_1 \cdot \sin\left(\frac{R_1 - h}{2R_1}\right) s_B \sqrt{\frac{R_B}{R_3}} \quad (15)$$

Крутильний момент, що необхідний для обертання шнека визначаємо наступним чином:

$$M = m \cdot P_\theta \cdot R_3; \quad (16)$$

$$M = m \left(\beta \sigma_s \ln \frac{R_3}{R_B} + \sigma_k\right) \arccos\left(\frac{R_1 - h}{R_1}\right) \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \sin\left(\frac{R_1 - h}{2R_1}\right) s_B \sqrt{\frac{R_B}{R_3}} \quad (17)$$

де m – кількість одночасно працюючих роликів.

На основі формули (17) будуємо графік (рис. 3) залежності крутильного моменту, що необхідний для обертання шнека від радіуса ролика.

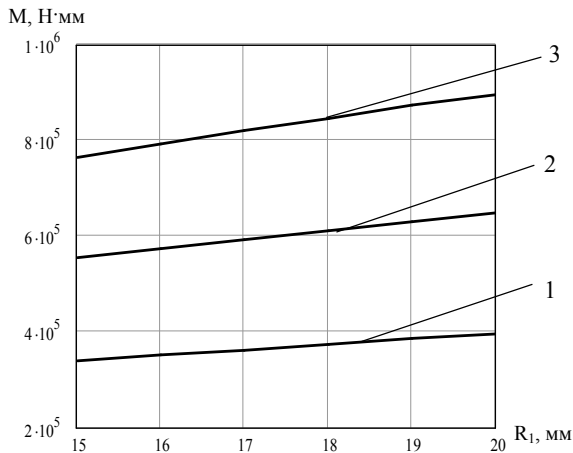


Рис.3. Графік залежності крутного моменту, що необхідний для обертання шнека від радіуса ролика:

1 – $R_3=50$ мм; 2 – $R_3=60$ мм; 3 – $R_3=70$ мм

Висновки: Представлено пристрій для виготовлення гвинтових робочих органів машин підвищеної експлуатаційної надійності і довговічності. Виведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів пристрою.

Список використаних джерел

1. Пилипець М.І. Проектування секційних гвинтових заготовок / М.І. Пилипець, В.В. Васильків. – Тернопіль: видавництво ТНТУ імені Івана Пулюя, 2013. – 180с.
2. Анилович В.Я., Гринченко А.С., Литвиненко В.А. Надежность машин. Харьков.: ОККО 2001, – 318с.
3. Патент №68682, Україна, МПК В21D11/06. Спосіб виготовлення гвинтових робочих органів машини підвищеної експлуатаційної надійності та довговічності. Заявники та власники патенту: Гевко Б.М., Дячун А.Є., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І., Івасечко Р.Р., Гевко І.Б. Заявл: 17.08.2011; опубл: 10.04.2012, Бюл.№ 7.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ВИНТОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Дячун А.Е., Кучвара И.М.

Представлено устройство для изготовления винтовых рабочих органов машин, повышенной эксплуатационной надежности и долговечности. Выведены аналитические зависимости для определения силовых и конструктивных параметров устройства.

Abstract

IMPROVING OPERATIONAL RELIABILITY OF SCREW OPERATIVE MEMBERS

Djachun A.E., Kuchvara I.M.

The device for machine screw operative members with improved operational reliability and durability manufacturing was presented. Analytical dependencies for determining power and structural parameters of the device were selected.