

РОЗРАХУНОК ВЕЛИЧИННИ ТИСКУ ОПОРУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОТВОРІВ РЕШІТОК ВОВЧКА

Некоз О.І., д.т.н., професор,

Національний університет харчових технологій

Шевченко В.В.,

Вербицький С.Б.,

Технологічний інститут молока і м'яса УААН

Батраченко О.В.

Черкаський державний технологічний університет

Разработано математическое выражение для определения давления сопротивления решеток мясорезающих волчков, которое более полно отображает особенности физических процессов, происходящих при продвижении мясного сырья сквозь решетки. Определено, что зависимость давления сопротивления отверстий от их длины носит нелинейный экспоненциальный характер.

Mathematical expression for the determination of the pressure of meat cutter grates resistance which more fully represents the features of physical processes taking place at meat raw material advancement through grates is developed. It is determined that the dependence of openings resistance pressure on their length has nonlinear, exponential character.

Постановка проблеми. Економічна ефективність м'ясопереробного виробництва є тим аспектом, навколо якого будується робота багатьох компаній, що спеціалізуються на розробці, поставках технологічного обладнання, проектуванні дільниць, технологічних схем та ін. Задача підвищення економічної ефективності м'ясопереробного виробництва є багатофакторною і найкращого результату можна досягти тільки при комплексному підході до її вирішення.

Однією із складових цієї задачі є збільшення ефективності використання технологічного обладнання, зокрема вовчків. Як відомо [1, 2, 3], нерациональне конструктивне виконання деталей та вузлів вовчка, а також низька їх параметрична надійність призводять до зниження якості отриманого продукту, продуктивності та до значного збільшення експлуатаційних витрат на придбання комплектуючих, та ін.

Одним із таких факторів, що має комплексну негативну дію, є опір проходженню сировини, що створюється різальним комплектом. При значному опорі знижується вологовміст сировини (якість продукту) та збільшується споживання електроенергії приводом машини.

Як відомо [1, 2], величина опору різального комплекту прямо пропорційна величині площі

його «живого перерізу». В свою чергу, площа «живого перерізу» залежить від взаємного розташування отворів вихідної решітки та площі фронтальної проекції ножа, що контактує з нею [1, 4].

В той же час відома значна кількість конструкцій решіток, основна перевага яких – зменшення зусилля протиснення сировини у технологічних отворах. У роботі [5] також вказується, що при використанні вихідної решітки зменшеної товщини зменшується опір різального механізму.

Отже важливим є обґрунтований вибір значень товщини решіток вовчка, причому бажано мати можливість визначати такі значення аналітично, що дозволить зменшити витрати при проектуванні машини.

Аналіз джерел. Зменшення опору протиснення сировини крізь решітки може досягатись декількома шляхами.

Так, у [5] пропонується використовувати вихідну решітку меншої товщини, а для забезпечення міцності та жорсткості пропонується використовувати підпірне кільце нової, удосконаленої конструкції (рисунок 1). Але в даній роботі не вказується оптимальний інтервал значення товщини решітки, також відсутні залежності, за якими можна визначити кількість факторів, що впливають на значення опору.



Рис. 1. Різальний механізм вовчка:

- 1 – кільце-підпора; 2 – вихідна решітка; 3 – двосторонній ніж з прямолінійними різальними кромками;
- 4 – проміжна решітка; 5 – приймальна решітка;
- 6 – два односторонніх ножа з криволінійними різальними кромками

Згідно [2] пропонується виконувати технологічні отвори решітки конічними, щоб сировина рухалась від меншої основи конусу до більшої. В такому разі сили тертя сировини по поверхні отвору будуть значно меншими. Недоліком такої конструкції є значне збільшення величини перемички між двома сусідніми отворами внаслідок конусності отворів, тобто – зменшення площі «живого» перерізу решітки, що в свою чергу призводить до значного збільшення опору комплексу. В даній роботі також не наведено вираз за яким можна визначати значення опору отворів.

У [2] пропонуються комбіновані решітки, що складаються з двох частин: металевого диску та полімерної перфорованої частини із малим коефіцієнтом тертя. Недоліком такої конструкції є її підвищена складність. Вираз для визначення опору отворів також відсутній.

Таким чином можна зробити висновок, що існує три способи зменшення опору технологічних отворів решіток вовчка: зменшення довжини отвору, зменшення площі контакту із сировиною та зменшення коефіцієнту тертя сировини по поверхні отвору. Причому жоден з описаних способів не дає змоги визначати зміни опору при змінних параметрах.

Вираз для визначення залежності опору руху м'ясної сировини крізь циліндричні канали наведено у [6]. Дослідження полягали у проведенні багатофакторного експерименту із використанням спеціальних пристосувань. В результаті була отримана наступна емпірична залежність:

$$P = 12000(1 - 0,19V) \cdot \frac{W}{W_1} \cdot 0,86 - 0,14 \cdot V \cdot \frac{d}{d_1} - 0,63, \quad (1)$$

де V – вологовміст сировини (3,04-4,32) кг вологи/кг сухого залишку;

W – швидкість проходження сировини (0,01-0,2), м/с;

W_1 – одинична швидкість, м/с;

d – діаметр отворів решітки, м;

d_1 – одиничний діаметр, м; значення 1200 має розмірність Па і визначає величину перепаду тиску при вологовмісті, що дорівнює нулю.

Встановлено, що при зменшенні діаметру отворів опір протисненню збільшується, причому при менших значеннях вологості сировини різниця між граничними значеннями опору зростає.

Недоліком даного виразу є невизначеність залежності величини опору від змінних параметрів сировини (коефіцієнт тертя та реологічні властивості, що залежать від температури сировини

та ін.) та від параметрів каналу (матеріалу, геометричної форми та ін.).

В роботі [7] представлено математичні вирази по визначенню осьового та бокового тиску залежно від довжини каналу (для фаршу):

$$P_h = P_b \cdot 10^{-a \cdot h}, \quad (2)$$

$$P_{rh} = \xi \cdot P_b \cdot 10^{-a \cdot h}, \quad (3)$$

де P_h – осьовий тиск в продукті на довжині h , Па;

P_{rh} – боковий тиск в продукті на довжині h , Па;

P_b – тиск, що прикладений до торцевої поверхні зразка, Па;

ξ – коефіцієнт бокового тиску ($\xi=0,75-0,8$);

a – коефіцієнт, що визначається так:

$a = a_2 \cdot D^{n-2}$ (D – діаметр каналу, a_2 та n – коефіцієнти, що визначаються експериментальним шляхом).

Недоліком виразів (2) та (3) є роздільне оброблювання осьового та бокового тиску, як наслідок – недостатня точність розрахунку. Це зумовлено тим, що значення бокового тиску безпосередньо визначає величину сили тертя сировини по поверхні каналу, а сила тертя, в свою чергу, визначає величину протитиску – тобто осьового тиску.

Нераціональним є також оперування у виразі сталим коефіцієнтом a замість коефіцієнту тертя, оскільки на значення коефіцієнту тертя, як відомо, великий вплив має вологість сировини, її жирність та температура, його значення при різних умовах різне.

Ще одним недоліком виразів (2) та (3) можна вважати відсутність відображення впливу на опір каналу величини залишкового бокового тиску сировини q_0 після припинення дії осьового навантаження. Нехтування у розрахунках значенням q_0 вказує на те, що м'ясна сировина розглядається авторами як абсолютно пружне тіло, в якому після припинення дії зовнішніх сил деформації миттєво зникають, що не відповідає дійсності. Тобто можна зробити висновок, що використання виразів (2) та (3) для розрахунку опору каналів не є раціональним.

На практиці значення товщини решіток вовчка обирається згідно [8] (таблиця 1). Також [8] регламентує значення діаметрів отворів, мм: 30; 20; 18; 13; 10; 8; 5; 4; 3; 2,5; 2; 1,5.

Слід зазначити, що [8] не містить рекомендацій щодо вибору оптимального значення товщини решітки із певного діапазону залежно від типу решітки та діаметра її технологічних отворів, тоді як навіть вирази (1, 2, 3) показують, що сила опору отворів при різних їх діаметрах або довжинах різна.

Таблиця 1

Залежність товщини решіток від їх діаметру

Товщина решітки, мм	Зовнішній діаметр решітки D_p , мм					
	82	114	130	160	200	250
S_p	7,5-8	10-12	11-14	13-15	15-19	18-22

Можна зробити висновок, що, незважаючи на існування різних способів зменшення опору технологічних отворів решіток та результатів експериментальних і аналітичних досліджень, дотепер не розроблено математичний вираз по визначенню величини вказаного опору із належним врахуванням усіх факторів. Використання такого виразу дозволить розраховувати конструктивні параметри вовчків при менших матеріальних витратах.

Метою даної статті є висвітлення розробки математичного виразу для визначення величини опору технологічних отворів решіток залежно від геометричних параметрів отвору та механічних властивостей сировини.

Основна частина. Пропонується проводити розрахунок величини опору каналу (отвору) із повним врахуванням реологічних властивостей сировини.

На рисунку 2 показано схему дії сил на елементарний шар сировини товщиною dx , що знаходиться у каналі діаметром d нескінченної довжини. На елементарний шар сировини діє осьовий тиск P , що призводить до руху елементарного шару. У протилежному до P напрямку діють сила опору $(P+dP)$ та сила тертя $F_{тр}$. Дія осьового тиску P передається від сировини на стінки каналу боковим тиском q . Згідно [9] для пластично-пружних матеріалів величина бокового тиску розраховується за виразом:

$$q = m \cdot P + q_0 \quad (4)$$

де P – осьовий тиск;

m – коефіцієнт бокового розпору;

q_0 – величина залишкового бокового тиску ($q_0 = 0,04-0,015$) P .

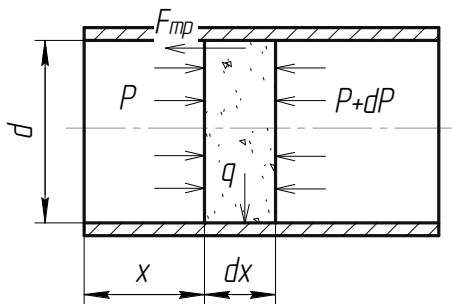


Рис. 2. Схема сил, що діють на елементарний шар сировини в каналі

Рівняння рівноваги шару в проекції на вісь каналу x буде:

$$P_x \cdot u - (P_x + dP_x) \cdot u - f \cdot q_x \cdot l \cdot dx = 0 \quad (5)$$

де u – площа поперечного перерізу елементарного шару; l – периметр поперечного перерізу елементарного шару; f – коефіцієнт тертя сировини по стінкам каналу.

Після підстановки q_x з (4) та відповідних перетворень, рівняння (5) набуде вигляду:

$$\frac{dP_x}{m \cdot P_x + q_0} = -\frac{l}{u} f \cdot dx. \quad (6)$$

Знак «мінус» в правій частині рівняння показує, що тиск у напрямку стиснення зменшується.

Інтегруючи ліву частину рівняння (6) у межах від P до P_x , а праву від 0 до x , отримаємо:

$$\ln \frac{q_0 + m \cdot P_x}{q_0 + m \cdot P} = -\frac{l}{u} m \cdot f \cdot x. \quad (7)$$

Вирішивши це рівняння відносно P_x , та виразивши l та u через діаметр отвору d та довжину елементарного шару dx , а координату x замінивши на довжину каналу L отримаємо:

$$P_x = \left(P + \frac{q_0}{m} \right) \cdot e^{-\frac{4f \cdot m \cdot L}{d}} - \frac{q_0}{m}, \quad (8)$$

де P – тиск на вході у канал;

f – коефіцієнт тертя сировини о стінки каналу;

L – довжина каналу (отвору);

d – діаметр отвору;

q_0 – залишковий боковий тиск;

m – коефіцієнт бокового тиску ($m = 0,75-0,8$ [9]).

Вираз (8) дозволяє розраховувати величину опору каналу довільної довжини при змінних характерних параметрах сировини та самого каналу, враховуючи належним чином реологічні властивості сировини.

Стосовно задачі, поставленої у даній роботі, вираз (8) доцільно перетворити, замінивши

відношення $\frac{L}{d}$ на коефіцієнт подовження каналу

K_L (отвору).

Така заміна дає змогу порівняти опір каналів різного діаметру при різних же значеннях товщини решітки. З виразу (8) також видно, що на значення опору каналу впливають не окремі значення його діаметру та довжини, а саме співвідношення цих показників. В результаті перетворень отримаємо вираз для розрахунку величини опору отворів решіток вовчка:

$$P_{on} = \left(P + \frac{q_0}{m} \right) \cdot e^{4f \cdot m \cdot K_L} - \frac{q_0}{m}. \quad (9)$$

Задля спрощення подальших розрахунків та наочності впливу геометричних розмірів отворів на величину опору розрахуємо значення K_L для всіх значень діаметру отворів стосовно решіток різної товщини. Результати розрахунків зведені до таблиці 2.

Як приклад, розрахуємо тиск опору отвору діаметром 3 мм (як такого, що найчастіше використовується у вихідних решітках) при змінних значеннях його довжини.

Розрахунок проведемо за виразом (8) при наступних значеннях параметрів: $P = 0,2; 0,3;$

0,4 МПа [10]; $q_0 = 0,04P$; $\mu = 0,75$ [7]; $f = 0,13$ – динамічний коефіцієнт тертя яловичини по сталі при швидкості руху 0,050 м/с [11]; значення L приймемо згідно [8].

Результати розрахунку представлені на рисунку 3 у вигляді графічної залежності величини тиску опору від довжини каналу.

Таблиця 2

Коефіцієнт подовження технологічних отворів решіток

Діаметр отворів d , мм	Коефіцієнт подовження K_L					
	$D_p=82$	$D_p=114$	$D_p=130$	$D_p=160$	$D_p=200$	$D_p=250$
	$S_p=7,5-8$	$S_p=10-12$	$S_p=11-14$	$S_p=13-15$	$S_p=15-19$	$S_p=18-22$
1,5	5,3	6,7-8	7,3-9,3	8,7-10	10-12,7	12-14,7
2	4	5-6	5,5-7	6,5-7,5	7,5-8,5	9-11
2,5	3,2	4-4,8	4,4-5,6	5,2-6	6-7,6	7,2-8,8
3	2,7	3,3-4	3,7-4,7	4,3-5	5-6,3	6-7,3
4	2	2,5-3	2,7-3,5	3,2-3,7	3,7-4,75	4,5-5,5
5	1,6	2-2,4	2,2-2,8	2,6-3	3-3,8	3,6-4,4
8	-	1,2-1,5	1,4-1,7	1,6-1,9	1,9-2,4	2,2-2,7
10	-	-	1,1-1,4	1,3-1,5	1,5-1,9	1,8-2,2

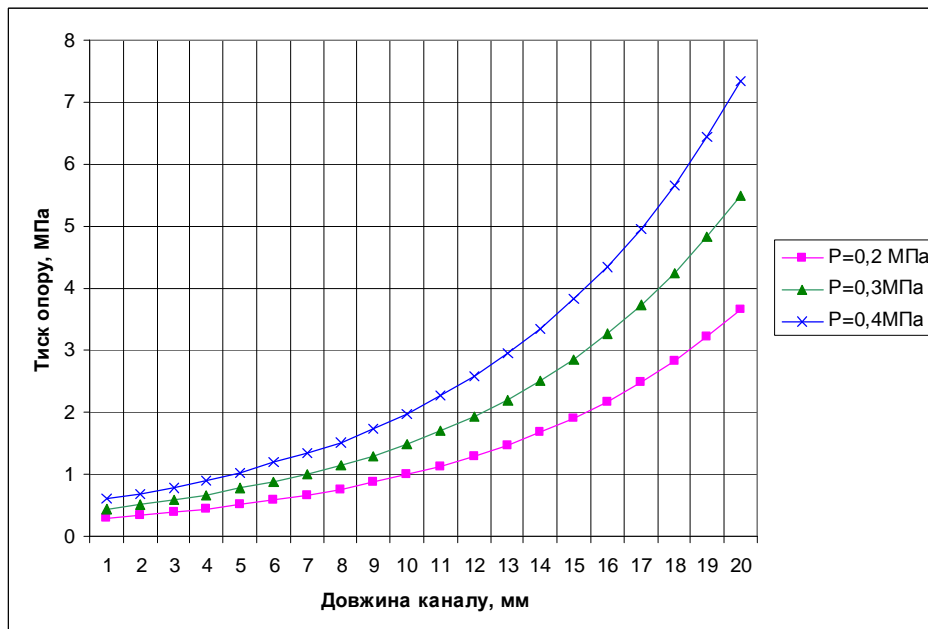


Рис. 3. Залежність величини тиску опору від довжини каналу

Як видно з рисунку 3, вказана залежність має експоненціальний характер. При товщині решітки до 10 мм збільшення тиску опору при збільшенні товщини решітки на 1 мм незначне, тоді як в інтервалі від 10 до 22 мм починається різке збільшення тиску опору.

Можна зробити висновок, що для вихідних решіток задля забезпечення мінімального тиску

опору в каналах доцільно вибирати значення товщини в інтервалі до 10–11 мм.

Задля наочності збільшення тиску опору при відповідній зміні геометричних параметрів каналу побудуємо графічну залежність величини коефіцієнту збільшення тиску опору K_P від коефіцієнту подовження каналу K_L .

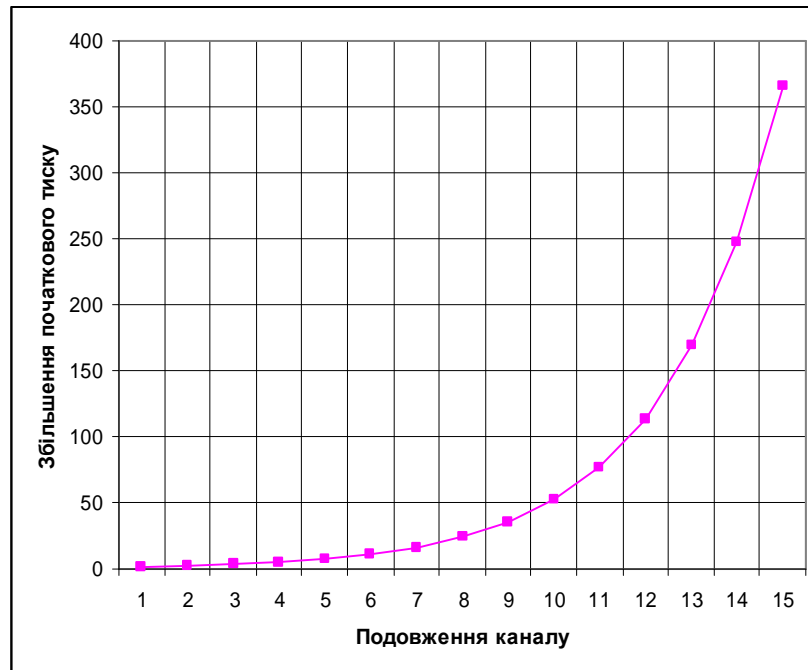


Рисунок 4. Залежність величини коефіцієнту K_p від коефіцієнту K_L

Коефіцієнт збільшення тиску опору розраховуємо за виразом:

$$K_p = \frac{P_{оп}}{P}, \quad (10)$$

де P – тиск на вході у канал ($P = 0,3$ МПа);

$P_{оп}$ – тиск опору при визначеному коефіцієнті подовження K_L .

Як видно з рисунку 4, для отворів діаметром в інтервалі 1,5-4 мм при збільшенні довжини відбувається різке збільшення тиску опору. Особливо негативні характеристики мають отвори менших діаметрів – 2,5-1,5 мм. В той же час тиск опору отворів діаметром 5-10 мм практично не залежить від їх довжини, збільшенням тиску опору у даному випадку можна знехтувати.

Висновки. Розроблено математичний вираз, за яким можливо із більшою точністю розраховувати величину тиску опору отворів решіток товчка при змінних геометричних параметрах отворів та структурно-механічних властивостях м'ясної сировини.

Запропоновано використовувати для характеристики геометричних параметрів отворів коефіцієнт подовження K_L , що спрощує проведення розрахунків та надає більшої наочності отримуваним результатам.

Встановлено, що при збільшенні K_L величина тиску опору збільшується, причому дана залежність носить експоненціальний характер, що визначає наявність декількох зон із різним питомим зростанням тиску опору відносно зростання K_L .

Встановлено також, що на характеристики отворів із діаметром менше 3 мм збільшення то-

вщини решітки чинить особливо негативний вплив (це підтверджується даними літературних джерел, згідно яких отвори із мілких діаметром часто забиваються м'ясною сировиною, що і вказує на їх великий опір). Для отворів із $K_L=1-3$ товщина решітки суттєво не впливає на значення опору проходженню сировини крізь різальний вузол.

Для отворів діаметром 3 мм (найтиповіших для вихідних решіток) суттєвий вплив на величину тиску опору має товщина решітки (довжина отвору). Так, наприклад, згідно виконаних розрахунків при значенні $K_L=5$ тиск опору набуває значення $P_{оп}=2,2$ МПа, коефіцієнт збільшення тиску опору $K_p=7,3$, а при $K_L=7,3$ – $P_{оп}=5,43$ МПа, $K_p=18,1$. Тобто для вихідних решіток (а значить і для всього різального вузла) на забезпечення високої пропускної спроможності визначальний вплив має як величина перемичок між отворами, так і довжина отворів. Цей факт має особливе значення з огляду на те, що пропускна спроможність вихідної решітки визначає пропускну спроможність усього різального вузла.

Результати цієї роботи показують, що для забезпечення оптимальних умов роботи різального вузла і машини в цілому необхідно диференційовано обирати значення товщини для кожної з трьох решіток, причому доцільно використання для цього поняття коефіцієнту подовження отворів K_L .

Зменшення товщини вихідної решітки з 15 до 10 мм дозволяє ефективно зменшити тиск опору її отворів, з покращенням якості продукту та поліпшенням умов роботи машини.

Результати даної роботи можуть бути застосовані при:

- оптимізації значень товщини решіток вовчка;
- проведенні енергетичних розрахунків вовчків;
- виборі оптимальної конструкції різального вузла.

Також результати даної роботи можуть складати основу технічного завдання на розробку нової конструкції різального вузла, яка повинна забезпечити мінімальний опір технологічних отворів та високу довговічність решітки при її тривалій експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Чижикова Т.В. Машины для измельчения мяса и мясных продуктов. – М.: Легкая промышленность, 1982. – 302 с.
2. Ивашов В.И., Чижикова Т.В. и др. Новое в конструировании волчков: Обзор информ. – М.: АгроНИИТЭИММП, 1988.
3. Косой В.Д. и др. Определение рациональных режимов работы и параметрической надежности волчков // Мясная индустрия СССР. – 1982.
4. Батраченко О.В. Розрахунок основних технологічних параметрів м'ясорізальних вовчків // Вісник Черкаського державного технологічного університету. – 2007. – №3–4.
5. Татуревич А.Н. Волчок К6-ФВП-160/2 с загрузочным устройством // Мясная индустрия СССР, – 1981. – №4. – С. 31–33.
6. Бражников А.М., Горбатов А.В. и др. Истечение измельченного говяжьего сырья через фильерные решетки // Мясная индустрия СССР. – 1986. – №3.
7. Горбатов А.В. и др. Гидравлика и гидравлические машины для пластично-вязких мясных и молочных продуктов. – М.: Агропромиздат, 1991. – 174 с.
8. ГОСТ 28533-90. Режущий инструмент волчков. Типы, основные размеры и технические требования. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 5 с.
9. Кучинская З.М. и др. Оборудование для сушки, гранулирования и брикетирования кормов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 208 с.
10. Некоз С.О. Підвищення ефективності роботи і довговічності різального комплексу м'ясорізальних вовчків. Дис. ... канд. техн. наук. – К.: Український державний університет харчових технологій, 2001. – 165 с.
11. Структурно-механические характеристики пищевых продуктов / Под ред. А.В. Горбатова. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 296 с.

Некоз О.І., д.т.н., професор кафедри матеріалознавства та технології машинобудування Національного університету харчових технологій

Шевченко В.В., завідувач відділу механізації м'ясного виробництва Технологічного інституту молока і м'яса УААН

Вербицький С.Б., старший науковий співробітник відділу механізації м'ясного виробництва Технологічного інституту молока і м'яса УААН

Батраченко О.В., асистент кафедри обладнання переробних і харчових виробництв Черкаського державного технологічного університету