

3. Барановський В.М., Войтюк Д.Г., Кропивко С.В., Виговський А.Ю. Прогнозування кількості ґрунту на поверхні тіла коренеплоду // MOTRO'L 03", IV Міжн. наук.-техн. конф. Т.6. - Люблін-Київ: НАУ, 2003. - С. 164-172.

4. Барановський В.М., Войтюк Д.Г., Виговський А.Ю. Аналітичні дослідження маси налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів // Всеукраїнський наук.-техн. журнал "Вібрації в техніці та технологіях". - 2004. - № 3. - С. 9-12.

5. Барановський В.М. Математична модель маси налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплодів // Науковий вісник НАУ. Зб. наук. праць. Вип. 95. Частина 2. - К.: НАУ, 2006. - С. 203-211.

6. Булгаков В.М., Лінник М.К., Гурченко О.П. Розрахунок основних параметрів технологічного процесу збирання буряків // Зб. наук. праць Національного аграрного університету „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том VI. „Теорія і розрахунок сільськогосподарських машин”. - Київ: НАУ, 1999. - С. 220.

7. КД 46.16.01.005-93. "Випробування сільськогосподарської техніки. Основні положення". - К.: Держстандарт України, 1993. - 34 с.

8. ДСТУ 2258-93. Машини бурякозбиральні. - К.: Держстандарт України, 1993. - 18 с.

УДК 621.87

Д.В. Дмитрів, к.т.н., І.Б. Гевко, к.т.н., В.Б. Левенець
Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя

НАДІЙНІСТЬ РОБОТИ ШНЕКОВО-ГВИНТОВИХ ЗМІШУВАЧІВ

Наведено методу розрахунку ймовірності безвідмовної роботи гвинтового шнеково-лопатевого змішувача. Виведено аналітичні залежності для розрахунку на міцність лопаті змішувача при транспортуванні та змішуванні сипких матеріалів.

Постановка проблеми. В сучасному сільськогосподарському машинобудуванні значне місце займають транспортно-технологічні системи, в яких основними робочими органами є шнекові механізми. При цьому високі вимоги ставляться до надійності та довговічності роботи даних механізмів поряд із забезпеченням високих техніко-економічних показників та низьких витрат на експлуатацію та ремонт сільськогосподарської машини. Тому питання визначення ймовірності

відмов і підвищення надійності роботи даних механізмів є актуальним питанням в машинобудуванні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням надійної роботи шнекових гвинтових змішувачів присвячено ряд робіт [1, 2, 3], однак цілий ряд питань не вирішені.

Мета дослідження. Метою роботи є розробка методики визначення міцності лопатки гвинтового змішувача для визначення ймовірності його безвідмовної роботи.

Результати дослідження. Для визначення ймовірності безвідмовної роботи змішувача необхідно експериментально дослідити зміну обертового моменту в процесі змішування. Вважаємо, що розподіл навантаження на лопаті буде нормальним. Середнє значення найбільшого навантаження слід шукати як відношення суми максимумів за діаграмою навантаження і кількості лопатей

$$\bar{T}_{max} = \frac{\sum_{i=1}^k T_{imax}}{kn}, \quad (1)$$

де n – кількість лопатей, що одночасно взаємодіють із змішуваним матеріалом; k – кількість максимумів на ділянці осцилограми.

У випадку коли змішувач має гвинтову транспортуючу ділянку, то від знайденого значення слід відняти значення моменту на транспортування:

$$\bar{T}_{max} = \frac{\sum_{i=1}^k T_{imax}}{kn} - T_{mp}. \quad (2)$$

Найбільше навантаження на одну лопать (T_{max1}^{max}) визначається за максимальним інтегральним піковим навантаженням із умови, що такий приріст дає одна лопать (із долею ε_M):

$$T_{max1}^{max} = (T_{max}^{max} - \bar{T}_{max}^o + \bar{T}_{max}) \varepsilon_M = \left(T_{max}^{max} - \frac{\sum_{i=1}^k T_{imax}}{k} + \frac{\sum_{i=1}^k T_{imax}}{kn} \right) \varepsilon_T, \quad (3)$$

де \bar{T}_{max}^o – середній рівень максимальних навантажень за діаграмою; ε_T – доля додаткового приросту навантаження, що припадає на одну лопать, $\varepsilon_T \approx 1$;

Із врахуванням нормального розподілу навантажень середнє квадратичне відхилення становитиме:

$$S_T = \frac{1}{3} \left(T_{max}^{max} - \frac{\sum_{i=1}^k T_{i max}}{k} \right). \quad (4)$$

Відповідно коефіцієнт варіації становитиме:

$$\delta_T = \frac{S_M}{T_{max}} = \frac{n \left(k T_{max}^{max} - \sum_{i=1}^k T_{i max} \right)}{3 \sum_{i=1}^k T_{max}}. \quad (5)$$

При постійних геометричних параметрах січення спіралі коефіцієнт варіації буде однаковим для розподілів навантаження моменту, потужності та напружень ($\delta_M = \delta_\sigma$). Отже, приймаючи теоретично визначені напруження за середні $\bar{\sigma} = \sigma$, середнє квадратичне їх відхилення визначимо залежністю:

$$S_\sigma = \bar{\sigma} \delta_T. \quad (6)$$

Згідно нормативних даних на матеріал Сталь 3 вибираємо середнє значення верхньої границі напружень $\bar{\sigma}_s$ та середнє квадратичне значення їх відхилень S_{σ_s} . Тоді математичне очікування резерву міцності та його середнє квадратичне відхилення визначатиметься залежностями:

$$\bar{r} = \bar{\sigma} - \bar{\sigma}_s, \quad (7)$$

$$S_r = \sqrt{S_\sigma^2 + S_{\sigma_s}^2} = \sqrt{\sigma^2 \delta_T^2 + S_{\sigma_s}^2}. \quad (8)$$

Відповідно імовірність безвідмовної роботи лопаті буде визначатися за формулою:

$$P_n \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma^2} \int_0^\infty e^{-\frac{(r-\bar{r})^2}{2\sigma^2}} dr = \frac{\int_0^\infty e^{-\frac{(r-\sigma+\sigma_s)^2}{2(\sigma\delta_M - S_{\sigma_s}^2)}} dr}{\sqrt{2\pi [(\sigma\delta_M)^2 - S_{\sigma_s}^2]}}, \quad (9)$$

де σ - розрахункові напруження, що визначаються за формулою:

$$\sigma = \frac{\beta P_y (0,4D - R)}{k_w t^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}}, \quad (10)$$

де β - коефіцієнт, що для вказаних умов не перевищує 1,02;
 δ_M - коефіцієнт варіації навантажень; σ_e та S_{σ_e} - тимчасове напруження та його середнє квадратичне відхилення.

Гвинтова лопать сприймає розподілені навантаження при змішуванні, які в основному зосереджуються по круговому периметру лопаті із діаметром D . Лопать виконана у вигляді вирізаного гвинтового сектора з кутом $\varphi = 2\theta$ і її висота по осі становить H . При навантаженні лопаті згин проходить по лінії, розміщеній в площині, дотичній до циліндричної основи вала.

Рівняння кривої, по якій проходить згинання лопаті, шукаємо як перетин цієї площини із гвинтовою поверхнею шнека. Рівняння гвинтової поверхні у параметричному вигляді матиме вигляд:

$$x = u \cos v, \quad y = u \sin v, \quad z = \frac{Tv}{2\pi}, \quad (11)$$

де u та v - лінійний та кутовий незалежні параметри поверхні; T - крок гвинтової лінії.

Рівняння площини, дотичної до циліндричної основи вала, згідно рис. 1, приймаємо:

$$x = R_n,$$

де R_n - віддаль площини від осі шнеку, яку приймаємо $R_n = R$.

Відповідно рівняння кривої, утвореної перетином площини і гвинтової поверхні, матиме вигляд:

$$y = R \operatorname{tg} \frac{2\pi z}{T}. \quad (12)$$

Для гвинтового сектора рівного 2θ , кутова координата v змінюється від $-\theta$ до θ , і в крайніх точках кривої параметри u , z , y приймають такі значення: $u = R/\cos \theta$; $z = \pm T\theta/(2\pi)$; $y = R \operatorname{tg} \theta$.

Максимально можливі значення, які можуть приймати ці параметри при заданій ширині стрічки B , це:

$$\theta_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{2BR + B^2}}{R}, \quad z_{\max} = \frac{T}{2\pi} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{2BR + B^2}{R^2}},$$

$$y_{\max} = \sqrt{2BR + B^2}.$$

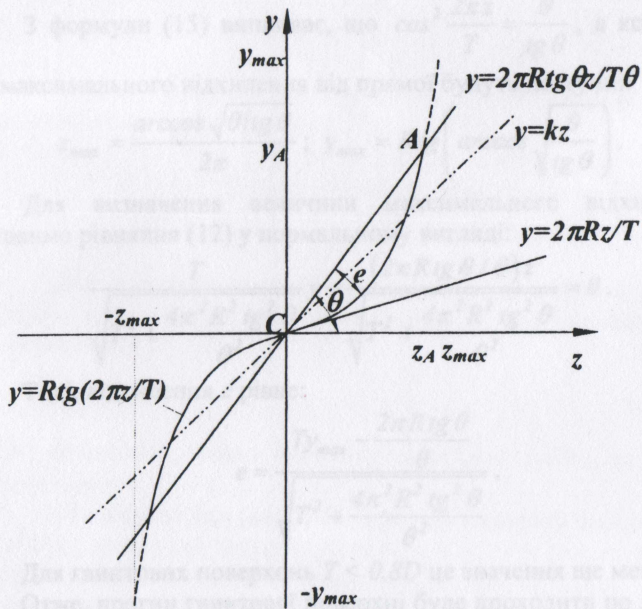


Рис. 1. Графік для визначення параметрів профілю лопаті

Отже, центральна C та крайні A точки лежать на одній прямій, рівняння якої матиме вигляд:

$$y = \frac{2\pi R \operatorname{tg} \theta}{T \theta} \cdot z. \quad (13)$$

У центральній точці $C (0;0)$ дотична до лінії (13) матиме вигляд:

$$y = y'(z=0)z = \frac{2\pi Rz}{T \cos^2 \frac{2\pi z_0}{T}} = \frac{2\pi R}{T} \cdot z. \quad (14)$$

У процесі згинання профілю по лінії, що описується залежністю (12), вісь згинання буде лежати між прямими (13) та (14) і описуватись залежністю:

$$y = kz,$$

де k - коефіцієнт, причому $\frac{2\pi R}{T} < k < \frac{2\pi R \operatorname{tg} \theta}{T \theta}$.

Кут $\Delta\varphi$ між прямими (13) та (14) є незначний.

Для випадку, коли гвинтова лопать обмежується не

центральною куту θ , а виконана у вигляді частини кутового сектора, центр якого зміщений відносно центру самої гвинтової спіралі на величину Δ (рис. 2), рівняння, що обмежує край лопаті, буде описуватись залежністю:

$$y = \pm(x + \Delta) \operatorname{tg} \zeta .$$

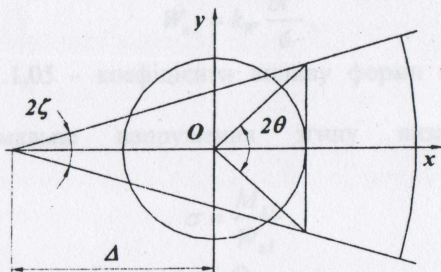


Рис. 2 . Схема для визначення кута θ

Тоді в крайніх точках перетину дотичної площини $x=R$ та гвинтової поверхні координата y визначатиметься за формулою:

$$y = \pm(R + \Delta) \operatorname{tg} \zeta .$$

Зведений центральний кут θ крайньої точки буде визначатись із умови:

$$\operatorname{tg} \theta = \left(\frac{R + \Delta}{R} \right) \operatorname{tg} \zeta .$$

Звідси

$$\theta = \operatorname{arctg} \left[\left(1 + \frac{\Delta}{R} \right) \operatorname{tg} \zeta \right] .$$

За зведеним куту θ параметри січення визначаються аналогічно попередньому випадку.

Центральний кут біжучої точки передньої кромки радіусом ρ визначатиметься:

$$\theta_{\rho} = \operatorname{arctg} \left[\left(1 + \frac{\Delta}{\rho} \right) \operatorname{tg} \zeta \right] .$$

Для визначення максимального відхилення кривої (12) від прямої (13), прирівнюємо до нуля похідну їх різниці

$$\frac{d \left(R \operatorname{tg} \frac{2\pi z}{T} - \frac{2\pi R \operatorname{tg} \theta}{T \theta} \right) z}{dz} = \frac{2\pi R}{T \cos^2(2\pi z/T)} - \frac{2\pi R \operatorname{tg} \theta}{T \theta} = 0 . \quad (15)$$

З формули (15) випливає, що $\cos^2 \frac{2\pi z}{T} = \frac{\theta}{\operatorname{tg} \theta}$, а координати точки максимального відхилення від прямої будуть наступні:

$$z_{\max} = \frac{\arccos \sqrt{\theta/\operatorname{tg} \theta}}{2\pi}; \quad y_{\max} = R \operatorname{tg} \left(\arccos \sqrt{\frac{\theta}{\operatorname{tg} \theta}} \right).$$

Для визначення величини максимального відхилення e представимо рівняння (12) у нормальному вигляді:

$$\frac{T}{\sqrt{T^2 + \frac{4\pi^2 R^2 \operatorname{tg}^2 \theta}{\theta^2}}} y - \frac{(2\pi R \operatorname{tg} \theta / \theta) z}{\sqrt{T^2 + \frac{4\pi^2 R^2 \operatorname{tg}^2 \theta}{\theta^2}}} = 0.$$

Тоді, відхилення e рівне:

$$e = \frac{T y_{\max} - \frac{2\pi R \operatorname{tg} \theta}{\theta} z}{\sqrt{T^2 + \frac{4\pi^2 R^2 \operatorname{tg}^2 \theta}{\theta^2}}}. \quad (16)$$

Для гвинтових поверхонь $T < 0,8D$ це значення ще менше.

Отже, прогин гвинтової поверхні буде проходити по лінії (12), що має незначне викривлення з максимальним відхиленням від прямої (13), що рівне (14).

Ширина поверхні згину b на гвинтовому секторі рівному 2θ визначатиметься за формулою:

$$b = 2\sqrt{R^2 \operatorname{tg}^2 \theta + \frac{T^2 \theta^2}{4\pi^2}}.$$

При згині жорсткого профілю, форма якого не змінюється, головні осі інерції профілю із осями Oy та Oz повернуті на кут.

Для гвинтових лопатей із кутом $\theta > \theta_{\max}$, максимальна ширина поверхні згину становитиме:

$$b = 2\sqrt{2BR + B^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \operatorname{arctg}^2 \sqrt{\frac{2BR + B^2}{R^2}}}.$$

Враховуючи значну складність обчислення моменту інерції вказаного січення і визначення розміщення головних осей, а також депланцію профілю від її згину (випрямлення профілю), в результаті проведеного аналізу встановлено, що момент інерції січення відносно осі згину, з достатньою для практичних цілей точністю, можна визначити за залежністю:

$$I_{z1} = \frac{bt^3}{12} \left(1 + k_e \frac{e^2}{t^2} \right) = \frac{k_i bt^3}{12},$$

де t – товщина лопаті; $k_e = 1,5 \dots 2,5$ та $k_i = 1,05 \dots 1,1$ – коефіцієнти впливу форми на момент інерції січення.

Момент опору січення визначатиметься за формулою:

$$W_{z1} = k_w \frac{bt^2}{6},$$

де $k_w = 1,02 \dots 1,05$ – коефіцієнти впливу форми на момент опору січення.

Максимальне напруження згину визначатиметься за формулою:

$$\sigma = \frac{M_{z1}}{W_{z1}},$$

де M_{z1} – момент згину відносно осі Oz_1 .

Момент згину відносно Oz_1 визначається за залежністю

$$M_{zy} = P_{y1} (R_p - R),$$

де R_p – плече прикладання рівнодії навантажень; P_{y1} – зусилля згину.

$$P_{y1} = P_z \cos \theta_k + P_r \sin \theta_k = (P_z k + P_r) / \sqrt{k^2 + 1},$$

де θ_k – кут нахилу лінії згину, $\theta_k = \arctg k$.

Осьове P'_z і тангенціальне зусилля P'_r визначаються через обертовий момент M'_z , розрахункове значення якого обумовлює потужність транспортування, що розподіляється на n лопатей:

$$P'_r = \frac{2M'_z}{D_p}; P'_z = \frac{2M'_z}{D_p \operatorname{tg}(\theta + \varphi_T)} = \frac{2M'_z (\pi D_p - \mu T)}{D_p (T + \mu \pi D_p)},$$

де D_p – розрахунковий діаметр прикладання розподіленого навантаження; μ – коефіцієнт тертя.

$$\varphi_T = \arctg \mu.$$

Зусилля згину шукаємо за формулою:

$$P_{y1} = \frac{2N}{\omega n D_p (\sqrt{k^2 + 1})} \left[\frac{k(\pi D_p - \mu T)}{T + \mu \pi D_p} + 1 \right], \quad (17)$$

де N – потужність на приводі; ω – кутова швидкість обертання; n – кількість лопатей.

Центр прикладання рівнодійної, розміщеної по дузі кутом θ і діаметром D_p матиме вигляд:

$$R_p = D_p \sin \frac{\theta}{2} \cdot \frac{180^\circ}{\pi \theta}.$$

Отже, максимальне розрахункове напруження згину визначатиметься за формулою:

$$\sigma = \frac{6N(0,4D - R) [(k + \mu)\pi D_p + T(1 - \mu k)]}{k_w t^2 \sqrt{R_n^2 + \frac{T^2}{64} \omega n \sqrt{k^2 + 1D(T + \mu\pi D)}}.$$

Для коротких лопатей при розрахунку спіралей на міцність, необхідно враховувати напруження зрізу τ , що виникають при дії поперечної сили P

$$\tau = \frac{P}{\Omega}, \quad (18)$$

де Ω - мінімальна площа перетину гвинтової лопаті, при постійній товщині лопаті t , $\Omega = tb_{min}$.

Мінімальна довжина лінії перетину залежить від форми лопаті. Розглянемо загальний випадок розміщення лопаті, виконаної у вигляді сектора гвинтової стрічки, центр якого не співпадає з центром гвинтової стрічки. Виберемо циліндричну систему координат $O\rho\varphi z$, центр якої співпадає із центром виділеного сектора (рис. 3).

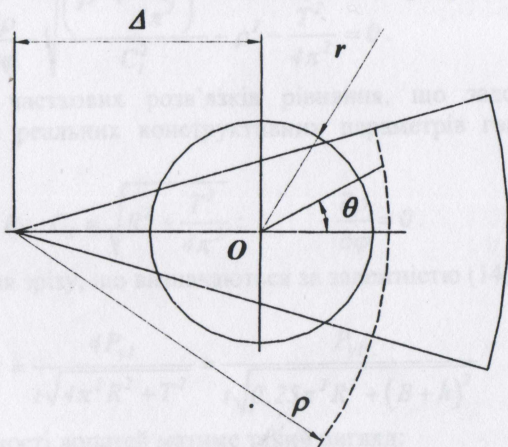


Рис. 3. Схема для визначення параметрів змішувальних елементів

Диференціал дуги лінії на поверхні гвинтової лопаті визначатиметься за формулою:

$$dl = \sqrt{d\rho^2 + dz^2 + \rho^2 d\varphi^2} = \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{dz}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{d\rho}{d\varphi}\right)^2} d\varphi =$$

$$= \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{dz}{dv} \cdot \frac{dv}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{d\rho}{d\varphi}\right)^2}.$$

Для гвинтової поверхні згідно (11):

$$\frac{dz}{dv} = \frac{T}{2\pi}.$$

Кутовий параметр φ із кутовим параметром v гвинтової поверхні, визначаємо із умови рівності координати у довільній точці

$$y = \rho \sin \varphi = (\rho \cos \varphi - \Delta) \operatorname{tg} v.$$

Звідки:

$$\operatorname{tg} v = \frac{\rho \sin \varphi}{\rho \cos \varphi - \Delta}.$$

Диференціюванням по v отримаємо:

$$\frac{1}{\cos^2 v} \cdot \frac{dv}{d\varphi} = \left(\frac{\rho \sin \varphi}{\rho \cos \varphi - \Delta} \right)' = \frac{\rho^2 - \Delta(\rho' \sin \varphi + \rho \cos \varphi)}{(\rho \cos \varphi - \Delta)^2}.$$

$$\cos^2 v = \frac{1}{\operatorname{tg}^2 v + 1} = \frac{(\rho \cos \varphi - \Delta)^2}{\rho^2 + \Delta^2 - 2\Delta\rho \cos \varphi}.$$

Відповідно

$$\frac{dv}{d\varphi} = \frac{\rho^2 - \Delta(\rho' \sin \varphi + \rho \cos \varphi)}{\rho^2 - \Delta(2\rho \cos \varphi - \Delta)}.$$

Відповідно довжина лінії перетину матиме вигляд:

$$l = \int_{-\zeta}^{\zeta} \sqrt{\rho^2 + \frac{T^2(\rho^2 - \Delta\rho' \sin \varphi - \Delta\rho \cos \varphi)}{2\pi^2(\rho^2 - 2\Delta\rho \cos \varphi + \Delta^2)} + (\rho')^2} d\varphi.$$

Вид функції $\rho = \rho(\varphi)$, що мінімізує функцію довжини, шукаємо з використанням методів варіаційного числення.

У даному випадку задача зводиться до пошуку екстремуму функціоналу:

$$V(\rho(\varphi)) = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F(\varphi, \rho, \rho') d\varphi,$$

де $F = \sqrt{\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}} + \rho'^2$ - підінтегральна функція.

Функція $\rho = \rho(\varphi)$ буде надавати функціоналу $V(\rho(\varphi))$ екстремуму тоді, коли вона задовільняє рівняння Ейлера:

$$F_\varphi - F_{\varphi\varphi'} - \rho' F_{\rho\rho'} - \rho'' F_{\rho'\rho''} = 0,$$

$$\text{де } F_\varphi = \frac{\partial F}{\partial \varphi}; \quad F_\rho = \frac{\partial F}{\partial \rho}; \quad F_{\rho'} = \frac{\partial F}{\partial \rho'}; \quad F_{\varphi\varphi'} = \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi \partial \rho'}; \quad F_{\rho\rho'} = \frac{\partial^2 F}{\partial \rho \partial \rho'};$$

$$F_{\rho'\rho''} = \frac{\partial^2 F}{(\partial \rho')^2}.$$

Для випадку, коли центр кутового сектора лопаті співпадає з центром гвинтового витка, то $v = \varphi$, і тоді підінтегральна функція залежить тільки від ρ та ρ' ($F = F(\rho, \rho')$), і рівняння Ейлера суттєво спрощуються, а умова екстремуму приймає вигляд

$$F - \rho' F_{\rho'} = C_1.$$

Після відповідних перетворень отримаємо:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} - \sqrt{\frac{\left(\rho^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)^2}{C_1^2} - \rho^2 - \frac{T^2}{4\pi^2}} = 0.$$

Одним із часткових розв'язків рівняння, що задовільняє граничні умови за реальних конструктивних параметрів гвинтових лопатей буде:

$$\rho = R; \quad C_1 = \sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}; \quad \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} = 0.$$

Напруження зрізу, що визначаються за залежністю (14), можна записати у вигляді:

$$\tau = \frac{4P_{y1}}{t\sqrt{4\pi^2 R^2 + T^2}} = \frac{P_{y1}}{t\sqrt{0,25\pi^2 R^2 + (B+h)^2}}. \quad (19)$$

Умова міцності лопатей матиме такий вигляд:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{z2}^2 + 4\tau^2} = P_{y1} \sqrt{\frac{9(0,4D-R)^2}{k_w^2 t^4 \left(R^2 + \frac{T^2}{64}\right)} + \frac{64}{t^2 (4\pi^2 R^2 + T^2)}} =$$

$$= \frac{6P_y(0,4D-R)}{k_w t^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}} \sqrt{1 + \frac{4[4R^2 + (B+h)^2] t^2}{9[\pi^2 R^2 + (B+h)^2](0,4D-R)^2}} \leq [\sigma], \quad (20)$$

де P_y визначається із залежності (14) для випадку проектування секційних шнеків багатоцільового використання чи з умови конкретного навантаження згідно методики, поданої в [4].

Для лопатевих-гвинтових кормозмішувачів однією з найважливіших вимог є максимально можлива продуктивність. Для таких кормозмішувачів довжина лопаті суттєво перевищує її товщину, тобто $l_p = 0,4D - R \geq 5t$ і залежність (15) можна представити у вигляді:

$$\sigma = \frac{\beta P_y(0,4D-R)}{k_w t^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}}, \quad (21)$$

де β - коефіцієнт, що для вказаних умов не перевищує 1,02.

Крім цього, для таких гвинтових конвексів багатофункціонального призначення, коли розрахунок ведеться із найбільш несприятливих умов навантаження, доцільно брати максимально можливий рівень зусиль P_y . Із врахуванням (14):

$$P_y = P_z \cos \theta_k + P_r \sin \theta_k < P_r.$$

За розрахункове значення доцільно прийняти

$$P_y = P_r = \frac{2M_z}{D} = \frac{2N}{WnD}.$$

Отже, розрахунок конструктивних параметрів елементів лопатевих-гвинтового робочого органу, із умови складного згину, ведеться за залежністю:

$$\sigma = \frac{12k_{\Sigma} N(0,4D-R)}{nWt^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}} \leq [\sigma]$$

де k_{Σ} - коефіцієнт сумарних відхилень, $k_{\Sigma} \approx 1$.

Для коротких лопатей розрахунок на міцність ведеться за загальними залежностями (19), (21).

Таким чином встановлено, що при розрахунку гвинтової лопаті на міцність напруження згину є домінуючими, причому згин відбувається за дотичною до циліндричної поверхні маточини, а відхилення профілю гвинтової поверхні від лінії згину не перевищує 1 мм. Найбільш небезпечною є точка, розміщена посередині лінії згину.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні

ВИСНОВКИ:

1. Виведені аналітичні залежності для визначення параметрів змішування сипких матеріалів, а також конструктивних параметрів лопаток змішування за умови міцності.
2. Виведені аналітичні залежності для визначення силових параметрів процесу змішування сипких матеріалів з обґрунтуванням елементів взаємодії змішувальних елементів.

Література

1. Омельченко О.О., Ткач Б.Д. Довідник з механізації тваринницьких ферм і комплексів. –К.: Урожай, 1982. - 271 с.
2. Кошевий Е.А та інші. Довідник з виробництва комбікормів. –К.: Урожай, 1986. -284 с.
3. Баранецька О.Р. Технологічне забезпечення якості виготовлення заготовок машин загального машинобудування на основі сипких матеріалів. Автореф. дис... канд. тех. наук. –Львів: 2000. - 19 с.
4. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. –Л.: Химия, 1975. -230 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.365

І.М. Дударев

Луцький державний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ДИФЕРЕНЦІЙОВАНОГО ПІДВЕДЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ ДО РУЛОНУ ПІД ЧАС СУШІННЯ

У статті теоретичним шляхом обґрунтовано та результатами експериментальних досліджень підтверджено доцільність диференційованого підведення повітряного потоку до рулону під час сушіння для забезпечення зниження енерговитрат та досягнення рівномірного просушування матеріалу за об'ємом паковки.

Постановка проблеми. Процес сушіння, що реалізовано у відомих конструкціях сушарок льоносировини в рулонах, не забезпечує рівномірного просушування матеріалу за об'ємом паковки.