

УДК 628.862.3

Л.Серілко, Л.Кожушко, докт. техн. наук

Рівненський державний технічний університет

ПОТУЖНІСТЬ ШНЕКОВИХ ПРЕСІВ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ОБ'ЄМНИХ ДРЕНАЖНИХ ФІЛЬТРІВ

Отримані аналітичні залежності споживаної потужності дають можливість визначити оптимальні параметри шнека (крок гвинта, кутову швидкість). Шнек є складовою частиною технологічної лінії для нанесення об'ємного фільтру з сипких і волокнистих матеріалів на пластмасові труби.

У галузевій науково-дослідній лабораторії УДАВГ вироблена технологічна лінія для нанесення об'ємного фільтру з сипких і волокнистих матеріалів на пластмасові труби діаметром 50 мм і 63 мм. Вона складається з подавального і приймального барабанів, бункера з фільтрувальним матеріалом і шнекового пресу, оснащеного змінною формівною головкою. Фільтрувальний матеріал надходить з бункера у шнековий прес, основою якого є пустотілий гвинт, досягає заданої щільності і виходить через формівну головку, утворюючи об'ємний фільтр навколо дренажної трубки. Фільтра на трубці закріплюється за допомогою сітки-панчохи або спеціальним обв'язувальним пристроєм, якщо фільтр виготовляється із волокнистих матеріалів витками.

Незважаючи на те, що шнекові механізми широко використовуються у різних галузях народного господарства не тільки для транспортування різноманітних середовищ, але й для реалізації різних технологічних процесів (змішування матеріалів, ущільнення, дозування та ін.), відомі теорії не дозволяють надійно прогнозувати напірно-витратні характеристики цих механізмів, особливо при значних кутових

швидкостях шнсків, коли не можна нехтувати відцентровими силами інерції.

Рівняння руху суцільного середовища у спеціальній гвинтовій системі координат $X^0 = \varphi$; $X^1 = r$; $X^2 = Z$ без урахування квадратичних членів інерції та сили тяжіння виглядає:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \sigma^{11}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma^{12}}{\partial z} \cdot \frac{1}{\cos \beta} + \frac{\sigma^{11} - \sigma^{00}}{r} + \omega^2 r = 0, \\ \frac{\partial \sigma^{01}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma^{02}}{\partial z} \cdot \frac{1}{\cos \beta} + \frac{2\sigma^{01}}{r} = 0, \\ \frac{\partial \sigma^{12}}{\partial r} + \frac{\sigma^{12}}{r} \cdot \cos^2 \beta + \frac{\partial \sigma^{22}}{\partial z} \cdot \frac{1}{\cos \beta} - \frac{2\sigma^{01} \cdot \sin \beta}{r} = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

де ρ - густина середовища, β - кут підйому гвинта.

Точний розв'язок системи (1) пов'язаний із значними математичними труднощами, тому розглянемо процес транспортування і ущільнення матеріалу в оберненому русі, тобто вважатимемо, що шнек нерухомий, а циліндр обертається з кутовою швидкістю, що дорівнює кутовій швидкості шнека, але спрямований у протилежний бік.

Розгортка каналу виглядатиме так (рис.1):

Плоский прямокутний канал, вкритий плоскою покривною (робочою поверхнею циліндра), яка переміщається під кутом α відносно осі каналу Z із швидкістю $\vec{V}_e$, сипкий матеріал рухається вздовж каналу із швидкістю $\vec{V}_r$, а відносно кришки – із швидкістю $\vec{v}_a$. Складаємо рівняння рівноваги сил, які тиснуть на виділений елемент матеріалу з розмірами B , H і dz у напрямку осі Z .

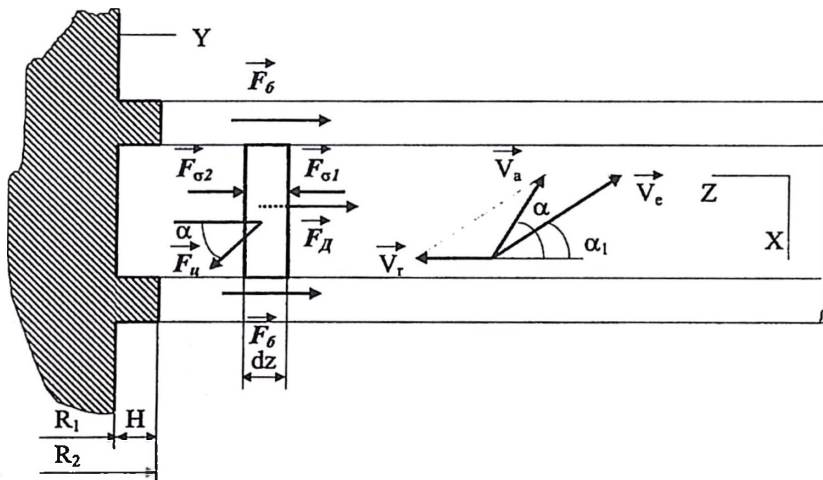


Рис.1.

Припустимо:

1) дотичні напруження на поверхнях тертя пропорційні коефіцієнтові тертя і нормальним напруженням на цих поверхнях, а їх напрямки збігаються з напрямком ковзання виділеного елемента;

2) нормальні напруження, які розвиваються в напрямку відносного зміщення частинок матеріалу при його ущільненні σ_{zz} , більші від напружень у двох наступних взаємноперпендикулярних напрямках і зв'язані з ними коефіцієнтами бокового тиску k :

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = k\sigma_{zz}; \quad (2)$$

3) похідними дотичних напружень у напрямку осі Z можна знехтувати порівняно з такими у напрямку Y ;

4) зміна напружень у напрямку X практично відсутня, але у напрямку осі Y внаслідок кривизни каналу і наявності відцентрових сил їх розподіл неоднорідний, так що напруження на нижній і верхній поверхнях виділеного елемента суттєво відрізняються.

Рівняння рівноваги на вісь Z :

$$F_{\sigma_1} + F_{\sigma_2} \cos \alpha - F_{\sigma_3} - F_d - 2F_B = 0, \quad (3)$$

де $F_{\sigma_1}, F_{\sigma_2}$ - сили від нормальних напружень σ_{zz} , які діють в поперечних перерізах каналу; F_{σ_3} - сила тертя циліндра на матеріал; F_d, F_B - сили тертя між матеріалом, дном і боковими поверхнями каналу.

Ці сили:

$$\begin{aligned} F_{\sigma_1} &= \sigma_{zz} \cdot B \cdot H; F_{\sigma_2} = (\sigma_{zz} + d\sigma_{zz}) \cdot B \cdot H; \\ F_{\sigma_3} &= \sigma_{yy}|_{y=0} \cdot f_1 \cdot B \cdot dz; \quad F_d = \sigma_{yy}|_{y=H} \cdot f_2 \cdot B \cdot dz \cdot \left(\frac{R_1}{R_2}\right); \\ F_B &= \tilde{\sigma}_{xx} \cdot f_2 \cdot H \cdot dz \cdot 0.5 \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right), \end{aligned} \quad (4)$$

де f_1, f_2 - коефіцієнти тертя між матеріалом і циліндром та матеріалом і стінками каналу; R_1, R_2 - радіуси вала шнека і гвинта.

Внаслідок неоднорідності напружень у напрямку осі Y у виразі для F_B входять середньоінтегральне для висоти каналу значення σ_{xx} :

$$\tilde{\sigma}_{xx} = \frac{1}{R_2 - R_1} \cdot \int_0^H \sigma_{xx} \cdot dy. \quad (5)$$

Множники $\frac{R_1}{R_2}$ та $0.5 \cdot \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)$ враховують нерівність площ нижньої і верхньої поверхонь виділеного елемента внаслідок кривизни каналу.

З урахуванням (2), (4) та (5) рівняння (3) виглядатиме:

$$-\frac{d\sigma_{zz}}{dz} + \frac{f_1}{H} \cdot \sigma_{yy}|_{y=0} \cdot \cos \alpha + f_2 \cdot \sigma_{zz}|_{y=H} \cdot \frac{R_1}{R_2} - f_2 \cdot \tilde{\sigma}_{xx} \cdot \frac{H}{P} \cdot \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right) = 0 \quad (6)$$

Для встановлення взаємозв'язку між σ_{zz} , $\sigma_{yy}|_{y=0}$; $\sigma_{yy}|_{y=H}$, $\tilde{\sigma}_{xx}$ розглянемо перше рівняння системи (1) без урахування квадратичних членів інерції:

$$\frac{\partial \sigma^{11}}{\partial t} + \frac{\partial \sigma^{12}}{\partial z} \cdot \frac{1}{\cos \beta} - \frac{\sigma^{11} - \sigma^{00}}{r} + \rho \cdot \omega^2 \cdot r = 0. \quad (7)$$

При малих значеннях кута β напрямки ϕ і Z практично співпадають, а напрямки Y і r - протилежні. Вважатимемо $\sigma^{11} = k \cdot \sigma_{zz} + \sigma_r$, де σ_r - додаткове напруження внаслідок дії відцентрових сил. Тоді рівняння (7) виглядатиме так:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_{zz}(k-1) + \sigma_r}{r} - \omega^2 \rho r = 0. \quad (8)$$

Розв'язок рівняння (8):

$$\sigma_r = \frac{\omega^2 \rho r^2}{3} + \frac{R_1}{r} \cdot \left(\sigma_{zz}(k-1) - \frac{\omega^2 \rho R_1^2}{3} \right) - \sigma_{zz} \cdot (k-1). \quad (9)$$

Підставляючи отримані залежності у рівняння (5), отримаємо:

$$\begin{aligned} & -\frac{d\sigma_{zz}}{dz} + \sigma_{zz} \cdot \frac{d_1}{H} \cdot \left[k + (k-1) \left(\frac{R_1}{R_2} - 1 \right) + \frac{\omega^2 \rho}{3} \left(R_2^2 - \frac{R_2^3}{R_1} \right) \right] \times \\ & \times \cos \alpha - \tilde{\sigma}_{xx} \cdot \frac{f \cdot H}{b} \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Залежність між V_e і кутом α визначмо з векторної діаграми (рис.1):

$$\alpha = \arctg \frac{v_e \cdot \sin \varphi}{v_e \cdot \cos \varphi - v_r}. \quad (11)$$

Потужність, яка підводиться до вала шнека N , дорівнює:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \quad (12)$$

де N_1 – потужність, затрачена на подання матеріалу з бункера до шнеку;

N_2 – потужність, затрачена на стиснення матеріалу в каналі шнека;

N_3 – потужність, затрачена на подолання сил тертя;

N_4 – потужність, затрачена у формівній головці.

Визначмо складові N_2 та N_3 , які залежать від параметрів шнекових механізмів і потребують оптимізації.

Визначмо елементарну роботу dA_1 , необхідну для стиснення одиниці маси матеріалу на шляху dz [1].

$$dA_1 = A \cdot p \cdot dz / G, \quad (13)$$

де A – площа поперечного перерізу каналу шнека;

G – маса ущільнюваного матеріалу у каналі шнека;

p – осьовий тиск у каналі шнека.

Враховуючи залежність щільності матеріалу від тиску [1], отримаємо:

$$A_1 = \frac{1}{G} \int_0^{\ell} A \left(e^{\alpha(p-p_0)} - 1 \right) dz, \quad (14)$$

де ρ_0, ρ – насипна та поточна щільність матеріалу в каналі шнека;

α, C – коефіцієнти, які характеризують стисливість матеріалу;

ℓ – довжина каналу.

Потужність, необхідна для стиснення матеріалу, дорівнюватиме:

$$N_2 = A_1 / Q, \quad (15)$$

де Q – масова продуктивність шнекового пресу.

Елементарна потужність, затрачена на подолання сил тертя виділеного елемента вздовж каналу шнека, дорівнюватиме [2]:

$$dN_3 = F_u \cdot V_a + 2F_b V_r + F_d \cdot V_r, \quad (16)$$

де F_u, F_b і F_d – сили, які діють на виділений елемент;

V_a та V_r – абсолютна та відносна швидкості виділеного елемента.

Абсолютна швидкість елемента визначається з векторної діаграми (рис. 1).

$$V_a = V_e \cdot \sin \alpha_1 / \cos \alpha, \quad (17)$$

де $V_e = \omega_0 \cdot \frac{R_1 + R_2}{2}$ - швидкість елемента.

Підставляючи значення F_u , F_B , F_d у рівняння (3), отримаємо:

$$N_2 = \int_0^L \left[(E_1 P + E_2) \frac{V_e \sin \alpha_1}{\cos \alpha} + (E_3 P + E_4 V_2) B H dz \right], \quad (18)$$

де:

$$E_1 = \frac{k f_1}{H};$$

$$E_2 = \frac{f_1}{H} \left[\frac{1}{R_2} \left(\sigma_0 (k-1) - \frac{\omega^2 \rho R_1^2}{3} \right) - \frac{\omega^2 \rho R_2^2}{3} - \sigma_0 (k+1) \right];$$

$$E_3 = \frac{k f_2}{H} \cdot \frac{R_2}{R_1} + \frac{k f_2}{B} \left(1 + \frac{R_2}{R_1} \right);$$

$$E_4 = \frac{k f_2}{B(R_2 - R_1)} \left(1 + \frac{R_2}{R_1} \right) \times$$

$$\times \left[\frac{R_2^3 - R_1^3}{9} \omega^2 \rho + \left(\sigma_0 (k-1) - \frac{R_1^2 \omega^2 \rho}{3} - R_1 \ln \frac{R_2}{R_1} - (k-1) \sigma_0 (R_2 - R_1) \right) \right].$$

Використовуючи отримані залежності споживаної потужності, можна визначити оптимальні параметри шнека (крок гвинта, кутову швидкість) для виготовлення об'ємних дренажних фільтрів із необхідними характеристиками.

Analytical dependence under the influence of the using capacity give us the possibility to determine maximum parameters of screw conveyers-elements (the pace of screw, an angle speed) of the mechanism. It was investigated the process of analytical dependence, screw conveyers elements are as constituent part for the process of coating of volumetric filter including pouring and fibrous materials on the plastic pipes.

Література

1. Особов В.И., Васильев Г.К., Голяновский А. В. Машины и оборудование для уплотнения сено-соломистых материалов. - М.: Машиностроение, 1974. - 231 с.
2. Басов Н.И., Казанков Ю.В., Любартвич В.А. Расчёт и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов. - М., Химия, 1986. - 488 с.