

УДК 621.798

Б.О.Пальчевський, І.В.Стащук

Луцький національний технічний університет

КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВІ ПАРАМЕТРИ КОНУСНИХ ФРИКЦІЙНО-ЗАПОБІЖНИХ МЕХАНІЗМІВ ЗАКУПОРЮВАЛЬНИХ ПАТРОНІВ

В статті представлена методика розрахунку конструктивно-силових параметрів конусного фрикційно-запобіжного механізму. Наведено графіки зміни крутного моменту, що передає механізм, від конструктивно-силових параметрів.

Ключові слова: закупорювальний патрон, затискне зусилля, крутний момент.

Затискне зусилля під час закупорення має знаходитись в встановлених межах, аби не допустити пошкодження пляшки чи кришки, але забезпечити необхідну герметизацію пляшки і надійність з'єднання. Для цього необхідно розрахувати максимальний допустимий крутний момент, переданий до кришки пляшки. Проблемою при його обчисленні є визначення всіх конструктивно-силових параметрів запобіжного механізму, які мають вплив на передачу визначеного крутного моменту. Завдання по визначенню максимального крутного моменту часто постає при переході виробництва на інший тип тари чи закупорювального засобу.

В літературі, яка описує пакувальні машини, представлена найчастіше тільки конструкція та принцип роботи закупорювальних патронів. Нами розроблена методика розрахунку патронів, яка враховує специфіку процесу закупорювання пляшок гвинтовими кришками.

Оскільки найбільш простим механізмом для загвинчування кришок із фіксованим крутним моментом є фрикційний, то розглянемо послідовність розрахунку його параметрів.

Фрикційні запобіжні пристрої служать для плавного підведення встановленого максимального крутного моменту до кришки. Передача обертового моменту здійснюється силами тертя між поверхнями деталей. При досягненні найбільшого значення крутного моменту фрикційні запобіжні механізми пробуксовують і захищають від прокручування кришку пляшки і руйнування її різі.

Конусні фрикційно-запобіжні пристрої відрізняються простотою конструкції.

На розсіяння значення крутного моменту впливають: величина тиску, чистота поверхностей тертя, закон зміни навантаження на запобіжний механізм, продовженість непорушного контакту фрикційних поверхонь і величина навантаження перед перенавантаженням. Суттєвий вплив на точність спрацювання механізму надає шорсткість поверхонь тертя.

По формі поверхні тертя фрикційні запобіжні механізми поділяються на : дискові, конусні і циліндричні(рис. 1). В дискових муфтах робочими поверхнями служать плоскі поверхні диски, в конусних - конічні, а в циліндричних - циліндричні.

По умовах змащування запобіжні механізми бувають масляні і сухі. Масло служить для зменшення зношення, покращення розчіплення робочих поверхонь і відводу тепла.

В запобіжних механізмах, працюючих на маслі, деталі, що труться виготовляють із загартованої сталі. В сухих запобіжних механізмах використовують пари тертя - сталь або чавун по фрикційному матеріалу.

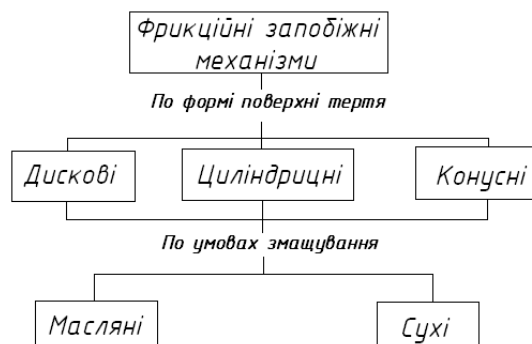


Рис. 1. Класифікація фрикційних запобіжних механізмів

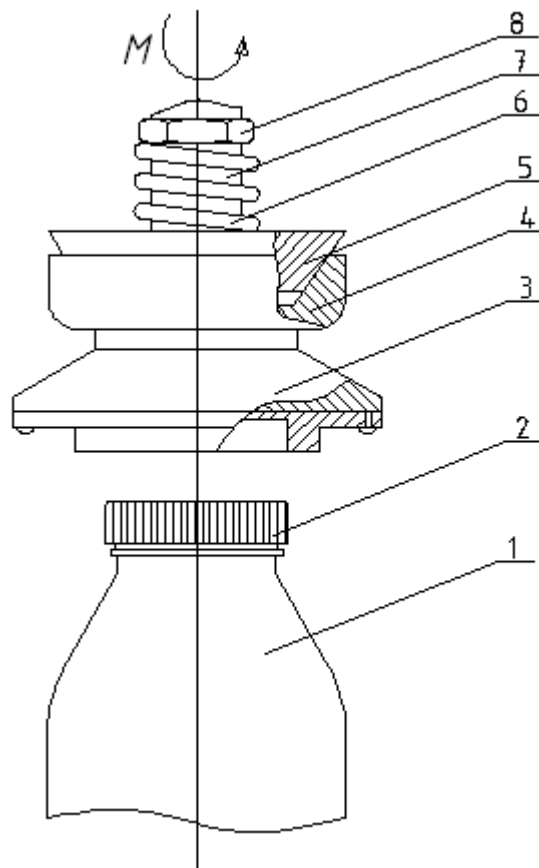


Рис. 2. Закупорювальний патрон з конусним фрикційно-запобіжним механізмом.
1-пляшка, 2-кришка, 3-патрон, 4,5-запобіжний механізм, 6-пружина, 7-приводний вал,
8-регулювальна гайка.

На рис. 2 показана пляшка 1 з підведеним до неї закупорювальним патроном 3 з конусним фрикційно-запобіжним механізмом 4,5. Обертовий момент передається через вал 7. Гайка 8 використовується для стиску пружини 6 і збільшення максимального значення крутного моменту.

Основним завданням досліджень було виявити залежність зміни крутного моменту, що передає запобіжний механізм, від його конструктивно-силових параметрів, а також методи розрахунку цих параметрів. Передача механізмом крутного моменту залежить від площі контакту і матеріалу опорних поверхонь півмуфт механізму, сили тиску пружини, кута нахилу твірної конуса, а також її довжини. Матеріали пар тертя: сталь-сталь $f_t = 0,15$; сталь-сталь (змащування) $f_t = 0,06$; сталь-пресований азбест $f_t = 0,3$; сталь-текстоліт (змащування) $f_t = 0,12$.

Навантажувальна здатність конусних фрикційно-запобіжних механізмів значною мірою залежить від загальної площі контакту поверхонь двох частин механізму (півмуфт). Цей параметр можна описати таким параметром, як довжина робочої частини твірної конуса b . Згідно з розрахунковою схемою (рис. 3) вона дорівнює:

$$b = \frac{(D_2 - D_1)}{\sin \alpha}, \quad (1)$$

де D_1, D_2 – діаметри, що описують робочу ширину конуса; α – кут нахилу твірної конуса.

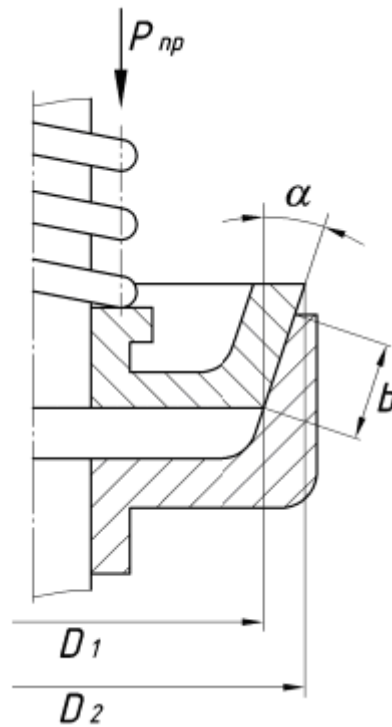


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення параметрів конусного фрикційно-запобіжного механізму

Осьове зусилля, що розвиває пружина можна подати залежністю:

$$P_{i\delta} = C(\Delta'_0 + \Delta'_i), \quad (2)$$

де C – жорсткість пружини; Δ'_0 – попередня деформація (підтиск) пружини; Δ'_i – поточна деформація пружини.

Для визначення сили тиску пружини, у цій конструкції патрона, можна також застосувати таку рівність:

$$P_{i\delta} = 0.5(D_1 + D_2)\pi b q \sin \alpha, \quad (3)$$

де q – середній питомий тиск між поверхнями тертя.

Розрахункове значення цієї величини можна знайти за залежністю:

$$q = \frac{C(\Delta'_0 + \Delta'_i)}{0.5(D_1 + D_2)\pi b \sin \alpha}, \quad (4)$$

Під час розрахунку крутного моменту, що сприймають аналогічні конструкції конусних фрикційних запобіжних механізмів, можна користуватись такою рівністю:

$$T = \frac{P_{i\delta} f_m (D_1 + D_2)}{4 \sin \alpha}, \quad (5)$$

де f_m – коефіцієнт тертя ковзання.

Проте з врахуванням залежностей (2), (3) розрахункове значення крутного моменту можна знайти за формулами:

$$T = \frac{f_m C(\Delta'_0 + \Delta'_i)(D_1 + D_2)}{4 \sin \alpha}, \quad (7)$$

$$T = 0.125\pi b q f_0 (D_1^2 + 2D_1 D_2 + D_2^2), \quad (8)$$

На рис. 4, 5 зображений графічний аналіз виразів (6) і (7). Графіки показують залежність зміни крутного моменту, що сприймає запобіжний механізм, від його конструктивно-силових характеристик згідно з числовими даними, отриманими методом обчислення теоретичних залежностей (6), (7).

Аналізуючи отримані результати досліджень, можемо констатувати, що ця конструкція запобіжного механізму, залежно від співвідношення величини кута нахилу твірної конуса і кута тертя, може бути самогальмівною, що є небажаним явищем. Щоб уникнути явища самогальмування, кут нахилу твірної конуса повинен бути більшим від кута тертя. Це також значно полегшить процес вимкнення муфти та допоможе уникнути заклинювання.

Повинна виконуватись наступна умова:

$$\alpha > \varphi, \quad (8)$$

де α -кут нахилу твірної конуса, φ -кут тертя.

Кут тертя обчислюється за наступною залежністю:

$$\varphi = 2b/D_{cp} \quad (9)$$

Кут нахилу твірної конуса півмуфти повинен знаходитися в межах $\alpha \geq 7-16^\circ$, залежно від матеріалу фрикційних частин, наявності змащувальних матеріалів у зоні контакту, кутової швидкості патрона та жорсткості підтискнутої пружини. Так для металевих поверхонь тертя рекомендованими значеннями є $\alpha \geq 7-10^\circ$, а при використанні неметалевих накладних дисків $\alpha \geq 11-16^\circ$. Недоліком конусних фрикційних запобіжних механізмів, як і в загальному всіх фрикційних запобіжних механізмів, є значне нагрівання поверхонь тертя під час пробуксовування. Для запобігання цього явища доцільно передбачувати для них пряме повітряне охолодження (рідинне значно знижує коефіцієнт тертя), або ж збільшувати відведення тепла через ребристі поверхні корпусу патрона.

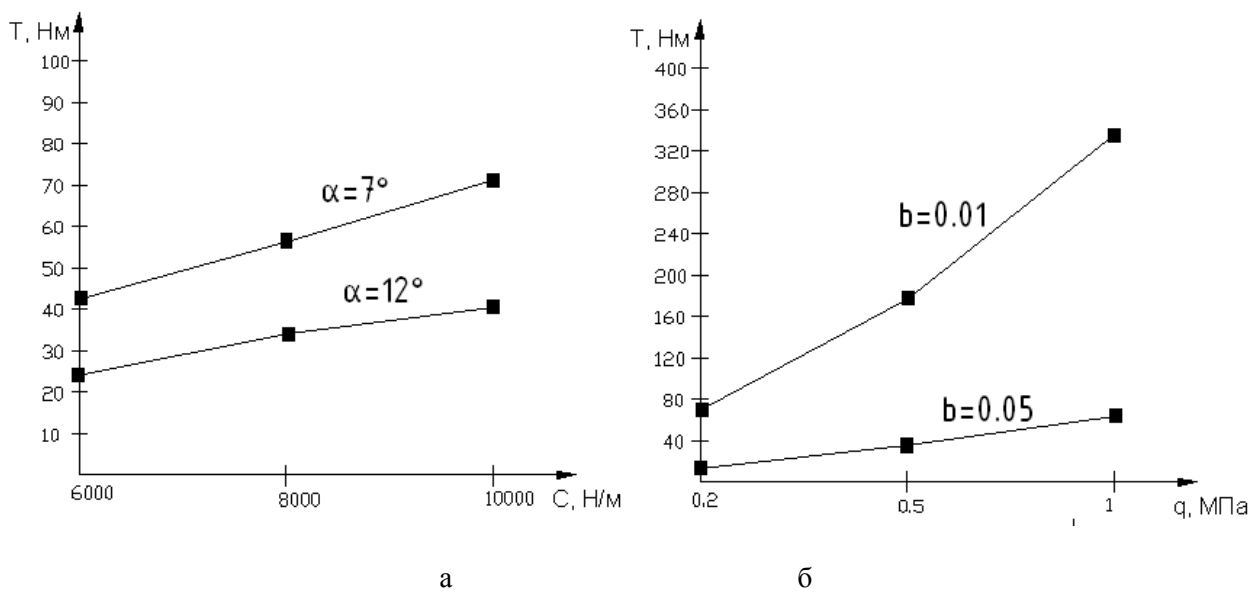


Рис. 4. Залежність зміни крутного моменту від жорсткості пружини при зміні значень кута нахилу твірної конуса (а), залежність зміни крутного моменту від питомого тиску на поверхні тертя при зміні довжини робочої частини твірної конуса (б).

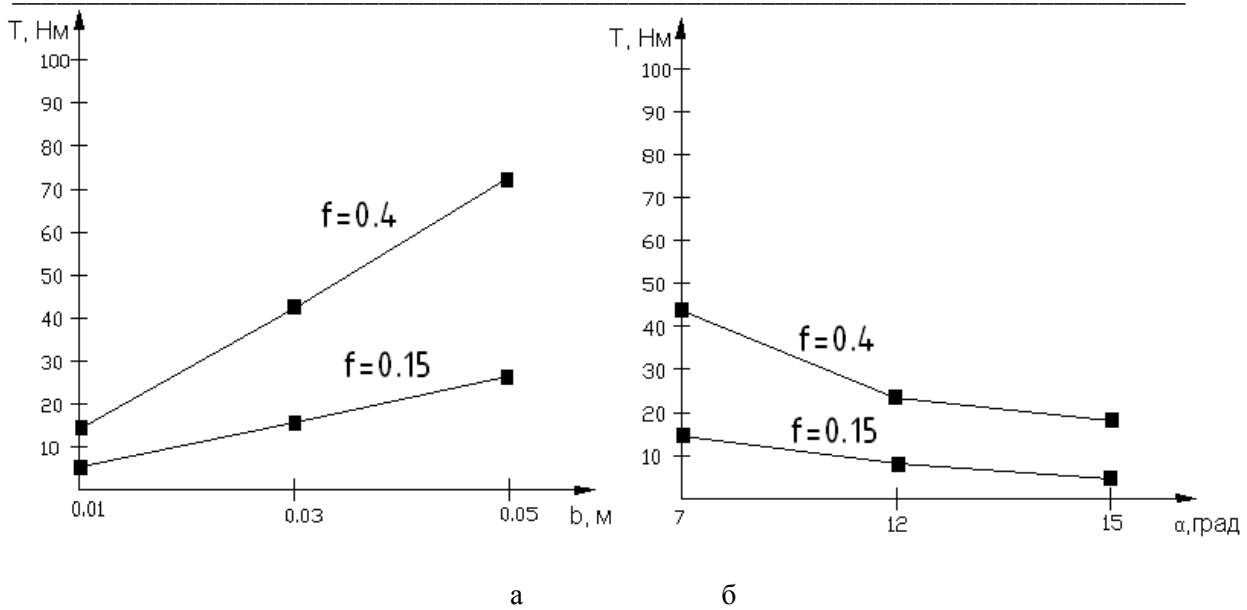


Рис. 5. Залежність зміни крутного моменту від довжини робочої частини твірної конуса при зміні значень коефіцієнта тертя; залежність зміни крутного моменту від кута нахилу твірної конуса при зміні значень коефіцієнта тертя (б)

З наведених вище графіків видно, що максимальний крутний момент, переданий запобіжним механізмом, великою мірою залежить від довжини робочої частини твірної конуса та кута її нахилу, а також коефіцієнта тертя між фрикційними частинами. Максимально можливий переданий крутний момент можна регулювати зміною довжини робочої частини твірної конуса, кута нахилу твірної, регулюванням сили тиску пружини, а також зміною коефіцієнта тертя між частинами запобіжного механізму закупорювального патрона. Оптимальне значення кута нахилу твірної конуса коливається в межах 6-16°, що недопустить заклинювання і дозволить передати значний крутний момент. Оптимальне значення коефіцієнта тертя не повинно перевищувати $f=0,4$, бо велика шорсткість впливає на точність спрацювання механізму, понижуючи її. Для відведення тепла, яке виникає під час пробуксовування півмуфт запобіжного механізму, доцільно використовувати змащення або рідинне охолодження, проте це зменшить коефіцієнт тертя і тим самим знизить крутний момент, який може передати запобіжний механізм патрона. Тому ефективним є використання повітряного охолодження або застосування в конструкції охолоджувальних ребер для відведення тепла.

Приклад розрахунку конструктивно-силових параметрів конусних фрикційно-запобіжних механізмів.

Необхідно розрахувати параметри запобіжного механізму закупорювального патрона для загвинчування скляних банок типу "твіст-офф". Максимальний крутний момент, прикладений до кришки даного типу, не повинен перевищувати 17 Нм. Для розрахунків прийемо значення $T=13$ Нм. Діаметри D_1 та D_2 становлять 150мм і 160мм відповідно. Матеріали пар тертя: сталь-сталь, без змащування, $f_t = 0,15$. Жорсткість пружини $C=5800$ Н/м. Сума значень попередньої і поточної деформації $\Delta'o+\Delta p = 0,04$ м.

Визначаємо осьове зусилля, що розвиває пружина, за залежністю (2):

$$P_{i\delta} = 5800 \cdot 0,04 = 232 \text{ Н} ;$$

З виразу (5) визначаємо кут нахилу твірної конуса α :

$$\sin \alpha = \frac{P_{i\delta} f_{\delta} (D_1 + D_2)}{4T},$$

$$\sin \alpha = \frac{232 \cdot 0,15(0,15 + 0,16)}{4 \cdot 13} = 0,2075; \quad (10)$$

$$\alpha = 12^\circ;$$

За залежністю (2) визначаємо довжину робочої частини твірної конуса b :

$$b = \frac{(0,16 - 0,15)}{0,2075} = 0,048i ,$$

Отже, для передачі запобіжним механізмом встановленого крутного моменту $T=13\text{Нм}$, необхідно забезпечити такі його конструктивно-силові параметри: $D_1=150\text{мм}$, $D_2=160\text{мм}$, $b=4,8\text{см}$, $\alpha = 12^\circ$, $f_t = 0,15$. Для недопускання нагрівання деталей використовується пряме повітряне охолодження.

Конусний фрикційно-запобіжний механізм є досить ефективним і простим по конструкції. Але залежно від співвідношення величини кута нахилу твірної конуса і кута тертя, може бути самогальмівним. Кут нахилу твірної конуса півмуфти повинен знаходитися в визначених межах, залежно від матеріалу фрикційних частин, наявності змащувальних матеріалів у зоні контакту, кутової швидкості патрона та жорсткості підтискної пружини.

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища шк., 1993. – 556 с.
2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку: Навч. посібник. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка". – 2006. – 196 с.
3. В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский "Справочник по муфтам"/ Под. ред. В.С. Полякова. 2-е изд., испр. и доп.- Л.: Машиностр., Ленингр. отд-ние, 1979р., 344с.
4. Благодарский В.А. и др. Машины-автоматы для упаковки пищевых жидкостей в бутылки. – М.: Техника, 1985- 232с.