

MATHEMATICAL DESIGN OF PROCESS OF PORTAGE AND THROUGH PRESSURE OF MEAT IS IN THE SCREW GRINDING DOWN

V. Sukhenko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Key words:

*Meat
Spinning top
Screw
Grill
Pressure*

Article history:

Received 20.12.2013
Received in revised form
05.01.2014
Accepted 14.01.2014

Corresponding author:

V. Sukhenko
Email:
sukhenko@ukr.net

ABSTRACT

The work a mathematical model of the movement of raw materials screw top and theoretically justified the possibility of autoregulation process by providing elasticity turns of the screw. When loading of raw meat in grinding down for his crushing characterized by a significant volume contraction of raw meat in a short period of time. Modes of operation tops studied thoroughly enough and the results of these studies have been defined depending on productivity, specific energy consumption tops on the number of planes cutters, hole diameter grids and speeds knife and auger. But the amount allowable pressure of flow, in which there is no breakdown of the structure of raw meat, not justified and little explored. In that during grinding meat grinder highest pressure occurs at the end of the screw on the inner surface of the lattice, because this point occurs through extrusion of meat Slitting machine. Knowing the pressure efflux minced, wherein destruction of the structure begins to occur from the meat and the relationship between the pilot pressure and the maximum size of the gap, one can choose the geometrical and physical characteristics of the screw, that the maximum allowable pressure, will flex the screw turns in the direction opposite to the direction of movement of meat, thus forming a gap between it and the housing, through which part of the product will flow in coil screw, and another part will gradually pass through the lattice without destruction of the structure.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ І ПРОТИСКУВАННЯ М'ЯСА В ШНЕКОВИХ ПОДРІБНЮВАЧАХ

В.Ю. Сухенко

Національний університет біоресурсів і природокористування України

У статті створено математичну модель руху сировини шнеком вовчка і теоретично обґрунтовано можливість авторегулювання процесу за рахунок забезпечення еластичності витків шнека. При завантаженні м'ясної сировини у вовчок для її подрібнення характерне значне об'ємне стискання м'ясної сировини.

вини за короткий проміжок часу. Режими роботи вовчків вивчалися досить ґрунтовно і за результатами цих досліджень були визначені залежності продуктивності, питомих витрат енергії від кількості різальних площин, діаметрів отворів ґраток і швидкостей обертання ножів та шнека. Але величини допустимих тисків витікання, при яких не відбувається руйнування структури м'ясної сировини, неповністю обґрунтовані і мало дослідженні. В процесі подібнення м'яса у вовчку найбільший тиск виникає у кінці шнека на внутрішній поверхні ґратки, тому що в цій зоні відбувається продавлювання м'яса через різальний механізм. Знаючи величину тиску витікання фаршу, при якому починає відбуватися руйнування структури м'яса, і використовуючи експериментальну залежність між максимальним тиском і величиною зазору, можна так підібрати геометричні і фізичні характеристики шнека, що при гранично допустимому тиску витікання шнека почнуть відгинатися в напрямку, протилежному до напрямку переміщення м'яса, утворюючи при цьому зазор між ним і корпусом, через який частина продукту перетече за виток шнека, а інша частина буде поступово проходити через ґратки без руйнування структури.

Ключові слова: м'ясо, вовчок, шнек, ґратки, тиск.

Після завантаження м'ясної сировини у вовчок здійснюється її подача шнеком до різальних інструментів. Для цього етапу характерне значне об'ємне стискання м'ясної сировини за короткий проміжок часу. Процес стикування і продавлювання м'яса через ґратки вовчків досить повно досліджувався авторами праць [1—5], проте величини допустимих тисків витікання, при яких не відбувається руйнування структури м'ясної сировини, не обґрунтовані. Окрім цього, за об'єкт дослідження брали тільки яловичину. У зв'язку з цим доцільно розробити математичну модель процесу транспортування і продавлювання сировини через ґратки вовчка, щоб мати можливість застосовувати її для будь-якої сировини.

Одним із перших режимів роботи вовчків дослідив А.І. Пелесєв [6, 7]. За результатами цих досліджень були визначені залежності продуктивності, питомих витрат енергії вовчка від кількості різальних площин, діаметрів отворів ґраток і швидкостей обертання ножів та шнека.

Для визначення тиску P (Па), необхідного для витікання недеформованого кускового м'яса після обвалки, запропонована така залежність:

$$P = 1,265 \cdot 10^5 \cdot d^{-0,84} \cdot V^{0,3}, \quad (1)$$

де d — діаметр отвору, м; V — швидкість витікання, м/с.

Тиск витікання для задалегідь деформованого м'яса через отвори діаметром d (м), а потім деформованого через отвори діаметром d_1 (м) визначається за формулою:

$$P = 12,75 \cdot 10^5 \left(d/d_1 \right)^{1,1} \cdot V^{0,67}. \quad (2)$$

На рис. 1 наводиться графічна залежність тиску витікання P яловичини від швидкості витікання V і ступеня деформування (d_1/d_2) , зміна V знаходиться в

межах 0,05÷0,25 м/с. Приведені залежності отримані в результаті обробки експериментальних даних авторами праці [3].

P , МПа

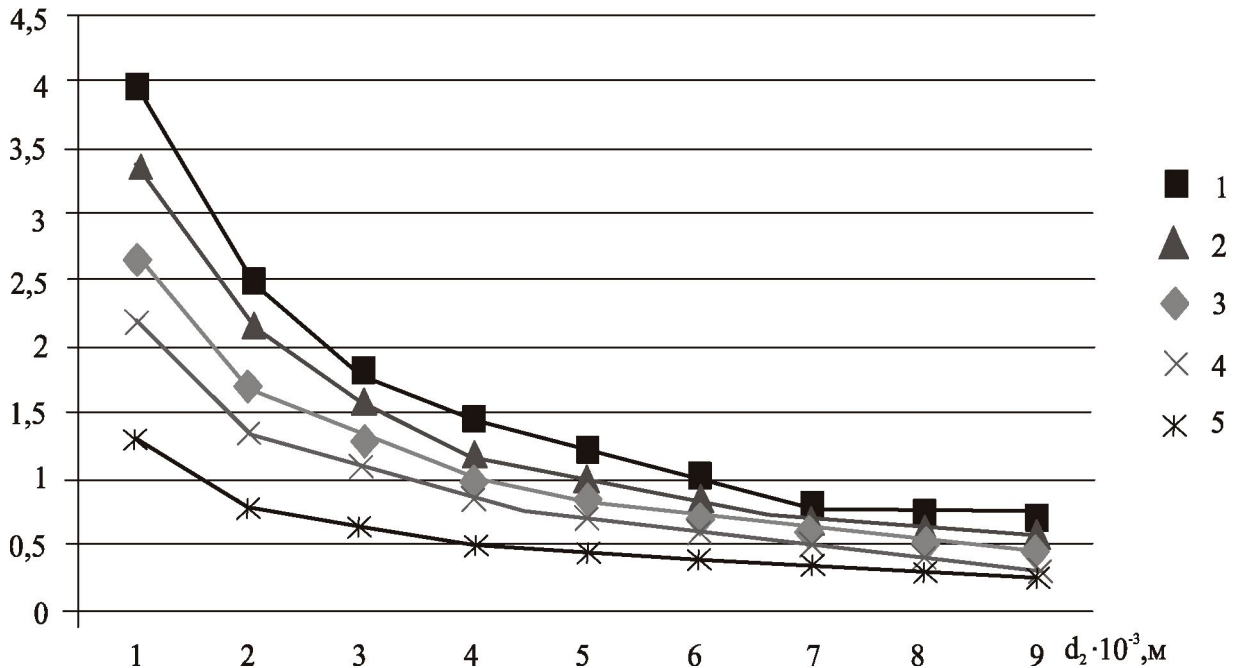


Рис. 1. Залежність тиску від швидкості витікання м'яса через ґрати і діаметра отворів вихідної ґратки d_2 деформації продукту:
 1 — 0,25; 2 — 0,20; 3 — 0,15; 4 — 0,10; 5 — 0,05 м/с; $d_1 = 0,13$ м

Отримані аналітичні і графічні залежності не враховують коефіцієнта ефективності використання площі ґратки.

А.І. Пелеєв [8] наводить формулу для розрахунку ефективного тиску при продавлюванні м'ясної маси через отвори (згідно з опором початку зсуву маси):

$$P = 4k \cdot \theta_0 / d, \quad (3)$$

де k — коефіцієнт, що враховує співвідношення розмірів, діаметр отворів і швидкість витікання продукту; θ_0 — граничне напруження зсуву (ГНЗ), Н/м²; d — діаметр отвору, м;

А.В. Горбатов [9] досліджував транспортування пластично-в'язких м'ясо-продуктів по трубопроводах. На підставі отриманих експериментальних даних вченим було зроблено висновок, що розрахунок трубопроводів для м'ясного фаршу при швидкості менше 0,1 м/с можна проводити за таким критеріальним рівнянням:

$$P = 1800 \cdot l \cdot d^{-0,8} \cdot \theta_0^{-0,118} (\eta \cdot W)^{0,882}, \quad (4)$$

де η — пластична в'язкість, Па·с; W — швидкість течії, м/с; l і d — відповідно, довжина і діаметр трубопроводу.

На підставі результатів проведених досліджень авторами [4] були отримані залежності тиску витікання яловичини P від швидкості витікання V для ґраток з різними діаметрами вихідних отворів (рис. 2).

На думку авторів дослідження [4], зростання тиску витікання при збільшенні швидкості подачі продукту в ґратки насамперед пов'язане зі змінами структурно—механічних властивостей м'яса, мірою яких у процесі продавлювання виступає граничне напруження зсуву (ГНЗ).

У [3] проведені дослідження з визначення залежності потужності приводу вовчка від швидкості витікання м'яса через ґратки (рис. 3). Разом з тим, тиск всередині камери і якість фаршу не визначались.

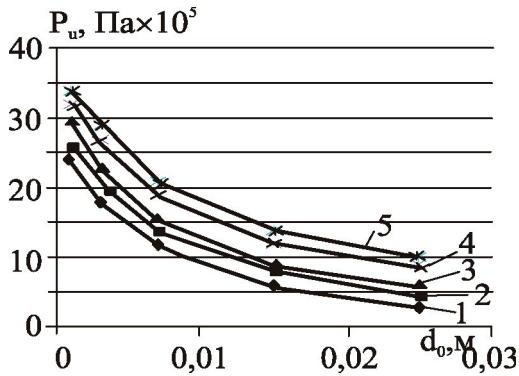


Рис. 2. Залежність тиску витікання від діаметра отворів ґратки при різних швидкостях подачі продукту: 1 — 0,0011 м/с; 2 — 0,0025 м/с; 3 — 0,0050 м/с; 4 — 0,0093 м/с; 5 — 0,0150 м/с (коефіцієнт ефективності використання площі ґратки $\phi = 0,47$, товщина ґратки $\delta = 0,005$ м)

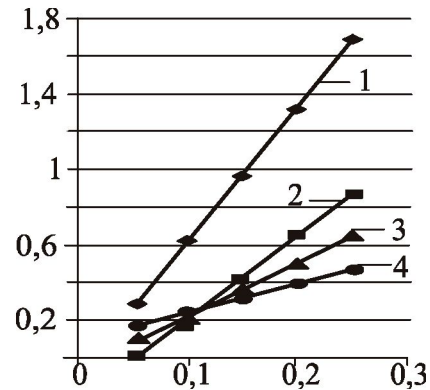


Рис. 3. Зміна потужності приводу вовчка залежно від швидкості витікання м'яса через ґратки: 1 — сумарна необхідна потужність, кВт; 2 — потужність подачі, кВт; 3 — потужність на подолання тертя в різальному механізмі, кВт; 4 — потужність, яка витрачається на різання продукту, кВт

Для визначення тиску в камері транспортування м'яса у [2] була запропонована формула:

$$p = 12,81 \cdot 10^9 \left[2 + \frac{1}{k} (b \cdot t - 2) - \left(1 - \frac{1}{k} \right) \int_0^t A \cdot e^{-\beta t} \cdot t^{\alpha-1} dt \right]^{1,667}, \quad (5)$$

де t — час релаксації, с; p — параметри функції впливу; k — коефіцієнт заповнення першого витка шнека.

Аналізуючи отримані в праці [10] дані, неможливо визначити, як змінюватиметься тиск в робочій камері вовчка при зміні коефіцієнта ефективності площі ґратки, тобто при зниженні її пропускнуої спроможності.

На основі математичного моделювання процесу подрібнення м'яса у вовчках обґрунтувати можливість авторегулювання процесу подачі сировини і тиску на ґратках.

Вважаємо, що механічна система (рис. 4, а), яка складається зі шнека разом з ножом і продуктом, що знаходиться між поверхнею шнека і внутрішньою поверхнею корпусу, має одну ступінь свободи. Це означає, що кінематичні характеристики шнека, ножа і рухомого подрібнюваного продукту повністю визначаються обертальним рухом шнека.

Крім того, приймаємо, що процес руху продукту є сталим і баланс силових дій на шнек з боку двигуна і продукту призводить до одного рівняння рівноваги, яке записується за допомогою принципу можливих переміщень для системи з одним ступенем свободи так:

$$(M_e - M_c) \cdot \delta\phi - (1 - K) \cdot P_{\text{доп}} \cdot S_2 \cdot \delta S = 0, \quad (6)$$

де M_e — обертовий момент прикладається до шнека з боку вовчка, Нм; M_c — момент сил опору обертанню, обумовлений наявністю тертя продукту по поверхні шнека при його обертальному русі і опором, що виникає в парі гратка — ніж, Нм; $\delta\phi$ — можливе кутове переміщення шнека навколо вісі z ; $(1 - K) \delta S$ — можливе переміщення продукту уздовж корпуса за наявності обертання продукту навколо вісі z ; K — коефіцієнт, що враховує міру втягування продукту в обертальний рух ($K = 0$ — немає обертального руху продукту, $K = 1$ — повне втягування продукту в обертальний рух); $P_{\text{доп}}$ — допустимий тиск на продукт перед граткою, Па; S_2 — площа перерізу шнека, перпендикулярного осі z , м²; δS — можливе переміщення продукту уздовж корпуса за повної відсутності обертання продукту навколо осі z , тобто тільки при його поступальному переміщенні, м.

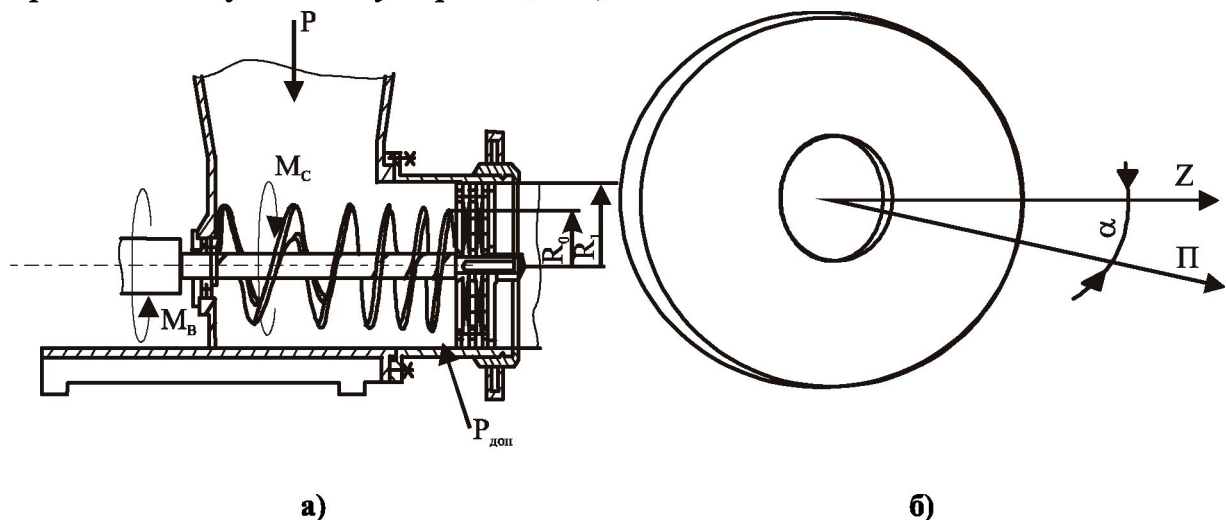


Рис. 4. Принципова схема вовчка: а — механічна система; б — виток шнека

Визначення залежності коефіцієнта K від фізичних характеристик м'ясної сировини, геометричних параметрів установки і кутової швидкості обертання шнека має велике значення для моделювання процесу витікання продукту. Цей процес матиме найбільшу ефективність при наближенні K до нуля і, навпаки, найменшу ефективність, якщо величина K наближається до одиниці. В останньому випадку, як видно з рівняння (6), зусилля стискування продукту між шнеком і гратками дорівнює нулю і обертальний момент двигуна M_e витратиться тільки на подолання опору тертя M_c при обертанні продукту.

Коефіцієнт K , який можна назвати коефіцієнтом повертання продукту, в першому наближенні можна визначити як відношення кутової швидкості

обертання $\omega_1 (c^{-1})$ продукту на поверхні шнека при $r = R_2$ (координата r відлічується від осі z) до кутової швидкості обертання шнека $\omega (c^{-1})$:

$$K = \omega_1 / \omega . \quad (7)$$

Коефіцієнт K можна виразити формулою, наведеною у [98]:

$$K = \cos^2 \alpha - 0,5 \cdot f \cdot \sin^2 \cdot 2\alpha , \quad (8)$$

де f — коефіцієнт тертя м'яса по гвинтовій поверхні.

Треба мати на увазі, що кутова швидкість обертання продукту ω_1 комплексно залежить від усіх фізичних і геометричних параметрів процесу. Залежність між можливими переміщеннями $\delta\phi$ і δS знаходиться зі співвідношення:

$$h / \delta S = 2\pi / \delta\phi , \quad (9)$$

де h — крок гвинтової лінії на радіусі шнека R_2 , м.

Із співвідношення (9) отримуємо:

$$\delta\phi = \frac{2\pi}{h} \delta S . \quad (10)$$

На основі (10) рівність (6) набуде такого вигляду:

$$(M_g - M_c) \frac{2\pi}{h} (1 - K) \cdot P_{don} S_2 = 0 . \quad (11)$$

Величину S_2 знаходимо за формулою:

$$S_2 = \pi R_2^2 \cdot \cos \alpha , \quad (12)$$

де α — кут нахилу гвинтової лінії шнека, град. (рис. 4, б).

З рівняння (11), враховуючи (12), знаходимо залежність між обертальним моментом двигуна M_g , кутовою швидкістю обертання шнека ω і граничним тиском на продукт P_{don} :

$$M_g = M_c + \frac{\omega - \omega_1 \cdot P_{don} \cdot R_2^2 \cdot h}{2\omega} \cdot \cos \alpha . \quad (13)$$

Момент сил опору M_c також є складною функцією фізичних, геометричних і кінематичних параметрів процесу. Величину цього моменту зручно виразити через різницю $\omega - \omega_1$. Це має фізичний сенс, оскільки при $\omega = 0$ момент сил опору є найбільшим. Якщо ж $\omega = \omega_1$, то в цьому випадку продукт не ковзає по поверхні шнека і момент сил опору дорівнює нулю. Вважаємо, що продукт не прилипає до стінок шнека і в цьому випадку момент сил опору може бути визначений за формулою:

$$M_c = f(\omega) \cdot (\omega - \omega_1) , \quad (14)$$

де функція $f(\omega)$ може бути знайдена тільки експериментальним шляхом і тільки для конкретного обладнання.

З урахуванням рівності (14) формула (13) набуде такого вигляду:

$$M_g = (\omega - \omega_1) \cdot \left(f(\omega) + \frac{P_{don} \cdot R_2^2 \cdot h}{2\omega} \cos \alpha \right). \quad (15)$$

Подамо величину $\omega - \omega_1$ через масову витрату продукту. Якщо зворотний рух продукту в шнековому каналі вовчка відсутній, то масова витрата продукту Q_i визначається за формулою:

$$Q_m = V \cdot S_p \cdot \rho = V \frac{\pi d^2}{4} n, \quad (16)$$

де V — швидкість руху продукту вздовж осі каналу (подавальна швидкість), м/с; ρ — щільність продукту, кг/м³; S_p — сумарна площа отворів ґратки, м²:

$$S_p = \frac{\pi d^2}{4} n, \quad (17)$$

d — діаметр отворів ґратки, м; n — кількість отворів, шт.

Швидкість поступального руху продукту знайдемо, використовуючи залежність між дійсними нескінченно малими переміщеннями поступального руху продукту і кутовим переміщенням :

$$d\phi = (1 - K) \cdot \frac{2\pi}{h} dS. \quad (18)$$

Поділивши ліву і праву частини рівняння (18) на нескінченно малий проміжок часу dt , з урахуванням значення K з формули (8) визначимо:

$$V = (\omega - \omega_1) \cdot \frac{h}{2\pi}. \quad (19)$$

На підставі формули (19) вираз для масової витрати продукту набуде такого вигляду:

$$Q_m = (\omega - \omega_1) \frac{h \cdot d^2 \cdot n \cdot \rho}{8}. \quad (20)$$

Визначаючи з рівняння (20) різницю $\omega - \omega_1$ і підставляючи її у вираз (15), знайдемо шукану залежність:

$$M_g = \frac{8Q_m}{h \cdot d^2 \cdot n \cdot \rho} \left(f(\omega) + \frac{P_{don} \cdot R_2^2 \cdot h}{2\omega} \cos \alpha \right). \quad (21)$$

У рівнянні (21) величина P_{don} для різних видів сировини має бути отримана шляхом проведення серії експериментальних досліджень для визначенням граничних тисків, що не порушують структури продукту. Тоді рівняння (21) може бути використане для експериментального визначення функції $f(\omega)$ в межах зміни вимірюваних параметрів: $M_{g1} \leq M_g \leq M_{g2}$; $\omega' \leq \omega \leq \omega''$; $Q_{i1} \leq Q_i \leq Q_{i2}$.

Рівняння (21) зв'язує витрату сировини Q_m та обертовий момент двигуна M_g прямопропорційною залежністю, тобто при $Q_m = 0$ і $M_g = 0$.

Але це не зовсім так. Рівняння (21) треба розуміти в тому сенсі, що при $Q_m = 0$ рух продукту в просторі між шнеком і корпусом або перебудовується (з'являється зворотний рух), або продукт захоплюється тільки в обертальний рух. Момент сил опору, що виникає при цьому, значно менший моменту сил опору за наявності поступальної ходи продукту. В цьому випадку і обертальний момент двигуна буде значно меншим від його обертального моменту за наявності поступального руху продукту.

Розрахуємо переміщення і напруження у витках шнека. Оскільки витки шнека мають досить складну форму, то для проведення аналітичних міркувань подано виток у вигляді циліндричної шайби із зовнішнім радіусом R_2 , яка жорстко закріплена на валу радіуса R_{20} (рис. 5).

Товщина витка дорівнює $2h$, площа витка нахилена до вісі вала під кутом α — (кут між нормаллю n до площини витка і віссю вала z').

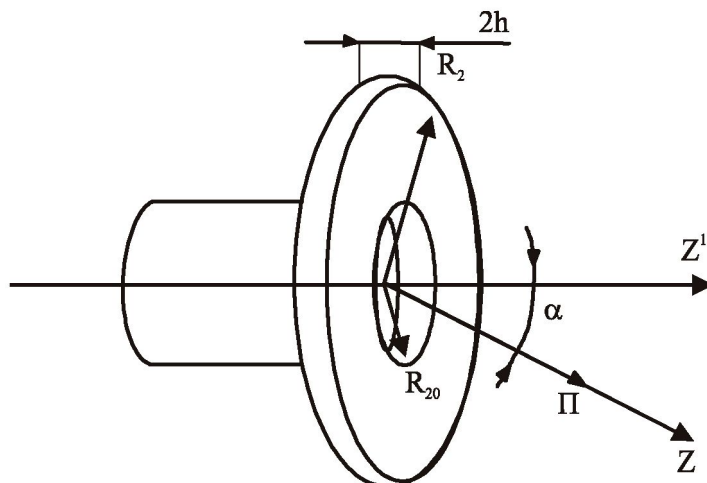


Рис. 5. Схема витка шнека

Вважаємо, що продукт рухається в додатному напрямі осі z' і в цьому ж напрямі відбувається підвищення тиску на поверхні витків шнека.

Зв'яжемо з витком шнека циліндричну систему координат r, ϕ, z , початок якої знаходиться в центрі середньої площини витка. На поверхні витка $z = -h$ тиск дорівнюватиме $-P_1 \cos \alpha$, а на поверхні $z = h$ — $P_2 \cos \alpha$,

($P_1 < P_2$), тобто вигин витка відбуватиметься у напрямку, протилежному руху продукту. Приймемо, що основним чинником вигину є нормальний тиск, який діє на кожен поверхню витка.

При аналітичних розрахунках використовуємо рівняння теорії пружності, записані в переміщеннях (рівняння Ламе). Рівняння Ламе для осьового переміщення U_z , записане в циліндричній системі координат, має вигляд:

$$\Delta U_z + (K + 1) \frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0, \quad (23)$$

де Δ — оператор Лапласа, записаний в циліндричній системі координат:

$$\Delta = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2}{\partial Z^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \phi^2}, \quad (24)$$

$$K = \frac{\lambda}{\mu}, \quad (25)$$

де λ і μ — коефіцієнти (параметри) Ламе, що мають вигляд:

$$\lambda = \frac{E\sigma}{(1+\sigma) \cdot (1-2\sigma)}; \mu = \frac{E}{2(1+\sigma)}, \quad (26)$$

де E — модуль пружності; σ — коефіцієнт Пуассона; θ — об'ємна деформація матеріалу витка, що визначається за формулою:

$$\theta = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}(r \cdot U_r) + \frac{\partial U_z}{\partial z}, \quad (27)$$

де U_z — радіальне переміщення точок витка.

Для визначення напружень в точках витка скористаємося рівнянням, що зв'язує осьове переміщення U_z з головним нормальним напруженням τ_{zz} :

$$\tau_{zz} = \lambda\theta + 2\mu \frac{\partial U_z}{\partial z}. \quad (28)$$

При розв'язуванні рівняння (23) прийемо, що основним видом деформації витків шнека є вигин у напрямку, протилежному напрямку осі z , який відбувається без якого-небудь значного радіального переміщення точок витка. У цьому випадку можна прийняти $U_z \gg U_r$, а у виразі для об'ємної деформації (27) прийняти $U_r \approx 0$.

Тоді рівняння (23) і (28) з урахуванням (24) і (27) при $U_r = 0$ набудуть такого вигляду:

$$\frac{\partial U_z}{\partial r^2} + \frac{l \cdot \partial U_z}{r \cdot \partial r} + (K + 2) \frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} = 0; \quad (29)$$

$$\tau_{zz} = (\lambda + 2\mu) \frac{\partial U_z}{\partial z}. \quad (30)$$

Рівняння (29) і (30) розв'язують за таких граничних умов:

$$z = -h, \quad \tau_{zz} = -P_1 \cos \alpha$$

$$z = h, \quad \tau_{zz} = -P_2 \cos \alpha$$

$$z = R_{20}, \quad U_z = 0.$$

Граничні умови означають, що вал, на якому закріплений виток, являється жорсткою опорою.

У результаті розв'язку рівнянь (29) і (30) з урахуванням граничних умов отримаємо такі вирази для осьового переміщення U_z і головного нормального напруження τ_{zz} :

$$U_z = -\frac{(P_2 - P_1)h \cdot \cos \alpha}{\lambda + 2\mu} \frac{1}{12} + \left[\frac{1}{\pi^2} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\cos i\pi \cdot K_0(n \cdot r)}{i^2 \cdot K_0(n \cdot R_{20})} \cos \frac{i\pi}{h} z - \right.$$

$$-\frac{1}{4}\left(\frac{z}{h}\right)^2 + \frac{K + 2 \cdot R_{20}^2 - r^2}{8 \cdot h^2} \left] - \frac{(P_1 - P_2) \cdot \cos \alpha}{2(\lambda + 2\mu)} Z \quad (31)$$

$$\tau_{zz} = (P_1 - P_2) \left[\frac{1}{\pi} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\cos i\pi \cdot K_0(n \cdot r)}{i \cdot K_0(n \cdot R_{20})} \sin \frac{i\pi}{h} z - \frac{z}{2h} \right] \cdot \cos \alpha - \frac{(P_1 + P_2) \cdot \cos \alpha}{2} \quad (32)$$

У виразах (31), (32) $K_0(nr)$ і $K_0(nR_{20})$ — функції Бесселя другого роду, уявного аргументу, нульового порядку:

$$n = \frac{i\pi}{h} \sqrt{K + 2} \quad (33)$$

Використовуючи рівність (31), знайдемо закономірність переміщення точок серединної площини залежно від радіальної координати r точок цієї площини. Для цього в правій частині рівняння (31) приймемо, що $z = 0$. Після цього отримаємо:

$$U_z(r, 0) = -\frac{(P_2 - P_1) \cdot h \cdot \cos \alpha}{\lambda + 2\mu} \left[\frac{1}{12} + \frac{1}{\pi^2} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\cos i\pi \cdot K_0(n \cdot r)}{i^2 \cdot K_0(n \cdot R_{20})} + \frac{K + 2 \cdot R_{20}^2 - r^2}{8 \cdot h^2} \right] \quad (34)$$

Підставивши в рівняння (34) $r = R_2$, знайдемо осьове переміщення точок на зовнішньому радіусі шнека R_2 :

$$U_z(R_2, 0) = -\frac{(P_2 - P_1) \cdot h \cdot \cos \alpha}{\lambda + 2\mu} \left[\frac{1}{12} + \frac{1}{\pi^2} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\cos i\pi \cdot K_0(n \cdot R_2)}{i^2 \cdot K_0(n \cdot R_{20})} + \frac{K + 2 \cdot R_{20}^2 - R_2^2}{8 \cdot h^2} \right] \quad (35)$$

Проведений розрахунок переміщень у витках гнучкого шнека під дією різниці тисків на його робочу поверхню дає можливість забезпечити саморегулювання подачі сировини. Якщо найбільший з цих тисків є максимально допустимим для цього продукту, то є можливість визначення такого зазору між витками шнека і корпусом вовчка, при якому продукт перетече з області підвищеного в область пониженого тиску. Причому цей зазор для заданого допустимого тиску треба визначати експериментально. Для розрахунку зазору δ розглянемо схему, подану на рис. 6.

На рис. 6 показані: R_1 — внутрішній радіус корпусу вовчка, м; R_2 — зовнішній радіус шнека, м; R_{20} — внутрішній радіус витка, м; ML — крива згину

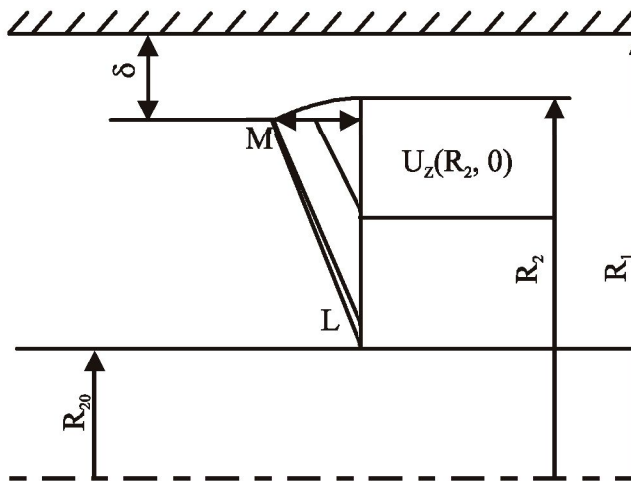


Рис. 6. Схема корпусу вовчка зі шнеком

середньої площини витка шнека, м;
 $U_z(R_2, 0)$ — переміщення зовнішніх точок витка шнека, що знаходяться в серединній площині в осьовому напрямку, м.

До вигину серединна площина витка займала положення, при якому кут $\alpha = 0$ (див. рис. 5). Оскільки при розрахунках величиною радіального переміщення U_z нехтували порівняно з осьовим переміщенням, то довжина дуги ML приблизно дорівнює різниці радіусів R_2 і R_{20} , тобто: $\overset{\frown}{ML} = R_2 - R_{20}$.

При невеликих вигинах серединної площини замінимо дугу ML її хордою. В цьому випадку величина зазору δ визначається за формулою:

$$\delta = R_1 - R_{20} - (R_2 - R_{20}) \cdot \cos \alpha . \quad (36)$$

Очевидно, що

$$\frac{U_z(R_2, 0)}{R_2 - R_{20}} = \sin \alpha , \quad \cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{U_z(R_2, 0)}{R_2 - R_{20}} \right)^2} . \quad (37)$$

На підставі співвідношень (37) рівняння (36) набуває такого вигляду:

$$\delta = R_1 - R_{20} - (R_2 - R_{20}) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{U_z(R_2, 0)}{R_2 - R_{20}} \right)^2} . \quad (38)$$

Підставивши в рівність (38) вираз $U_z(R_2, 0)$ з раніше отриманого рівняння (35), можна знайти залежність між величиною зазору δ і прикладеною різницею тисків на робочій поверхні витків шнека.

У процесі подрібнення м'яса у вовчку найбільший тиск виникає у кінці шнека на внутрішній поверхні ґратки, тому що тут відбувається продавлювання м'яса через різальний механізм. Знаючи величину тиску витікання фаршу, при якому починає відбуватися руйнування структури м'яса, і використовуючи експериментальну залежність між максимальним тиском і величиною зазору δ , можна так підібрати геометричні і фізичні характеристики шнека, що при гранично допустимому тиску витки шнека почнуть відгинатися в напрямку, протилежному до напрямку переміщення м'яса, утворюючи при цьому зазор між ним і корпусом, через який частина продукту перетече за виток шнека, а інша частина буде поступово проходити через ґратки без руйнування структури.

Висновки

1. Розроблена математична модель процесу переміщення сировини шнеком, що зв'язує між собою граничний допустимий тиск на сировину перед ґратками, обертовий момент на валу шнека, витрати продукту і кутову швидкість.

2. Запропонована формула для визначення переміщень і напружень у витках шнека з метою оцінки потрібного зазору між корпусом і витком шнека вовчка.

3. Встановлена математична залежність величини зазору (між корпусом вовчка і витками шнека) і прикладеною різницею тисків на робочій поверхні витків шнека для підбору геометричних і фізичних характеристик шнека з еластичною гвинтовою поверхнею з метою запобігання руйнуванню структури м'яса.

Література

1. *Алексеев В.М.* Оборудование для измельчения мяса: Экспресс—информация: [Текст] / В.М. Алексеев, Н.Г. Бандуркин, Н.Ф. Генералов. — М.: ЦНИИТЭИмясомолпром. Сер. Мясная промышленность. Зарубежный опыт. 1984. — Вып. 11.

2. *Андрющенко А.Г.* Исследование эксплуатационных и конструктивных параметров волчков малой производительности с целью их совершенствования: Дис. ... канд. техн. наук [Текст] /. — М.: МТИММП, 1979. — 178 с.

3. *Бубыренко В.К.* Исследование волчков с целью повышения их эффективности и долговечности деталей рабочих органов: [Текст] / Дис. ... канд. техн. наук. — М.: МТИММП, 1977.

4. *Горяев В.В.* Совершенствование конструкций и методики расчета режущего механизма волчков: Дис. ... канд. техн. наук [Текст] /. — М.: МТИММП, 1989.—185 с.

5. *Каминский А.А.* Механика разрушения полимеров: [Текст] / А.А. Каминский, Д.А. Гаврилов. — Киев: Наук. думка, 1988. — 280 с.

6. *Пелеев А.И.* Механическое оборудование мясокомбинатов: [Текст] / — М.: Пищепромиздат, 1938. — С. 297—310.

7. *Пелеев А.И.* Определение зависимости давления истечения мяса через решетки от диаметра отверстий, скорости истечения и степени деформации: [Текст] / А.И. Пелеев, С.А. Пелеев // Мясная индустрия СССР. — 1973. — № 5. — С. 31—32.

8. *Пелеев А.И.* Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности: [Текст] / — М.: Пищепромиздат, 1971. — 519 с.

9. *Горбатов А.В.* Исследование напряженного состояния ступицы двухстороннего ножа волчка [Текст] / А.В. Горбатов, Н.А. Шквырковский, А.Г. Андрющенко // — М.: Мясная индустрия СССР. — 1981. — № 1. — С. 38—40.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ И ПРОДАВЛИВАНИЯ МЯСА В ШНЕКОВЫХ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯХ

В.Ю. Сухенко

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

В статье построена математическая модель движения сырья шнеком волчка и теоретически обоснована возможность авторегулирования процесса за счет обеспечения эластичности витков шнека. При загрузке мясного сырья в волчок

для измельчения характерно значительное объемное сжатие мясного сырья за короткий промежуток времени. Режимы работы волчков изучались достаточно основательно и по результатам этих исследований были определены зависимости производительности, удельных расходов энергии от количества резательных плоскостей, диаметров отверстий решеток и скоростей вращения ножей и шнека. Но величины допустимых давлений вытекания, при которых не происходит разрушения структуры мясного сырья, не полностью обоснованы и мало исследованы. В процессе измельчения мяса в волчке наибольшее давление возникает в конце шнека на внутренней поверхности решетки, потому что в этой зоне происходит продавливание мяса через резательный механизм. Зная величину давления истечения фарша, при котором начинает происходить разрушение структуры мяса, и используя экспериментальную зависимость между максимальным давлением и величиной зазора, можно так подобрать геометрические и физические характеристики шнека, что при предельно допустимом давлении витки шнека начнут отгибаться в направлении, противоположном направлению перемещения мяса, образуя при этом зазор между ним и корпусом, через который часть продукта перетечет за виток шнека, а другая часть будет постепенно проходить через решетки без разрушения структуры.

Ключевые слова: мясо, волчок, шнек, решетка, давление.