

ЧЕРКАСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧУВАННЯ ТА ТОРГІВЛІ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ФІЛІМОНОВА НАДІЯ ВІКТОРІВНА

УДК 637.513.45:539.62

ДИСЕРТАЦІЯ

**«ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ВОВЧКІВ ШЛЯХОМ
УЗГОДЖЕННЯ ПОДАЧІ ТА ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ М'ЯСНОЇ
СИРОВИНИ»**

Спеціальність 05.18.12 – процеси та обладнання харчових, мікробіологічних
та фармацевтичних виробництв

Технічні науки

Подається на здобуття наукового
ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Н. В. Філімонова

Науковий керівник:

Осипенко Василь Іванович,

доктор технічних наук, професор

Черкаси – 2017

Харків – 2017

АНОТАЦІЯ

Філімонова Н.В. Підвищення ефективності роботи вовчків шляхом узгодження подачі та процесу подрібнення м'ясної сировини. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.18.12 – процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв. – Харківський державний університет харчування та торгівлі Міністерства освіти і науки України, Харків, 2017.

Роботу присвячено підвищенню питомої продуктивності вовчків та зменшенню витрат на їх експлуатацію шляхом узгодження способів подачі м'ясної сировини до різального вузла та конструкції елементів різального комплексу.

У дисертації на основі аналізу літературних джерел і узагальнення виробничого досвіду показано місце і науково-прикладне значення проблеми підвищення ефективності роботи вовчків та їх експлуатаційних показників. Відзначено, що, незважаючи на багаторічне використання цих типів м'ясорізальних машин та дослідження процесів, які супроводжують їх роботу, проблеми вдосконалення конструкцій вовчків та покращення їх експлуатаційних показників і надалі залишаються актуальними.

У відомих працях, присвячених дослідженню роботи вовчків, відсутній загальновизнаний підхід до визначення їх продуктивності. Існуючі методики не враховують належним чином зниження продуктивності через наявність зворотного перетікання сировини крізь зазор між витками шнека та робочим циліндром, а також уздовж гвинтового каналу шнека. Суттєвою проблемою є реальна відсутність ґрунтовного аналізу напружено-деформованого стану ножів вовчка, що обмежує пошук ефективних шляхів підвищення їх міцності.

Незважаючи на достатньо широке різноманіття конструкцій пристроїв для подачі сировини в різальний вузол вовчків (які, переважно, являють собою одношнековий насос), відсутні конструкції, використання яких давало б змогу істотно підвищити продуктивність вовчка шляхом збільшення ступеня

використання робочої площі решіток різального вузла в кожний момент часу. Та само відсутні конструкції ножів, які б володіли істотно зниженою собівартістю, а відтак, обумовлювали б зменшені експлуатаційні витрати.

Розглянутий комплекс невирішених питань суттєво стримує подальше вдосконалення вовчків. Виходячи з цього, і були сформульовані напрями досліджень, мета та основні завдання дисертаційної роботи.

Для проведення досліджень було обрано вовчки АЛ-130, МП-160, VVS-180, К6-ФВЗП-200, їх різальні комплекти, а також установку для подрібнення м'ясної сировини на базі вакуумного шприца марки Handtmann VF 628. Дослідження продуктивності вовчків проводилось за допомогою натурних активних експериментів у виробничих умовах.

Процес дослідження інтенсивності подачі сировини здійснювався шляхом виконання відеозйомки процесу виходу м'ясної сировини з різального вузла вовчка при її подачі шнеком. Використовувалась цифрова відеокамера SONY Cyber-Shot DSC-S3000, отриманий відеофайл перетворювався на низку покадрових фотозображень за допомогою програмного пакета «Free video to jpg converter 5.0.99.823». Отримані фотозображення аналізувались, і встановлювався характер подачі м'ясної сировини останнім витком шнека.

Вплив положення лез ножа в коловому напрямку відносно кінця витка робочого шнека на ефективність їх роботи визначали шляхом вимірювання затуплення різальних кромek лез. Затуплення різальних кромek оцінювалось за радіусом їх заокруглення методом відбитків за допомогою подвійного мікроскопа «МБС-9». Отримані цифрові фотознімки відбитків аналізувались за допомогою персонального комп'ютера та графічної програми КОМПАС-3D V13.

Планування експериментів проводилось за допомогою програмного пакета STATISTIC 10. Обробку експериментальних даних і визначення рівнянь регресії, залишків та коефіцієнта кореляції проводили із використанням програмного пакета Curve Expert 1.3.

Для дослідження залежності гідравлічного опору різального вузла від його конструктивного виконання використовувався лабораторний стенд, який

складався з аналізатора текстури марки «TA.HDplus STABLE MICRO SYSTEMS» та спеціального пристрою, встановленого у робочих захватах аналізатора. Для визначення структурно-механічних характеристик м'ясної сировини було використано електромеханічну універсальну випробувальну машину CMT2503 виробництва Shenzhen SANS Testing Machine Co. (КНР).

Аналітичне дослідження відносної деформації сировини при подачі її шнеком вовчка здійснювалось на основі сіткових методів із використанням програмного комплексу FlowVision. Аналітичне дослідження напружено-деформованого стану ножів вовчка здійснювалось з використанням програмної системи T-Flex Analysis.

Оцінка якості обробки проводилась: порівнянням вимірних значень температури сировини до та після подрібнення за допомогою цифрового термометра марки RST 07841; визначенням фізико-механічних властивостей сировини після подрібнення з використанням універсальної випробувальної машини SANS CMT2503; органолептичним оцінюванням готових ковбасних виробів на їх відповідність вимогам нормативної документації за чинною в галузі методикою.

Представлено комплексну систему математичного моделювання процесів роботи робочих органів вовчка.

Точність отриманих виразів по визначенню продуктивності знаходиться в межах 6...11% відносно експериментальних значень.

Шляхом чисельного моделювання гідродинаміки руху сировини при обертанні шнека виявлено характер впливу конструктивного виконання шнека на величину кута, який окреслює зону подачі сировини шнеком у різальний вузол. Встановлено, що шнекам із меншим кутом підйому витків α властиві як більші максимальні відносні деформації ε сировини в зоні перед різальним вузлом, так і вищі середні значення відносної деформації.

Результати аналітичних досліджень дають можливість пояснити подачу сировини шнеком вовчка в межах локальної зони робочої площі решітки і,

відповідно, запропонувати основні шляхи вдосконалення вовчків, які базуються на цьому ефекті.

За допомогою проведення чисельних експериментів досліджено напружено-деформований стан ножів вовчка, які найчастіше використовуються на практиці та розробленої секторної конструкції, запропонованої на базі ефекту зональності подачі сировини в зону різання. Виявлено, що наявність силового кільця при однаковому навантаженні всіх лез незначним чином впливає на підвищення їх міцності. Це можна пояснити тим, що на усі леза ножа діє однакове навантаження, внаслідок чого вони деформуються на однакову величину, при цьому силове кільце намагається прокрутитися навколо осі обертання ножа, що не дозволяє йому з максимальною ефективністю підвищувати міцність лез.

На основі отриманих результатів запропоновано ножі секторної конструкції зі зменшеною металоємністю, леза яких розташовані в межах кута β_{\max} зони подачі сировини шнеком у різальний вузол. Застосування в будові ножа опорного леза підвищеної ширини разом із силовим кільцем дає змогу підвищити міцність лез на величину до 25% за допустимими значеннями коефіцієнту запасу міцності k_z по еквівалентним напруженням. Внаслідок цього стає можливим розмістити в межах кута β_{\max} більшу кількість лез та забезпечити їх належну міцність завдяки передачі частини зусилля, яке діє на вузькі леза, на опорне лезо.

Представлено результати експериментальних досліджень процесів взаємодії робочих органів вовчків з сировиною.

За допомогою відеозйомки процесу подачі м'ясної сировини шнеком вовчка крізь його різальний вузол встановлено, що сировина в кожний момент часу подається не по всій робочій площі решіток різального вузла, а лише в межах деякого сектора, величина якого залежить від конструктивних параметрів шнека та від структурно-механічних властивостей сировини. Подача сировини Q є максимальною в зоні наближення кінця витка шнека до різального вузла.

Досліджено вплив положення лез ножа в коловому напрямку відносно кінця витка робочого шнека на ефективність їх роботи для вовчків АЛ-130, МП-160,

VVS-180, K6-ФВЗП-200, а також для установки для подрібнення м'ясної сировини на базі вакуумного шприца марки Handtmann VF 628.

Встановлено, що при використанні однозахідного шнека кожне лезо ножа характеризується власною величиною зношування. Отримані результати підтверджують дані чисельного моделювання та відеозйомки про те, що за таких умов у кожний момент часу подача сировини в різальний вузол здійснюється не по всій площині решітки, а лише в межах певного сектора (з кутом $90...120^\circ$), величина якого визначається наближенням поверхні витка шнека до решітки.

У той же час, при використанні як пристрою для подачі сировини двозахідного шнека або ексцентриково-лопатевого насоса леза ножа мають майже однаковий радіус закруглення, що свідчить про подачу сировини в кожний момент часу по всій площі решітки.

Досліджено вплив напружено-деформованого стану м'ясної сировини (яловичини та свинини) на ефективність її подачі крізь решітки різального вузла.

Отримані результати дають змогу пояснити подачу сировини шнеком вовчка в межах певного сектора площі решітки (сировина продавлюється крізь отвори решіток тільки при досягненні необхідного значення відносної деформації, що, в свою чергу, серед іншого, залежить від геометрії шнека). Вони можуть бути використані для визначення значень перепаду тиску і коефіцієнтів при розрахунках продуктивності вовчка.

При виборі типу фаршевого насоса вовчка необхідно віддавати перевагу тому, в якому буде забезпечено найменшу відстань від нагнітального елемента до різального вузла. Таке виконання фаршевого насоса дасть можливість зменшити енерговитрати на процес продавлювання та покращити якість продукту, не піддаючи сировину надмірному стисканню.

Уточнено кількісні значення структурно-механічних властивостей м'ясної сировини, яка найчастіше переробляється у вовчках (яловичина, свинина, м'ясо курки). Встановлено, що найбільший модуль осьового стискання властивий яловичині (456 кПа), для свинини та м'яса курки він набуває менших значень (144 та 108 кПа відповідно). Найбільше напруження стандартної пенетрації

спостерігається для свинини (172 кПа), тоді як для яловичини та м'яса курки – 83 та 48 кПа відповідно. Аналогічним чином, найбільше напруження зрізу при різанні лезом з кутом загострення 90° спостерігається для свинини (467 кПа), тоді як для яловичини – 277 кПа, а для м'яса курки – 141 кПа.

Отримані дані можуть бути використані при визначенні напруження пенетрації, напруження зрізу та модуля пружності м'ясної сировини при стисканні для вирахування коефіцієнта продуктивності вовчка.

Було досліджено залежність значення продуктивності вовчків від конструктивних та кінематичних параметрів їх робочих органів. Отримані результати дозволили суттєво розширити уявлення про вплив основних конструктивних і кінематичних параметрів вовчка та структурно-механічних властивостей сировини на продуктивність процесу подрібнення.

Перевірка підтвердила повну відсутність погіршення якості фаршів, отриманих на вдосконаленому обладнанні з підвищеною продуктивністю.

Для більш точного визначення раціональних параметрів обладнання виконано статистичний аналіз впливу конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів вовчка на його продуктивність за допомогою рототабельного центрально-композиційного планування (РЦКП) багатofакторного експерименту. Отримано коефіцієнти комплексного рівняння множинної регресії 2-го порядку:

Визначено раціональні технологічні параметри роботи вовчка:
 $D_p = 0,15 \dots 0,155$ м; $n_{ш} = 4,5 \dots 5,2$ с⁻¹; $\alpha = 4,8 \dots 5,5^\circ$; $S_l = 0,001 \dots 0,0011$ м²;
 $B_p = 0,0075 \dots 0,0082$ м.

Встановлено, що при використанні двозахідного шнека продуктивність вовчка підвищується в 1,82 разу порівняно з однозахідним. Використання для подачі сировини ексцентриково-лопатевого насосу дає змогу підвищити продуктивність вовчка в 1,8...2,2 разу, причому як для решіток з великими, так і з малими отворами, для яких застосування двозахідного шнека не дає задовільних результатів через збільшення гідравлічного опору різального вузла.

Результати експериментальних досліджень дали змогу запропонувати шляхи вдосконалення вовчків та визначити основні залежності, які можуть бути при цьому використані.

Запропоновано методику розрахунку технологічних параметрів вовчків, опис розробок, здійснених на основі виконаних досліджень і спрямованих на поліпшення роботи вовчків, а також розрахунок техніко-економічної ефективності використання результатів виконаних досліджень. Запропонована методика визначення основних технологічних параметрів вовчків базується на використанні розроблених математичних виразів для визначення продуктивності вовчка, що дозволяє точніше визначати технологічні параметри машини з повнішим відображенням конструктивних особливостей залежно від її устрою.

На основі результатів експериментальних досліджень розроблено нову конструкцію вовчка, яка дає змогу забезпечити вирішення таких задач: підвищення продуктивності процесу; надання можливості безступінчасто змінювати ступінь подрібнення сировини без зупинки вовчка; підвищення надійності роботи при переробці твердої та в'язкої сировини.

Незважаючи на зазначені переваги схеми вона є конструктивно складною. Тому автором розроблено спрощену, більш компактну конструкцію вовчка, в якій досягається суттєво вища питома продуктивність порівняно з відомими аналогами. При цьому необхідні конструктивні зміни вовчка та зміни порядку його технічного обслуговування – мінімальні.

Виконані в ході роботи розробки впроваджені на машинобудівному підприємстві ПП «Алнат» та на м'ясопереробному підприємстві ТОВ «Черкаська продовольча компанія», що підтверджено відповідними актами.

Економічний ефект, залежно від застосованих технічних рішень (зменшення експлуатаційних витрат через застосування ножів меншої металоемності та меншої собівартості або зменшення капітальних вкладень та експлуатаційних витрат через зменшення кількості задіяних вовчків у технологічній лінії при підвищенні їх питомої продуктивності) та залежно від моделі вовчка, становить 3500...264000 грн для однієї одиниці обладнання.

Ключові слова: вовчок, продуктивність, металоємність, узгодження подачі, кут подачі, структурно-механічні властивості, ножі, подрібнення, м'ясна сировина.

ANNOTATION

Filimonova N.V. Improvement of the efficiency of meat comminutors work by adjusting the feeding and the process of grinding of meat raw material. – Manuscript.

Thesis for Candidates Degree of Technical Science by Specialty 05.18.12 – Processes and Equipment of Food, Microbiological and Pharmaceutical Industries. – Kharkiv State University of Food Technology and Trade of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2017.

The work is devoted to the increase of specific productivity of meat comminutors and to the decrease of their operation cost by adjusting the ways of feeding of meat raw material to the cutting unit and the design of the elements of the cutting unit.

The dissertation on the basis of literary sources analysis and production experience synthesis shows the place and scientific and applied importance of the problem of increasing of comminutors work efficiency and their performance indicators. It is noted that, despite long-term use of these types of meat cutting machines and the research of the processes accompanying their work, the problems of improving comminutors structure and their performance indicators remain relevant.

In well-known works, devoted to the study of comminutors work, there is no generally accepted approach for determining of their productivity. Existing techniques do not properly take into account the reduction in productivity due to the presence of reverse flow of raw material through the gap between screw turns and working cylinder, as well as along screw channel. A real absence of a thorough analysis of stress-strained state of knives, that limits the search for effective ways to increase their strength, is a significant problem.

Despite the wide variety of designs of the devices for raw material feeding into the cutting unit of 's (which are mainly a single-screw pump), there are no designs that

could significantly increase comminutor productivity by increasing the use of working area of cutting unit grids at each time point. Also there are no knife designs that would have significantly reduced cost, and therefore would result in reduced operating costs.

The considered set of unresolved issues significantly impedes the further improvement of comminutors. Proceeding from this, the directions of research, the purpose and the main tasks of the dissertation work have been formulated.

To conduct researches, AL-130, MP-160, VVS-180, K6-FVZP-200 comminutors, their cutting units, as well as a machine for meat material grinding based on Handtmann VF 628 vacuum syringe were selected. The study of comminutors productivity was carried out with the help of full-scale active experiments in production conditions.

The process of studying the intensity of raw material feeding was carried out by filming the process of the output of meat raw material from comminutor cutting unit while feeding it with a screw. SONY Cyber-Shot DSC-S3000 digital video camera was used, the resulting video file turned into a series of frame-by-frame images using "Free video to jpg converter 5.0.99.823" software package. The received photographic images were analyzed, and the nature of the feeding of meat raw material by the last screw turn was determined.

The influence of knife blades position in circular direction relative to the end of working screw turn on the efficiency of their work was determined by measuring the blunting of blade cutting edges. The blunting of cutting edges was evaluated according to the radius of their rounding by the method of imprints using MBS-9 double microscope. The received digital photos of the prints were analyzed using the personal computer and KOMPAS-3D V13 graphic program.

Experiment planning was carried out using STATISTIC 10 software package. The processing of experimental data and the determination of regression equations, residues and correlation coefficient was performed using Curve Expert 1.3 software package.

To study the dependence of hydraulic resistance of the cutting unit on its structural design, a laboratory stand consisting of TA.HDplus STABLE MICRO SYSTEMS texture analyzer and a special device installed in analyzer's operating claws

was used. To determine structural and mechanical characteristics of meat raw material, CMT2503 electromechanical universal testing machine manufactured by Shenzhen SANS Testing Machine Co. (China) was used.

An analytical study of relative deformation of raw material when feeding it with a comminutor screw was carried out on the basis of grid methods using FlowVision software system. An analytical study of stress-strained state of comminutor knives was carried out using T-Flex Analysis software system.

The assessment of the processing quality was carried out by: comparing the measured values of raw material temperature before and after grinding using digital thermometer of RST 07841 brand; the determination of physical and mechanical properties of raw materials after grinding using the universal test machine SANS CMT2503; organoleptic evaluation of finished sausage products on their compliance with the requirements of normative documentation according to the current methodology in the field.

The complex system of mathematical modeling of the processes of comminutor organs work is presented.

The accuracy of obtained expressions on defining the productivity is within the range of 6 ... 11% relative to experimental values.

By numerical modeling of the hydrodynamics of raw material movement during screw rotation the nature of the influence of screw structural execution on the magnitude of the angle, which outlines the zone of raw material feeding by the screw into the cutting unit, is revealed. It is established that screws with a smaller lifting angle of turns α are characterized by larger maximum relative deformations ε of raw materials in the zone before the cutting unit and by higher mean values of relative deformation.

The results of analytical studies give an opportunity to explain raw material feeding with comminutor screw within the limits of the local zone of grid working area and, accordingly, to offer the main ways to improve comminutors, which are based on this effect.

By conducting numerical experiments, the stress-strained state of meat comminutor knives, which are most often used in practice, and fundamentally new

sector design, offered on the basis of zoning effect of raw material feeding into the cutting zone, are studied. It is found that the availability of a force ring at the same load of all blades slightly affects the increase in their strength. This can be explained by the fact that all knife blades are subjected to the same load, as a result of which they are deformed to the same value, while the force ring tries to scroll around the axis of knife rotation, which prevents it from maximal improving of the blades strength.

On the basis of the obtained results, the knives of sectoral structure with a reduced steel intensity, the blades of which are located within the corner β_{\max} of the zone of raw material feeding by the screw to the cutting unit, are offered. The application of supporting blade of increased width in the knife structure together with the force ring enables to increase the blades strength by a value up to 25% at the permissible values of safety factor coefficient k_z according to equivalent stress. As a result, it is possible to place a larger number of blades within β_{\max} angle and to ensure their proper strength through the transfer of part of the force, acting on narrow blades, to supporting blade.

The results of experimental researches of the processes of interaction of comminutor working organs with raw materials are presented.

By filming the process of meat raw material feeding with comminutor screw through its cutting unit it is established that raw material at each time point is not applied throughout the working area of the cutting unit grids, but only within a certain sector, the value of which depends on screw structural parameters and structural and mechanical properties of raw materials. The feeding of Q raw material is maximal in the zone of approaching the end of the screw turn to the cutting unit.

The influence of the position of knife blades in a circular direction relative to the end of working screw turn on the efficiency of their work for meat comminutors AL-130, MP-160, VVS-180, K6-FVZP-200, as well as for the unit for grinding of meat raw material on the basis of vacuum Handtmann VF 628 syringe is investigated.

It is found that when using a single-threaded screw, each knife blade is characterized by its own wear value. The obtained results confirm the data of numerical modeling and video filming that under such conditions, at any given time, the feeding of

meat raw material to the cutting unit is carried out not on the entire grid area, but only within a certain sector (with an angle of $90\ldots 120^\circ$), the magnitude of which is determined by approximation of the surface of the screw turn to the grid.

At the same time, when using as a device for raw material feeding of a two-threaded screw or eccentric impeller pump, knife blades have almost the same radius of curvature, that testifies to raw material feeding at each time point throughout the grid area.

The influence of stress-strained state of meat raw material (beef and pork) on the efficiency of its feeding through the cutting unit grids is investigated.

The obtained results make it possible to explain raw material feeding by comminutor screw within a certain sector of the grid area (the raw material is forced through the grid holes only when the required value of relative deformation is reached, which, in its turn, depends on a screw geometry). They can be used to determine the values of pressure difference and coefficients when calculating comminutor productivity.

When choosing the type of a comminutor of minced meat pump, that one should be preferred which will provide the smallest distance from force element to the cutting unit. Such a performance of minced meat pump will reduce energy consumption on the process of forcing and improve the product quality without subjecting raw material to excessive compression.

Quantitative values of structural and mechanical properties of meat raw material, which is most often processed in meat comminutors (beef, pork and chicken), are specified. It has been determined that the largest axial compression module is characteristic of beef (456 kPa), it takes lower values for pork and chicken (144 and 108 kPa, respectively). The highest stress of standard penetration is observed for pork (172 kPa), while for beef and chicken it is 83 and 48 kPa, respectively. Similarly, the greatest stress in the cut by a blade with an angle of 90° is observed for pork (467 kPa), while for beef it is 277 kPa, and for chicken it is 141 kPa.

The obtained data can be used to determine the penetration stress, the cut stress and the modulus of elasticity of meat raw material when compressed to deduct the coefficient of comminutor productivity.

The dependence of the value of comminutor productivity on structural and kinematic parameters of their working organs is investigated. The obtained results allow to significantly expand the concept of the influence of the main structural and kinematic comminutor parameters and structural and mechanical properties of raw material on the productivity of grinding process.

The test has confirmed the complete absence of deterioration in the quality of minced meat obtained on advanced equipment with increased productivity.

For a more precise definition of equipment rational parameters, a statistical analysis of the influence of structural and kinematic parameters of comminutor working organs on its productivity is performed with the help of rotatable central-composite planning (RCCP) of multifactorial experiment. The coefficients of complex multiple-regression equation of the 2nd order are obtained:

The rational technological parameters of comminutor work are determined:
 $D_p = 0,15 \dots 0,155 \text{ m}$; $n_s = 4.5 \dots 5.2 \text{ s}^{-1}$; $\alpha = 4.8 \dots 5.5^\circ$; $S_l = 0.001 \dots 0.0011 \text{ m}^2$;
 $B_p = 0,0075 \dots 0,0082 \text{ m}$.

It is established that when using a two-thread screw, comminutor productivity increases by 1.82 times compared to single-thread one. The use of eccentric impeller pump enables to increase comminutor productivity in 1,8...2,2 times, both for grids with large and small openings, for which the use of two-thread screw does not provide satisfactory results due to the increase in hydraulic resistance of the cutting unit.

The results of experimental studies allow to offer the ways to improve comminutors and to determine the main dependencies that can be used.

The method for calculation of comminutor technological parameters, the description of developments carried out on the basis of the performed research and aimed at improving of comminutor work, as well as the calculation of technical and economic efficiency of the use of the performed research results is offered. The proposed method for determining the basic technological parameters of comminutors is

based on the use of developed mathematical expressions to determine comminutor productivity, which allows to more accurately determine technological parameters of the machine with more complete reflection of design features, depending on its arrangement.

Based on the results of experimental studies, a new comminutor design has been developed, which enables to solve such problems: the increase of process productivity; providing the opportunity to gradually change the degree of raw material grinding without stopping comminutors; the improvement of the reliability of the processing of solid and viscous raw materials.

Despite the given advantages of the scheme, it is structurally complex. Therefore, the author has developed a simplified, more compact comminutor design, which achieves significantly higher specific productivity compared with the known analogues. At the same time, the necessary structural changes in the comminutor and changes in the order of its maintenance are minimal ones.

Developments, completed in the course of the work, are implemented at private machine-building enterprise "Alnat" and meat processing plant LLC "Cherkasy food company", which is confirmed by the relevant acts.

Economic effect, depending on the applied technical solutions (the reduction of operating costs due to the use of knives of less steel intensity and lower cost, or the reduction of capital investment and operating costs due to the reduction of the number of comminutors involved in the processing line with the increase in their specific productivity) and depending on comminutor model, is 3500...264000 UAH for one unit of equipment.

Key words: comminutor, productivity, steel intensity, feeding coordination, feeding angle, structural and mechanical properties, knives, grinding, meat raw material.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Некоз О. І., Філімонова Н. В., Філімонов С. О. та ін. Зменшення металоємності ножів м'ясорізальних вовчків // Вісник Черкаського державного

технологічного університету. 2013. № 3. С. 154–161. *Внесок здобувача: проведено експериментальні дослідження та виконано аналіз отриманих результатів, на основі яких запропоновано та обґрунтовано шляхи до зменшення металоємності ножів при одночасному забезпеченні їх заданої міцності.*

2. Некоз О. І., Філімонова Н. В., Філімонов С. О. та ін. Дослідження інтенсивності зношування лез ножа вовчка // Вісник Черкаського державного технологічного університету. 2013. № 2. С. 128–132. *Внесок здобувача: розроблено методу визначення напружено-деформованого стану ножів, виконано аналіз отриманих результатів, запропоновано конструкції секторних ножів.*

3. Некоз О. І., Осипенко В. І., Філімонова Н. В., Батраченко О. В. Гідравлічний опір різального вузла вовчків // Вісник Хмельницького національного університету. 2015. № 3. С. 13–18. **Стаття у фаховому виданні України, що включено до міжнародних наукометричних баз.** *Внесок здобувача: проведено експериментальні дослідження впливу конструктивного виконання різального вузла вовчків на гідравлічний опір рухові м'ясної сировини крізь нього.*

4. Філімонова Н. В. Дослідження структурно-механічних властивостей м'яса, як об'єкта переробки у вовчку // Вісник Хмельницького національного університету. 2015. № 4. С. 25–31. **Стаття у фаховому виданні України, що включено до міжнародних наукометричних баз.** *Внесок здобувача: проведено експериментальні дослідження реологічних властивостей м'ясної сировини: яловичини, свинини та м'яса курки.*

5. Осипенко В. І., Філімонова Н. В., Батраченко О. В., Філімонов С. О. Теоретичне визначення коефіцієнту продуктивності вовчка // Вісник Хмельницького національного університету. 2015. № 5. С. 36–43. **Стаття у фаховому виданні України, що включено до міжнародних наукометричних баз.** *Внесок здобувача: розроблено методу аналітичного визначення коефіцієнта продуктивності вовчка, який враховує структурно-механічні властивості м'ясної сировини та будову елементів різального вузла вовчка.*

6. Осипенко В. І., Філімонова Н. В., Батраченко О. В. Чисельне моделювання подачі м'ясної сировини шнеком вовчка // Вісник Хмельницького національного університету. 2017. № 3. **Стаття у фаховому виданні України, що включено до міжнародних наукометричних баз.** *Внесок здобувача: побудова математичної моделі подачі сировини шнеком до різального вузла вовчка.*

7. Ніж вовчка: пат. на корисну модель № 83391, Україна, МПК В02С 18/30 / Некоз О. І., Батраченко О. В., Філімонова Н. В. та ін.; заявник та патентовласник Батраченко О. В.; № u201302186; заявл. 21.02.2013; опубл. 10.09.2013 р., Бюл. № 17/2013. *Внесок здобувача: проведено патентний пошук, здійснено ряд експериментальних досліджень, за результатами яких запропоновано застосування в конструкції ножа опорного леза разом з силовим кільцем, підготовлено заявку на корисну модель.*

8. Вовчок універсальний: пат. на корисну модель № 88059, Україна, МПК В02С 18/30 / Некоз О. І., Осипенко В. І., Батраченко О. В., Філімонова Н. В., Хом'як А. В. та ін.; заявник та патентовласник Батраченко О. В. № u201312240; заявл. 21.10.2013; опубл. 25.02.2014 р., Бюл. № 4/2014. *Внесок здобувача: проведено патентний пошук, здійснено ряд експериментальних досліджень, за результатами яких запропоновано використання двох різальних вузлів та двох пристроїв для подачі сировини, підготовлено заявку на корисну модель.*

9. Батраченко О. В., Філімонова Н. В. Вдосконалення методики розрахунку технологічних параметрів м'ясорізальних вовчків // Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у ХХІ столітті: Міжнар. наук. конф., 22–23 квітня 2008 р.: тези доповідей. К.: Нац. ун-т харчових технологій, 2008. С. 242. *Внесок здобувача: розробка методики визначення продуктивності вовчка.*

10. Некоз О. І., Філімонова Н. В., Хом'як А. В. Підвищення питомої продуктивності вовчків // Актуальні проблеми харчової промисловості: Всеукр. наук.-техн. конф., 8–9 жовтня 2013 р.: тези доповідей. Тернопіль: Терноп. нац.

техн. ун-т ім. Івана Пулюя, 2013. С. 242. *Внесок здобувача: запропоновано шляхи підвищення питомої продуктивності вовчків.*

11. Некоз О. І., Осипенко В. І., Філімонова Н. В., Хом'як А. В. Обґрунтування доцільності зміни будови м'ясорізальних вовчків // Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у ХХІ столітті: Міжнар. наук. конф., 10–11 квітня 2014 р.: тези доповідей. К.: Нац. ун-т харчових технологій, 2014. С. 72–74. *Внесок здобувача: встановлено перспективи використання вовчків підвищеної продуктивності в харчовій промисловості, досліджено ефективну роботу лез ножа вовчка в межах певного кута.*

12. Філімонова Н. В., Осипенко В. І. Коефіцієнт продуктивності м'ясорізальних вовчків // Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у ХХІ столітті: Міжнар. наук. конф., 13–14 квітня 2016 р.: тези доповідей. К.: Нац. ун-т харчових технологій, 2016. С. 14. *Внесок здобувача: розробка методики визначення коефіцієнта продуктивності вовчка, який враховує структурно-механічні властивості м'яса та устрій елементів різального вузла вовчка.*

13. Філімонова Н. В., Філімонов С. О., Батраченко О. В. Підвищення ефективності переробки сировини у вовчках // Системи розробки та постановки продукції на виробництво: Міжнар. наук.-практ. конф., 17–20 травня 2016 р.: тези доповідей. Суми: Сумськ. держ. ун-т, 2016. С. 177–180. *Внесок здобувача: наведено результати експериментальних досліджень, запропоновано використання двох різальних вузлів та двох пристроїв для подачі сировини.*

14. Filimonova N., Dzub O. Reserve of increasing durability of knives of meat cutting mincers // Food Science for Well-being: 8th Central European Congress on Food, 23–26 May, 2016: abstracts. Kyiv, Ukraine, 2016. P. 50. *Внесок здобувача: запропоновано підвищення довговічності ножа вовчка шляхом зміни порядку його експлуатації.*

15. Осипенко В. І., Батраченко О. В., Філімонова Н. В. Узгодження процесів подачі та подрібнення м'ясної сировини у вовчку // Розвиток харчових виробництв, ресторанного та готельного господарств і торгівлі: проблеми,

перспективи, ефективність: Міжнар. наук.-практ. конф., 18 травня 2017 р.: тези доповідей. Х.: Харків. держ. ун-т харчування та торгівлі, 2017. С. 268–270. *Внесок здобувача: представлено результати експериментальних досліджень узгодження подачі та процесу подрібнення м'ясної сировини у вовчку.*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ.....	22
ВСТУП.....	23
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН РОЗВИТКУ М'ЯСОРІЗАЛЬНИХ ВОВЧКІВ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	29
1.1 Базові проблеми вдосконалення м'ясорізальних вовчків	29
1.2 Аналіз конструкцій пристроїв для подачі сировини в різальний вузол вовчків	37
1.3 Аналіз конструкцій різального інструменту вовчків	44
1.4 Огляд експериментальних досліджень з підвищення ефективності роботи різального вузла вовчків	47
1.5 Огляд відомих математичних моделей, що описують процес роботи вовчків	52
1.6 Висновки за розділом 1 та обґрунтування завдань дослідження	56
РОЗДІЛ 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	59
2.1 Експериментальна база досліджень	59
2.2 Методика дослідження впливу положення лез ножа в коловому напрямку на ефективність їх роботи	61
2.3 Обладнання та методика дослідження впливу конструктивних і кінематичних параметрів вовчка на його продуктивність	63
2.4 Методика визначення гідравлічного опору елементів різального комплекту	64
2.5 Методика визначення основних структурно-механічних властивостей сировини	67
2.6 Методика дослідження інтенсивності подачі сировини окремими зонами останнього витка шнека	69
2.7 Математична обробка результатів експериментальних досліджень	70
2.8 Методика виконання чисельного моделювання процесів, що	

супроводжують роботу вовчків	73
2.9 Методика оцінки якості обробки сировини у вовчках	75
2.10 Висновки за розділом 2	77
РОЗДІЛ 3. КОМПЛЕКСНА СИСТЕМА МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ РОБОТИ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ВОВЧКА	79
3.1 Математична модель процесу подачі м'ясної сировини до різального комплексу	79
3.2 Визначення коефіцієнта продуктивності вовчка	94
3.3 Математичне моделювання гідродинаміки сировини при її подачі до різального вузла вовчка	108
3.4 Визначення напружено-деформованого стану ножів вовчка методом кінцевих елементів	114
3.5 Висновки за розділом 3	125
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У ВОВЧКУ	127
4.1 Дослідження інтенсивності подачі сировини окремими зонами останнього витка шнека	127
4.2 Вплив положення лез ножа в коловому напрямку на ефективність їх роботи	128
4.3 Вплив конструктивних параметрів різального вузла на його гідравлічний опір	136
4.4 Структурно-механічні властивості м'яса, які є визначальними для процесу його подачі у вовчку	144
4.5 Вплив конструктивних і кінематичних параметрів вовчка на його продуктивність	148
4.6 Оптимізація параметрів процесу подрібнення м'ясної сировини вовчка	153
4.7 Перевірка ефективності запропонованих способів підвищення питомої продуктивності вовчків	168
4.8 Порівняння якості обробки сировини у вовчках стандартної та запропонованої конструкцій	174

4.9	Висновки за розділом 4	177
РОЗДІЛ 5. ВИКОРИСТАННЯ РОЗРОБЛЕНИХ РІШЕНЬ НА ПРАКТИЦІ.....		179
5.1	Методика розрахунку технологічних параметрів вовчка	179
5.2	Опис конструкцій вовчків, які володіють підвищеною питомою продуктивністю	189
5.3	Економічний ефект від впровадження розроблених рішень	196
5.4	Висновки за розділом 5	199
ВИСНОВКИ		200
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ		203
ДОДАТКИ		217
Додаток А Моделі та основні робочі органи машин, робота яких досліджувалась		218
Додаток Б Обладнання для проведення лабораторних експериментальних досліджень. Патент на корисну модель		226
B.1	Установка для визначення гідравлічного опору різального комплекту	226
B.2	Універсальна випробувальна машина SANS CMT2503 для визначення структурно-механічних властивостей м'ясної сировини	228
B.3	Патент на корисну модель	230
Додаток В Результати експериментальних досліджень робочих процесів у вовчку		233
V.1	Результати відеозйомки руху сировини крізь різальний вузол вовчка	233
V.2	Результати дослідження впливу положення лез ножа в коловому напрямку на ефективність їх роботи	242
V.3	Коефіцієнти рівняння регресії	244
Додаток Д Патент на корисну модель. Кінематична схема вовчка підвищеної продуктивності. Економічний ефект від впровадження розроблених рішень. Акти впровадження наукових результатів у виробництво		247
D.1	Патент на корисну модель	252
D.2	Кінематична схема вовчка підвищеної продуктивності	253

Д.3 Економічний ефект від впровадження розроблених рішень

Д.4 Акти впровадженнь наукових результатів у виробництво

264

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

РВ – різальний вузол;

ППС – пристрій для подачі сировини;

ГО – гідравлічний опір.

ВСТУП

Актуальність теми. Необхідною умовою успішного розвитку харчової промисловості є безупинне вдосконалення технологічного обладнання з метою підвищення ефективності обробки сировини та зменшення експлуатаційних витрат.

Одним із поширених видів обладнання, що використовується в м'ясопереробній галузі, є вовчки [1–6]. Операції різання та подрібнення сировини при виробництві ковбас та фаршу впливають на якість готового продукту.

З літературних джерел [7–9] відомо, що якість готового продукту залежить від ефективності роботи різальних механізмів вовчків. На наступних технологічних операціях неможливо виправити недоліки технологічної обробки, які отримані на стадії подрібнення сировини.

Взагалі моделі машин, що представлені на ринку, мають один принцип роботи та схоже конструктивне оформлення [10–17]. Але більш конкурентоспроможними є ті моделі, які мають кращі показники роботи завдяки обґрунтованим відмінностям конструкцій різальних комплектів та різальних вузлів, а також відмінностям у кінематичних параметрах.

Виробники, які на своїх виробництвах використовують вовчки, прагнуть до досягнення максимального економічного ефекту, який обумовлюється такими складовими, як підвищення продуктивності та довговічності [10]. В сучасних умовах подальший розвиток вовчків підпорядковується загальним тенденціям ринку, тобто йде в напрямках підвищення питомої продуктивності та зменшення експлуатаційних витрат на купівлю різального інструменту [18]. Зростання питомої продуктивності дає можливість підвищити випуск продукції без збільшення капітальних та експлуатаційних витрат на утримання технологічного обладнання.

Проведений автором аналіз показав, що в існуючих конструкціях вовчків наявний резерв збільшення продуктивності. Так, згідно з теоретичними уявленнями при визначенні продуктивності вовчків береться до уваги коефіцієнт,

який знижує вираховане значення на величину до 70%. У відомій літературі відсутні вичерпні відомості з пояснення природи цього коефіцієнта. На думку автора, істотні розбіжності між дійсними та розрахованими значеннями продуктивності вовчка обумовлені особливістю подачі м'ясної сировини шнеком – сировина в кожний момент часу інтенсивно подається не по всій робочій площі решіток, а лише в межах деякого сектора, величина якого залежить від конструктивних параметрів шнека та від структурно-механічних властивостей сировини. Дослідження та належне врахування цього ефекту дадуть змогу підвищити продуктивність вовчків без збільшення геометричних розмірів їх основних робочих органів.

В свою чергу, здешевлення різального інструменту дасть змогу зменшити вже наявні експлуатаційні витрати, тому що вартість ножів у сучасних умовах є достатньо високою, а їх довговічність, як правило, не перевищує 200 годин.

Над дослідженням та вдосконаленням вовчків працювали А.І. Пелєєв, В.М. Горбатов, Г.О. Прейс, Ю.Г. Сухенко, В.Ю. Сухенко, О.І. Некоз, В.К. Кукшин, Т.В. Чижикова, С.Г. Юрков, В.В. Дуб та ін. Незважаючи на вагомість отриманих результатів, вони не є вичерпними для окремих аспектів робочих процесів у вовчках.

Таким чином, для досягнення більш високих технічних показників функціонування обладнання необхідні визначення нових та коригування раніше відомих залежностей між конструктивними, кінематичними, технологічними параметрами вовчків і структурно-механічними властивостями сировини, а також розробка нових, більш досконалих, конструкцій вовчків та їх різального інструменту. Це і є центральним завданням цієї роботи та обумовлює її актуальність.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.
Дослідження,
що становлять основу дисертації, проведено у Черкаському державному технологічному університеті згідно з госпдоговірною темою №79-109 (0114U003002) «Розроблення сучасного вітчизняного комплексу м'ясорізальних машин».

Метою роботи є підвищення ефективності вовчків шляхом узгодження способів подачі до різального вузла та процесу подрібнення м'ясної сировини.

Для досягнення мети були поставлені такі **завдання**:

- провести аналіз основних закономірностей подачі та процесу подрібнення м'ясної сировини у вовчках;
- розробити комплексну систему аналітичного, чисельного та статистичного математичного моделювання процесів роботи робочих органів вовчка;
- уточнити кількісні значення структурно-механічних властивостей різних видів м'яса;
- визначити вплив напружено-деформованого стану м'ясної сировини на гідродинамічні характеристики її подачі крізь елементи різального вузла;
- встановити закономірності впливу величини кута підйому витків шнека, частоти його обертання, зовнішнього діаметра і товщини решіток різального вузла, площі лез ножа, структурно-механічних властивостей різних видів м'яса на продуктивність вовчка;
- виявити характер подачі сировини окремими зонами останнього витка шнека вовчка;
- експериментально дослідити вплив положення лез ножа в коловому напрямку відносно кінця витка робочого шнека на кількісні показники їх зношування;
- на основі результатів досліджень обґрунтувати і запропонувати найбільш ефективні способи подачі сировини до різального вузла та узгоджені з ними конструкції ножів;
- виконати теоретичні дослідження напружено-деформованого стану ножів вовчка та розробити нову конструкцію ножа зі зменшеною металоємністю і підвищеною продуктивністю процесу подрібнення сировини;
- оцінити техніко-економічну ефективність вдосконаленого обладнання та здійснити його впровадження у м'ясопереробне виробництво.

Об'єкт дослідження: процес подрібнення м'ясної сировини в різальному вузлі та його взаємозв'язки з параметрами її подачі.

Предмет дослідження: конструктивні та експлуатаційні характеристики пристроїв для подачі сировини і різального комплексу, структурно-механічні властивості м'ясної сировини, закономірності їх взаємовпливу на ефективність роботи вовчків.

Методи досліджень: положення механіки суцільного середовища, сучасні методи математичного моделювання складних технічних систем та процесів, експериментальні дослідження на спеціалізованому обладнанні з використанням відповідної вимірювальної та реєструючої апаратури, експериментальні методи вимірювання структурно-механічних властивостей сировини, методи математичного планування експериментів та статистичної обробки отриманих результатів.

Наукова новизна одержаних результатів:

– на основі отриманих аналітичних залежностей та результатів експериментальних досліджень набули подальшого розвитку положення про вплив основних конструктивних і кінематичних параметрів вовчка та структурно-механічних властивостей сировини на продуктивність процесу подрібнення;

– встановлено залежність тиску продавлювання м'ясної сировини від конструктивної схеми різального комплексу, виявлено граничні тиски для яловичини та свинини, за досягнення яких починається руйнування структури м'ясної сировини;

– уточнено кількісні значення модуля осьового стискання, напруження стандартної пенетрації та напруження зрізу основних видів м'ясної сировини, яка переробляється у вовчках;

– визначено вплив силового кільця та опорного леза на міцність лез ножа і обґрунтовано шляхи підвищення міцності ножів.

Практичне значення отриманих результатів. Обґрунтовані та реалізовані в розроблених нових конструктивних схемах вовчків найбільш ефективні способи подачі м'ясної сировини до різального вузла й узгоджені з ними конструкції

ножів дали можливість підвищити питому продуктивність (до 1,8...2,2 разу), покращити надійність роботи, розширити технологічні можливості та спростити експлуатацію вовчків. На запропоновані нові конструктивні рішення одержано два патенти України на корисну модель. Розроблено нову методику розрахунку основних конструктивних і кінематичних параметрів вовчка, яка дає змогу коректніше врахувати їх вплив на процес подрібнення м'ясної сировини. Економічний ефект, залежно від застосованих технічних рішень і моделі вовчка, становить 3500...264000 грн для однієї одиниці обладнання.

Реалізація роботи. Окремі елементи методики впроваджено у навчальний процес Черкаського державного технологічного університету. За результатами дослідження здійснено впровадження наукових результатів у виробництво на машинобудівному підприємстві ПП «Алнат» (м. Черкаси, акт від 07.09.2016 р.) та на м'ясопереробному підприємстві ТОВ «Черкаська продовольча компанія» (м. Черкаси, акт від 04.08.2016 р.).

Особистий внесок здобувача полягає в самостійній розробці методик розрахунку технологічних та конструктивних параметрів вовчків. Автором проведено експериментальні дослідження подачі та процесу подрібнення сировини і параметрів роботи різального інструменту на лабораторних стендах та у виробничих умовах. Виконано аналіз отриманих результатів, сформульовано висновки й положення, які виносяться на захист. Усі результати досліджень, які наведені в дисертації, належать авторові й отримані на основі особистої наукової творчості.

Автору належать такі основні положення: рівняння, що описують рух сировини при її подачі шнеком вовчка; розроблені конструкції вовчків та їх ножів.

Загальний план роботи та програму досліджень складено разом із науковим керівником д.т.н. В.І. Осипенком, постановку задачі обчислювальної гідродинаміки в програмному комплексі FlowVision виконано за участю к.т.н. І.М. Литовченка (Національний університет харчових технологій). Автор висловлює подяку за сприяння у проведенні виробничих досліджень О.А. Козію (ПП «Алнат», м. Черкаси) та П.В. Іванову (ТОВ «Черкаська продовольча компанія»).

Апробація результатів дисертаційної роботи. Основні наукові положення дисертації доповідалися на таких всеукраїнських та міжнародних конференціях і конгресі: 74, 80 і 82 наукові конференції «Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті» (м. Київ, 2008, 2014, 2016 рр.); I науково-технічна конференція «Актуальні проблеми харчової промисловості» (м. Тернопіль, 2013 р.); I Міжнародна науково-практична конференція «Системи розробки та постановки продукції на виробництво» (м. Суми, 2016 р.); 8th Central European Congress on Food 2016 «Food Science for Well-being» (м. Київ, 2016 р.); Міжнародна науково-практична конференція «Розвиток харчових виробництв, ресторанного та готельного господарств і торгівлі: проблеми, перспективи, ефективність» (м. Харків, 2017 р.).

Публікації. За результатами виконаних досліджень опубліковано 15 праць, у тому числі: 6 статей у наукових фахових виданнях України (з них 4 – у виданнях, які включено до міжнародних наукометричних баз даних); 2 патенти України на корисну модель; 7 тез доповідей та матеріалів конференцій.

Структура й обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел зі 156 найменувань, у тому числі 60 зарубіжних, та чотирьох додатків. Дисертація викладена на 266 сторінках машинописного тексту (основна частина – 143 сторінки), містить 16 таблиць та 83 рисунка.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН РОЗВИТКУ М'ЯСОРІЗАЛЬНИХ ВОВЧКІВ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Базові проблеми вдосконалення м'ясорізальних вовчків

М'ясопереробна промисловість характеризується значною різноманітністю видів технологічного обладнання. В сучасних умовах розвиток технологічних процесів виробництва м'ясних продуктів характеризується швидкоплинністю та використанням нових прогресивних методів обробки і відповідного технологічного обладнання. У той же час на харчових підприємствах наявний великий парк діючого обладнання усталених зразків. Це обумовлено раціональністю прийнятих принципів дії такого обладнання та надійною в експлуатації конструкцією. Саме тому необхідним є подальший розвиток такого обладнання, який дасть можливість суттєво покращувати його показники без принципових змін у конструкції.

М'ясорізальні вовчки (промислові м'ясорубки) є таким видом обладнання, що входить до складу переважної більшості технологічних ліній з виготовлення ковбасних виробів та м'ясних консервів. Вовчки придатні для подрібнення як замороженого, так і незамороженого м'яса та іншої харчової сировини (сир, овочі тощо). Незважаючи на відносну простоту конструкції вовчків, до ефективності їх роботи висуваються суворі вимоги, тому що якість подрібнення м'ясної сировини на вовчку (відсутність пошкодження білкових волокон) значною мірою визначає якість готового продукту. Це приводить до необхідності ретельного вибору конструктивних рішень при створенні нових моделей цього виду машин.

Устрій вовчка [1] можна показати на прикладі вовчка моделі К6-ФВЗП-200 (рис. 1.1). Приймальний бункер 1 вовчка змонтований на приймальному циліндрі 2, який прикріплений до робочого циліндра 3. Робочий циліндр містить знімну

гільзу 4 і відкидний рукав 5. На виході з гільзи встановлений різальний комплект 6, який включає набір ножів і решіток. Різальний механізм фіксується гайкою-маховиком 7. Робочий шнек приводиться в дію від основного електродвигуна 8 через клинопасову передачу 9 і редуктор 10. Живлення робочого шнека здійснюється двома живлячими шнеками 14, один із яких має праву навивку, а другий – ліву. Живлячі шнеки приводяться в обертання електродвигуном 11 за допомогою черв'ячного редуктора 12 і зубчастої передачі 13.

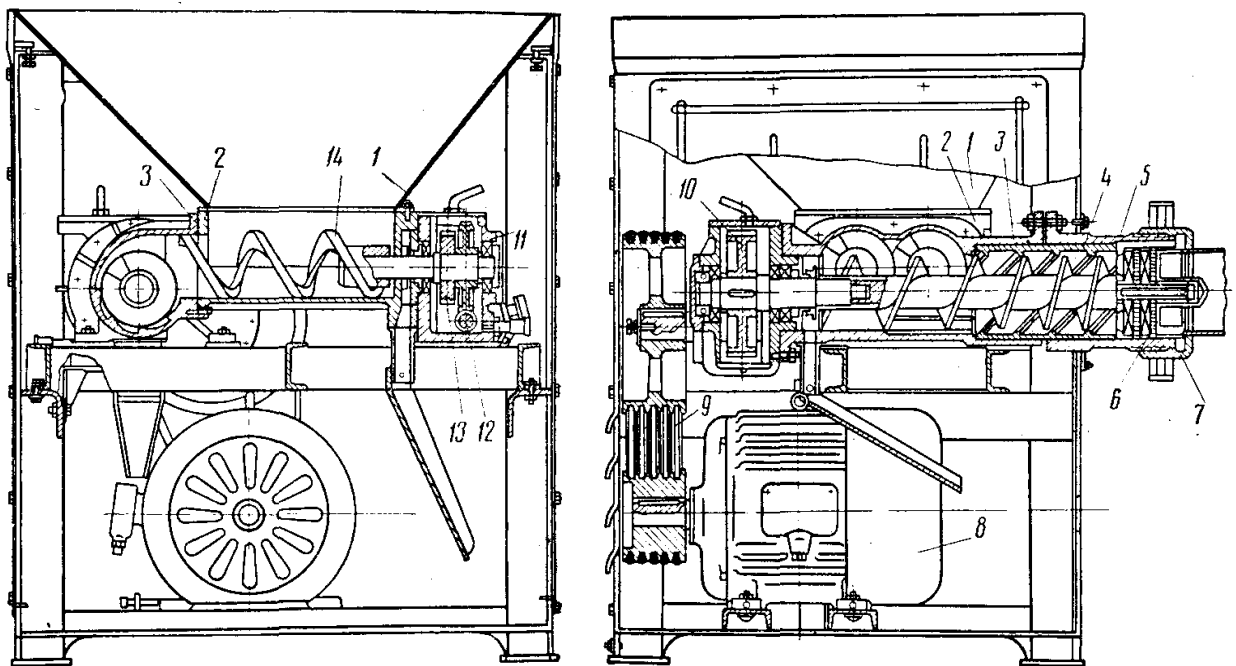


Рис. 1.1. Устрій вовчка К6-ФВЗП-200

Основним параметром, який характеризує продуктивність вовчка, вважають зовнішній діаметр решіток. Кількість обертів робочого шнека вовчка, залежно від агрегатного стану сировини та діаметра отворів вихідної решітки, може бути в межах $100 \div 400 \text{ хв}^{-1}$ [1, 10, 18].

Сучасні моделі вовчків [10, 18] відзначаються як своєю кінематичною схемою і типом приводів, так і конструктивним виконанням окремих деталей. Існують вовчки для подрібнення м'якої (парної) м'ясної сировини. Також існують вовчки-мішалки та вовчки-дробарки.

Вовчки-мішалки призначені для виконання двох технологічних операцій – змішування м'ясної сировини з рецептурними компонентами і подрібнення отриманої суміші. Вони можуть працювати у трьох режимах: змішування; змішування та подальше подрібнення; суто подрібнення.

Вовчки-дробарки призначені для подрібнення м'яса, замороженого у блоках. Отриманий подрібнений напівфабрикат, залежно від прийнятої технологічної схеми, призначений для подальшого подрібнення у вовчку, вовчку-мішалці, кутері, емульситаторі або для змішування у фаршмішалці.

Проте усі типи вовчків мають такі спільні ознаки, як різальний механізм, що містить ножі та решітки, і пристрій (механізм) подачі сировини. На рис. 1.2 зображено класифікацію [10] вовчків з огляду на конструктивне виконання механізмів подачі, різання і приводу. Зображена класифікація відображає основні відмітні риси машин, хоча існують конструкції вовчків, які мають інші особливості (див. підрозділ 1.2).

Незважаючи на багаторічний досвід створення та експлуатації вовчків, процес їх модернізації триває постійно, що пов'язано зі зміною вимог технології, виробничої санітарії та сучасного рівня розвитку техніки. При визначенні головних завдань розвитку вовчків скористаємось системним підходом. Системний підхід дає можливість встановити [19], що головна функція вовчка розкривається не при використанні даної машини окремо, самої по собі, а при використанні її у системі з іншим обладнанням – у технологічній лінії (наприклад з виготовлення ковбас). У той же час головним техніко-економічним показником продовольчого обладнання, що визначає можливість використання конкретної конструкції у складі проекрованої лінії, є технічна продуктивність [20–24], яка, в свою чергу, залежить від теоретичної продуктивності.

Вовчок найчастіше використовується для попередньої обробки сировини перед її подрібненням на кутерах або емульситаторах.

Різні конструкції вовчків можуть зумовлювати різний ступінь подрібнення сировини, але коливання цього показника не можуть розглядатись як визначальні, тому що ступінь подрібнення на кутері чи емульситаторі значно вищий (через

вищу у 10...20 разів частоту обертання ножів). Через це вовчок не здатен замінити наступну за технологічним ланцюгом машину – кутер. Звідси випливає висновок, що характеристика ступеня подрібнення сировини для вовчка є важливою, але порівняно з можливістю забезпечити задану продуктивність усієї лінії є другорядною. Це вказує на те, що забезпечення заданої (високої) продуктивності – найважливіше завдання при створенні конструкцій вовчків.

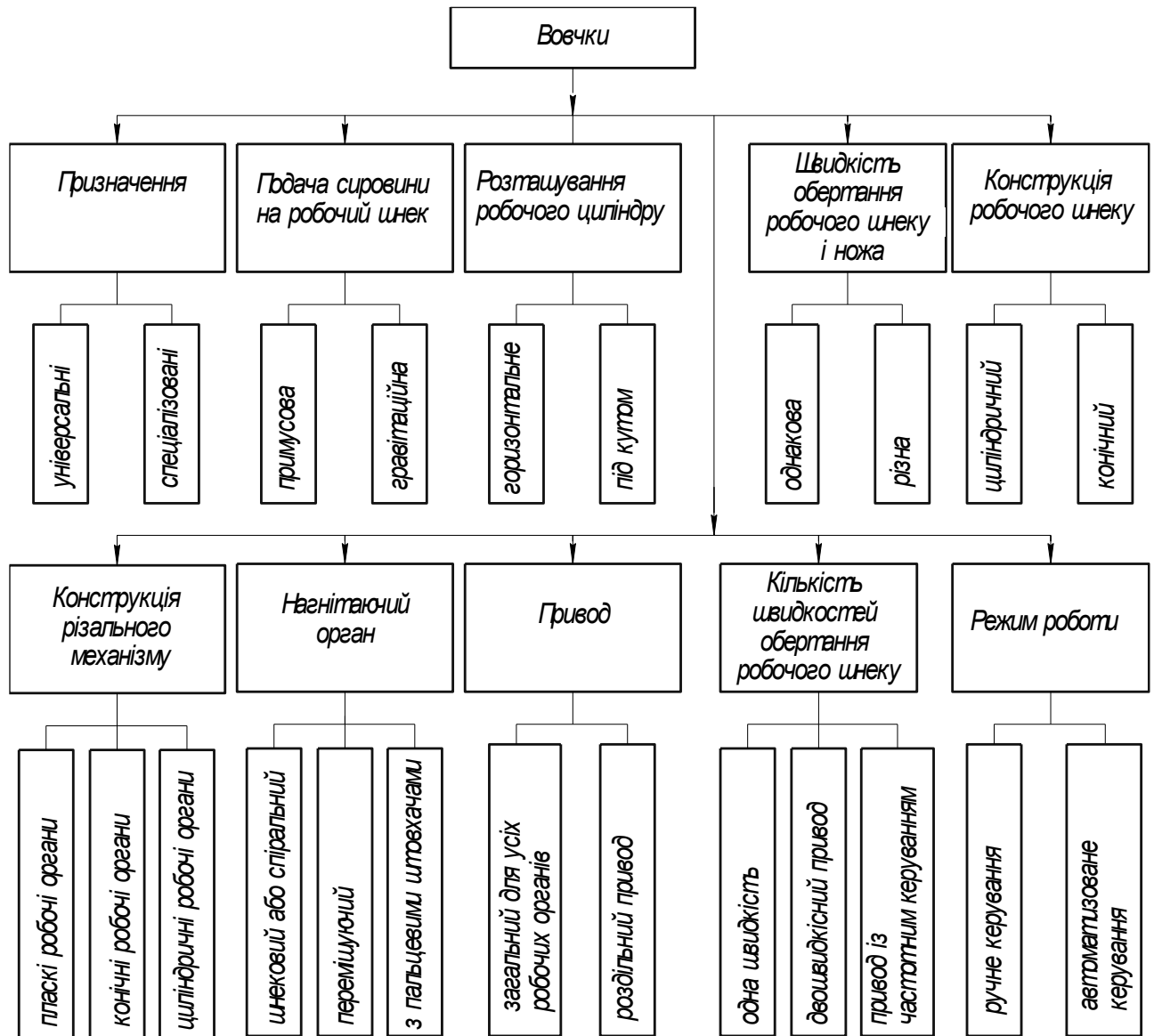


Рис. 1.2. Класифікаційна схема конструкцій вовчків

Вирішення цього завдання досягається кількома шляхами – збільшенням діаметра решіток різального комплекту, підвищенням частоти обертання шнека, зменшенням ширини лез ножів та ін.

На практиці головним способом підвищення продуктивності є саме застосування різальних вузлів збільшених діаметрів. Це дає змогу суттєвим чином збільшити загальну площу отворів, крізь які може подаватись сировина. Причому цей спосіб може застосовуватися практично без обмежень щодо необхідного підвищення продуктивності, наразі використовуються вовчки із діаметрами решіток не лише 200...250 мм, а й 300 і навіть 400 мм. Недоліком цього шляху підвищення продуктивності є значне збільшення металоємності як робочих органів вовчка, так і машини в цілому, що призведе до істотного підвищення її собівартості.

Іншим шляхом є підвищення питомої продуктивності вовчка. Такий шлях дає можливість у межах заданих габаритів та маси машини покращувати її техніко-економічні показники без надмірних капітальних витрат.

Так, підвищення частоти обертання робочого шнека, яким сировина подається у різальний комплект вовчка, дає змогу збільшити кількість сировини, яка в одиницю часу пропускається крізь різальний комплект. Але цей спосіб має обмеження щодо свого застосування – для підвищення продуктивності дієвим є лише певний діапазон значень частоти обертання шнека (як правило, не більше 400 хв^{-1}), при перевищенні якого зростання продуктивності припиняється. Це пояснюється тим, що при підвищенні частоти обертання шнека підвищується швидкість руху сировини крізь різальний комплект, але збільшення швидкості руху сировини крізь отвори решіток викликає суттєве зростання їх гідравлічного опору, що призводить до зменшення подавальної здатності робочого шнека.

Застосування у вовчках двозахідного робочого шнека також приводить до підвищення їх питомої продуктивності. Проте двозахідні шнеки внаслідок суттєвого збільшення кроку між витками характеризуються значно більшими кутами підйому витків. На практиці це означає, що при невеликому гідравлічному опорі різального вузла (при використанні вихідної решітки з великими отворами)

двозахідні шнеки володіють підвищеною продуктивністю, а при значному гідравлічному опорі різального вузла (при використанні вихідної решітки з мілкими отворами) – меншою продуктивністю порівняно зі звичайними однозахідними шнеками. Отже, використання двозахідних шнеків можливе лише в окремих випадках.

Підвищити одиничну продуктивність вовчка можна також шляхом раціонального розташування отворів вихідної решітки. Розташування отворів по вершинах рівнобічних трикутників (у «шаховому» порядку) дає можливість повніше використовувати робочу площу решітки порівняно з розташуванням отворів по вершинах квадратів. У сучасних конструкціях решіток застосовується також розташування отворів по спіралі, яке обумовлює достатньо щільне їх положення. Проте такий шлях дає змогу лише незначно підвищити продуктивність вовчка.

При використанні вихідної решітки з отворами більшого діаметра спостерігається відчутне підвищення продуктивності вовчка. Причиною є те, що збільшення діаметра отворів приводить до збільшення площі «живого» перерізу решітки і, як наслідок, – до значного полегшення процесу подачі сировини крізь різальний вузол. Однак збільшений діаметр отворів у деяких випадках не дає можливості отримати фарш належного ступеня подрібнення відповідно до технологічних вимог.

Будова ножів також впливає на значення одиничної продуктивності вовчка. Задля підвищення продуктивності слід намагатися мінімізувати площу фронтальної проекції ножа. Це дасть можливість зменшити кількість отворів решітки, які перекриваються лезами ножа, і таким чином збільшити вільний простір для проходження сировини. Досягти такого результату можна зменшенням ширини лез, а також зменшенням їх кількості.

Підвищити ступінь використання робочої площі решіток різального вузла можна, виконавши їх у кільцевій формі [25, 26]. Така будова різального вузла зумовлює зменшену висоту лез ножа, а відтак – менше навантаження кожного леза та, відповідно, меншу довжину його основи та меншу площу його поверхні.

В результаті досягається менша площа фронтальної проекції ножа та більша до 15 % робоча площа решітки, яка вільна для проходження сировини.

Будова різального комплексу впливає на продуктивність вовчка. Так, використання трьох решіток (чотирьох різальних площин) дає змогу підвищити продуктивність машини на 55% порівняно з комплектом, який містить дві решітки, та на 70% порівняно з комплектом, який містить одну решітку [1]. Причому одночасно з підвищенням продуктивності досягається зменшення енерговитрат на роботу приводу. На практиці найчастіше використовують різальні комплекти саме з чотирма різальними площинами, подальше збільшення їх кількості призведе до надмірного збільшення вартості комплексу та витрат енергії на тертя ножів по решітках.

Іншою особливістю впливу процесу подрібнення сировини на продуктивність вовчка є збільшення продуктивності при інтенсифікації саме процесу різання. Так, застосування у вовчку роздільного приводу робочого шнека та ножового вала дає можливість підвищити частоту обертання ножів відносно шнека [27]. При такому виконанні вовчка сировина подрібнюється дрібніше, внаслідок чого підвищується її текучість та зменшуються зусилля, що необхідні для проштовхування сировини крізь отвори решіток. В результаті питома продуктивність вовчка зростає на 25...60%. Проте подальше підвищення продуктивності стає неможливим, тому що швидкообертові ножі відтісняють сировину та ускладнюють її подачу робочим шнеком.

Описані вище способи спрямовані на підвищення теоретичної продуктивності вовчка. На практиці визначальну роль відіграє технічна або фактична продуктивність, яка, крім теоретичної продуктивності, залежить від надійності роботи машини та від надійності здійснення робочого процесу в ній.

Задля підвищення фактичної продуктивності промислові вовчки оснащуються допоміжним шнеком, який призначений для надійного та безперебійного подавання шматків сировини з бункера до робочого шнека. Завдяки використанню подавального шнека виключаються такі явища, як зависання сировини в бункері та ненадійне захоплення сировини витками

робочого шнека. В конструкції вовчка можуть використовуватись один або два подавальні шнеки, що розташовані паралельно або ж перпендикулярно до шнека робочого.

Ще одним технічним рішенням у вовчках, яке призначене для підвищення їх фактичної продуктивності, є застосування різального комплексу з функцією жилування сировини. Така будова різального вузла дає змогу одночасно з подрібненням сировини виводити з різального комплексу великі тверді частинки (жили, хрящі, скалки кісток), які не можуть бути протиснені крізь мілкі отвори вихідної решітки. Завдяки цьому виключається можливість забивання отворів вихідної решітки та, відповідно, усувається необхідність час від часу зупиняти машину і проводити чищення різального вузла.

Зважаючи на зазначене, можна зробити висновок, що головним завданням при створенні конструкцій вовчків є забезпечення їх заданої (високої) продуктивності при витримуванні необхідної якості. Найбільш відчутного збільшення продуктивності вовчків можна досягти, підвищуючи саме теоретичну їх продуктивність. При цьому раціональним є збільшення питомої продуктивності, що дає можливість зменшити капітальні та експлуатаційні витрати на одиницю виготовленої продукції при використанні вовчків.

Відомі шляхи збільшення питомої продуктивності вовчків мають низку недоліків, головним із яких є недостатнє підвищення продуктивності (не більше 50-60%). Вирішуючи це проблемне завдання, автором запропоновано новий шлях підвищення питомої продуктивності вовчків.

Автором, на основі спостережень за робочим процесом у діючих вовчках, висунуто гіпотезу про те, що не всі леза ножа вовчка беруть однакову участь у процесі подрібнення сировини в різальному вузлі. Згідно з висунутою гіпотезою в кожний момент часу інтенсивна подача м'ясної сировини відбувається не рівномірно по всій площі решітки, а лише в межах деякого сектора, величина якого залежить від геометрії витків шнека. При цьому максимум інтенсивності подачі сировини спостерігається в місці найбільшого наближення кінця останнього витка шнека до приймальної решітки різального вузла. Тобто робочий шнек

вовчка подає сировину не одночасно по усій робочій площі решітки, а лише в межах певного умовного сектора, який обертається разом із обертанням робочого шнека.

Ця гіпотеза дає можливість запропонувати обґрунтування таких способів подачі сировини до різального вузла вовчка, які б забезпечили одночасне подання сировини по усій робочій площі решіток. Цим самим можна досягти значного підвищення продуктивності вовчків при таких їх сталих параметрах, як зовнішні діаметри решіток та шнека, діаметр робочого циліндра, габарити ножів тощо, що обумовить суттєве підвищення технічного рівня вовчків.

Поряд із цим, ретельне дослідження явищ, які покладені в основу висунутої гіпотези, може дати можливість узгодити конструктивне виконання ножів із конструкцією і робочими властивостями робочого шнека. В решітці може стати можливим розроблення конструкцій ножів із істотно зменшеною металоємністю, а відтак і собівартістю.

Можна зробити висновок, що актуальними є перевірка гіпотези про диференційовану інтенсивність подачі сировини по робочій поверхні решіток вовчка та обґрунтування заходів, які дадуть змогу істотно підвищити питому продуктивність вовчків та створити передумови для зменшення собівартості їх ножів.

1.2 Аналіз конструкцій пристроїв для подачі сировини в різальний вузол вовчків

Як пристрій для подачі сировини в різальний вузол вовчків (ППС) найчастіше використовується [10, 18, 28] одношнековий насос, який складається власне з робочого шнека та робочого циліндра з поздовжніми ребрами. Сировина подається парою «шнек-циліндр», при цьому ребра в циліндрі слугують для фіксації сировини в коловому напрямку та спрямування її до різального вузла вовчка.

Конструкція шнека визначає ефективність процесу подачі сировини до РВ та крізь нього. За формою шнеки можуть бути циліндричними і конічними, при цьому змінними можуть бути як зовнішній діаметр витків, так і діаметр вала шнека.

Залежно від виду і стану сировини, розміру її шматків, а також від призначення вовчка спіраль шнека може бути: з постійним кроком між витками; з кроком, який дещо змінюється (зменшується) по ходу продукції; з кроком, що різко зменшується спочатку і плавно наприкінці шнека. До того ж, використовуються двозахідні шнеки, в яких додаткова спіраль починається посередині або наприкінці шнека.

Важливою умовою належної роботи шнекового ППС є узгодження геометрії витків робочого шнека та ребер у робочому циліндрі. При обертанні шнека тиск на сировину передається в напрямку по нормалі до поверхні його витків. У випадку, коли ребра 3 циліндра мають прямолінійну форму і розташовані вздовж осі циліндра, корисну роботу по переміщенню сировини вздовж осі шнека 1 і пазів циліндра 2 виконує лише частка $P_{кор}$ загального тиску $P_{заг}$ (рис. 1.3, а) [18]. Інша частка тиску $P_{шк}$ виконує шкідливу функцію, зминаючи сировину, відтискаючи м'ясний сік і збільшуючи енерговитрати на переміщення сировини.

Ребра 3 в робочому циліндрі вовчка мають бути виконані криволінійної форми таким чином, щоб нормаль до поверхні 1 витків шнека була направлена вздовж пазів 2 та ребер 3 робочого циліндра (рис. 1.3, б). В такому разі шкідливі втрати енергії будуть відсутні, і весь тиск $P_{заг}$ буде використовуватись для подачі сировини крізь різальний комплект.

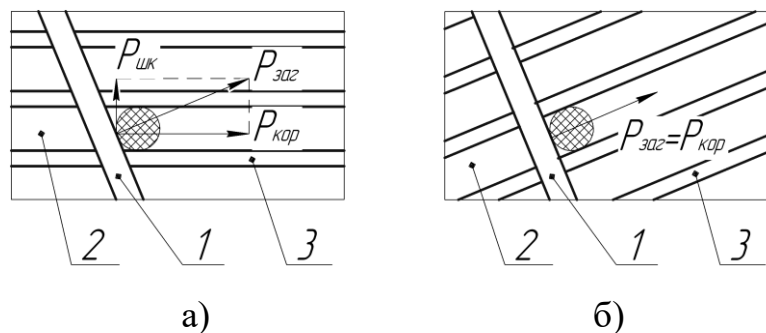


Рис. 1.3. Взаємозв'язок геометричних параметрів робочого шнека та циліндра: а) – ребра в робочому циліндрі прямолінійної форми; б) – ребра в робочому циліндрі криволінійної форми

Зношування ребер циліндра і зовнішньої кромки шнека зменшує продуктивність вовчка і збільшує витрату енергії, тому що збільшується зазор, крізь який під тиском у робочій частині витісняється назад «текуча» фракція сировини. Зменшення продуктивності вовчка при цьому прямо пропорційне величині щілини, піднесеної в куб, і величині тиску, що створюється в робочій частині вовчка. Для вовчків з діаметром решіток 160 і 200 мм зазначений зазор повинен не перевищувати 0,9 мм. Збільшення зазору [29, 30] до 6 мм призводить до зменшення продуктивності вовчка з 4,5 до 1,5 т/год, причому одночасно з цим енерговитрати зростають з 3 до 12 кВт·год/т.

Провідними світовими виробниками вовчків використовуються як однозахідні, так і двозахідні шнеки [31–39]. Випадки використання шнеків різного конструктивного виконання є наступними. Коли передбачається застосування вовчка для подрібнення лише парної та охолодженої м'ясної сировини, слід використовувати робочий шнек, крок витків якого істотно зменшується вздовж осі (рис. 1.4, а). При цьому великий крок між витками в зоні бункера дає змогу надійно захоплювати шматки сировини та направляти їх у робочий циліндр вовчка.

Зменшення кроку в зоні різального комплексу дає можливість ущільнити сировину, підвищити коефіцієнт заповнення міжвиткового простору шнека, а також забезпечити високий тиск нагнітання сировини, що необхідний для надійної і високопродуктивної роботи вовчка при використанні вихідних решіток з отворами малих діаметрів. Недоліком такої будови шнека є недостатня продуктивність, що обумовлено локальною зоною подачі сировини в кожний момент часу по площині решіток.

У випадку, коли передбачається використання вовчка для переробки мороженої сировини, можливе виконання робочого шнека з кроком між витками,

який незначно зменшується (рис. 1.4, б), тому що агрегатний стан сировини виключає необхідність її попереднього ущільнення та стискання. Недолік таких шнеків аналогічний попередньому.

Двозахідні шнеки (рис. 1.4, в) дають змогу підвищити питому продуктивність вовчків [39]. Це відбувається завдяки тому, що двозахідний шнек має удвічі більшу кількість зон активної подачі сировини до решіток порівняно зі звичайним однозахідним робочим шнеком (в якому в кожний момент часу сировина переважно подається не по усій робочій площі решітки, а лише в межах деякого сектора, що розташований в зоні кінця останнього витка).

Однак двозахідні шнеки внаслідок суттєвого збільшення кроку між витками мають значно більші кути підйому витків. На практиці це означає, що при невеликому гідравлічному опорі різального вузла (при використанні вихідної решітки з великими отворами) двозахідні шнеки володіють підвищеною продуктивністю, а при значному гідравлічному опорі різального вузла (при використанні вихідної решітки з мілкими отворами) – меншою продуктивністю порівняно зі звичайними однозахідними шнеками. Таким чином, застосування двозахідних шнеків не дозволяє повною мірою вирішити завдання підвищення питомої продуктивності вовчків.

Автором [40] запропоновано дещо видозмінити будову двозахідних шнеків. Пропонується застосування спеціальних виступів (напливів) на кінцевих ділянках обох спіралей (рис. 1.4, г). Зазначені зміни дають змогу подавати сировину в кожний момент часу по більшій площі решіток, що приведе до підвищення продуктивності вовчка [40]. Проте недоліком такого шнека залишаються погані показники роботи з решітками, що мають дрібні отвори. В роботі [40] відсутні кількісні дані, які б дали можливість оцінити залежність між конструктивним виконанням шнека та його робочими характеристиками.

Оригінальною є збірна конструкція робочого шнека вовчків марки MaDo [38]: шнек складається зі сталевого вала і змонтованої на ньому за допомогою штифтів полімерної гвинтової частини (рис. 1.4, д). Полімерний шнек, контактуючи з сировиною, утворює антифрикційну пару з низьким коефіцієнтом

тертя, знижуючи таким чином енергетичні витрати на подачу сировини. Крім того, полімерний гвинтовий корпус шнека виконує роль термоізолятора, перешкоджаючи нагріванню сировини.

На рис. 1.4, є зображено подавальний шнек вовчка-дробарки Karl Schnell

Automatenwolf V250 [35]. Витки в зоні захоплення м'ясних блоків мають пази і

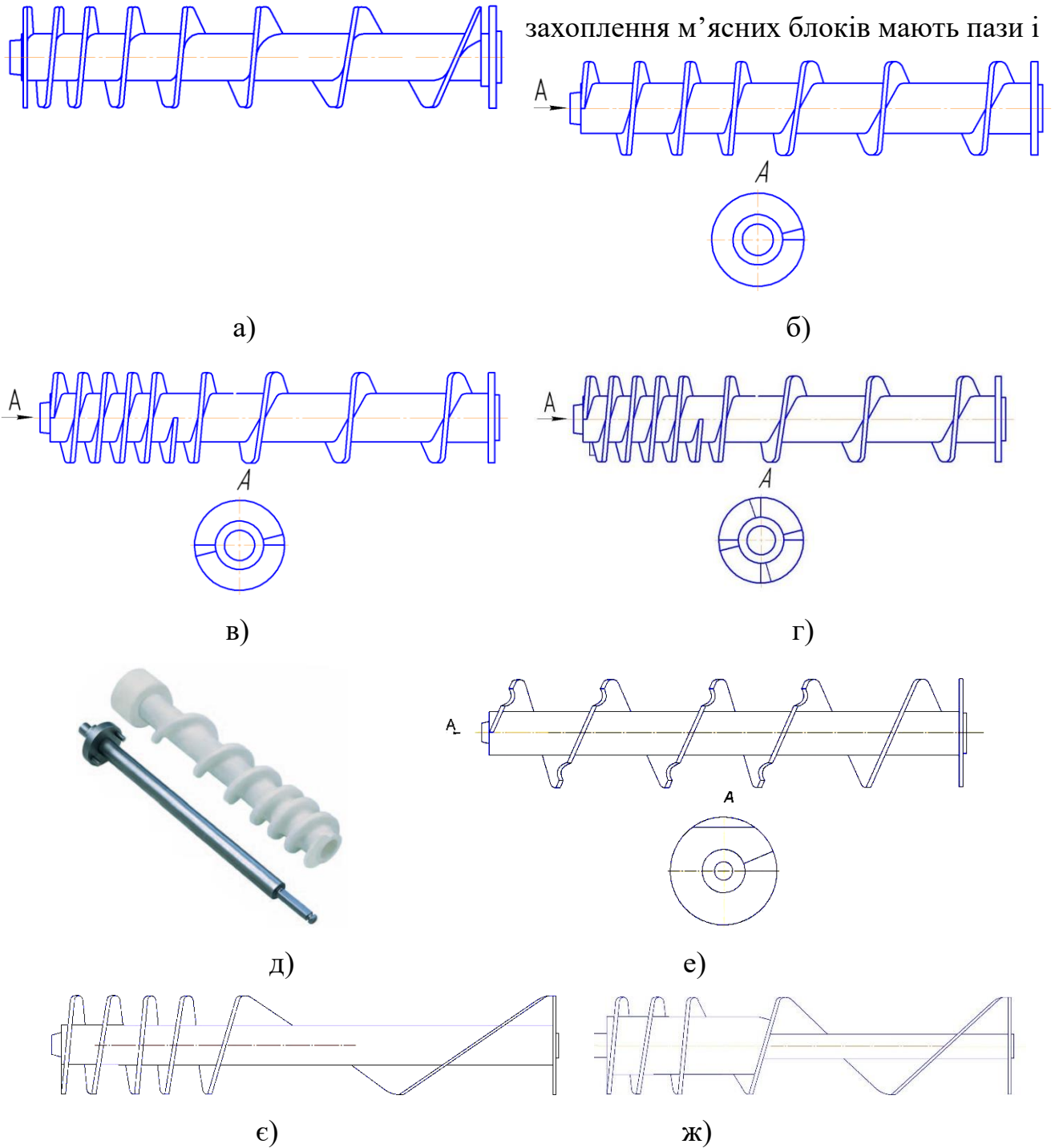


Рис. 1.4. Основні види конструкцій шнеків: а) – з кроком витків, що істотно змінюється; б) – з кроком витків, що змінюється незначно; в) – двозахідний шнек; г) – двозахідний шнек із додатковими виступами на спіралях; д) – збірний шнек; е) – подавальний шнек вовчка-дробарки; є) – універсальний робочий шнек вовчка-дробарки; ж) – шнек вовчка-дробарки зі зменшеною висотою витків

додатково оснащені вставними різальними елементами. Така конструкція подавального шнека дає змогу почати дроблення замороженого м'ясного блока ще в зоні бункера, що дозволяє підвищити продуктивність машини. Проте завдання підвищення продуктивності при переробці парного м'яса залишається невирішеним.

У конструкції вовчка-дробарки CFS MaxiGrind [31] передбачено лише один шнек – робочий, який виконує функції і подрібнення заморожених м'ясних блоків, і функції власне шнека робочого (рис. 1.4, є). Захоплююча частина шнека має 1 виток великого кроку, ребро якого виконане загостреним. Захоплююча частина виконує функцію захоплення м'ясного блока і його попереднього подрібнення. Нагнітаюча частина шнека має 6 витків постійного кроку, вона виконує функції транспортування шматків м'ясного блока в робочому циліндрі і нагнітання сировини крізь різальний комплект вовчка. Застосування такої схеми дає змогу спростити конструкцію і зменшити вартість машини, її габарити.

Шнек вовчка-дробарки марки MaDo GIGANT MEW 734 (рис. 1.4, ж) забезпечує [38] можливість використання в різальному вузлі решіток із вкрай дрібними отворами. Підвищення нагнітальної спроможності робочого шнека досягається використанням збільшеного діаметра вала шнека в зоні робочого циліндра та зменшеної висоти витків у цій зоні. Шнек виконано двозахідним. Використання мілких отворів у вовчку-дробарці дає змогу уникнути необхідності використання в технологічній лінії додаткового вовчка, проте завдання підвищення питомої продуктивності вовчка така будова шнека не вирішує.

Поряд зі шнековими в сучасних моделях вовчків використовуються й інші типи ППС, застосування яких зумовлює низку переваг. Так, у вовчках-мішалках (марки CFS ComboGrind та MaDo MMG 239), для яких початковою сировиною є не кускове м'ясо, а м'ясний шрот або фарш, застосовуються [31, 38, 41–44] ППС у вигляді двогвинтового насоса (рис. 1.5, а). Гвинти мають витки великої ширини та зустрічне обертання. Подача сировини до різального комплексу здійснюється шляхом витиснення сировини витками одного гвинта з міжвиткового простору

іншого гвинта. Такий тип ППС володіє певними перевагами: подача сировини здійснюється без її надмірного стискування; мінімізується зворотний відтік сировини з робочої камери; забезпечується надійна подача навіть в'язкої сировини (заздалегідь подрібненого фаршу); підвищений тиск нагнітання сировини крізь мілкі отвори. В результаті, прийнята схема обумовлює підвищену продуктивність машини, зменшену енергоємність роботи та зменшений нагрів сировини [41–44].

У різальному вузлі вовчка-дробарки CFS UniGrind розміщено [31, 44–47] ексцентриково-лопатевий насос CintiFlow (рис. 1.5, б). Насос розміщено між першою і другою парами «ніж-решітка». Ротор насоса встановлюється на палець робочого шнека. Сировина, після попереднього подрібнення першою парою «ніж-решітка», лопатевим насосом нагнітається під підвищеним тиском у вихідну решітку і остаточно подрібнюється. У результаті забезпечується надійна і високопродуктивна робота вовчка-дробарки при переробці дефростованих м'ясних блоків навіть при використанні вихідної решітки з дрібними отворами. Однак залишається невідомим, чи по всій робочій поверхні решітки подається сировина в кожний момент часу зазначеним типом насоса.

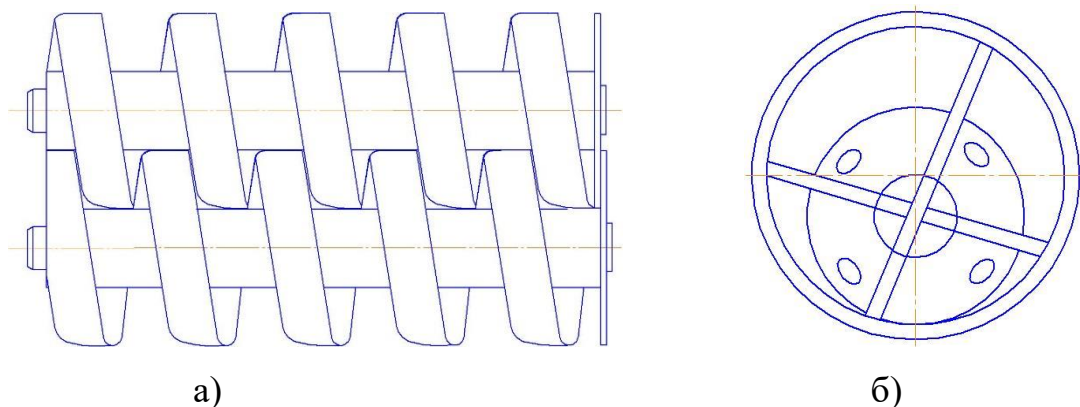


Рис. 1.5. Види ППС вовчків: а) – двогвинтовий насос; б) – ексцентриково-лопатевий насос

Аналізуючи відомі типи ППС вовчків, можна визначити такі основні вимоги до їх устрою:

- 1) висока питома продуктивність;
- 2) можливість створювати високий нагнітальний тиск;
- 3) надійне захоплення сировини в зоні бункера;
- 4) низькі витрати енергії на тертя об сировину;
- 5) можливість брати участь у процесі попереднього подрібнення сировини, в тому числі й замороженої;
- б) висока зносостійкість.

Загалом, можна зробити висновок, що, незважаючи на широке різноманіття конструкцій ППС вовчків, на теперішній час відсутні кількісні дані, які б дали можливість порівняти ППС за таким показником, як питома продуктивність та обрати найбільш раціональний тип із них. Відомим конструкціям ППС притаманна низка недоліків, серед яких недостатня питома продуктивність в усьому діапазоні технологічних режимів та при переробці м'ясної сировини різного агрегатного стану.

1.3 Аналіз конструкцій різального інструменту вовчків

Конструктивному виконанню ножів та решіток приділяється особлива увага при проектуванні вовчків, тому що навіть незначні зміни в їх конструкції призводять до змін в ефективності та енергоємності роботи машини [18].

Різальний комплект вовчка складається з ножів і решіток, які встановлені почергово. Найбільш поширеною є схема, зображена на рис. 1.6, – це приймальна, проміжна та вихідна решітки і розташовані поміж ними два чотирилезові ножі [6].

Відомі конструкції ножів [48–71] мають кілька лез, зазвичай від 4 до 8 (рис. 1.7). Леза можуть бути розташовувані радіально або з ексцентриситетом відносно центра решітки. Леза криволінійної форми володіють кращою різальною здатністю і забезпечують вищу якість різання сировини за рахунок зменшення кінематичного кута різання. Існують моделі ножів зі змінними лезами-вставками

(рис. 1.7, б). Такі конструкції ножів дають змогу заощаджувати на купівлі різального інструменту.

Збільшення кількості лез ножа (рис. 1.7, г, д) дає можливість підвищити ефективність подрібнення, але в той же час збільшення площі фронтальної проекції ножа призводить до зменшення продуктивності вовчка [1, 6, 18, 19]. Для того щоб забезпечити високу пропускну спроможність різального вузла (високу продуктивність вовчка) і, одночасно з цим, високу подрібнювальну здатність ножа, ножі оснащують силовим кільцем, яке охоплює кінці лез (рис. 1.7, в, є, ж, з). Кільце збільшує жорсткість та міцність лез, в результаті чого стає можливим виготовляти ніж багатолезовим.

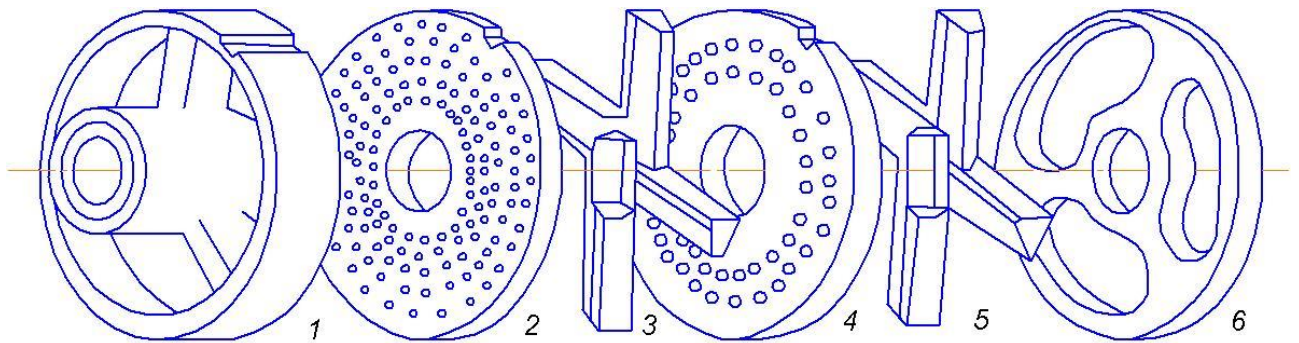


Рис. 1.6. Схема різального комплексу вовчка: 1 – кільце-підпора; 2 – вихідна решітка; 3 – чотирилезовий ніж; 4 – проміжна решітка; 5 – приймальна решітка

Загальною рисою для переважної більшості відомих конструкцій ножів є рівномірне розташування лез по колу, що передбачає рівномірну подачу сировини ППС вовчка по робочій площі решіток. Проте, як зазначалось вище, результати спостережень за роботою вовчків вказують на подачу сировини шнеком лише в межах певного сектора робочої площі решітки, при цьому зазначений умовний сектор обертається разом зі шнеком. З огляду на це виникає питання щодо раціональності відомих конструкцій ножів, а саме – доцільності розташування лез рівномірно по периметру кола.

Вочевидь, слід узгоджувати будову ножа вовчка із переважаючими напрямками подачі сировини крізь решітки різального вузла. Так, автором роботи [72] зазначається, що більш раціональне розташування звичайного чотирилезового ножа на пальці шнека (зміщення леза відносно останнього витка шнека) дає змогу підвищити питому продуктивність вовчка до 30%. Це доводить необхідність узгодження будови ножів вовчка із будовою та робочими властивостями пристрою для подачі сировини (шнекового або іншого). Виконання цього завдання дасть можливість забезпечити найкращі показники продуктивності вовчка та ступеня подрібнення сировини. Питання залежності й ефективності подрібнення сировини у вовчку від кількості лез ножа висвітлено в роботах [73, 74].

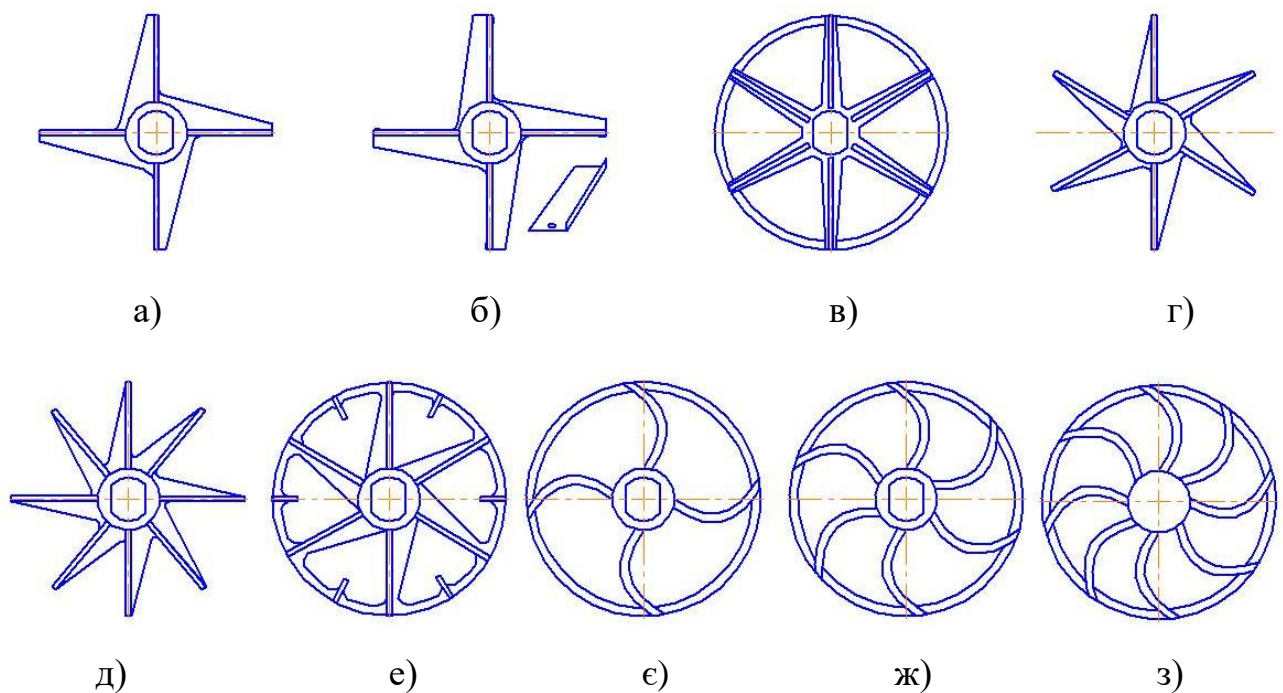


Рис. 1.7. Види конструкцій ножів вовчка: а) – звичайний чотирилезовий; б) – зі змінними різальними вставками; в) – шестилезовий із вузькими лезами та силовим кільцем; г) – шестилезовий; д) восьмилезовий із лезами зменшеної ширини; е) – із силовим кільцем та проміжними лезами; є) – із силовим кільцем та чотирма

увігнутими лезами; ж) – із силовим кільцем та шістьма увігнутими лезами; з) – із силовим кільцем та восьми увігнутими лезами

Слід зазначити, що витрати на купівлю різального інструменту становлять значну частку витрат при експлуатації вовчків, тому що вартість ножів та решіток є достатньо високою, їх довговічність, як правило, становить 200 год. Пошук нових ефективних шляхів зменшення витрат на різальний інструмент був і залишається предметом численних наукових досліджень [75–81]. Поряд із добором марки матеріалу ножа та видом його зміцнювальної обробки ефективним шляхом зменшення витрат на різальний інструмент може бути істотне зменшення собівартості ножів. На думку автора, досягти цього можна конструктивним шляхом, обґрунтовано обираючи кількість лез та їх розташування в коловому напрямку. При цьому зменшення кількості лез ножа дає можливість зменшити як нагрів сировини внаслідок тертя ножів по решітках, так і витрати енергії на привід ножів [82].

Загалом, можна зробити висновок, що актуальними залишаються розробка та обґрунтування такої будови ножа, яка здатна забезпечити підвищену продуктивність вовчка, належний ступінь подрібнення сировини та зменшену собівартість ножів.

1.4 Огляд експериментальних досліджень з підвищення ефективності роботи різального вузла вовчків

Ефективність роботи РВ вовчків залежить від конструктивних і кінематичних параметрів як шнека, так і ножів та решіток.

Згідно з [1] довжина шнека, точніше, кількість витків на ньому суттєво впливає на продуктивність вовчка. При малій довжині шнека і малій кількості витків суттєвим є зворотний потік сировини від РВ у бік бункера. При довгих шнеках з 5...6 витками, що розміщуються в робочому циліндрі, зворотні потоки помітно зменшуються, продуктивність вовчка підвищується і скорочується питома

витрата енергії. Це пояснюється тим, що за наявності 5...6 витків у межах робочого циліндра ефект шлюзування витками зазору між шнеком та циліндром витками є найбільшим. При подальшому збільшенні довжини шнека продуктивність стабілізується, але підвищується питома витрата енергії на тертя шнека об сировину. Однак у цій роботі не наведено ґрунтовних даних щодо залежності між конструктивними параметрами шнека та продуктивністю вовчка.

Технологічні параметри вовчків досліджувались у роботах [83–88]. При цьому результати досліджень впливу конструктивних параметрів шнека на продуктивність м'ясорубок наведено в роботі [88]. Автор дослідив вплив кута підйому гвинтової лінії шнека на продуктивність м'ясорубки ММП-II-1 при подрібненні м'ясного й овочевого фаршів. Встановлено, що при зміні кута підйому гвинтової лінії β від 5 до 20° спостерігається зміна продуктивності на 10 і 12 % відповідно для м'ясних і овочевих фаршів. Збільшення продуктивності на ділянці збільшення β від 5 до 12° відбувається за рахунок збільшення здатності подачі шнека при збільшенні кута підйому гвинтової лінії. Подальше збільшення гвинтової лінії призводить до прослизання продукту об поверхню циліндра та, відповідно, до зменшення продуктивності м'ясорубки. Автором отримано такі емпіричні залежності продуктивності (Q) м'ясорубки ММП-II-1 від кута підйому витків шнека (β) при подрібненні:

$$- \text{ м'ясного фаршу} - Q = -0,07\beta^2 + 1,89\beta + 28,25; \quad (1.1)$$

$$- \text{ овочевого фаршу} - Q = -0,05\beta^2 + 1,35\beta + 21,25; \quad (1.2)$$

Однак у цій роботі не досліджено залежність подавальної здатності шнека від діаметра отворів вихідної решітки РВ. Це не дає змоги оцінити вплив гідравлічного опору РВ на продуктивність вовчка при заданих конструктивних параметрах шнека, тому що, як відомо, при малому гідравлічному опорі більшу продуктивність забезпечують шнеки із великим кутом підйому витків, тоді як при збільшеному опорі – шнеки із малим кутом підйому витків.

Також у цій роботі не досліджено вплив конструктивного виконання двозахідних шнеків на продуктивність м'ясорубки. Не досліджено і вплив

конструктивних параметрів шнека та гідравлічного опору РВ на інтенсивність подачі сировини по робочій поверхні решіток у кожний момент часу.

В роботі [89] досліджено вплив конструктивних і кінематичних параметрів РВ вовчка та його ППС на величину загальної витраченої енергії та на величини окремих її компонент. Встановлено, що в загальному випадку витрати потужності на подачу сировини, тертя ножів по решітках та на різання сировини становлять близько 30%. При цьому при збільшенні діаметрів отворів вихідної решітки з 3 до 10 мм відбувається зниження енергоємності подачі сировини крізь решітки і на тертя в різальному механізмі від 30,2 до 13,3% і від 31,1 до 20,9%, відповідно, до загальної потужності. Потужність на різання при цьому зростає з 32 до 65%. Однак у цій роботі автор не наводить даних про залежність продуктивності вовчка від конструктивних параметрів ППС. Слід зазначити, що згідно з прийнятою в цій роботі методикою проведення експериментальних досліджень як ППС виступав поршневий насос. Це не дає змоги оцінити величину зони інтенсивної подачі сировини по робочій площі решітки в кожний момент часу, а також прогнозувати найбільш раціональні параметри ППС, який міг би бути застосованим у вовчках.

На ефективність подачі сировини у вовчках серед іншого впливають її структурно-механічні властивості. Зокрема, компресійні властивості м'яса визначають граничні тиски продавлювання його крізь отвори та щілини [90, 91]. Дослідженню впливу зазначених параметрів м'ясної сировини на ефективність її продавлювання крізь отвори решіток вовчка присвячено значну кількість наукових праць [91...100]. Проте отримані результати не можна вважати вичерпними, вони не дають змоги прогнозувати вплив конструктивних і кінематичних параметрів ППС на продуктивність вовчка.

В роботі [92] наведено результати визначення осьового та бокового тисків у горловині РВ вовчка. Встановлено залежність цих тисків від маси шматків початкової сировини та ступеня затуплення різальних кромek ножів. Однак у цій роботі наведено залежність зазначених тисків від конструктивних параметрів ППС.

Автором [93] було проведено дослідження з визначення комплексної залежності тиску витікання м'яса від діаметра отворів решітки. У ході експериментів м'ясо продавлювалось крізь решітки з отворами різного діаметра (0,225...0,025 м) при різних швидкостях витікання (0,07...0,4 м/с). В результаті обробки експериментальних даних одержано емпіричну залежність для розрахунку тиску витікання P недеформованого м'яса:

$$P = 1,265 \cdot 10^5 d^{0.84} v^{0.3}; \quad (1.3)$$

Проте отримані в роботі результати не можна вважати вичерпними. В них не відображено вплив отворів малого діаметра (3...1,5 мм) на величину тиску витікання. Також можна відзначити недолік методики проведення експерименту – змінні решітки, які використовувались, мали лише таку відмінність, як діаметр отворів та їх кількість. Слід відзначити, що при зміні діаметрів отворів решітки одночасно змінюються два показники, які істотно визначають тиск витікання – гідравлічний опір руху сировини всередині отворів, а також лобовий тиск вдавлювання сировини в отвори (долання опору перемичок поміж отворами). Прийнята авторами [93, 94] методика не дає можливості диференціювати ці два показники. Також у роботі не враховувались відстані поміж решітками РВ, в яких знаходиться м'ясна сировина, що впливає на компресійні характеристики об'єму сировини, який знаходиться в РВ вовчка.

В роботі [95] наводяться результати аналогічних експериментальних досліджень. Дослідження проводились із використання лабораторного стенда (циліндр, поршень, набір змінних решіток) на базі розривної машини Р-5. Визначено, що залежність гідравлічного опору решіток від діаметра їх отворів має експоненціальний характер. В результаті обробки експериментальних даних було одержано таку емпіричну залежність тиску витікання, зокрема для яловичини:

$$P = 13,73 \cdot 10^4 \cdot d_o^{0,87} \cdot V_n^{0,17} \cdot \varphi_0, \quad (1.4)$$

де d_o – діаметр отвору решітки, м; V_n – швидкість продавлювання сировини, м/с; φ_0 – коефіцієнт перфорації решітки.

Недоліки проведених автором досліджень аналогічні зазначеним вище.

Точніше вплив конструктивних параметрів решіток на величину тиску витікання сировини враховано в дослідженнях автора [96]. Використовувався також лабораторний стенд на базі розривної машини Р-5, проте було застосовано декілька різних наборів решіток. Кожний набір містив визначену кількість решіток із отворами одного діаметра. Це давало можливість варіювати довжину отворів утвореного пакета решіток при сталому значенні діаметра їх отворів. До недоліків цих досліджень можна віднести вузький діапазон застосованих автором швидкостей стискання сировини, діаметрів отворів решіток та видів м'ясної сировини. Також у роботі не враховано відстані між решітками РВ, які впливають на компресійні характеристики об'єму сировини, що знаходиться в РВ вовчка.

Авторами [97...100] проведено експериментальне визначення значень тиску витікання м'ясної сировини при її продавлюванні крізь решітки різального вузла вовчків і встановлено, що при продавлюванні свинини, залежно від її температури та діаметра отворів решітки, ГО сягає 0,15...0,45 МПа, при продавлюванні індичини в аналогічних умовах ГО сягає 0,3...0,6 МПа. Відповідно до даних [100] під час такого продавлювання сировиною заповнюється не більше половини площі решітки. Однак в означених роботах не відображено відповідну будову різального вузла вовчків, який складається з кількох решіток, які розташовані одна від одної на величину товщини ножів, що спричиняє підвищення загального ГО РВ як за рахунок наявності кількох решіток, так і за рахунок наявності шару м'ясної сировини між ними.

Реологічні властивості м'яса досліджено в роботах [90, 91]. Величину зусилля різання м'ясної сировини досліджено також у роботах [101...105]. Однак в означених роботах переважно йдеться про дослідження властивостей яловичини, тоді як аналогічні результати щодо свинини та курятини переважно відсутні.

Міцність ножів вовчка у відомих наукових працях ґрунтовно не досліджено. В роботі [106] авторами досліджено міцність маточини чотирилезових ножів вовчка залежно від геометричної форми осьового отвору маточини та його розташування відносно лез ножа. В роботі [107] наводяться результати

чисельного моделювання напружено-деформованого стану ножів вовчка відповідної будови. Однак в означених роботах не досліджено міцність лез та маточини тих типів ножів, які найширше використовуються на практиці. Також не досліджено вплив силового кільця, яке охоплює по периметру леза ножа, на міцність цих лез. Відсутність зазначених даних не дає змоги пропонувати заходи щодо розробки раціональних конструкцій ножів вовчка, які здатні забезпечити високу його продуктивність, належний ступінь подрібнення сировини та які б мали зменшену собівартість виготовлення.

Таким чином, можна зробити висновки, що актуальним залишається проведення низки експериментальних досліджень, які спрямовані на визначення впливу конструктивних параметрів ППС та РВ вовчка, а також структурно-механічних властивостей сировини на продуктивність вовчка та якість обробки сировини.

1.5 Огляд відомих математичних моделей, що описують процес роботи вовчків

Процес переробки м'ясної сировини у вовчку описано математичним шляхом у багатьох наукових працях [1, 6, 18, 19, 29, 88, 89, 96, 108...112]. Однак, незважаючи на це, залишається невирішеною низка проблемних завдань, що не дає можливості виконувати проектування конструкцій вовчків з високими технічними характеристиками, витрачаючи при цьому мінімальні обсяги робочого часу та капітальних вкладень.

При визначенні продуктивності вовчка існує декілька підходів. Згідно з [1] продуктивність вовчка визначають за продуктивністю ППС, кг/год:

$$Q = 60\alpha \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) n_{ш} \cdot t_{ш} \cdot \rho, \quad (1.5)$$

де α – коефіцієнт подачі або використання шнека, що залежить від довжини шнека, зазорів між шнеком та стінкою циліндра та ін. ($\alpha = 0,25...0,35$); D – зовнішній діаметр шнека, м; d – діаметр вала шнека, м; $n_{ш}$ – кількість обертів шнека за хвилину; $t_{ш}$ – крок шнека, м; ρ – густина сировини, кг/м³.

При визначенні продуктивності за цим виразом неможливо відобразити вплив конструктивних особливостей РВ на цей показник.

Продуктивність вовчка за різальною здатністю [1, 6] знаходять, використовуючи формулу, кг/год:

$$Q = \alpha \frac{60 \cdot n \frac{\pi D^2}{4} (\varphi_1 \cdot Z_1 + \varphi_2 \cdot Z_2 + \dots + \varphi_n \cdot Z_n)}{F}, \quad (1.6)$$

де α – коефіцієнт використання різального механізму; n – кількість обертів шнека за хвилину; Z_1, Z_2, \dots, Z_n – кількість лез (пер) ножа; F – поверхня продукту після подрібнення, м²/кг. $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ – коефіцієнт використання площі решітки, що являє собою відношення сумарної площі усіх отворів для проходження сировини в решітці до усїєї площі решітки, D – діаметр решітки, м.

При визначенні продуктивності вовчка за різальною здатністю розрахунок ведеться за виразом $Q = f(z)$, де z – кількість лез ножа, але не відображено і зворотний вплив збільшення кількості лез ножа $Q = f(1/z)$. Такий зворотний вплив обумовлений зменшенням площі живого перерізу решітки на величину площі фронтальної проекції ножа.

Розрахунки за наведеними методиками не відповідають паспортним даним вовчків, що серійно випускаються. Більш точних результатів при визначенні продуктивності вовчка дає можливість досягти підхід, наведений у роботах [19, 96, 108]. Продуктивність визначається за пропускнуою здатністю РВ, а як додаткова характеристика процесу подрібнення використовується поняття теоретичного ступеня подрібнення (вираховується за окремим виразом), кг/год:

$$Q = 60\alpha \cdot \rho \cdot n_{ш} \cdot K_{ш} \cdot \varphi \left(\frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_p^2) - S_l \cdot z_l \right) \sqrt{t_{ш}^2 + \left(\frac{\pi (D_{ш} + d_{ш})}{2} \right)^2}, \quad (1.7)$$

де D_p – зовнішній діаметр решітки, м; d_p – діаметр центрального отвору решітки, м; z_l – кількість лез ножа; S_l – площа фронтальної проекції одного леза ножа, м²; $K_{ш}$ – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору шнека ($K_{зан.ш} = 0,75 \dots 0,85$);

$D_{ш}$ – зовнішній діаметр шнека (по витках), м; $d_{ш}$ – діаметр вала шнека, м;
 $n_{ш}$ – частота обертання робочого шнека, хв.⁻¹; $t_{ш}$ – крок шнека, м.

Проте вираз (1.7) не дає змоги відобразити неоднорідність подачі сировини по робочій поверхні решіток у кожний момент часу та описати випадки використання двозахідних шнеків у ППС.

У підході, запропонованому В.Н. Потокіним, Н.А. Вишелевським [112], пропонується визначати продуктивність вовчка при врахуванні тиску подачі сировини в РВ вовчка:

$$Q = 3,6 \frac{\pi D^2}{4} \varphi \rho \frac{\lambda m n}{60}, \text{ кг/с}, \quad (1.8)$$

де m – кількість лез ножа; n – частота обертання ножа, хв.⁻¹;

λ – довжина шматочка, м; причому:

$$\lambda = 0,1 \sqrt{\Delta P a}, \quad (1.9)$$

де ΔP – перепад тисків з боку решітки;

a – коефіцієнт, що залежить від діаметра отворів.

Серед формул для розрахунку тиску перед різальним механізмом P найбільше поширення отримали наступні.

За опором початку зсуву [91]:

$$P = \frac{4\tau_{сер}}{d_0}, \quad (1.10)$$

де $\tau_{сер}$ – питома напруга зрізу; d_0 – діаметр отворів.

За тиском течії пластичних матеріалів [113]:

$$P = \sqrt{3}\tau \left[\ln\left(\frac{F}{f}\right) + l \frac{4\mu}{d_0} - 1 \right], \quad (1.11)$$

де τ – дотичний опір при зсуві; F – площа решітки; f – площа отворів; μ – коефіцієнт тертя; l – товщина решітки.

Реологічні властивості м'ясної сировини та принцип дії РВ вовчка відображені у підході [89]. В основу методики визначення продуктивності

покладено положення теорії наслідкової в'язко-пружності, тому що м'язові тканини м'яса відносяться до високомолекулярних систем – біополімерів. Як фізичний закон зв'язку навантаження і деформації прийнято математичну модель Работнова Ю.Н. Для випадку одноосьового деформування в умовах об'ємного стискання, що має місце у процесі продавлювання сировини крізь РВ, рівняння моделі має вигляд:

$$A\theta^S = P(t) + \int_0^{t_k} (t - \tau) \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \frac{\beta^n (t - \alpha)^{n(1-\alpha)}}{\Gamma(n+1)(1-\alpha)} P(\tau) d\tau, \quad (1.12)$$

де A , S , α , β – параметри механічних властивостей м'язів; $(t - \tau)$ – час, що пройшов від моменту початку навантаження τ до моменту часу, що розглядається t ; $P(t)$ – закон зміни тиску; Γ – гама-функція Ейлера; t_k – кінцевий час навантаження.

Однак така методика не дає можливості відобразити конструктивні та кінематичні параметри шнека ППС, що істотним чином перешкоджає її використанню на практиці.

Можна зробити висновок, що на продуктивність вовчка, окрім конструктивного виконання РВ та ППС, впливають багато інших факторів, які тією чи іншою мірою не знайшли відображення у відомих методиках. Наприклад, у роботі [85] доведено, що значною мірою на продуктивність вовчка впливає зусилля затяжки різального комплексу. Автори [84] виявили, що продуктивність вовчка залежить від розміру шматків, виду та сорту м'яса, яке надходить на подрібнення. В роботі А.І. Пелєєва [93] наведено результати дослідження щодо оцінювання впливу кількості різальних площин на технічні показники роботи вовчка. Крім того, обробка м'яса на вовчках супроводжується значними деформаціями продукту, на що необхідно витратити роботу. Також треба враховувати кількість заходів робочого шнека, геометрію ребер робочого циліндра, величину зони інтенсивної подачі сировини по поверхні решіток у кожний момент часу.

Отже, актуальною є розробка математичної моделі подачі сировини ППС вовчка крізь РВ, яка б враховувала властивості сировини, що оброблюється,

конструктивне виконання ножів, решіток та РВ в цілому, конструкцію та кінематичні параметри робочого шнека.

1.6 Висновки за розділом 1 та обґрунтування завдань дослідження

1. Розглянуто технічні рішення у вовчках, які призначені для підвищення їх продуктивності. Встановлено переваги та недоліки існуючих способів підвищення продуктивності вовчків.

2. Виконано аналіз конструкцій пристроїв для подачі сировини в різальний вузол вовчків (ППС). Встановлено переваги та недоліки існуючих конструктивних рішень ППС. Визначено основні вимоги до їх будови.

3. Виконано аналіз конструкцій різального комплекту вовчків. Встановлено переваги та недоліки існуючих конструктивних рішень різальних комплектів. У зв'язку з останнім виникає необхідність розробки та обґрунтування такої будови ножа, яка здатна забезпечити підвищену продуктивність вовчка, належний ступінь подрібнення сировини та зменшену собівартість ножів.

4. Виконано огляд експериментальних досліджень з підвищення ефективності роботи різального вузла вовчка. Встановлено переваги та недоліки існуючих досліджень.

5. Виконано огляд відомих математичних моделей, що описують процес роботи вовчків.

6. У результаті проведеного аналізу основних закономірностей подачі та процесу подрібнення м'ясної сировини у вовчках встановлено, що існуючі уявлення про зазначені процеси не повною мірою пояснюють реальний їх перебіг, зокрема ефект подачі сировини лише частиною останнього витка шнека.

Процеси, що характеризують роботу вовчка, є багатограними – це транспортування, нагнітання, тертя та різання. Кожен із цих процесів висуває свої відповідні вимоги до конструкції РВ, ППС та режимів роботи машини. На сьогоднішній день існує багато опублікованих праць наукового та навчального характеру, присвячених дослідженню роботи вовчків. Проте залишається невирішеним завдання розробки цілісної методики визначення продуктивності вовчка, яка б дала змогу проводити розрахунки параметрів обладнання з високою

точністю та пропонувати шляхи вдосконалення цього виду м'ясопереробного обладнання.

На основі виконаного огляду та аналізу сучасних конструкцій вовчків встановлено, що питання їх раціонального конструктивного виконання є актуальними та мають пошуковий характер. Основні тенденції конструювання вовчків пов'язані з підвищенням питомої продуктивності, суміщенням кількох технологічних операцій в одній машині, зниженням енерго- та експлуатаційних витрат тощо. Шляхи вирішення перелічених питань є різними, що відображено в класифікаційній схемі вовчків.

Разом з тим, велика кількість конструкцій вовчків та режимів їх роботи свідчить про те, що на практиці немає єдиної методики опису процесу подрібнення сировини у вовчках. Існуючі методи розрахунку базуються або на результатах емпіричних досліджень, або на моделях, що не відображають фізичної сутності процесів, які мають місце при роботі вовчків. Це обумовлено, в першу чергу, недостатнім вивченням як процесу подачі м'ясної сировини крізь отвори решіток, так і роботи ППС та РВ в цілому.

З урахуванням зазначеного було поставлено мету дисертаційної роботи, яка полягає в підвищенні питомої продуктивності вовчків та зменшенні витрати на їх експлуатацію шляхом узгодження способів подачі м'ясної сировини до різального вузла вовчка та конструкції елементів його різального комплекту.

Для досягнення мети були поставлені такі **завдання**:

- провести аналіз основних закономірностей подачі та процесу подрібнення м'ясної сировини у вовчках;
- розробити комплексну систему аналітичного, чисельного та статистичного математичного моделювання процесів роботи робочих органів вовчка;
- уточнити кількісні значення структурно-механічних властивостей різних видів м'яса;
- визначити вплив напружено-деформованого стану м'ясної сировини на гідродинамічні характеристики її подачі крізь елементи різального вузла;

— встановити закономірності впливу величини кута підйому витків шнека, частоти його обертання, зовнішнього діаметра і товщини решіток різального вузла, площі лез ножа, структурно-механічних властивостей різних видів м'яса на продуктивність вовчка;

— виявити характер подачі сировини окремими зонами останнього витка шнека вовчка;

— експериментально дослідити вплив положення лез ножа в коловому напрямку відносно кінця витка робочого шнека на кількісні показники їх зношування;

— на основі результатів досліджень обґрунтувати і запропонувати найбільш ефективні способи подачі сировини до різального вузла та узгоджені з ними конструкції ножів;

— виконати теоретичні дослідження напружено-деформованого стану ножів вовчка та розробити нову конструкцію ножа зі зменшеною металоємністю і підвищеною продуктивністю процесу подрібнення сировини;

— оцінити техніко-економічну ефективність вдосконаленого обладнання та здійснити його впровадження у м'ясопереробне виробництво.

РОЗДІЛ 2

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Експериментальна база досліджень

Для проведення досліджень було обрано вовчки АЛ-130, МП-160, VVS-180, К6-ФВЗП-200 та їх різальні комплекти.

Вовчок АЛ-130 (рис. А.1-А.5 Додатка А) призначений для попереднього подрібнення кускового жилованого м'яса, діаметр решіток різального комплекту – 130 мм, паспортна продуктивність – 2200 кг/год. Вовчок не має подавального шнека, робочий шнек виконано однозахідним. Додатково вовчок оснащений спеціально виготовленими шнеком зі збільшеним кроком витків (рис. А.3 Додатка А). Різальний комплект вовчка складається з трьох решіток і двох двосторонніх ножів (рис. А.4 Додатка А).

Вовчок МП-160 (рис. А.6–А.9 Додатка А) призначений для попереднього подрібнення кускового жилованого м'яса, діаметр решіток різального комплекту – 160 мм, паспортна продуктивність – 3000 кг/год. Різальний комплект вовчка складається з трьох решіток і двох двосторонніх ножів. Вовчок має подавальний шнек, який розташовано паралельно робочому.

Вовчок VVS-180 (рис. А.10–А.12 Додатка А) призначений для попереднього подрібнення кускового жилованого м'яса, діаметр решіток різального комплекту – 180 мм, паспортна продуктивність – 6000 кг/год. Різальний комплект вовчка складається з трьох решіток і двох двосторонніх ножів. Вовчок має подавальний шнек, який розташовано перпендикулярно робочому.

Вовчок К6-ФВЗП-200 (рис. А.13–А.16 Додатка А) призначений для подрібнення охолодженого жилованого м'яса. Технічні характеристики вовчка є такими: продуктивність – 6500 кг/год; діаметр ножових решіток – 200 мм; місткість бункера – 280 л; потужність двигуна приводу робочого шнека – 22,4 кВт; частота обертання робочого шнека – 179 і 358 хв⁻¹.

Різальний комплект вовчка складається з двох решіток та одного двостороннього ножа. Вовчок має два подавальні шнеки, які розташовано перпендикулярно робочому.

Задля обґрунтування шляхів підвищення продуктивності вовчків досліджувався вовчок АЛ-130 із двозахідним шнеком (рис. 2.1). Шнек виконано із кутом підйому останніх витків 7° .

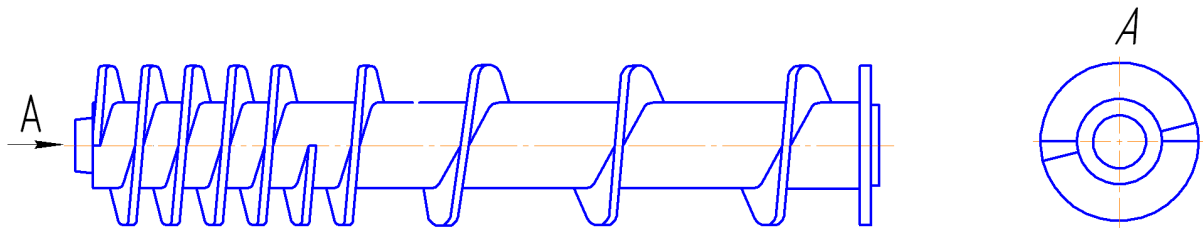


Рис. 2.1. Схема двозахідного шнека вовчка АЛ-130

Також як об'єкт досліджень виступала установка для подрібнення м'ясної сировини на базі вакуумного шприца марки Handtmann VF 628 [114] (рис. А.17–А.20 Додатка А). Продуктивність шприца – до 6000 кг/год, тиск, що створюється фаршевим насосом, – до 0,72 МПа. Шприц використовувався разом із вовчковою насадкою, схему якої зображено на рис. 2.2.

Установка працює наступним чином. У корпусі фаршевого насоса 1 на валу 2 розташовано ротор 4, в пазах якого встановлені рухомі лопаті 5, що контактують з копіром 3. При обертанні ротора 4 лопаті 5, контактуючи з копіром 3 та внутрішньою поверхнею корпусу 6, поступово стискають м'ясну сировину, розташовану між ними, і нагнітають її у відповідний патрубок. З відповідного патрубку м'ясна сировина надходить у робочий циліндр 7, в якому встановлено різальний комплект вовчка 8, що приводиться в дію ножовим валом 9. М'ясна сировина, проходячи крізь робочий циліндр 7, рівномірно нагнітається одночасно по усій робочій поверхні решіток різального комплекту 8, подрібнюється та виходить з вовчкової насадки.

Зміною вихідної решітки можна регулювати ступінь подрібнення сировини. Завдяки використанню окремих приводів для приведення в дію фаршевого

ексцентриково-лопатевого насоса та ножового вала створено можливість змінювати продуктивність установки та ступінь подрібнення сировини без заміни різального комплексу.

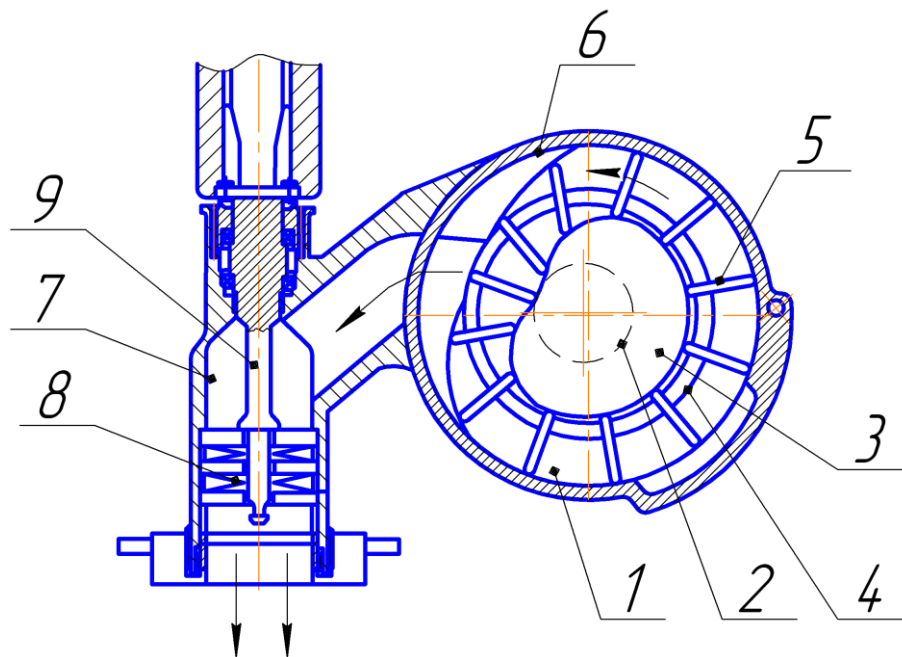


Рис. 2.2. Схема установки для подрібнення м'ясної сировини на базі шприца марки Handtmann VF 628

2.2 Методика дослідження впливу положення лез ножа в коловому напрямку на ефективність їх роботи

Вплив положення лез ножа в коловому напрямку відносно кінця витка робочого шнека на ефективність їх роботи визначали шляхом вимірювання затуплення різальних кромки лез.

Визначення величини зношування лез проводилось під час їх роботи до напрацювання на відмову (в даних умовах – 10 годин безперервної роботи), після чого ножі підлягали перезагострюванню.

Визначення величини зношування кромки проводилось шляхом визначення їх радіуса закруглення. Радіус закруглення різальних кромки визначався методом контрольних відбитків [86, 115]. З цією метою після заточування ножа та після кожної години роботи вовчка проводилось зняття відбитків лез на свинцевих

шайбах. Затуплення кожного леза визначалося з обох його сторін у точках, що віддалені від кінця леза на 20 мм (рис. 2.3).

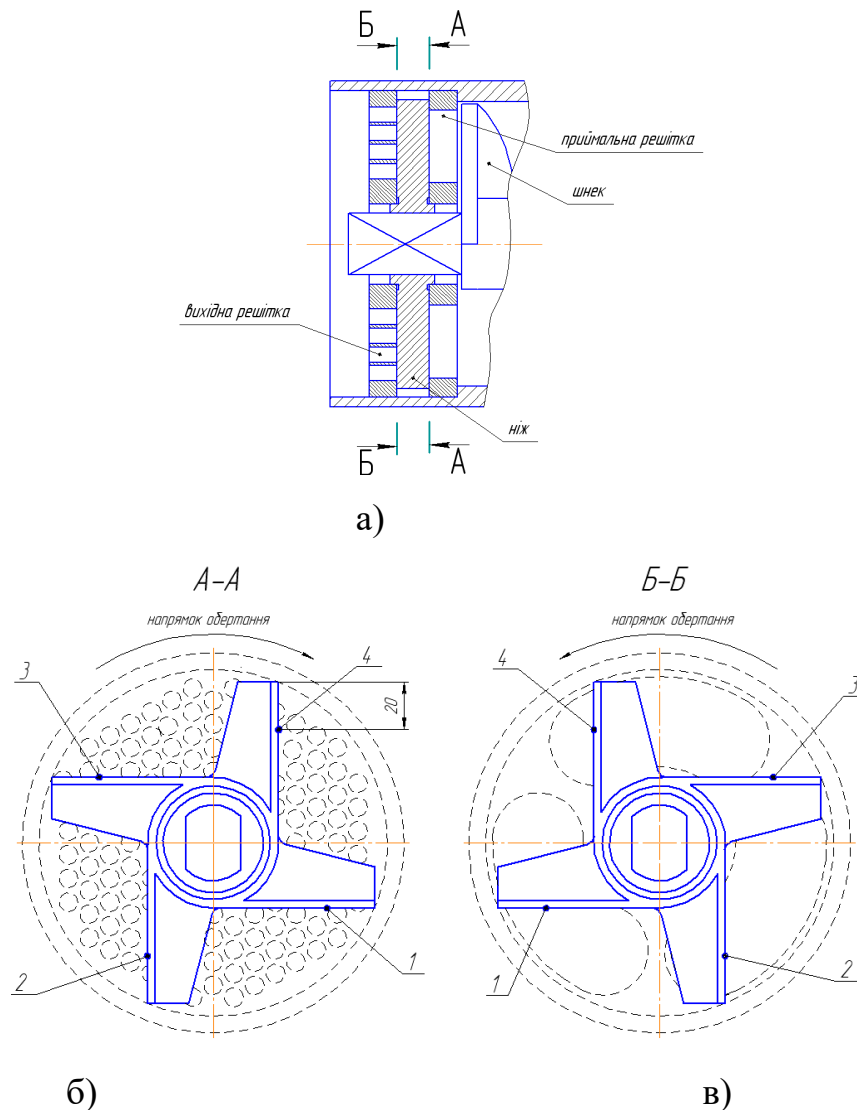


Рис. 2.3. Схема визначення точок вимірювання радіуса закруглення різальних краєк лез ножа: а) – будова різального вузла; б) – леза ножа з боку приймальної решітки; в) – леза ножа з боку вихідної решітки

При визначенні радіуса закруглення ρ різальних краєк використовувався оптичний мікроскоп МБС-9 (збільшення – $\times 56$, ціна поділки шкали – 0,0178 мм). Отримані цифрові фотознімки відбитків на свинцевих шайбах аналізувались за допомогою персонального комп'ютера та графічної програми КОМПАС-3D V13.

Після цього отримувались кінцеві значення діаметра i , відповідно, радіуса закруглення різальних кромek.

Обробка експериментальних даних, визначення середньоквадратичного відхилення, залишків та коефіцієнта кореляції проводилось із використанням спеціалізованого програмного пакета достовірності результатів проводилось за критерієм Стюдента.

2.3 Обладнання та методика дослідження впливу конструктивних і кінематичних параметрів вовчка на його продуктивність

Визначення продуктивності вовчків залежно від конструктивних і кінематичних параметрів їх робочих органів проводилось наступним чином.

Були експериментально визначені конструктивні та геометричні параметри робочих органів, а також фактична продуктивність вовчків. Після цього проводився розрахунок значень продуктивності за відомими і за авторською методиками і порівняння їх з паспортними та експериментальними значеннями.

Вимірювання параметрів роботи вовчків проводилось у ковбасному цеху м'ясопереробного підприємства ТОВ «Черкаська продовольча компанія».

Досліджувались конструктивні й технологічні параметри вовчків АЛ-130, МП-160, VVS-180, К6-ФВЗП-200. Після проведеної санітарної обробки машин були виміряні необхідні конструктивні параметри робочих органів вовчків.

Були виміряні геометричні параметри горловин вовчків, що дало змогу встановити, що зазори між шнеком і спіральними виступами горловини не перевищують встановленої норми в 1...2 мм [16]. Таким чином, роботу вовчків можна вважати такою, що відповідає паспортним даним.

Далі було проведено вимірювання фактичної продуктивності вовчків при переробці м'ясної сировини. Вимірювання відбувалось таким чином:

- завантаження у бункер вовчка порції сировини, що надходила із цеху обвалювання та жилування;

- вимірювання за допомогою електронного секундоміра тривалості переробки завантаженої порції сировини;
- зважування переробленої сировини у візку на тензобагах, що вбудовані у підлогу (при цьому враховувалась маса самого візка);
- перерахунок отриманих значень тривалості обробки і маси порції сировини у фактичну продуктивність вовчка.

Вовчок АЛ-130 використовувався для подрібнення яловичини жилованої першого гатунку, свинини напівжирної, шпику та м'яса птиці. При використанні стандартного однозахідного шнека отримана фактична продуктивність вовчка – 2000 кг/год. При використанні однозахідного шнека зі збільшеним кроком витків отримана фактична продуктивність вовчка – 2682 кг/год. При використанні двозахідного шнека отримана фактична продуктивність вовчка – 3767 кг/год.

Вовчок МП-160 використовувався для подрібнення сировини для сосисок «Сливочные». Сировина – свиняча шкурка та м'ясо свиняче нежирне II гатунку. Отримана фактична продуктивність вовчка – 2571 кг/год.

Вовчок VVS-180 використовувався для подрібнення сировини ковбаси «Ретро»: свинина напівжирна посолена, емульсія свинячої шкурки, білково-жирова емульсія, фарш МДМ. Отримана фактична продуктивність вовчка – 2890 кг/год.

Вовчок К6-ФВЗП-200 використовувався для подрібнення свинини напівжирної. Отримана фактична продуктивність вовчка – 6183 кг/год.

2.4 Методика визначення гідравлічного опору елементів різального комплекту

Методика експериментальних досліджень ГО РВ вовчків полягала у наступному. Використовувався лабораторний стенд, який складався з аналізатора текстури марки «TA.HDplus STABLE MICRO SYSTEMS» та спеціального пристрою, встановленого у робочих захватах аналізатора (рис. Б.1–Б.3 Додатка Б.1).

Основною складовою частиною пристрою є робоча камера (рис. 2.4, 2.5), яка складається з циліндра 1, поршня 2 і стакана 3, всередині якого встановлюється набір решіток 4, які розділені проміжними кільцями 5.

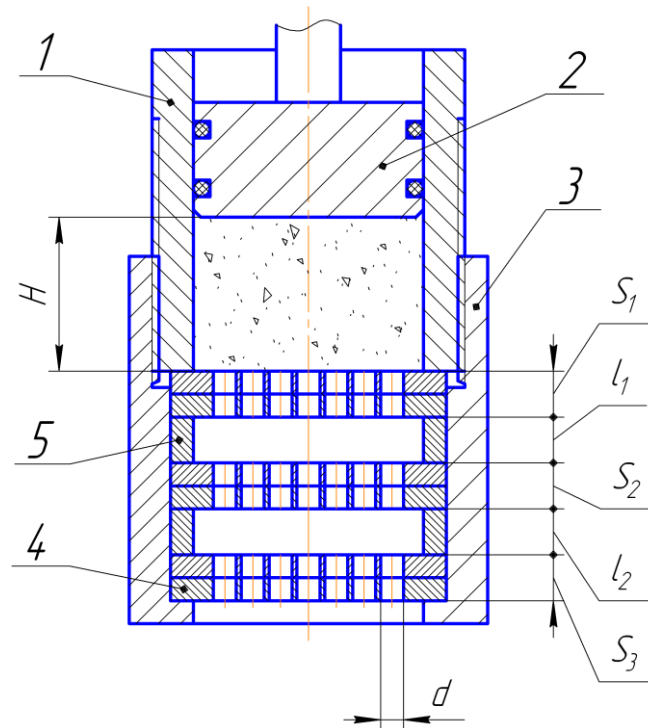


Рис. 2.4. Схема робочої камери пристрою для вимірювання ГО РВ вовчків:

1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – стакан; 4 – решітка; 5 – проміжне кільце

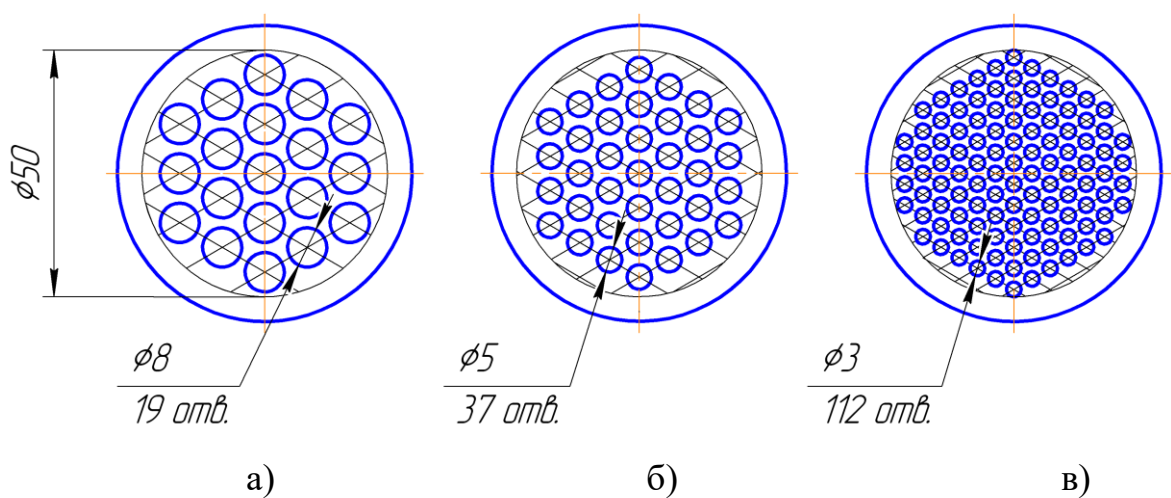


Рис. 2.5. Види решіток з різним коефіцієнтом перфорації φ : а) – $\varphi = 0,49$; б) – $\varphi = 0,37$; в) – $\varphi = 0,40$

Види застосовуваних решіток зображено на рис. 2.5. Конструктивні та геометричні параметри робочої камери, різні поєднання яких використовувались при дослідженні ГО, наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Конструктивні та геометричні параметри робочої камери при визначенні ГО РВ вовчків

Висота шару сировини в циліндрі H , мм	Решітки з отворами діаметром d , мм	Геометричні параметри набору решіток				
		S_1 , мм	l_1 , мм	S_2 , мм	l_2 , мм	S_3 , мм
25;	8; 5; 3	5;	5;	10	10	10
50;		10;				
75;		15;	5;			
100		20;	15;			
		25;	20			
		30				

Вимірювання величини ГО проводилось таким чином: попередньо подрібнена ($20 \times 20 \times 20$ мм) м'ясна сировина (яловичина знежирована I гатунку або свинина нежирна) завантажувалась у циліндр 1, який потім закривався поршнем 2, при увімкненні приводу аналізатора текстури поршень рухався униз, протискаючи при цьому м'ясний фарш крізь набір решіток; величини зусилля, необхідного для продавлювання сировини крізь отвори, та відповідне переміщення поршня (абсолютна деформація м'ясної сировини) фіксувалися системою керування аналізатора та виводилися на його дисплей.

2.5 Методика визначення основних структурно-механічних властивостей сировини

Дослідження модуля осьового стискання, напруження стандартної пенетрації та напруження зрізу основних видів м'ясної сировини, яка переробляється у вовчках, проводилось наступним чином.

Для виконаного в рамках цієї роботи визначення структурно-механічних характеристик фаршевих мас було використано електромеханічну універсальну випробувальну машину CMT2503 виробництва Shenzhen SANS Testing Machine Co. (КНР). Електромеханічна універсальна випробувальна машина SANS CMT2503 (рис. 2.6) призначена для визначення міцнісних та структурно-механічних властивостей різних матеріалів.

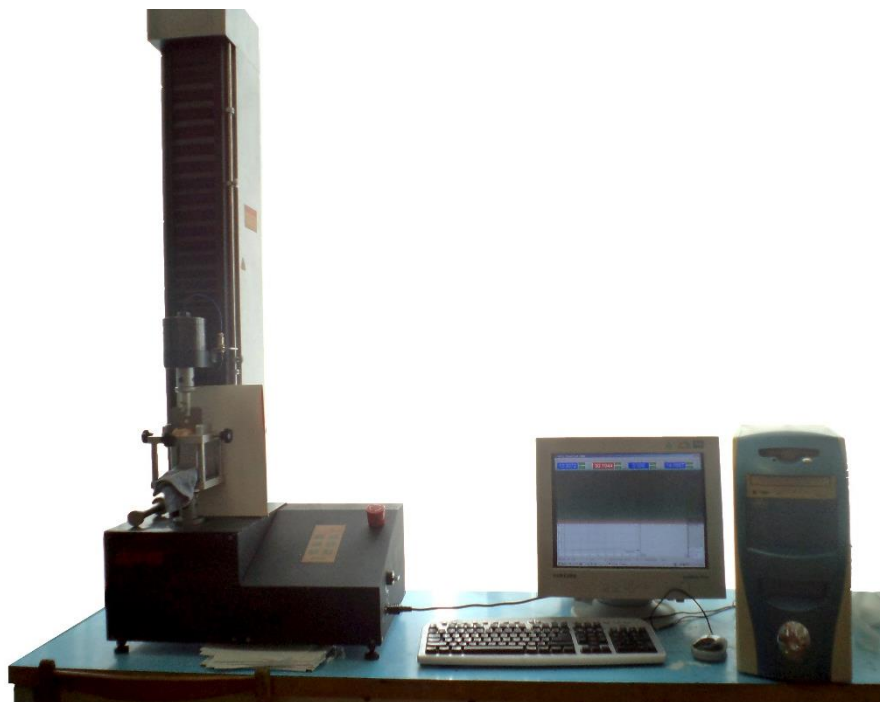


Рис. 2.6. Універсальна випробувальна машина SANS CMT2503

Наявність змінних високоточних датчиків навантаження дає можливість проводити вимірювання у широкому інтервалі навантажень від 5 Н до 5 кН. Універсальна випробувальна машина складається зі станини, навантажувальної

рами, траверси, змінних датчиків навантаження та пристрою для розміщення зразків, що досліджуються. Праворуч від навантажувальної рами розміщено електронний блок калібрування силовимірювача, підсилювач датчика навантаження, електронні блоки керування рухом траверси та діаграмної стрічки самописця.

У машині SANS CMT2503 закладено принцип замкненої цифрової системи керування та вимірювань із застосуванням комп'ютера, на дисплей якого виводиться вся інформація у цифровому або графічному вигляді. Для керування всім процесом випробувань з комп'ютера виробником розроблено спеціальну програму. Навантаження, переміщення, подовження, частоту обертання та графіки можна відображати на дисплеї в режимі реального часу. Результати випробувань обробляються та зберігаються автоматично, всі графіки можна викликати і порівнювати. Максимальне зусилля, яке можна виміряти за допомогою SANS CMT2503, дорівнює 5 кН.

Використовувалися такі насадки з інденторами: індентор циліндричний – для визначення E (рис. Б.4, Б.5 Додатка Б.2); індентор конічний – для визначення Θ_0 (рис. Б.6, Б.7 Додатка Б.2); індентор – ніж з кутовим вирізом – для визначення Θ_{zp} (рис. Б.8, Б.9 Додатка Б.2).

Як сировина використовувалась яловичина І гатунку, свинина нежирна та курятина (філе) при температурі 24 °С.

Під час досліджень сировину встановлювали під індентори (вирізали шматок певного діаметра та висоти при визначенні E ; наповнювали циліндричну кювету при визначенні Θ_0 ; вирізали шматок певної ширини та товщини і встановлювали під індентор при визначенні Θ_{zp}) та поміщали її під траверсою, центруючи відносно індентора, після чого вмикали привід. Швидкість руху індентора була $1,67 \cdot 10^{-4}$ м/с при визначенні E та $3,33 \cdot 10^{-4}$ м/с при визначенні Θ_0 і Θ_{zp} .

Модуль осьового стискання, P_a визначався за виразом:

$$E = \frac{P}{S_0} \cdot \frac{h_0}{h_1}, \quad (2.1)$$

де P – зусилля стискання, Н (визначається на прямолінійній ділянці кривої «навантаження-деформація»);

S_0 – початкова площа перерізу зразка, м²;

h_0 – початкова висота зразка, м;

h_1 – висота зразка після стискання, м;

Напруження стандартної пенетрації, Θ_0 визначалось за формулою П.О. Ребіндера:

$$\Theta_0 = k_\alpha \cdot \frac{P}{h^2}, \quad (2.2)$$

де P – зусилля пенетрації, Н (визначається на прямолінійній ділянці кривої «навантаження-деформація»);

h – глибина занурення конуса, м;

k_α – константа конуса (при $\alpha = 60^\circ$ $k_\alpha = 0,214$).

Напруження зрізу, Θ_{zp} визначалося наступним чином:

$$\Theta_{zp} = \frac{P}{S}, \quad (2.3)$$

де P – зусилля зрізу, Н;

S – площа зрізу, м².

2.6 Методика дослідження інтенсивності подачі сировини окремими зонами останнього витка шнека

Процес дослідження інтенсивності подачі сировини здійснювався шляхом виконання відеозйомки процесу виходу м'ясної сировини із різального вузла вовчка при її подачі шнеком.

При цьому використовувалось наступне обладнання (рис. 2.7).

При відеозйомці використовувалась цифрова відеокамера SONY Cyber-Shot DSC-S3000.

Після зйомки отриманий відеофайл перетворювався на низку покадрових фотозображень за допомогою програмного пакета "Free Video to JPG Converter 5.0.99.823".

Далі отримані фотозображення аналізувались і встановлювався характер подачі м'ясної сировини останнім витком шнека вовчка.

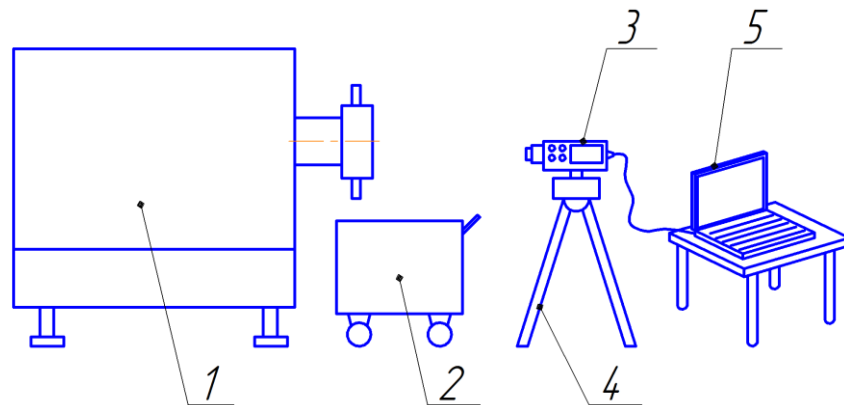


Рис. 2.7. Схема експериментального дослідження інтенсивності подачі сировини окремими зонами останнього витка шнека: 1 – вовчок; 2 – відеокамера; 3 – штатив; 4 – персональний комп'ютер

2.7 Математична обробка результатів експериментальних досліджень

Планування експерименту та обробка результатів експериментальних досліджень здійснювались на основі теорії планування експерименту і прикладної статистики [116–123].

Достовірність результатів експериментальних досліджень оцінювалась за вірогідною ймовірністю P_n того, що дійсне значення ймовірності величини потрапляє у вірогідний інтервал:

$$m = \pm t_{\beta} \sigma_m \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{N - 1}}, \quad (2.4)$$

де t_β – гарантійний коефіцієнт Стюдента для довірчої вірогідності (ГОСТ 8.207-76); σ_m – середньоквадратичне відхилення (дисперсія) вимірів:

$$\sigma_m = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{N-1}}, \quad (2.5)$$

де N – кількість вимірів; x_i – значення вимірюваної величини; \bar{x} – середньоарифметичне значення вимірюваної величини:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (2.6)$$

Необхідна кількість вимірювань під час розподілу похибок, близького до нормального, яка дає змогу отримати вірогідне значення вимірюваних величин, визначається за формулою:

$$N \geq \frac{1 + P_n + 2n_{cm}}{1 - P_n}, \quad (2.7)$$

де n_{cm} – кількість вимірювань із грубими похибками, які відкидали.

Відповідно до рекомендацій вірогідна ймовірність вибрана в інтервалі (0,8...0,9), тоді при $n_{cm} = 0$:

$$N \geq \frac{1 + (0.8...0.9)}{1 - (0.8...0.9)}, \quad (2.8)$$

Далі визначається ймовірність P_n (за N відомих вимірів) за умови, що похибка середнього значення не виходить за межі вірогідного інтервалу m . З цією метою визначається середньоарифметичне значення σ_o , середньоквадратичного відхилення σ_m :

$$\sigma_o = \frac{\sigma_m}{N}, \quad (2.9)$$

Далі визначається коефіцієнт Стюдента:

$$\alpha_{cm} = \frac{\mu}{\sigma_o}, \quad (2.10)$$

Після чого за відомими α_{cm} та N визначається розрахункова вірогідна ймовірність P_{n1} . Якщо P_{n1} виявляється нижчою за необхідну, то в такому випадку визначається мінімальна кількість вимірювань:

$$N_{\min} = \frac{k_B^2 t^2}{\Delta^2}, \quad (2.11)$$

де Δ – точність вимірювань; k_B – коефіцієнт варіацій:

$$k_B = \frac{\sigma_m}{\bar{x}}; \quad (2.12)$$

Перевірка адекватності теоретичних залежностей проводилась за допомогою відхилень, що вираховуються за теоретичними залежностями, значень шуканого параметра \hat{y} від експериментально встановлених та усереднених \bar{y} за кількістю повторень дослідів m .

Оцінювання відхилень проводилося за теорією Фішера. Визначалось екстремальне значення критерію Фішера f_e і порівнювалось із теоретичним f_m , яке приймається за необхідного рівня значущості. Якщо $f_e \leq f_m$, то теоретична залежність є адекватною.

Значення критерію Фішера для експериментальних вимірювань визначалося за залежністю:

$$f_e = \frac{S_a}{S_b}, \quad (2.13)$$

де S_a – дисперсія адекватності:

$$S_a = \frac{m}{n-1} \sum_{i=1}^N (\bar{y} - \hat{y})^2; \quad (2.14)$$

S_b – дисперсія відтворюваності:

$$S_b = \frac{l}{N(m-l)} \sum_{i=1}^N \sum_{u=1}^m (y_{iu} - \hat{y}), \quad (2.15)$$

де m – кількість паралельних дослідів; l – кількість значущих коефіцієнтів теоретичної залежності.

Теоретичне значення критерію Фішера приймалося за таблицею при відповідних ступенях вільності f_1 і f_2 та рівні значущості q (зазвичай $q = 0,05$):

$$f_1 = N - 1; \quad (2.16)$$

$$f_2 = N(m - 1); \quad (2.17)$$

Планування експериментів проводилося за допомогою програмного пакета STATISTIC 10.

Обробка експериментальних даних, визначення середньоквадратичного відхилення, залишків та коефіцієнта кореляції проводились із використанням спеціалізованого програмного пакета CurveExpert 1.3.

2.8 Методика виконання чисельного моделювання процесів, що супроводжують роботу вовчків

З метою визначення особливостей та параметрів гідродинаміки сировини при її подачі шнеками різного конструктивного виконання до РВ вовчка проводилось чисельне моделювання [124] параметрів руху сировини за допомогою програмного комплексу FlowVision.

Цей програмний комплекс призначений для моделювання тривимірних течій рідин та газів у технічних і природних об'єктах, а також для візуалізації цих течій методами комп'ютерної графіки [125]. Течії можуть бути: стаціонарними та нестаціонарними (що змінюються із часом), стискуваними, слабостискуваними та нестискуваними. Комплекс FlowVision ґрунтується на кінцево-об'ємному методі вирішення рівнянь гідродинаміки та використовує прямокутну адаптивну сітку із локальним подрібненням. Для апроксимації криволінійної геометрії з підвищеною точністю використовується технологія підсіткового розділення геометрії.

Процес моделювання руху рідини здійснювався за етапами:

- 1) створення області розрахунку («геометрії» об'єкта, що досліджується) в САПР (система КОМПАС 3D V10) та імпортування її через формат STL у FlowVision;
- 2) задання виду математичної моделі (рідина, яка не стискається, ламінарний потік);

- 3) задання граничних умов (вказування напрямку потоку рідини та обмежувальних поверхонь);
- 4) задання кінематичних параметрів обертового шнека та фізико-механічних параметрів сировини (частота обертання шнека – 5 c^{-1} ; густина рідини – 1050 кг/м^3 ; в'язкість рідини – $700 \text{ Па}\cdot\text{c}$);
- 5) задання розрахункової сітки (використовувалась сітка із другим рівнем локального подрібнення в зонах контакту поверхні шнека із сировиною);
- 6) задання параметрів методів розрахунку (кількість ітерацій – 2000, точність – 0,01, для швидкості використовувався другий порядок точності, для тиску використовувався метод CGM);
- 7) проведення розрахунку;
- 8) огляд результатів розрахунку в графічній формі («візуалізація» результатів розрахунків) і збереження даних у файли.

Для моделювання та визначення напружено-деформованого стану відомих і розроблених конструкцій ножів вовчка використовувався програмний комплекс *T-FLEX* та, зокрема, його модуль *Analysis*. *T-FLEX Analysis* – це інтегроване з *T-FLEX CAD* середовище скінченно-елементних розрахунків. *T-FLEX Analysis* призначений для математичного моделювання поширених видів фізичних явищ. Модуль «Статичний аналіз» дає змогу здійснювати розрахунок напружено-деформованого стану конструкцій під дією прикладених до системи постійних у часі сил.

Моделювання напружено-деформованого стану ножів вовчка здійснювалось за такими етапами:

- 1) побудова тривимірних моделей досліджуваних об'єктів (побудова в *T-FLEX CAD* 3D-моделей ножів марок, що найчастіше використовуються на практиці);
- 2) визначення марки матеріалу моделі (сталь легована, межа текучості – 620 МПа; значення межі текучості відповідає марці сталі 65Г, яка широко використовується вітчизняними виробниками для виготовлення ножів кутера);

- 3) генерування розрахункової сітки (як елементи сітки використано тетраедри; розмір сітки – відносний, 0,05; радіус покращення сітки – 5; рівень згладжування поверхневої сітки – 3);
- 4) вказування закріплення моделі (нерухомою вказано поверхню осьового посадочного отвору ножа, якою він базується на хвостовик шнека);
- 5) вказування виду навантаження та його значення (розподілене зусилля на поверхню леза ножа);
- 6) виконання розрахунку в автоматичному режимі;
- 7) збереження результатів розрахунку у вигляді звіту та їх аналіз.

Значення зусилля, яке необхідно прикласти до лез ножа при моделюванні його напружено-деформованого стану, визначалося наступним чином. У сучасних конструкціях вовчків із діаметром решітки 160 мм застосовуються приводи потужністю до 60 кВт [18]. Використовуючи відомі вирази для визначення потужності приводу та обертового моменту, було визначено значення зусилля, що прикладене до лез ножа – 10 кН.

2.9 Методика оцінювання якості обробки сировини у вовчках

Якість обробки сировини у вовчках та вакуумному шприці оцінювалась шляхом порівняння вимірних значень температури сировини до та після подрібнення, фізико-механічних властивостей сировини після подрібнення, а також органолептичного оцінювання готових ковбасних виробів на їх відповідність вимогам нормативної документації.

Температура сировини вимірювалась за допомогою цифрового термометра марки RST 07841 (країна-виробник – Швеція). Термометр має діапазон вимірювання температури $-50..+300^{\circ}\text{C}$, точність вимірювання $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$. Температура кускового м'яса в бункері вовчка і температура подрібненого фаршу на виході з різального вузла вимірювались шляхом занурювання щупа термометра (довжина щупа – 210 мм, діаметр – 4 мм) в сировину на глибину 15-20 мм.

Фізико-механічні властивості подрібненого фаршу визначались як комплекс показників: твердість, когезія, пружність та розжовуваність. При цьому використовувалась універсальна випробувальна машина SANS CMT2503 (див. підрозділ 2.4). Відповідне програмне забезпечення цієї машини дає змогу реалізовувати спеціальний алгоритм стискання та розвантаження досліджуваного середовища, при якому і визначаються названі показники.

Органолептичні показники готових ковбасних виробів досліджувалися за методикою, аналогічною наведеній у ГОСТ 9959-91 «Продукты мясные. Общие условия проведения органолептической оценки». Методика полягала у наступному.

Було створено дегустаційну комісію, яка складалася з п'яти експертів, штатних працівників відповідного м'ясопереробного підприємства. Дегустаційні випробування зразків проводилися за 5-бальною шкалою шляхом надання комісії кодованих зразків досліджуваного продукту. Зразки при органолептичних випробуваннях подавались анонімно. Експерти дегустували досліджувані зразки в довільному порядку і оцінювали органолептичні властивості. Аналіз результатів експертного оцінювання органолептичних властивостей ковбас проводився з використанням процедур розрахунку середніх величин.

Показники готового продукту визначалися на цілому (нерозрізаному) та на розрізаному продуктах. Досліджувані показники якості цілого продукту такі: зовнішній вигляд, колір і стан поверхні, запах (аромат), консистенція. Досліджувані показники якості розрізаного продукту такі: колір, вид і рисунок на розрізі, структура і розподіл інгредієнтів, запах (аромат), смак, соковитість, щільність, рихлість, ніжність, жорсткість, крихкість, пружність, однорідність маси.

Органолептичні показники продукту визначалися за 5-бальною шкалою: 5 – повна відповідність вимогам; 4 – незначні невідповідності; 3 – помітні невідповідності; 2 – явні невідповідності; 1 – виражені невідповідності (грубі); 0 – продукт не підлягає оцінюванню. По кожному органолептичному показнику підраховувалась сума для кожної проби, розраховувалися середні бали за показниками і загальна оцінка проби як сума середніх балів за показниками.

Оцінювання ковбасних виробів за 5-бальною шкалою з урахуванням коефіцієнтів вагомості органолептичних показників проводилося наступним чином. Коефіцієнти вагомості залежно від органолептичного показника встановлюють такі:

- для зовнішнього вигляду – 1;
- для консистенції – 2;
- для вигляду і кольору продукту на розрізі, рецептурного складу – 3;
- для запаху і смаку продукту – 4.

Якщо невідповідностей за органолептичними показниками не виявлено (оцінка 5), коефіцієнт вагомості множився на 5. У разі встановлення невідповідності коефіцієнт вагомості множився на найменший (найгірший) бал, якщо таких невідповідностей кілька. Отримані за кожним показником бали підсумовувались і ділилися на 10.

Оцінка рівня якості продукту з урахуванням коефіцієнтів вагомості кожного органолептичного показника в балах визначалася за формулою:

$$Q_{\text{якості}} = \frac{\sum(K \cdot B)}{10}. \quad (2.18)$$

де K – коефіцієнт вагомості кожного органолептичного показника;

B – оцінка кожного показника, бал;

10 – загальна сума числових значень коефіцієнтів вагомості органолептичних показників.

2.10 Висновки за розділом 2

1. Розроблено експериментальну базу досліджень.
2. Підібрано стандартні та розроблено спеціальні методики проведення досліджень:

– впливу положення лез ножа в коловому напрямку на ефективність їх роботи;

- зв'язків конструктивних і кінематичних параметрів вовчка з продуктивністю процесу подрібнення;
- гідравлічного опору елементів різального комплекту;
- основних структурно-механічних властивостей сировини;
- інтенсивності подачі сировини окремими зонами останнього витка шнека;
- виконання чисельного моделювання процесів, що супроводжують роботу вовчків;
- якості отриманого фаршу.

3. Обґрунтовано методи математичної обробки результатів експериментальних досліджень.

РОЗДІЛ 3

КОМПЛЕКСНА СИСТЕМА МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ РОБОТИ ОСНОВНИХ ОРГАНІВ ВОВЧКА

3.1 Математична модель процесу подачі м'ясної сировини до різального комплекту

Призначення математичної моделі процесу подачі м'ясної сировини до різального комплекту вовчка полягає у сприянні в дослідженні інтенсивності подачі сировини в різних зонах робочої площі решіток різального вузла, а також у підвищенні точності аналітичного визначення продуктивності вовчка під час проектних розрахунків.

Математична модель повинна описувати процес руху сировини в робочому циліндрі вовчка під дією обертового шнека, а також враховувати вплив конструктивного виконання різального вузла на процес подачі сировини.

На рис. 3.1 зображено розрахункову схему вовчка. Він складається з робочого циліндра 1, в якому розташовано шнек 2. Сировина в робочий циліндр потрапляє з бункера 3, а виходить з робочого циліндра крізь різальний вузол 4, в якому і відбувається її подрібнення.

При побудові математичної моделі застосуємо підхід, аналогічний [127, 128], і будемо виходити з наступних міркувань (рис. 3.1). Продуктивність вовчка визначається, насамперед, подавальною здатністю шнека, який утворює основний потік сировини $Q_{осн.}$ крізь різальний вузол. При відсутності різального вузла на виході з робочого циліндра продуктивність вовчка набувала б максимального значення (вважаємо, що сировина з бункера на робочий шнек вовчка надходить повсякчас, отвори решіток різального комплекту не забиваються частками сировини, решітки та ножі загострені належним чином тощо). Проте до зменшення продуктивності призводять наступні основні чинники.

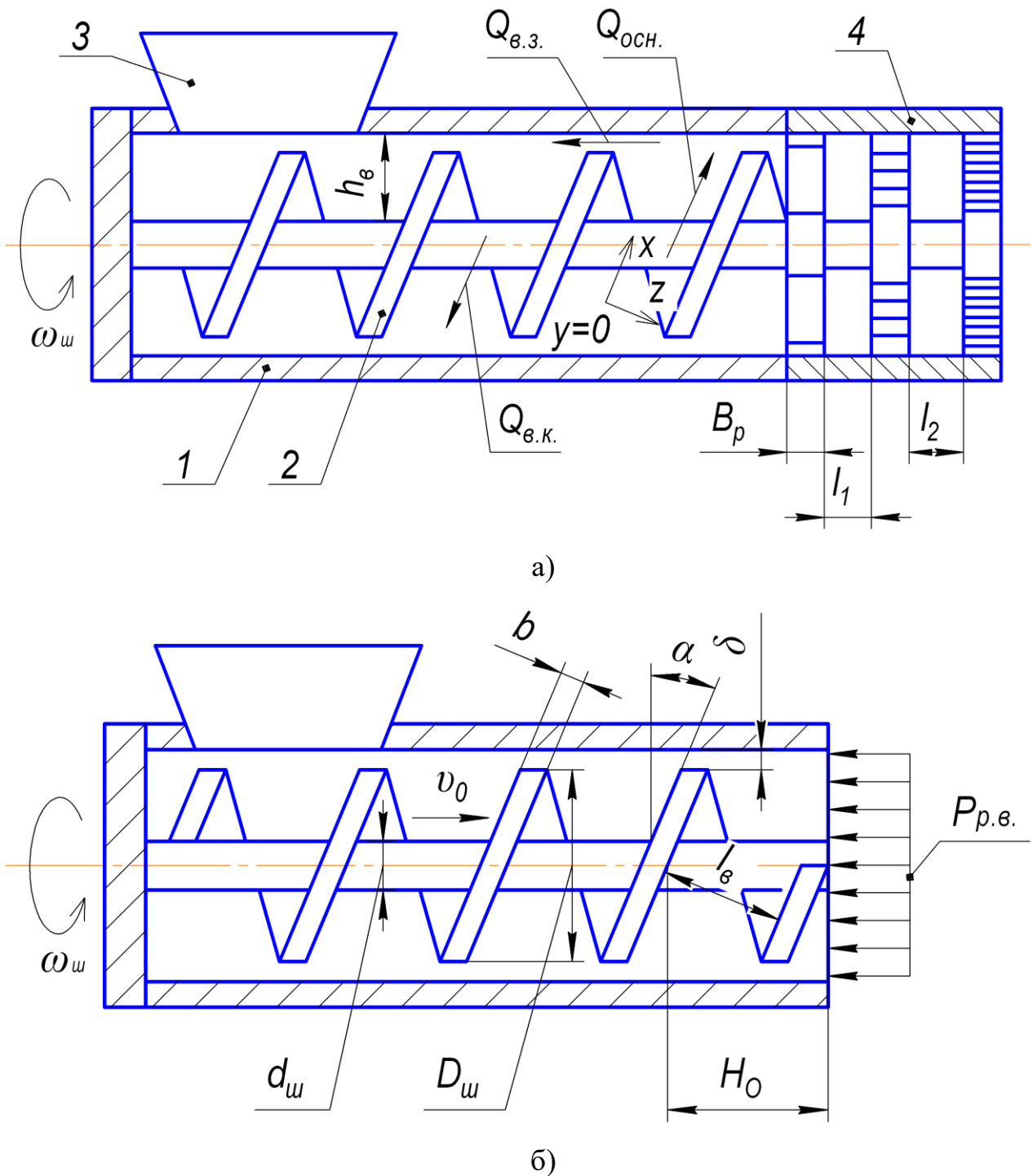


Рис. 3.1. Розрахункова схема побудови математичної моделі процесу подачі сировини у вовчку: а) – будова вовчка; б) – модель робочої зони

Наявність решіток і ножів у різальному вузлі та їх відповідні геометричні параметри призводять до утворення гідравлічного опору різального вузла $P_{р.в.}$, який перешкоджає вільному витіканню сировини з робочого циліндра під дією тиску, що створюється шнеком. Внаслідок цього утворюються зворотні потоки

сировини, які характеризують втрати продуктивності: крізь зазор між зовнішньою поверхнею витків шнека та внутрішньою поверхнею робочого циліндра $Q_{в.з.}$; вздовж гвинтового каналу шнека поміж його витками $Q_{в.к.}$.

При визначенні продуктивності вовчка застосуємо наступний підхід. Рух сировини в робочому циліндрі може бути описаний за допомогою положень механіки суцільного середовища. При цьому специфічний ефект, який полягає у нагнітанні сировини лише в певному секторі поперечного перерізу шнека, доцільно врахувати за допомогою коефіцієнта продуктивності K_Q (фізичний зміст коефіцієнта продуктивності K_Q розкрито в підрозділі 3.2). Тоді продуктивність вовчка визначиться за виразом, кг/с:

$$G = K_Q (Q_{осн.} - Q_{в.к.} - Q_{в.з.}) \cdot \rho, \quad (3.1)$$

де ρ – густина сировини, кг/м³.

Відповідно до [128–130] математичний опис руху суцільного середовища, в цьому випадку – подачі сировини шнеком вовчка, може бути отриманим розв’язанням системи рівнянь, які складаються з:

- рівняння нерозривності;
- рівняння руху;
- рівняння енергії;
- рівнянь реологічного стану сировини.

При цьому отримати строге рішення такої системи рівнянь у випадку подачі реальної (з достатньо складним комплексом властивостей) сировини по криволінійному каналу шнека є достатньо складним завданням. Проте його можна спростити, увівши певні допущення та обмеження.

Так, доцільно замінити реальний шнековий ППС вовчка його розрахунковою (модельною) схемою, з якої мають бути виключені всі властивості реального шнекового ППС, які не є основними, і залишені лише ті, які є головними для розрахунку процесу та машини і дають можливість отримати її порівняно просту модель.

Введемо наступні спрощення. Замінімо обертовий шнек та нерухомий робочий циліндр на нерухомий шнек та обертовий робочий циліндр. Далі

випрямимо гвинтовий шнековий канал, який утворений простором між витками шнека. Тобто, введемо замість гвинтового каналу прямокутного перерізу випрямлену трубу, яка має довжину, що дорівнює довжині гвинтового каналу, та рухому (через зроблене попереднє припущення) верхню площину.

Оберемо систему прямокутних координат, як це зображено на рис. 3.1: вісь x направимо вздовж каналу, вісь y – по висоті, вісь z – по ширині каналу. Розглянемо шар сировини, який розташований усередині замкненого об'єму, який обмежений розмірами l_0 , h_0 , та L .

Густина сировини ρ , швидкість її руху вздовж осі каналу v_0 , напруження p_{ij} , які виникають у сировині (є результатом дії в'язких сил), тиск P і температура T розглядаються як функції часу t і просторових координат x , y та z .

При розв'язанні задач механіки суцільного середовища невідомими є:

- густина матеріалу $\rho = \rho(t, x, y, z)$,

- три складові вектора швидкості по осях вибраної системи координат:

$$\begin{aligned} v_x &= v_x(t, x, y, z); \\ v_y &= v_y(t, x, y, z); \\ v_z &= v_z(t, x, y, z); \end{aligned} \quad (3.2)$$

- шість компонент тензора напруги (з десяти компонент лише шість є незалежними внаслідок симетрії тензора $\rho_{ij} = \rho_{ji}$):

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= \sigma_{xx}(t, x, y, z); \\ \tau_{xy} &= \tau_{xy}(t, x, y, z); \\ \tau_{yz} &= \tau_{yz}(t, x, y, z); \\ \tau_{zx} &= \tau_{zx}(t, x, y, z); \\ \sigma_{yy} &= \sigma_{yy}(t, x, y, z); \\ \sigma_{zz} &= \sigma_{zz}(t, x, y, z). \end{aligned} \quad (3.3)$$

В рівняннях (3.3) перший індекс вказує на нормаль до площадки, в якій діє це напруження, другий – паралельно якій осі діє це напруження. Таким чином, нормальні напруження будуть в наших позначеннях з двома однаковими індексами (наприклад p_{xx}), дотичні – з двома різними (наприклад p_{zx});

- температура сировини, яка подається – $T = T(t, x, y, z)$.

Для визначення цих одинадцяти невідомих необхідно скласти та розв'язати систему, яка складається зі стільки ж рівнянь:

- рівняння нерозривності (математичний вираз закону збереження речовини, згідно з яким маса в замкнутій системі залишається постійною):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z) = 0; \quad (3.4)$$

- три рівняння руху в обраній системі координат (які є математичним формулюванням другого закону Ньютона):

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \cdot \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) &= \rho F_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}; \\ \rho \cdot \left(\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \cdot \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \cdot \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) &= \rho F_y + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z}; \\ \rho \cdot \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \cdot \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \cdot \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) &= \rho F_z + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}; \end{aligned} \quad (3.5)$$

де F_x, F_y, F_z – проєкції масових сил на осі координат;

- шість реологічних рівнянь, які зв'язують компоненти тензора напруг з компонентами тензора швидкостей деформації сировини. Цей зв'язок визначає реологічні властивості сировини, яка подається;
- рівняння енергії.

Для полегшення розрахунку при розв'язанні системи рівнянь введемо наступні допустимі спрощення. Будемо вважати, що розглядаємо ізотермічну задачу, яка дає можливість обійтися без рівняння енергії. Розглядаємо сировину, яка не стискається, тобто приймемо $\rho = const$. Це спрощення змінить вигляд

рівняння нерозривності – якщо $\rho = const$, то в такому разі $\frac{\partial \rho}{\partial x} = 0$, тоді з рівняння нерозривності випливає:

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = 0, \quad (3.6)$$

а оскільки $\rho \neq 0$, то рівняння нерозривності набуває вигляду:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \quad (3.7)$$

Аналізуючи процес подачі сировини у вовчка та відомі реологічні моделі харчових середовищ [90, 91, 128, 131], приймаємо, що м'ясна сировина, яка подається шнеком вовчка до його різального вузла, являє собою в'язко-пружне середовище, модель якого складається з тіл Кельвіна та Максвела, що послідовно з'єднані. В такому разі реологічні властивості кускової м'ясної сировини відповідно до [131] можна відобразити за допомогою модуля в'язко-пружних властивостей м'ясної сировини, Па·с, причому:

$$\psi = \frac{E_\mu \cdot E_S \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_1}{t_2}} \right) \cdot (t_1 - t_2)}{\left(E_S \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_1}{t_2}} \right) + E_\mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_1}{t_2}} \right) + E_\mu \right)}, \quad (3.8)$$

де E_μ – модуль миттєвого деформування тіла, Па;

E_S – модуль рівноважної еластичності та післядії, Па;

t_1 – період релаксації напружень, с; t_2 – період післядії, с.

Тоді шість реологічних рівнянь запишуться у вигляді:

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= -p + 2\psi \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x}; \tau_{xy} = \tau_{yx} = \psi \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right); \\ \sigma_{yy} &= -p + 2\psi \cdot \frac{\partial v_y}{\partial y}; \tau_{yz} = \tau_{zy} = \psi \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right); \\ \sigma_{zz} &= -p + 2\psi \cdot \frac{\partial v_z}{\partial z}; \tau_{zx} = \tau_{xz} = \psi \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right). \end{aligned} \quad (3.9)$$

де p – гідростатичний тиск для ньютонівських середовищ:

$$p = -\frac{1}{3}(p_{11} + p_{22} + p_{33}), \quad (3.10)$$

p_{11} , p_{22} , p_{33} – головні нормальні напруження.

Підставляючи в рівняння (3.5) відповідні вирази для компонент тензора напружень з рівнянь (3.9) та розділивши все на ρ , отримуємо три рівняння руху в'язкого середовища, що записані в формі Нав'є–Стокса:

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \cdot \frac{\partial v_x}{\partial z} &= F_x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\psi}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \cdot \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \cdot \frac{\partial v_y}{\partial z} &= F_y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\psi}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right), \quad (3.11) \\ \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \cdot \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \cdot \frac{\partial v_z}{\partial z} &= F_z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\psi}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned}$$

Розглянемо усталений рух матеріалу (стаціонарний режим). Режим пуску та зупинки шнека не розглядаємо. Це спрощення приведе до рівності нулю похідних по часу. Наприклад, $\frac{\partial v_x}{\partial t} = 0$ тощо.

Нехтуємо масовими силами, тобто вважаємо F_x , F_y та F_z в рівняннях (3.10) рівними нулю. Сили ваги не будемо враховувати, маючи на увазі, що переміщення сировини відбувається в основному за рахунок інших джерел, наприклад перепаду тиску. Швидкості руху сировини в каналах відносно невеликі, що дає можливість знехтувати і виникаючими при русі інерційними навантаженнями.

Розглядаємо ламінарну течію, яка при подачі в'язких та високов'язких середовищ практично завжди має місце. В такому випадку, коли відсутня турбулентність, з трьох компонент швидкості сировини відмінною від нуля є тільки її складова по осі x каналу – v_x , а v_y та v_z будемо вважати рівними нулю.

Таким чином, для ізотермічного руху середовища у випадку усталеного режиму можливості нехтування масовими силами та відсутності турбулентності рівняння Нав'є–Стокса будуть мати такий вигляд:

$$\begin{aligned}
0 &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z}, \\
0 &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y}, \\
0 &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\psi}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \right).
\end{aligned} \tag{3.12}$$

Аналіз рівнянь (3.11) показує, що тиск p постійний по перетину (по осях y та z не змінюється), а залежить тільки від x і змінюється від перетину до перетину зі змінами x . У такому випадку в подальших розрахунках часткову похідну $\partial p / \partial x$ можна замінити повною похідною dp / dx . У той же час при дотриманні припущення, що $v_x = v_y = 0$, з рівняння нерозривності (3.4) отримаємо $\partial v_z / \partial z = 0$. Отже, на відміну від тиску p , компонента v_z швидкості не змінюється від перетину до перетину, а є лише функцією x , y , тобто змінюється тільки по перетину. Остаточно:

$$\begin{aligned}
v_z &= v_z(x, y); \\
v_z &\neq v_z(z); \\
p &= p(x); \\
p &\neq p(x, y).
\end{aligned} \tag{3.13}$$

Останнє з рівнянь (3.11) можна записати так:

$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} = \frac{1}{\psi} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}; \tag{3.14}$$

Якщо врахувати, що зміна тиску p на довжині каналу L дорівнює Δp , для розв'язання задачі механіки суцільного середовища з урахуванням зроблених припущень можна отримати одне рівняння у вигляді рівняння Пуассона:

$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} = -\frac{\Delta p}{\psi l}; \quad (3.15)$$

Вважаємо, що нагнітаючий канал шнека є достатньо мілким. Тому можна знехтувати впливом бокових стінок витків шнека і вважати, що маємо справу з нескінченно вузькою щілиною, для якої v_z не змінюється по x , тобто $\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} = 0$. Тоді рівняння Пуассона ще більше спроститься:

$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} = -\frac{\Delta p}{\psi l}; \quad (3.16)$$

Шляхом двократного інтегрування по y та, взявши до уваги граничні умови ($\bar{v}_1 = \bar{v}_0 \neq 0$; $\bar{v}_2 = 0$), отримаємо, м/с:

$$v = \frac{v_0 y}{h_g} - \frac{h_g y - y^2}{2\psi} \cdot \frac{\partial p}{\partial x};$$

На правому боці цього рівняння перший член являє собою швидкість прямого потоку сировини вздовж гвинтового каналу шнека (продуктивністю $Q_{осн.}$), а другий член – швидкість, яка направлена у зворотний бік, тобто зворотний потік вдовж гвинтового каналу (продуктивністю $Q_{в.к.}$). Сума обох швидкостей дає швидкість результуючого потоку.

З рівняння (3.16) випливає, що, якщо проінтегрувати швидкості по перерізу потоку, інакше кажучи, по висоті h_g та ширині l_g , то інтенсивність результуючого потоку (кількість маси, яка проходить по шнеку в одиницю часу) буде виражена для двопластинчастої моделі формулою, м³/с:

$$Q_{рез} = \frac{v_0 l_g h_g}{2} - \frac{l_g h_g^3}{12\psi} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}; \quad (3.17)$$

Перша складова у правій частині формули (3.17) являє собою прямий потік $Q_{осн.}$, а друга – зворотний потік $Q_{в.к.}$. При цьому слід відзначити, що не взято до уваги вплив гальмівної дії на потік бокових стінок міжвиткового об'єму шнека.

Застосуємо заміну для параметрів, які входять до складу рівняння (3.17):

$$\begin{cases} v_0 = \pi D_{uu} n_{uu} \cdot \cos \alpha \\ l_g = (\pi D_{uu} \cdot \operatorname{tg} \varphi - l_g) \cdot \cos \alpha = \pi D_{uu} \cdot \sin \alpha - l_g \cdot \cos \alpha, \\ dz = dl \sin \alpha \end{cases} \quad (3.18)$$

де α – кут підйому витків шнека.

Тоді вираз (3.17) по визначенню інтенсивності результуючого потоку (без урахування втрат крізь зазор $Q_{в.з.}$) набуде вигляду:

$$Q_{рез} = \frac{\pi D_{uu} n_{uu} \cdot \cos \alpha \cdot (\pi D_{uu} \cdot \sin \alpha - l_g \cdot \cos \alpha) h_g}{2} - \frac{\sin \alpha \cdot (\pi D_{uu} \cdot \sin \alpha - l_g \cdot \cos \alpha) h_g^3}{12\psi} \cdot \frac{\partial p}{\partial l}; \quad (3.19)$$

Таким чином, зворотний потік пропорційний ширині впадини, а також третьому ступеню глибини витка і зворотно пропорційний довжині міжвиткового каналу прямокутного перерізу.

Отримаємо вираз по визначенню інтенсивності потоку $Q_{в.з.}$ втрат крізь зазор між шнеком та робочим циліндром. Цей потік розглядається, як той, який іде крізь прямокутний паз зі сторонами $\pi \cdot D / \cos \alpha$, δ та $b \cdot \cos \alpha$. Цей потік підпорядковується рівнянню (3.15) із відповідними граничними умовами.

При цьому треба взяти до уваги, що зворотний потік $Q_{в.з.}$ у зазорі спричиняється значно більшим перепадом тиску, ніж зворотний потік $Q_{в.к.}$, який діє в каналі шнека. Величини перепадів тиску відносяться як довжина кроку витка шнека по колу до товщини витка.

З урахуванням цього:

$$\frac{\pi D_{uu}}{\cos \alpha} b \cdot \cos \alpha = \frac{\pi D_{uu}}{l_g \cdot \cos^2 \alpha}; \quad (3.20)$$

Тоді отримаємо вираз, який аналогічний до виразу по визначенню зворотного потоку крізь канал шнека $Q_{в.к.}$. Необхідно лише зробити такі заміни:

$$\left\{ \begin{array}{l} \pi \cdot D_u \cdot \sin \alpha \rightarrow \pi \cdot D_u / \cos \alpha \\ h_g \rightarrow \delta \\ \frac{dl}{\sin \alpha} \rightarrow b \cdot \cos \alpha \\ \frac{dp}{dl} \rightarrow \pi \cdot D_u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \frac{dp}{dl} \end{array} \right. ; \quad (3.21)$$

В результаті будемо мати:

$$Q_{в.к.} = \frac{\pi^2 D_u^2 \delta^3 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{12\psi \cdot b} \cdot \frac{\partial p}{\partial l}; \quad (3.22)$$

Для практичного застосування рівнянь (3.19), (3.22) доцільно їх дещо видозмінити шляхом введення замість локального градієнта тиску dp/dl , який приймається постійним по всій довжині шляху потоку маси сировини, величину:

$$\frac{dp}{dl} = \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}}, \quad (3.23)$$

де p_1 – тиск маси на початку зони подач, Па;

p_2 – тиск маси в кінці зони подачі, Па;

$L_{1,2}$ – довжина зони подачі, м.

Таким чином, вирази для визначення окремих складових результуючого потоку набудуть такого вигляду:

- прямий потік вздовж гвинтового насосу, м³/с:

$$Q_{осн.} = \frac{\pi^2 D_u^2 \cdot n_u \cdot h_g \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2}; \quad (3.24)$$

- зворотний потік вздовж гвинтового каналу, м³/с:

$$Q_{в.к.} = \frac{\pi D_u h_g^3 \cdot \sin^2 \alpha}{12\psi} \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}}; \quad (3.25)$$

- зворотний потік у зазорі між шнеком та циліндром, м³/с:

$$Q_{в.з.} = \frac{\pi^2 D_u^2 \delta^3}{12\psi \cdot b} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}}; \quad (3.26)$$

Тоді вираз (3.1) по визначенню продуктивності вовчка буде наступним:

$$G = K_o \cdot \rho \cdot \left(\begin{array}{l} \frac{\pi^2 \cdot D_w^2 \cdot n_w \cdot h_e \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2} - \frac{\pi \cdot D_w \cdot h_e^3 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \left(E_s \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_1}{t_2}} \right) + E_\mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_1}{t_2}} \right) + E_\mu \right)}{12 \cdot E_\mu \cdot E_s \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_1}{t_2}} \right) \cdot (t_1 - t_2)} \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}} \\ - \frac{\pi^2 \cdot D_w^2 \cdot \delta^3}{12 \cdot b} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}} \cdot \frac{\left(E_s \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_1}{t_2}} \right) + E_\mu \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_1}{t_2}} \right) + E_\mu \right)}{E_\mu \cdot E_s \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_1}{t_2}} \right) \cdot (t_1 - t_2)} \end{array} \right); \quad (3.27)$$

Розрахунок продуктивності вовчка за виразом (3.27) дає можливість врахувати як основні конструктивні та кінематичні параметри шнекового ППС, так і джерела втрат продуктивності.

Як впливає з рівняння (3.27), істотного підвищення продуктивності вовчка можна досягти, збільшуючи зовнішній діаметр решітки D_p , що дає змогу підвищити кількість отворів для проходження сировини. Зростання ж питомої продуктивності можна досягти, підвищуючи частоту обертання шнека n_w , збільшуючи зовнішній діаметр шнека D_w , зменшуючи глибину витка h_e , зменшуючи зазор δ між шнеком та робочим циліндром, а також збільшуючи товщину витка b .

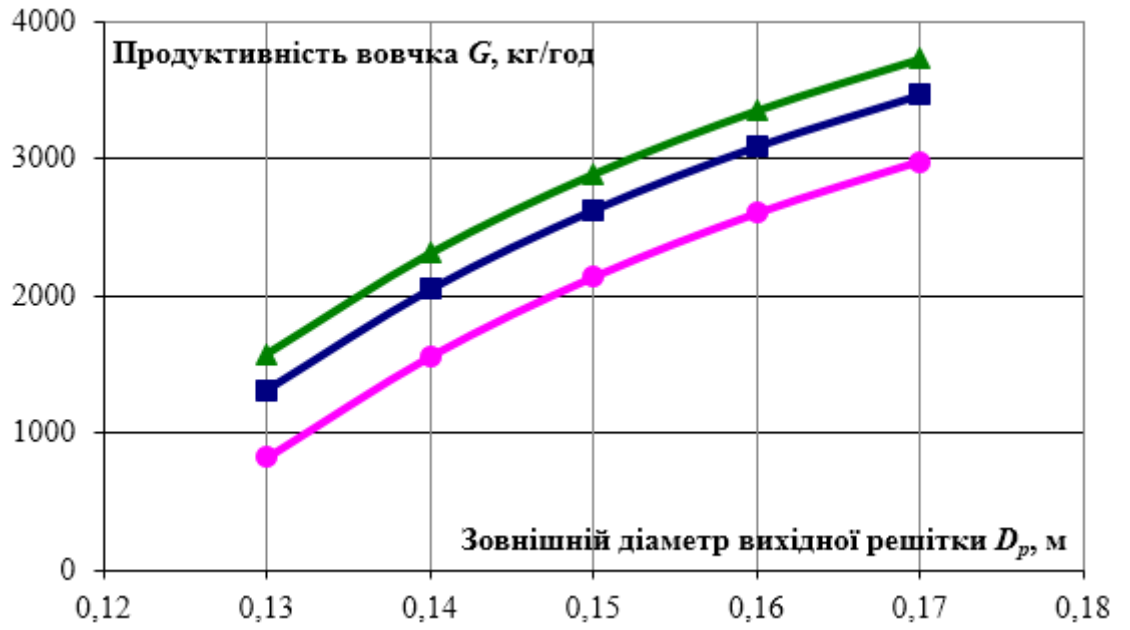
На рис.3.2 – 3.7 зображено графічні залежності продуктивності вовчка від його конструктивних і кінематичних параметрів, які отримані за виразом (3.27).

Збільшення зовнішнього діаметра решітки D_p (рис. 3.2, а) приводить до істотного підвищення продуктивності. Збільшення кута підйому витків шнека α (рис. 3.2, б) спричиняє зростання продуктивності, але потім спостерігається її зниження, що можна пояснити підвищенням швидкості подачі сировини та, відповідно, підвищенням гідравлічного опору отворів решітки (показано для решітки товщиною 0,016 м, яка має отвори діаметром 0,003 м).

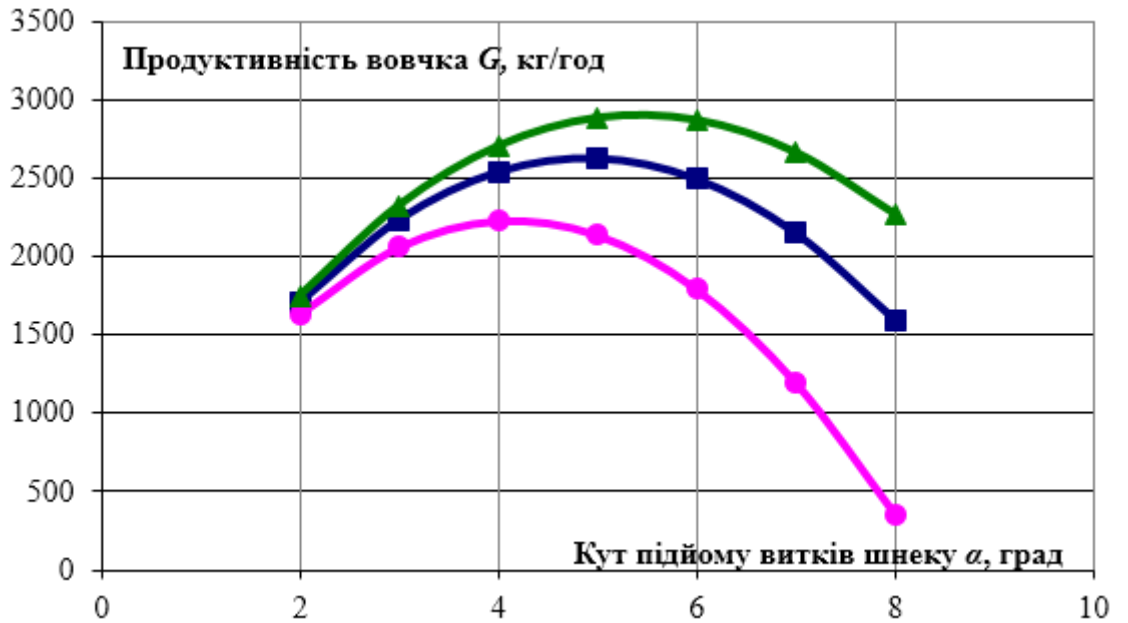
У випадку використання решітки з товщиною 0,008 м (рис. 3.3, а) залежність продуктивності вовчка від кута підйому витків шнека має інший характер – продуктивність прогресивно збільшується.

Вплив частоти обертання шнека n_w (рис. 3.3, б) аналогічний впливу кута підйому витків шнека – при підвищенні частоти продуктивність спочатку

збільшується, досягає свого максимуму, а потім зменшується. При підвищенні товщини вихідної решітки B_p продуктивність стрімко знижується (рис. 3.4 ,а). Це пояснюється зростанням ГО отворів за експоненціальним законом при збільшенні їх довжини. Збільшення ж площі лез S_l ножа, який контактує з вихідною решіткою, зумовлює пропорційне зменшення продуктивності внаслідок перекриття більшої кількості отворів для проходження сировини (рис. 3.4. б).

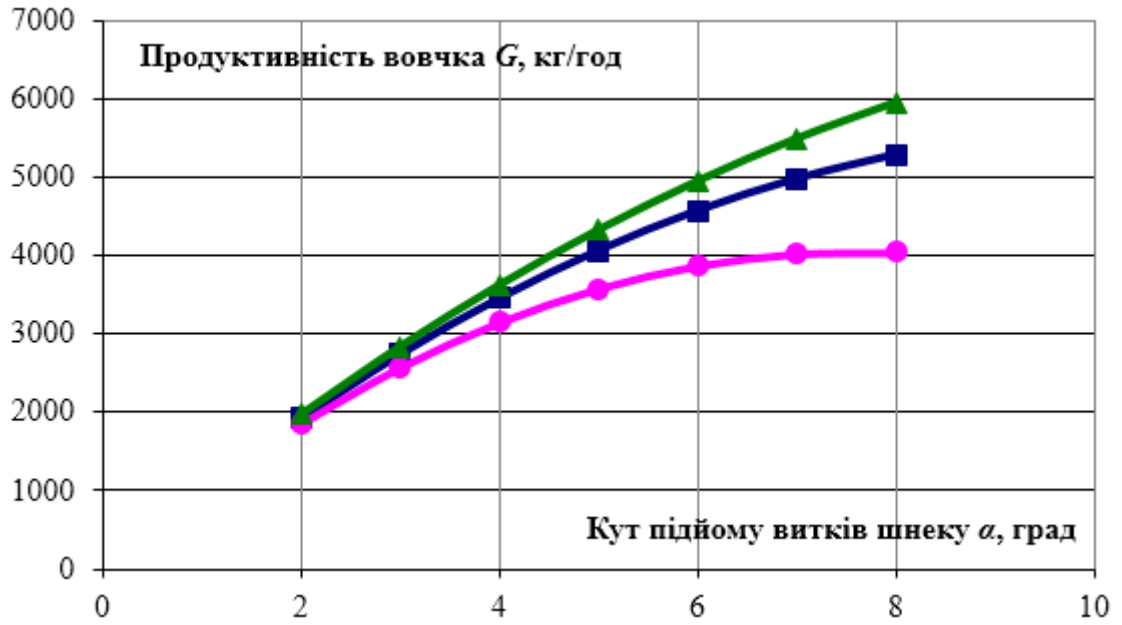


а)

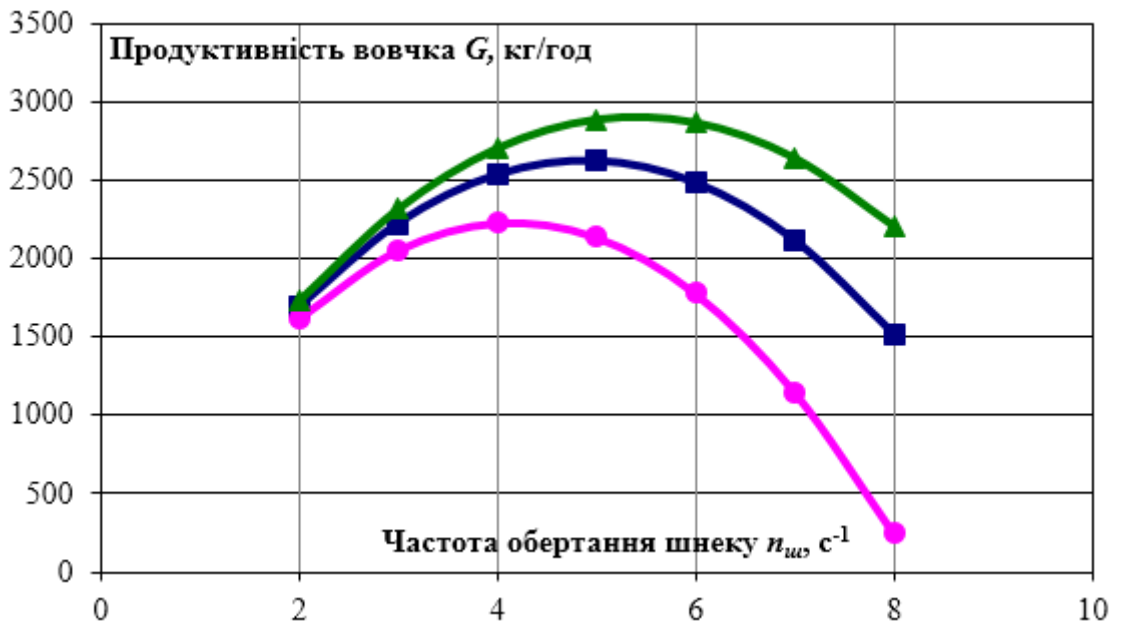


б)

Рис. 3.2. Залежність продуктивності вовчка від: а) – зовнішнього діаметра вихідної решітки D_p ; б) – кута підйому витків шнеку α при товщині вихідної решітки $B_p = 0,016$ м; для сировини різного виду: ■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки

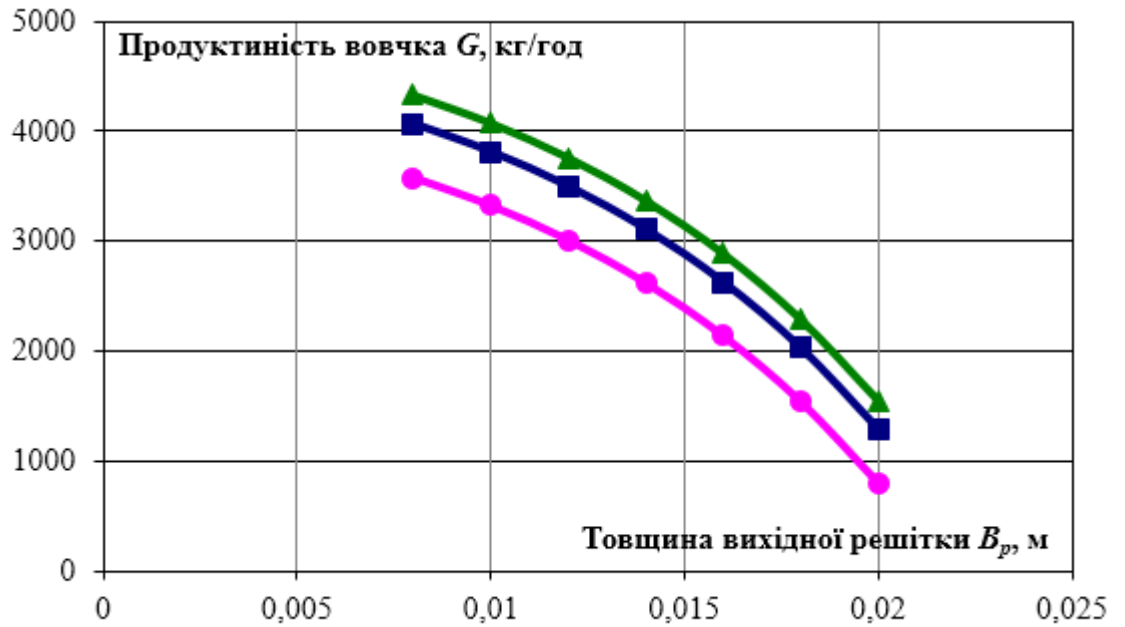


а)

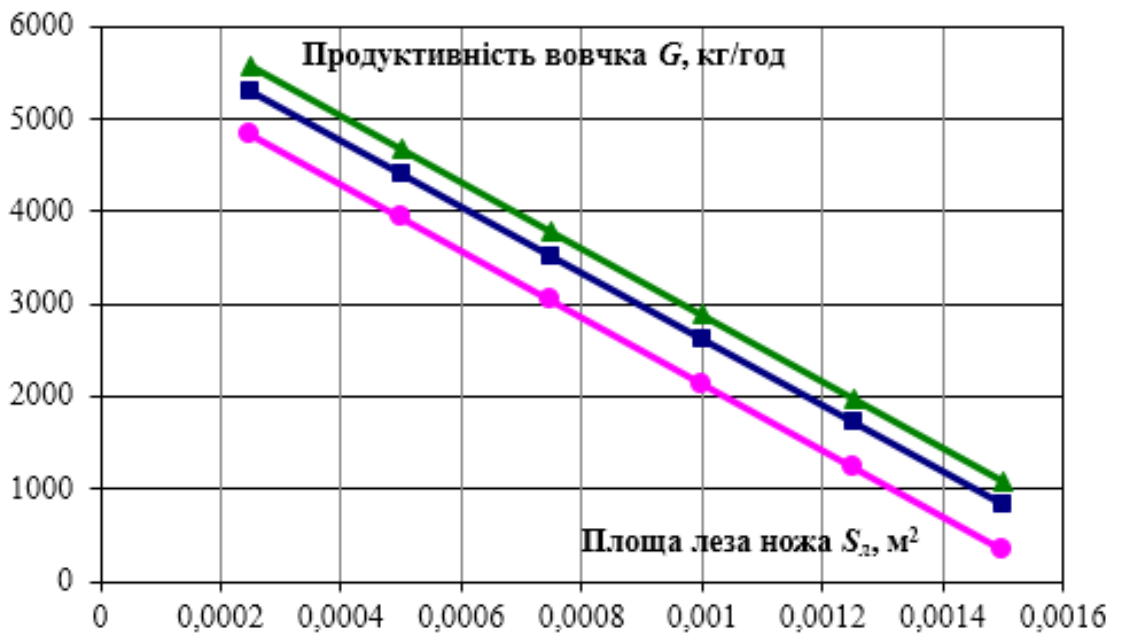


б)

Рис. 3.3. Залежність продуктивності вовчка від: а) – кута підйому витків шнека α при товщині вихідної решітки $B_p = 0,008$ м; б) – частоти обертання шнека $n_{ш}$; для сировини різного виду: ■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки



а)



б)

Рис. 3.4. Залежність продуктивності вовчка від: а) – товщини вихідної решітки B_p ; б) – площі фронтальної проекції лез ножа S_l , який контактує з вихідною решіткою; для сировини різного виду:

■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки

Отриманий вираз (3.27) можна використовувати для прогнозування продуктивності вовчків, що мають різне конструктивне виконання різального вузла та шнека.

3.2 Визначення коефіцієнта продуктивності вовчка

Значення коефіцієнта продуктивності вовчка можна визначити [132], взявши до уваги усі основні чинники, які зумовлюють істотне зменшення його теоретично можливої продуктивності. Основним таким чинником, на думку автора, є здатність м'ясної сировини стискатись під дією прикладеного навантаження. Саме це зумовлює необхідність достатньої деформації сировини задля подолання опору різального комплексу при продавлюванні сировини крізь нього.

Звідси випливає, що важливими означеними чинниками є геометрія шнека та величина опору різального вузла. Іншим важливим чинником є будова різального вузла, а саме – будова ножів, які працюють у парі з решітками (як зазначалося в підрозділі 1.5, збільшення кількості лез ножа та підвищення площі їх фронтальної проекції істотним чином зменшують площу, вільну для проходження м'яса крізь решітки).

З огляду на зазначене, пропонуємо визначати коефіцієнт продуктивності вовчка K_Q , враховуючи як параметри шнека, так і параметри різального вузла.

Параметри шнека врахуємо за допомогою коефіцієнта використання шнека $K_{в.ш.}$, який являє собою відношення площі поперечного перерізу робочого циліндра, що окреслює зону подачі сировини шнеком у різальний вузол (сектор АОВ на рис. 3.8, б), до загальної площі поперечного перерізу робочого циліндра, який слугує для подачі сировини шнеком у різальний вузол.

Якщо значення вказаних площ відобразити за допомогою значень відповідних кутів, то вираз для визначення коефіцієнта використання шнека $K_{в.ш.}$ набуде вигляду (рис. 3.5):

$$K_{\text{в.ш.}} = \frac{\beta_{\text{max}}}{360}, \quad (3.29)$$

де β_{max} – максимальне значення кута, який окреслює зону подачі сировини шнеком у різальний вузол, град.

Значення β_{max} можна визначити, склавши рівняння рівноваги сил, що діють на шарі сировини, який останнім витком шнека подається у різальний вузол вовчка.

Для того щоб сировина набула можливості подолати силу опору різального вузла $F_{\text{р.в.}}$, Н необхідно створити відповідну силу стискання $F_{\text{см}}$:

$$F_{\text{см}} = F_{\text{р.в.}}; \quad (3.30)$$

У свою чергу, ці сили визначаються наступним чином.

Сила стискання, Н:

$$F_{\text{см}} = [\sigma_{\text{см}}] \cdot S_{\text{см}}, \quad (3.31)$$

де $[\sigma_{\text{см}}]$ – граничне значення напружень стискання, при яких починається процес продавлювання сировини крізь різальний вузол, Па;

$S_{\text{см}}$ – площа на боковій поверхні останнього витка шнека, яка відповідає площі шару сировини, що піддається стисканню, м².

Сила опору різального вузла, Н:

$$F_{\text{р.в.}} = \sum_{i=1}^m F_{\text{он.і}} \cdot k_{\text{пром}} \cdot k_{\text{в}}, \quad (3.32)$$

де $F_{\text{он.і}}$ – сила опору i -ї решітки різального вузла, Н;

m – кількість решіток різального вузла;

$k_{\text{пром}}$ – емпіричний коефіцієнт збільшення опору різального вузла внаслідок збільшення відстаней між окремими решітками на величину товщини ножів, які становлять різальні пари з решітками;

$k_{\text{в}}$ – емпіричний коефіцієнт збільшення опору різального вузла внаслідок збільшення швидкості подачі сировини.

Сила опору кожної i -ї решітки різального вузла, Н дорівнює:

$$F_{\text{он.і}} = F_{\text{пен}} + F_{\text{зр}} + F_{\text{отв}}, \quad (3.33)$$

де $F_{пен}$ – зусилля penetрації сировини при обтіканні перемичок поміж отворами решітки, Н;

$F_{зр}$ – зусилля зрізу сировини при вдавлюванні в отвори решітки, Н;

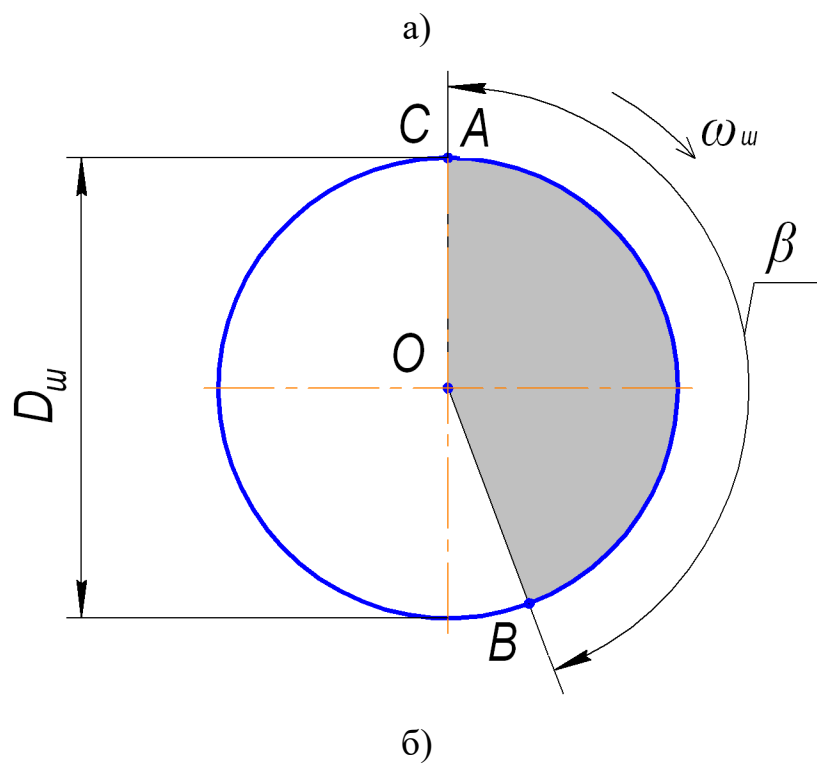
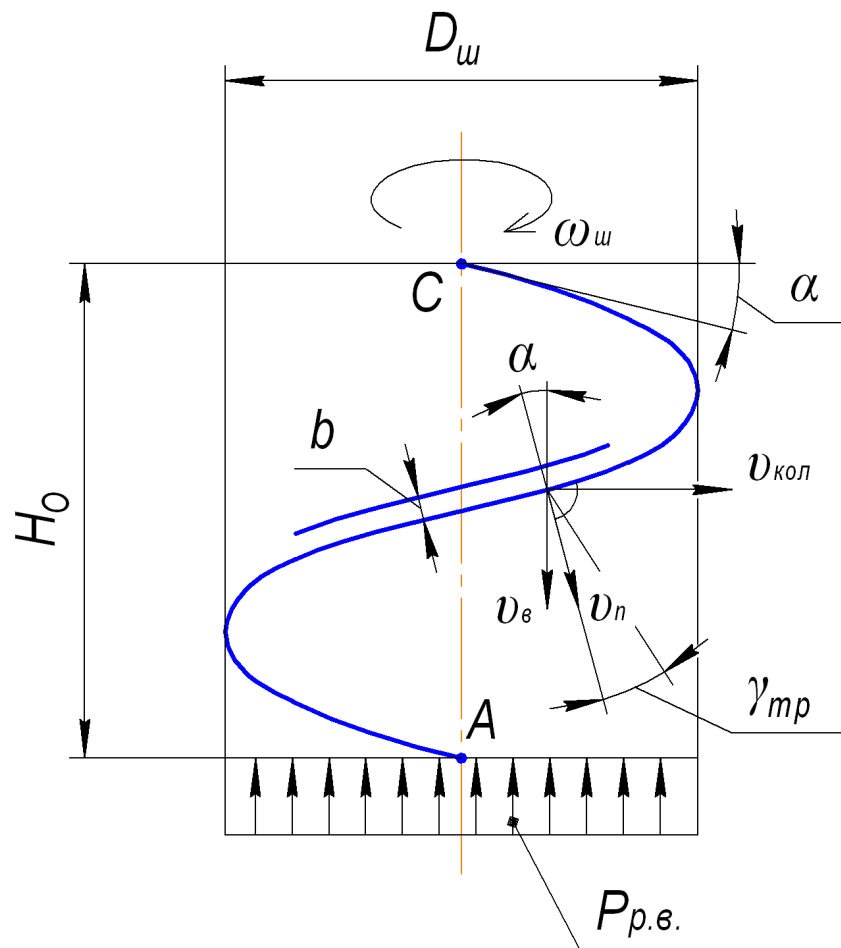


Рис. 3.5. Розрахункова схема останнього витка шнека при визначенні коефіцієнта використання шнека $K_{в.ш.}$ вовчка: а) вид зверху; б) вид спереду

$F_{отв}$ – зусилля опору рухові сировини всередині отворів решітки, Н.

Зусилля penetрації визначається так, Н:

$$F_{пен} = \theta_{пен} \cdot S_{пен}, \quad (3.34)$$

де $\theta_{пен}$ – напруження penetрації сировини при обтіканні перемичок поміж отворами решітки, Па;

$S_{пен}$ – площа перемичок поміж отворами, які обтікаються сировиною, м².

Зусилля зрізу визначається таким чином, Н:

$$F_{зр} = \theta_{зр} \cdot S_{зр}, \quad (3.35)$$

де $\theta_{зр}$ – напруження зрізу сировини при вдавлюванні в отвори решітки, Па;

$S_{зр}$ – площа отвору, в який вдавлюється сировина, м².

Зусилля опору рухові сировини всередині отворів решітки, Н:

$$F_{отв} = P_{отв} \cdot S_{отв}, \quad (3.36)$$

де $P_{отв}$ – тиск опору рухові сировини всередині отворів, Па;

$S_{отв}$ – площа отвору, в який вдавлюється сировина, м².

Тиск опору рухові сировини всередині отворів решітки відповідно до [110] запишеться так, Па:

$$P_{отв} = \left(\frac{q_0}{k_{\delta}} \right) \cdot e^{\frac{4f \cdot k_{\delta} \cdot B_p}{d_0}} - \frac{q_0}{k_{\delta}}, \quad (3.37)$$

де f – коефіцієнт тертя сировини о стінки каналу; B_p – товщина решітки, м;

d_0 – діаметр отвору, м; q_0 – залишковий боковий тиск, Па;

k_{δ} – коефіцієнт бокового тиску ($k_{\delta}=0,6 \dots 0,8$ [91]).

Вказані значення площ запишуться наступним чином (розглядаємо випадок, коли площа поперечного перерізу шару сировини, що продавлюється, дорівнює сумі площ одного отвору решітки та відповідної частки перемичок поміж отворами), м²:

$$S_{отв} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}; \quad (3.38)$$

$$S_{зр} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}; \quad (3.39)$$

$$S_{нен} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \left(\frac{1-\varphi}{\varphi} \right); \quad (3.40)$$

$$S_{ст} = S_{отв} + S_{нен} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot \frac{1}{\varphi}; \quad (3.41)$$

де φ – коефіцієнт перфорації решітки, який дорівнює відношенню сумарної площі отворів для проходження сировини до загальної площі решітки (активна частина решітки – диск, окреслений граничними точками лез обертового ножа, який працює в парі з решіткою).

Значення емпіричного коефіцієнта $k_{нром}$ збільшення опору різального вузла внаслідок збільшення відстаней між окремими решітками на величини товщин ножів, які становлять різальні пари з решітками, можна визначити відповідно до даних, наведених у підрозділі 4.3.

Значення емпіричного коефіцієнта збільшення опору різального вузла внаслідок збільшення швидкості подачі сировини k_v (відповідно до даних, наведених у підрозділі 4.3):

$$k_v = e^{a_v} \cdot \left(\frac{v_o}{v_1} \right)^{b_v}, \quad (3.42)$$

де v_o – осьова швидкість подачі сировини, м/с; v_1 – одинична швидкість подачі сировини, при якій не спостерігається підвищення ГО отворів решіток, м/с; a_v , b_v – емпіричні коефіцієнти, значення яких залежить від подовження отворів решітки та виду сировини.

Середнє значення лінійної швидкості руху сировини при її подачі останнім витком шнека визначимо так (рис. 3.8, а). Середнє значення колової швидкості при обертанні витка шнека – $v_{кол} = \omega_{ш} \cdot \left(\frac{D_{ш}}{2} - \frac{h}{2} \right)$, де h – глибина гвинтового

каналу шнека. Її нормальна до поверхні шнека складова – $v_n = v_{кол} \cdot \sin \alpha$. З урахуванням кута γ_{mp} тертя сировини о поверхню шнека – $v_n = \frac{v_{кол} \cdot \sin \alpha}{\cos \gamma_{mp}}$. Тоді

осьова швидкість переміщення сировини, м/с (за умови, що на внутрішній поверхні циліндра, в якому працює шнек, наявні прямолінійні ребра, і сировина рухається на кшталт гайки, яка приводиться у рух обертовим гвинтом) буде визначатися таким чином:

$$\begin{aligned} v_o &= v_n \cdot \cos(\alpha + \gamma_{mp}) = \frac{v_{кол} \cdot \sin \alpha}{\cos \gamma_{mp}} \cdot \cos(\alpha + \gamma_{mp}) = \\ &= \frac{\pi \cdot n_{ш} \cdot (D_{ш} - h) \cdot \sin \alpha}{\cos \gamma_{mp}} \cdot \cos(\alpha + \gamma_{mp}) \end{aligned} \quad (3.43)$$

де $n_{ш}$ – частота обертання шнека, c^{-1} .

Далі визначимо напруження, які виникають у шарі сировини при його стисканні. Напруження в сировині, σ відповідно до закону Гука [90, 91, 128] прямо пропорційні відноській їй деформації ε та модулю пружності E :

$$\sigma_{ст.} = \varepsilon \cdot E, \quad (3.44)$$

де ε – відносна деформація; E – модуль пружності при стисканні, Па.

Значення кінцевої відносної деформації сировини при її подачі останнім витком шнека вовчка можна визначити таким чином:

$$\varepsilon_k = \varepsilon_{о.к.} \cdot k_\varepsilon, \quad (3.45)$$

де $\varepsilon_{о.к.}$ – кінцева відносна деформація сировини, яка відбулась саме в зоні останнього витка шнека і яка виміряна в місці прилягання останнього витка до різального вузла;

k_ε – коефіцієнт деформації, який визначає ступінь попереднього деформування сировини при її потраплянні в зону останнього витка шнека, причому:

$$k_\varepsilon = \frac{V_{зан}}{V_o}, \quad (3.46)$$

де $V_{зан}$ – об'єм міжвиткового простору шнека, в якому коефіцієнт його заповнення сировиною дорівнює 1;

V_o – об’єм міжвиткового простору шнека, який знаходиться перед останнім витком.

Для часткового випадку будови шнека з постійними значеннями $D_{ш}$ і $d_{ш}$ вираз (3.46) набуде вигляду:

$$k_{\varepsilon} = \frac{H_{зан.}}{H_o}, \quad (3.47)$$

де $H_{зан.}$ – крок міжвиткового простору шнека, в якому коефіцієнт його заповнення сировиною дорівнює 1; H_o – крок міжвиткового простору шнека в межах останнього витка.

Значення відносної деформації шару сировини при русі саме в зоні останнього витка шнека можна визначити так (рис. 3.6):

$$\varepsilon_o = \frac{H_o - l}{H_o} = \frac{\pi \cdot D_{ш} \cdot \operatorname{tg} \alpha - L_{AB} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\pi \cdot D_{ш} \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (3.48)$$

де l – відстань від поверхні останнього витка до різального вузла ($l = L_{AB} \cdot \operatorname{tg} \alpha$), м;

$D_{ш}$ – зовнішній діаметр шнека, м;

α – кут нахилу гвинтової поверхні шнека;

L_{AB} – довжина дуги АВ, м.

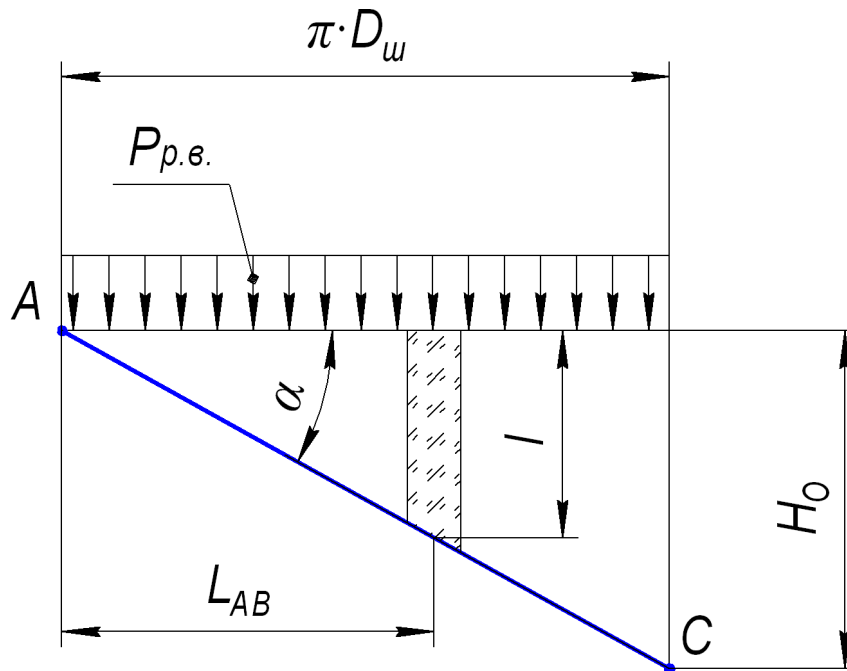


Рис. 3.6. Розрахункова схема розгортки останнього витка шнека при визначенні коефіцієнта використання шнека $K_{в.ш.}$ вовчка

Довжина дуги АВ, м відрізняється від довжини кола діаметром $D_{ш}$ стільки разів, у скільки разів відрізняється величина кута β від 360° :

$$L_{AB} = \pi \cdot D_{ш} \frac{\beta}{360}; \quad (3.49)$$

Тоді визначати значення відносної деформації шару сировини, положення якого визначається кутом β (див. рис. 1 Додатка В.2), буде:

$$\varepsilon_o = \frac{\pi \cdot D_{ш} \cdot \operatorname{tg} \alpha - \pi \cdot D_{ш} \frac{\beta}{360} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\pi \cdot D_{ш} \cdot \operatorname{tg} \alpha} = 1 - \frac{\beta}{360} \quad (3.50)$$

де β – поточне значення кута, який окреслює зону подачі сировини шнеком у різальний вузол, град.

У той же час відносна деформація відповідно до [90, 91] залежить від прикладеного тиску таким чином:

$$\varepsilon = a_\varepsilon \cdot P^{a_1} (1 + a_2 \cdot \lg \tau) = 5,2 \cdot P^{0,32} (1 + 0,058 \cdot \lg \tau), \quad (3.51)$$

де P – прикладений тиск, Па;

τ – тривалість деформації, с;

a_ε, a_1, a_2 – коефіцієнти, які залежать від геометричних і механічних факторів та фізико-хімічного стану сировини (для м'яса $a_\varepsilon = 5,2$; $a_1 = 0,32$; $a_2 = 0,058$).

При цьому згідно з [91] значення тиску, Па в шарі сировини залежить від відстані до точки прикладання тиску так:

$$P_l = P \cdot e^{(-0,115 \cdot l \cdot D_{ш}^{-0,33})}, \quad (3.52)$$

де P – значення тиску, прикладеного до шару сировини, Па;

l – відстань від точки прикладення тиску до шуканої точки, м;

$D_{ш}$ – діаметр циліндра, в якому відбувається стискання сировини, м.

Враховуючи, що зміні тиску P вздовж відстані l відповідатиме зміна відносної деформації сировини ε , при розгляді деформування сировини останнім витком шнека (3.51) врахуємо зміну відносної деформації вздовж відстані l :

$$\varepsilon_{o.k.} = \left(1 - \frac{\beta}{360}\right) \cdot e^{-0,037 \cdot l \cdot D_{uu}^{-0,33}}, \quad (3.53)$$

де $l = L_{AB} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \pi \cdot D_{uu} \cdot \frac{\beta}{360} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ – відстань від поверхні останнього витка до різального вузла.

Підставляючи отриманий вираз у рівняння (3.45), визначимо напруження стискання, що виникає в шарі сировини, положення якого в коловому напрямі визначається кутом β :

$$\sigma_{ст.} = \left(1 - \frac{\beta}{360}\right) \cdot e^{-0,037 \cdot l \cdot D_{uu}^{-0,33}} \cdot k_{\varepsilon} \cdot E; \quad (3.54)$$

Підставимо отримані часткові вирази у вихідне рівняння (3.30) і, скоротивши $S_{отв}$, м² отримаємо:

$$\begin{aligned} & \left(1 - \frac{\beta}{360}\right) \cdot \left(e^{-0,037 \cdot \pi \cdot D_{uu} \cdot \frac{\beta}{360} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot D_{uu}^{-0,33}}\right) \cdot \frac{H_{зан}}{H_o} \cdot \frac{E}{\varphi} = \\ & = \left(\theta_{пен} \cdot \left(\frac{1-\varphi}{\varphi}\right) + \theta_{зр} + \left(\frac{q_0}{k_{\sigma}}\right) \cdot e^{\frac{4f \cdot k_{\sigma} \cdot B_p}{d_0}} - \frac{q_0}{k_{\sigma}}\right) \times \quad ; \quad (3.55) \quad ; \\ & \times \left(\frac{\pi \cdot k_{пром} \cdot n_{uu} \cdot e^{a_v} \cdot (D_{uu} - h) \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\alpha + \gamma_{mp})}{v_1 \cdot \cos \gamma_{mp}}\right)^{b_v} \end{aligned}$$

Рівняння (3.55) можна розв'язати лише чисельними методами, тому для практичних розрахунків введемо спрощення, згідно з яким зміна деформації по товщині шару сировини не враховується. Тоді значення кута β_{max} , який окреслює зону подачі сировини шнеком у різальний вузол, буде, град:

$$\begin{aligned} \beta & = 360 - 360 \left(\theta_{пен} \cdot \left(\frac{1-\varphi}{\varphi}\right) + \theta_{зр} + \left(\frac{q_0}{k_{\sigma}}\right) \cdot e^{\frac{4f \cdot k_{\sigma} \cdot B_p}{d_0}} - \frac{q_0}{k_{\sigma}}\right) \times \\ & \times \left(\frac{\varphi \cdot k_{пром} \cdot H_o}{E \cdot H_{зан}}\right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{uu} \cdot e^{a_v} \cdot (D_{uu} - h) \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\alpha + \gamma_{mp})}{v_1 \cdot \cos \gamma_{mp}}\right)^{b_v}; \quad (3.56) \end{aligned}$$

На рис. 3.7, 3.8 наведено результати визначення кута подачі сировини β за виразом (3.56) для вовчка із зовнішнім діаметром решіток різального вузла $D_p = 0,16$ м.

Як впливає з отриманих графічних залежностей, при збільшенні кута підйому витків шнека α (для решітки з діаметром отворів 0,003 м) значення кута подачі сировини β пропорційно знижується (рис. 3.7). Це пояснюється віддаленням поверхні витка останнього шнека від різального вузла і, внаслідок цього, його меншою нагнітальною здатністю за умови необхідності долання високого ГО отворів дрібного діаметра.

При збільшенні коефіцієнта перфорації решітки (за рахунок збільшення діаметра отворів) значення кута подачі сировини β зростає, але до певної межі (рис. 3.8, а). Збільшення діаметра отворів решітки зумовлює зменшення її ГО опору, що позитивно відбивається на зростанні продуктивності вовчка.

Підвищення частоти обертання шнека $n_{ш}$ зменшує значення кута подачі сировини внаслідок збільшення ГО опору отворів решітки при збільшенні швидкості руху сировини (рис. 3.8, б).

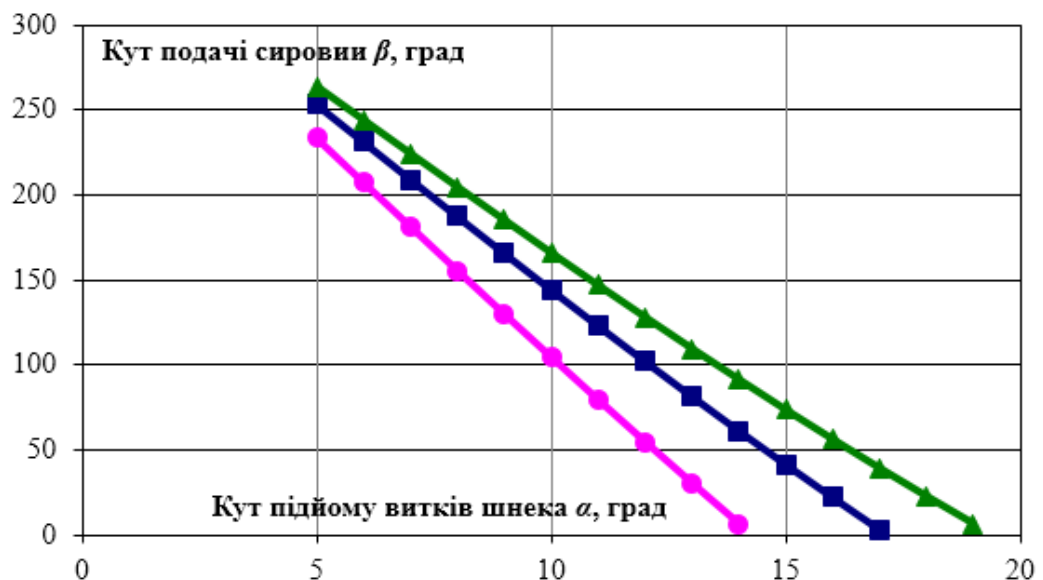
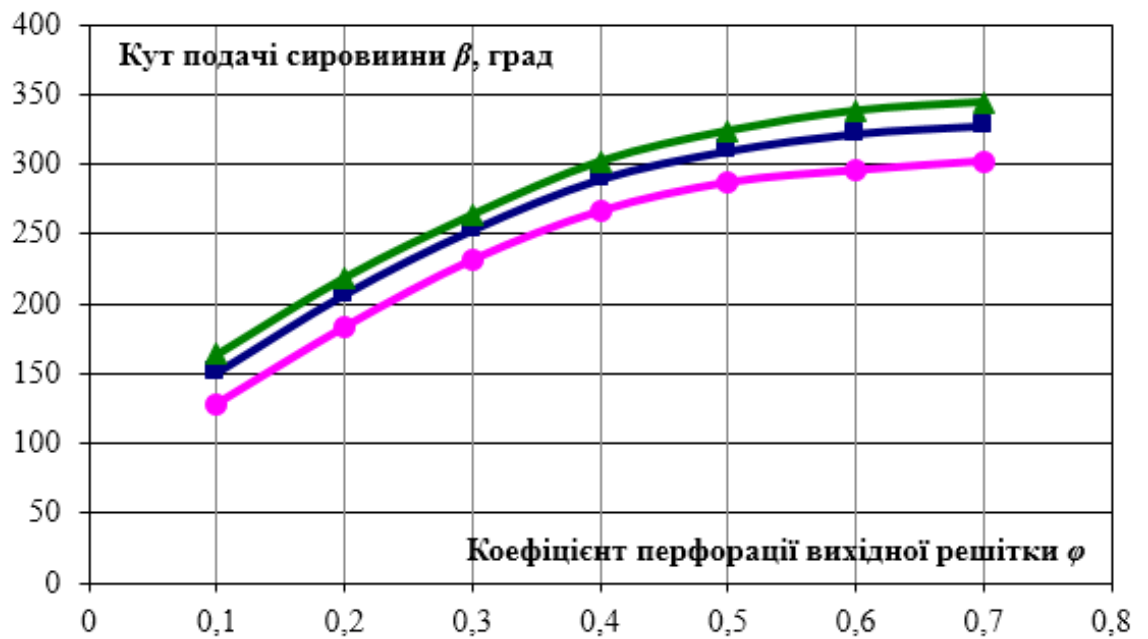
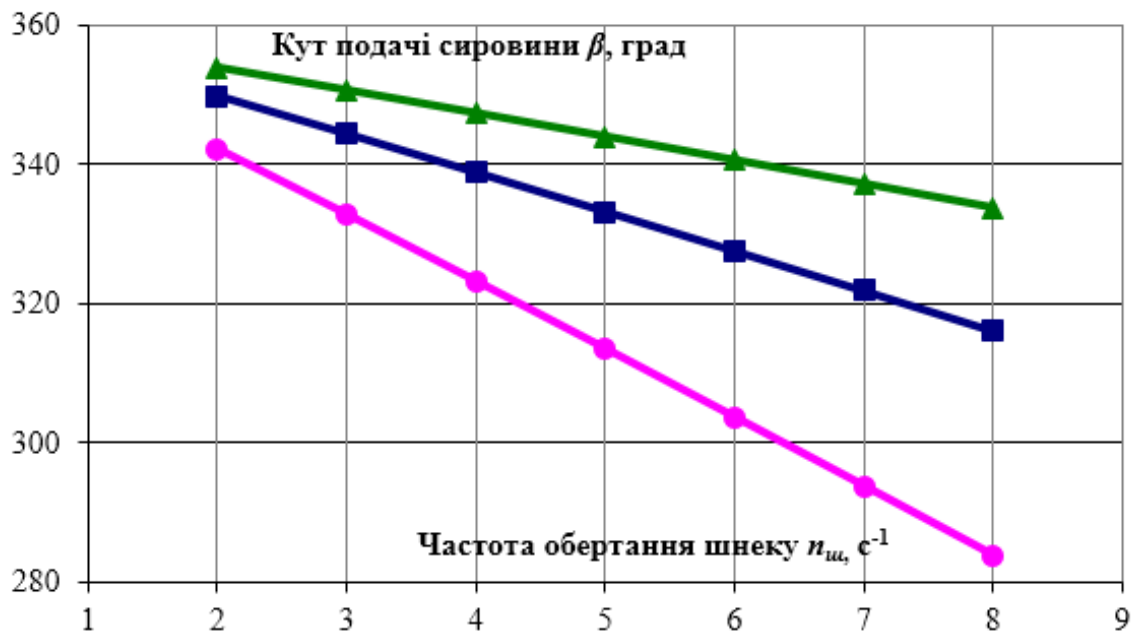


Рис. 3.7. Залежність кута подачі сировини шнеком вовчка β від кута підйому витків шнека α для сировини різного виду: ■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки



а)



б)

Рис. 3.8. Залежність кута подачі сировини шнеком вовчка β від:
 а) – коефіцієнта перфорації вихідної решітки φ ; б) – частоти обертання шнека $n_{ш}$; для сировини різного вид ■ – яловичини;
 ● – свинини; ▲ – м'яса курки

Використовуючи вираз (3.56), можемо визначити значення коефіцієнта використання шнека $K_{в.ш.}$ за виразом (3.29).

Визначимо коефіцієнт продуктивності вовчка K_Q (рис. 3.9). Його можна визначити як відношення площі активної частини решітки $S_p^{акт}$, крізь яку може подаватись сировина і яка обмежена кутом β_{max} , до загальної площі решітки S_p :

$$K_Q = \frac{S_p^{акт}}{S_p}; \quad (3.57)$$

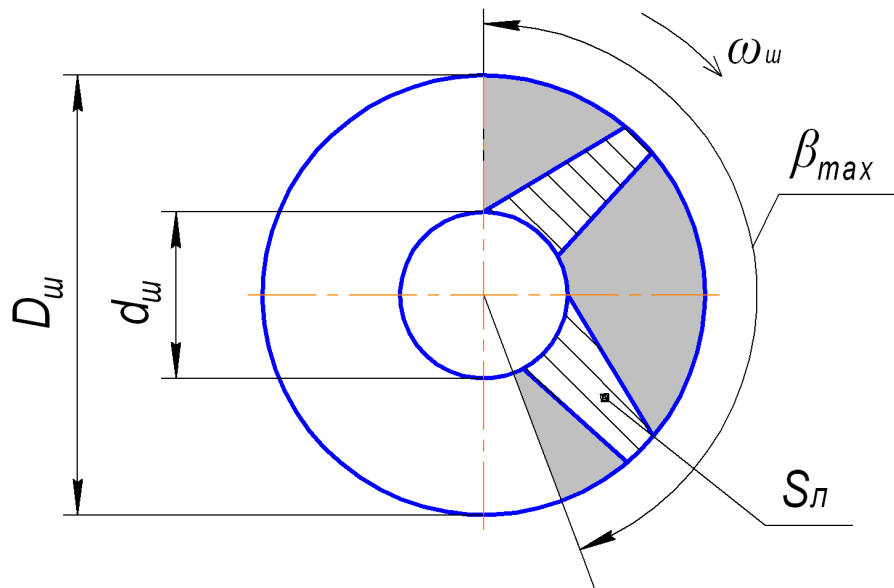


Рис. 3.9. Розрахункова схема останнього витка шнека (вигляд спереду) при визначенні коефіцієнта K_Q продуктивності вовчка

Площа активної частини решітки визначається так, м²:

$$S_p^{акт} = S_{сек} - S_n^{акт}, \quad (3.58)$$

де $S_{сек} = \varphi \cdot \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_p^2) \frac{\beta_{max}}{360}$ – площа кільцевого сектора, обмеженого кутом β_{max} , м²;

$S_n^{акт} = S_n^{акт} \cdot z_l^{акт}$ – площа фронтальних проєкцій лез ножа що знаходяться в зоні подачі сировини, яка окреслена кутом β_{max} , м²;

$S_p = \varphi \cdot \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_p^2)$ – площа решітки, м²;

D_p – зовнішній діаметр решітки, м;

d_p – діаметр центрального отвору решітки, м;

$S_l^{акт}$ – площа фронтальної проєкції одного леза ножа, яке знаходиться в зоні подачі сировини, що окреслена кутом β_{max} , м²;

$z_l^{акт}$ – кількість леза ножа, які знаходяться в зоні подачі сировини, що окреслена кутом β_{max} .

Тоді, після елементарних перетворень, кінцевий вираз по визначенню коефіцієнта продуктивності вовчка K_Q набуде вигляду:

$$K_Q = \frac{\beta_{max}}{360} - \frac{4S_l^{акт} \cdot z_l^{акт}}{\varphi \cdot \pi (D_p^2 - d_p^2)}; \quad (3.59)$$

З урахуванням рівняння (3.56):

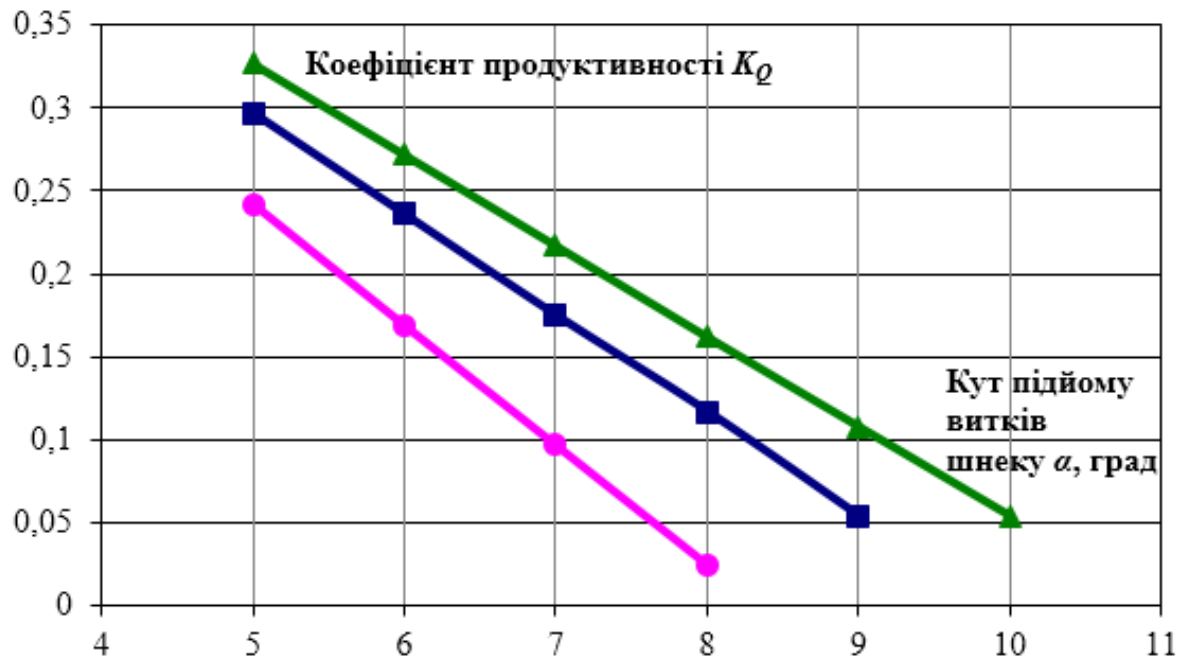
$$K_Q = 1 - \frac{S_l^{акт} \cdot z_l^{акт}}{\varphi \cdot \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_p^2)} - \left(\theta_{нен} \cdot \left(\frac{1 - \varphi}{\varphi} \right) + \theta_{зр} + \left(\frac{q_0}{k_{\sigma}} \right) \cdot e^{\frac{4f \cdot k_{\sigma} \cdot B_p}{d_0}} - \frac{q_0}{k_{\sigma}} \right) \times \\ \times \left(\frac{\varphi \cdot k_{пром} \cdot H_o}{E \cdot H_{зан.}} \right) \left(\frac{\pi \cdot n_{ш} \cdot e^{a_v} (D_{ш} - h) \sin \alpha}{v_1 \cdot \cos \gamma_{mp}} \cdot \cos(\alpha + \gamma_{mp}) \right)^{b_v}; \quad (3.60)$$

За виразом (3.60) можна визначити коефіцієнт продуктивності вовчка в практичних цілях. Цей вираз враховує як зменшення продуктивності вовчка внаслідок зменшення нагнітальної здатності шнека, так і зменшення продуктивності через перекриття лезами ножа отворів решіток. Це дає можливість врахувати особливості структурно-механічних властивостей м'яса та будову елементів різального вузла вовчка.

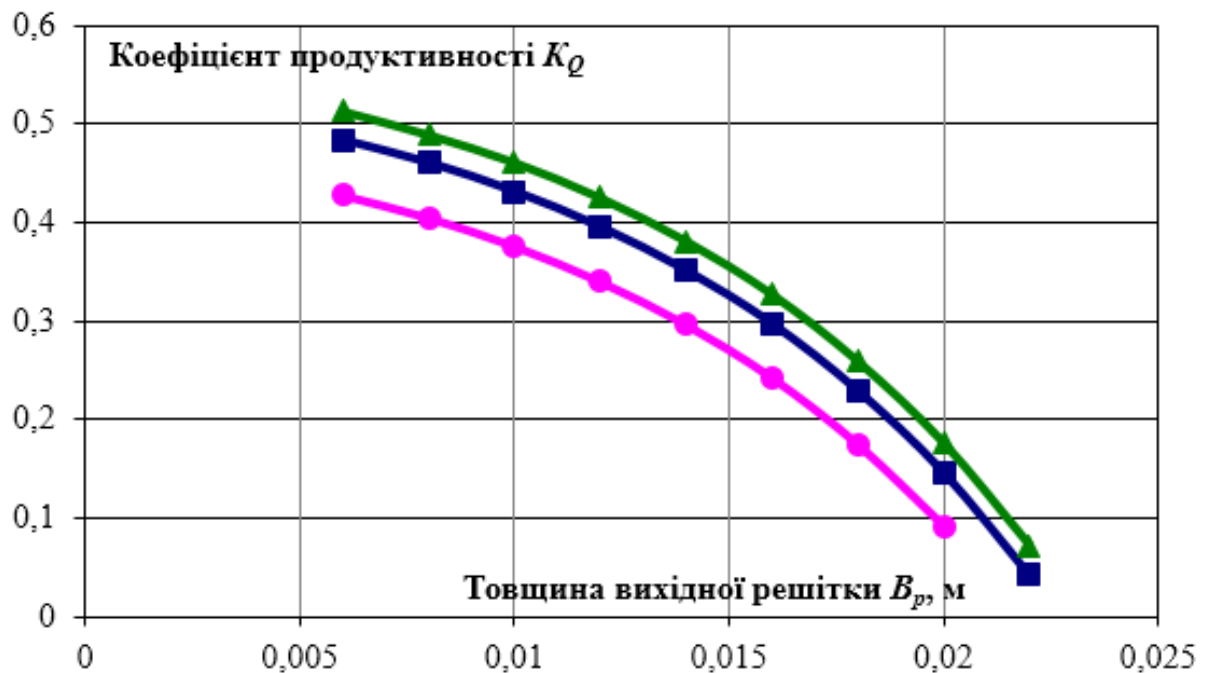
На рис. 3.10, 3.11 зображено графічні залежності, отримані розрахунком значення коефіцієнта продуктивності вовчка K_Q за виразом (3.60).

Характер впливу кута підйому витків α (рис. 3.10, а) аналогічний впливу кута подачі сировини. Збільшення товщини решітки B_p суттєво знижує значення коефіцієнта продуктивності за рахунок збільшення ГО опору отворів решітки (рис. 3.10. б). При зростанні площі лез S_l ножа, які знаходяться в межах кута

подачі сировини β , коефіцієнт продуктивності знижується внаслідок зменшення кількості отворів, вільних для проходження сировини (рис. 3.11).



а)



б)

Рис. 3.10. Залежність коефіцієнта продуктивності вовчка K_Q від: а) – кута підйому витків шнека α ; б) – товщини вихідної решітки B_p ; для

сировини різного виду: ■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки

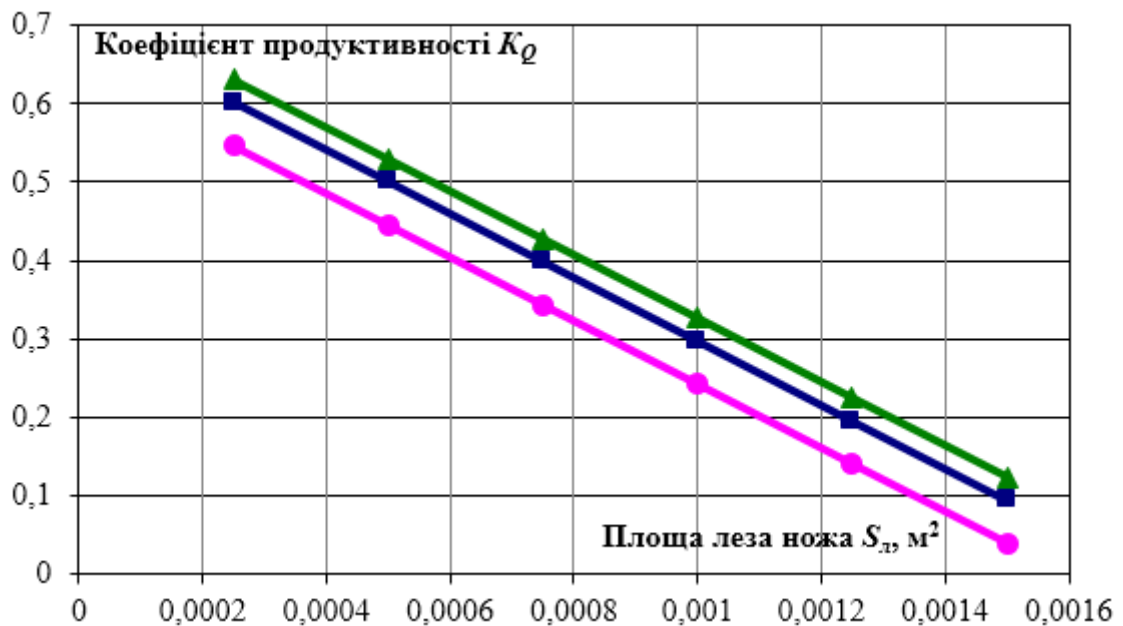


Рис.3.11. Залежність коефіцієнта продуктивності вовчка K_Q від площі фронтальної проекції лез ножа $S_{л}$, який контактує з вихідною решіткою для сировини різного виду: ■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки

Отримані результати можуть бути використанні при проектуванні вовчків та для обґрунтування високопродуктивних способів подачі м'яса до їх різального вузла.

3.3 Математичне моделювання гідродинаміки сировини при її подачі до різального вузла вовчка

З метою дослідження впливу конструктивного виконання шнека вовчка на величину кута, який окреслює зону подачі сировини шнеком у різальний вузол, було проведено чисельне моделювання гідродинаміки сировини при обертанні шнека вовчка. Моделювання проводилось із використанням програмного

комплексу FlowVision, який призначений для моделювання тривимірних течій рідини в технічних і природних об'єктах та візуалізації цих течій методами комп'ютерної графіки (рис. 3.12, 3.13).

Було обрано тривимірну модель ламінарного руху нестисливої в'язкої рідини, яка базується на рівняннях Нав'є – Стокса та суцільності середовища:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \cdot \vec{v} = \frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{1}{\rho} \nabla(\mu \nabla \vec{v}) + \vec{S},$$

$$\text{div} \vec{v} = 0$$

де \vec{v} – векторне поле швидкостей; t – час; p – тиск; ρ – густина;

μ – динамічна в'язкість; \vec{S} – масові сили.

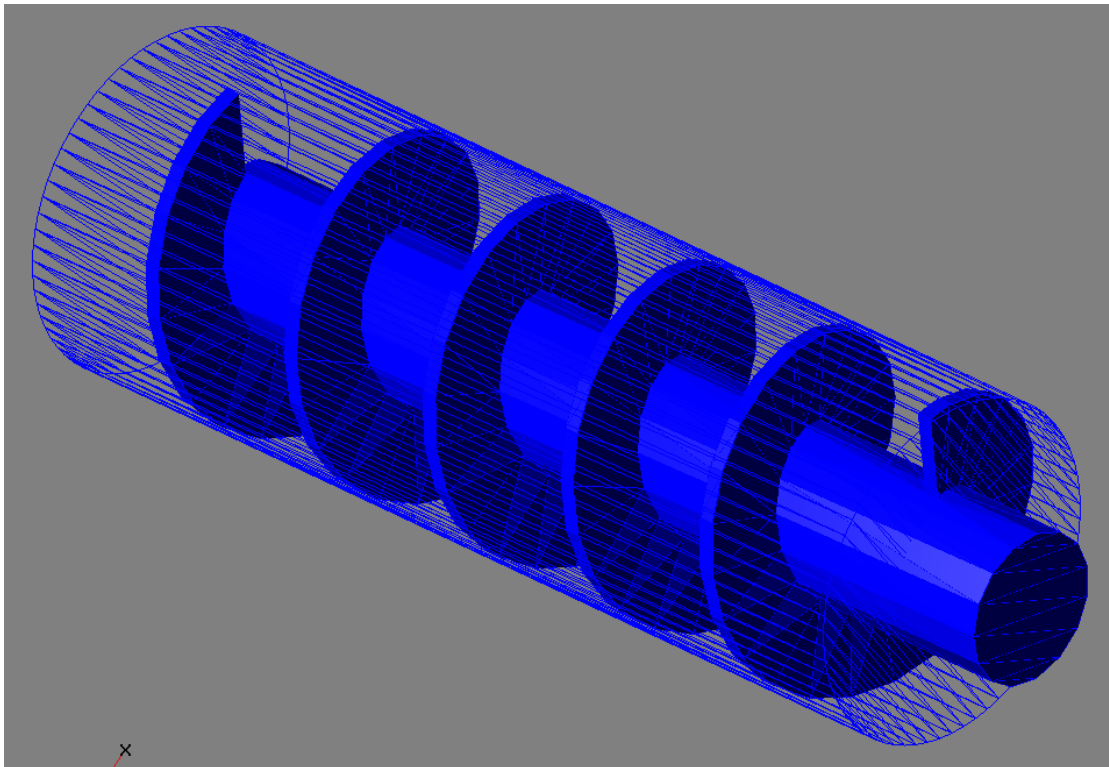


Рис. 3.12. Загальний вигляд робочої зони при моделюванні в програмному комплексі FlowVision гідродинаміки м'ясної сировини при її подачі шнеком вовчка

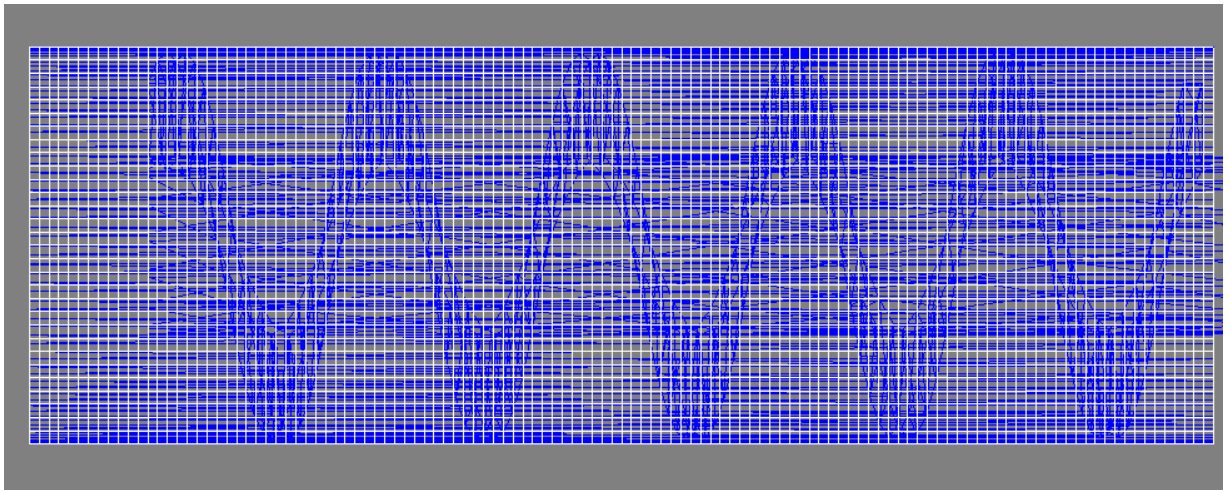


Рис. 3.13. Розрахункова сітка робочої зони в програмному комплексі FlowVision

Модель також враховує невеликі зміни густини (наближення Бусінеска). Граничні умови задавались наступним чином (у термінах FlowVision):

- на вході в розрахункову область – вхід, нормальна швидкість – $v_n|_{zp} = v_0$;
- передня грань розрахункової області – вільний вихід – $p|_{zp} = 0$,
 $v|_{zp} = v_\tau|_{zp}$ при $(\vec{v}, \vec{n}) > 0$, $\nabla(v_i, \vec{n})|_{zp} = 0$ при $(\vec{v}, \vec{n}) \leq 0$;
- поверхня шнека – стінка, логарифмічний закон, що враховує значення пісочної шорсткості в мкм, – $v_n|_{zp} = 0$, $\tau|_{zp} = \mu \frac{\partial v}{\partial y}|_{v=0}$;
- поверхня робочого циліндра – стінка, логарифмічний закон, що враховує значення пісочної шорсткості в мкм, – $v_n|_{zp} = 0$, $\tau|_{zp} = \mu \frac{\partial v}{\partial y}|_{v=0}$;

Тут v_n, v_τ – нормальна і тангенціальна складові вектора швидкості, $v_i, i = 1, 2, 3$ – проекції вектора швидкості на осі координат, \vec{n} – вектор нормалі до границі.

Для моделювання було застосовано такі вихідні дані: частота обертання шнека – 5 с^{-1} [18]; режим руху рідини – ламінарний; густина рідини – 1050 кг/м^3 , в'язкість рідини – $700 \text{ Па}\cdot\text{с}$ [91]; використовувались тривимірні моделі шнеків, кути підйому витків яких набували значення $\alpha = 4^\circ; 7^\circ; 10^\circ; 13^\circ; 17^\circ$.

В результаті моделювання отримано розподіл значень відносної деформації сировини в зоні останнього витка шнека вовчка (рис. 3.14), розподіл значень тиску в сировині в зоні останнього витка шнека вовчка (рис. 3.15, 3.16). Залежність коефіцієнта стискання сировини в зоні різального вузла від конструктивного виконання шнека та від точки вимірювання в площині, перпендикулярній осі шнека, зображено на рис. 3.17.

Зображені на рис. 3.17 криві з достатньою точністю описуються експоненціальним рівнянням регресії виду:

$$y = a \cdot e^{b \cdot x}, \quad (3.61)$$

де y – значення відносної деформації сировини ε , %;

x – значення кута β , град.; a , b – коефіцієнти (табл. 3.1).

Таблиця 3.1

Коефіцієнти рівняння регресії

Коефіцієнти регресії	Значення кута підйому витків шнека				
	$\alpha = 4^\circ$	$\alpha = 7^\circ$	$\alpha = 10^\circ$	$\alpha = 13^\circ$	$\alpha = 17^\circ$
a	0,673	0,605	0,508	0,387	0,251
b	-0,004	-0,006	-0,008	-0,011	-0,012

Також було встановлено наявність втрат сировини крізь зазор між шнеком та робочим циліндром у напрямі, зворотному до напрямку подачі. Встановлено, що тиск у сировині при її русі від бункера до різального вузла вовчка зростає нелінійно, ближчим відстаням до різального вузла відповідають вищі значення тиску в сировині.

Загалом, в результаті моделювання встановлено, що шнекам із меншим кутом підйому витків властиві як більші максимальні значення відносної деформації сировини в зоні перед різальним вузлом, так і вищі середні значення відносної деформації (див. криві 4 і 5 на рис. 3.17), які виміряні в площині, перпендикулярній до осі шнека.

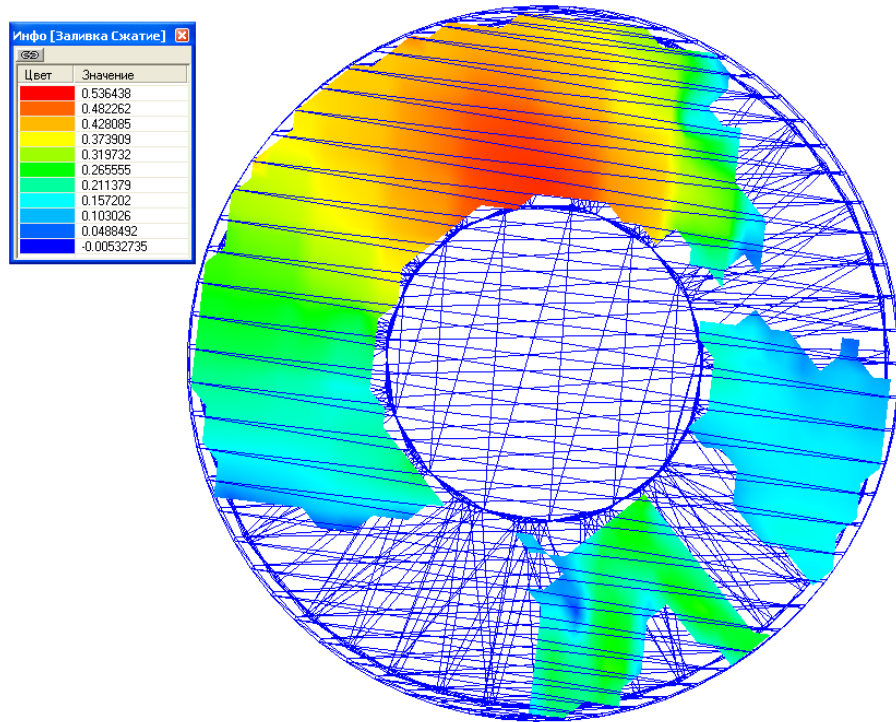


Рис. 3.14. Результати визначення значень відносної деформації сировини в зоні останнього витка шнека вовчка за допомогою програмного комплексу FlowVision

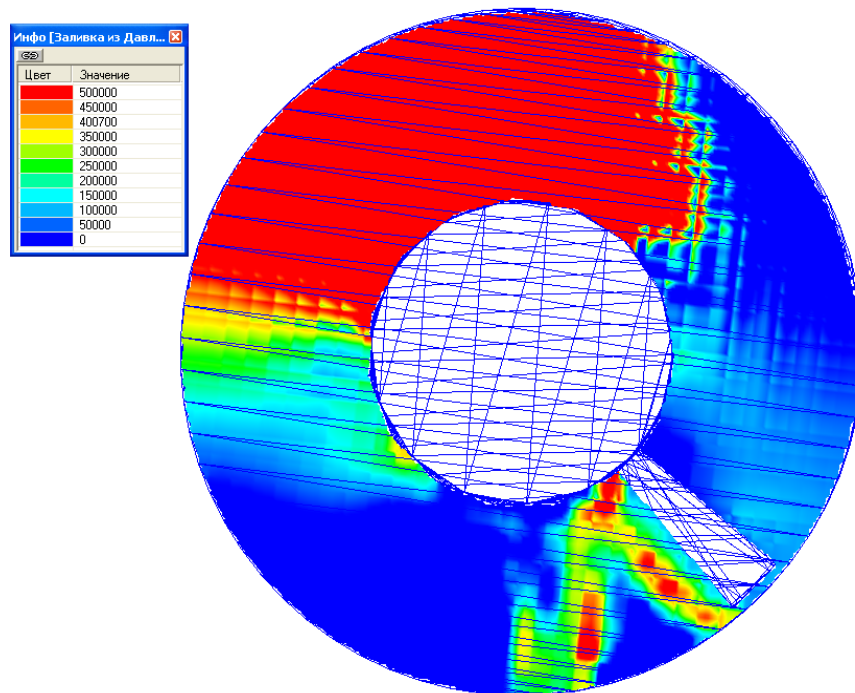


Рис. 3.15. Результати визначення значень тиску в сировині в зоні останнього витка шнека вовчка за допомогою програмного комплексу FlowVision

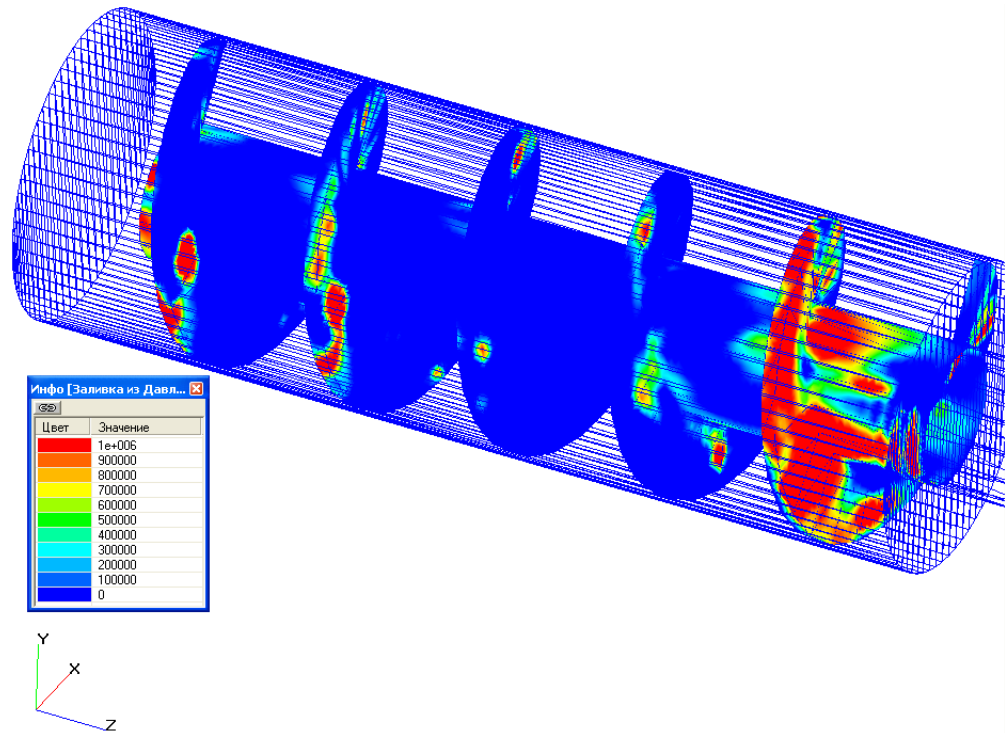


Рис. 3.16. Результати визначення значень тиску в сировині в зоні останнього витка шнека вовчка за допомогою програмного комплексу FlowVision

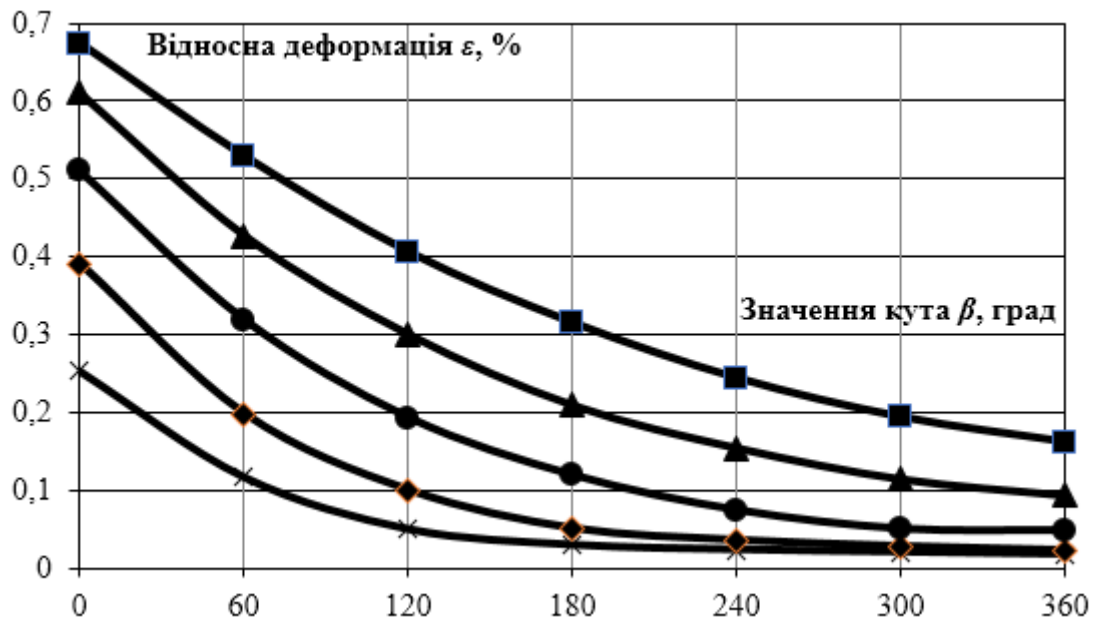


Рис. 3.17. Залежність відносної деформації сировини ε від значення кута β для шнеків із кутом підйому витків: x – $\alpha = 17^\circ$; ◆ – $\alpha = 13^\circ$; ● – $\alpha = 10^\circ$; ▲ – $\alpha = 7^\circ$; ■ – $\alpha = 4^\circ$:

Це можна пояснити тим, що в зоні останнього витка шнеків із меншим кутом підйому витків сировина знаходиться у більш стисненому стані через поступове стискання при русі від бункера вовчка до різального вузла (за рахунок змінного кроку витків). Ще однією причиною є те, що означеним шнекам властиві менші відстані від бокової поверхні останнього витка до входу у різальний вузол.

Отримані результати відповідають результатам, наведеним у підрозділах 3.1 і 3.2. Розроблену математичну модель вовчка можна використовувати при обґрунтуванні конструктивних параметрів шнеків на етапі їх проектування.

3.4 Визначення напружено-деформованого стану ножів вовчка методом кінцевих елементів

Як зазначалося в підрозділі 1.3, актуальним є дослідження напружено-деформованого стану ножів вовчка, пошук раціональних шляхів підвищення міцності лез та розробка нових конструкцій ножів, які нададуть можливість зменшити їх собівартість і забезпечити високу міцність та ефективність роботи. Зважаючи на достатню складність конструкції ножів та їх елементів, поставлене завдання доцільно вирішити шляхом проведення чисельних експериментів.

Задля визначення напружено-деформованого стану ножів вовчка відомих конструкцій використано [133] чисельне моделювання за допомогою програмного комплексу T-FLEX Analysis.

Деформований стан у точці тіла, яке деформується, описується симетричним тензором деформацій:

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \frac{1}{2}\gamma_{xy} & \frac{1}{2}\gamma_{zx} \\ \frac{1}{2}\gamma_{yx} & \varepsilon_y & \frac{1}{2}\gamma_{zy} \\ \frac{1}{2}\gamma_{xz} & \frac{1}{2}\gamma_{yz} & \varepsilon_z \end{bmatrix},$$

де $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – поздовжні відносні деформації;

$\gamma_{xz} = \gamma_{zx}, \gamma_{xy} = \gamma_{yx}, \gamma_{zy} = \gamma_{yz}$ – кутові деформації.

Сукупність дев'яти компонент напружень (по три на кожній із взаємно-перпендикулярних площадок) являє собою тензор напружень у точці. Тензор деформацій представлено у вигляді симетричної матриці:

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix},$$

де $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – поздовжні відносні деформації;

$\tau_{xz} = \tau_{zx}, \tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{zy} = \tau_{yz}$ – кутові деформації.

Тензор напружень, як і тензор деформацій, володіє властивістю симетрії: $\tau_{xz} = \tau_{zx}, \tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{zy} = \tau_{yz}$. Тобто дотичні напруження, що діють по двох взаємно-перпендикулярних площадках у напрямках, які ортогональні ребру, що створюється пересіченням цих площадок, рівні за величиною (рис. 3.18). Із урахуванням цих властивостей із дев'яти компонент тензора напружень незалежними виявляються шість компонент.

Для напружень використовуються поняття головних напружень ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$), що відповідають головним деформаціям, які зв'язані із компонентами тензора напружень наступним рівнянням:

$$\sigma^3 - J_1 \cdot \sigma^2 + J_2 \cdot \sigma - J_3 = 0, \quad (3.62)$$

$$\text{де } J_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z; J_2 = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{yx} & \sigma_y \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xz} \\ \tau_{zx} & \sigma_x \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix}; J_3 = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix},$$

Розв'язок кубічного рівняння (3.62) має три корні $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$, які впорядковуються у вигляді $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$.

При розрахунку статичної міцності отримане значення напруження в точці порівнюється із максимально допустимим. Умова міцності має вигляд: $\sigma_{екв} \leq [\sigma]$, де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження; σ – гранично допустиме напруження.

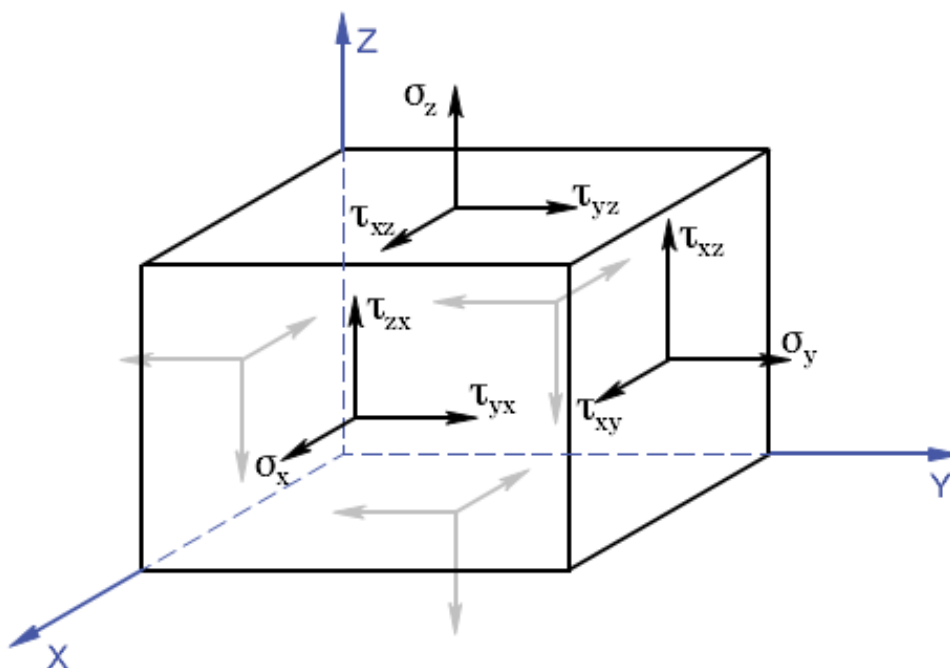


Рис. 3.18. Компоненти тензора напруженого стану матеріалу ножа вовчка в нескінченно малому паралелепіпеді

Граничний стан матеріалу визначається за четвертою теорією міцності, яка являє собою гіпотезу про те, що причиною виникнення небезпечного стану є величина питомої потенційної енергії зміни форми

$$\sigma_{екв}^{IV} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \leq [\sigma].$$

Було створено 3D-моделі чотирьох конструкцій ножів вовчка, які найчастіше використовуються на практиці [18]. Визначення напружень проводилось у найбільш характерних точках (рис. 3.19). Візуалізацію отриманих при моделюванні результатів наведено на рис. 3.20, 3.21. Результати розрахунків наведено в табл. 3.2.

Як впливає з табл. 3.2, значення напружень, що виникають у характерних точках ножів різних конструкцій, істотно відрізняються між собою. Так, при зменшенні ширини леза для зазначених типів ножів напруження в точці 1 збільшуються з 42,1 до 137,2 МПа. Так само напруження в точці 3 збільшуються з 19,7 до 111,5 МПа. Відповідним чином зменшуються значення коефіцієнта запасу міцності.

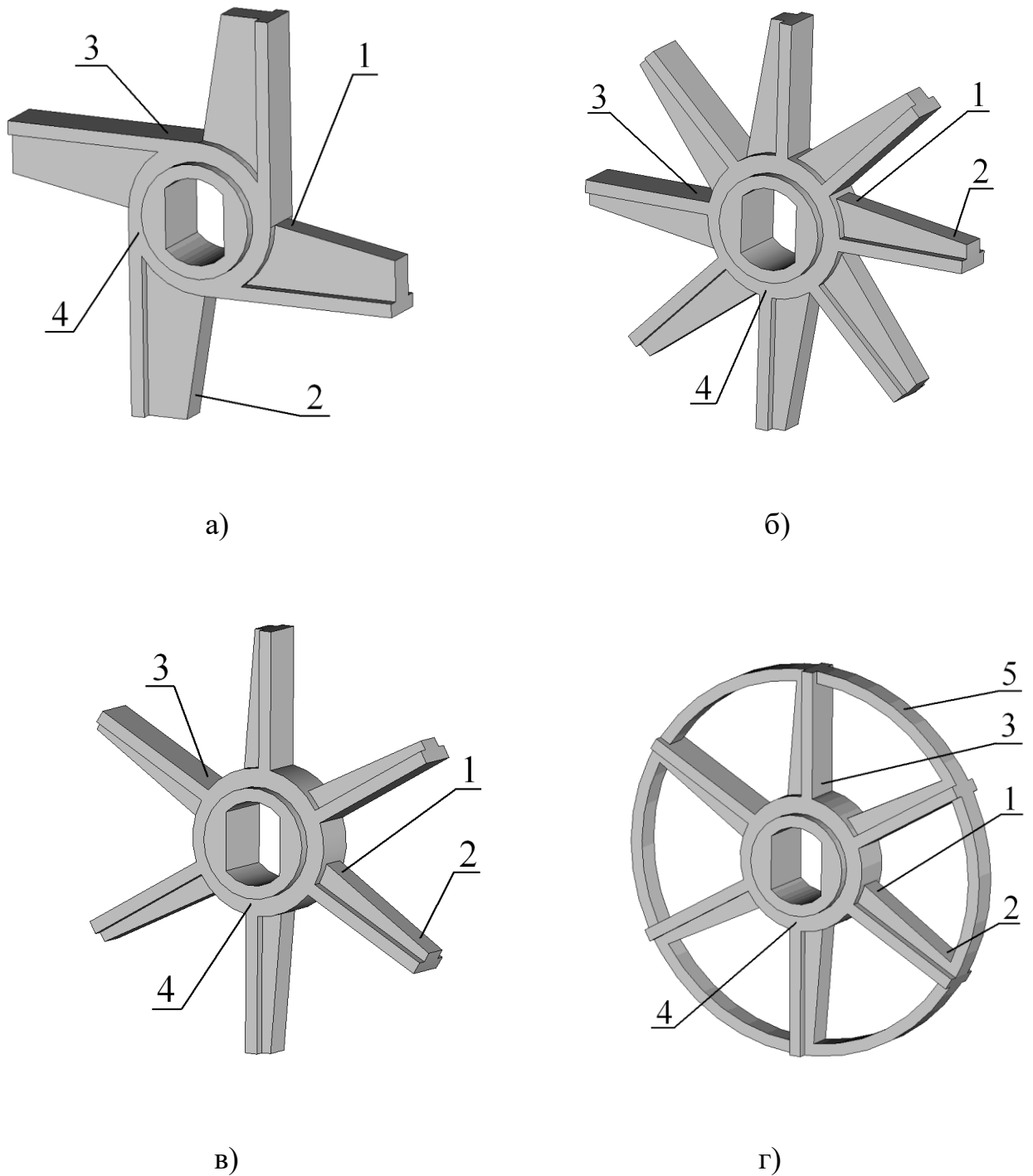


Рис. 3.19. Схема розташування точок вимірювання значень напружень та коефіцієнта запасу міцності відомих конструкцій ножів вовчка: а) – звичайний 4-лезовий; б) – 8-лезовий із лезами зменшеної ширини; в) – 6-лезовий із вузькими лезами; г) – 6-лезовий із вузькими лезами та силовим кільцем

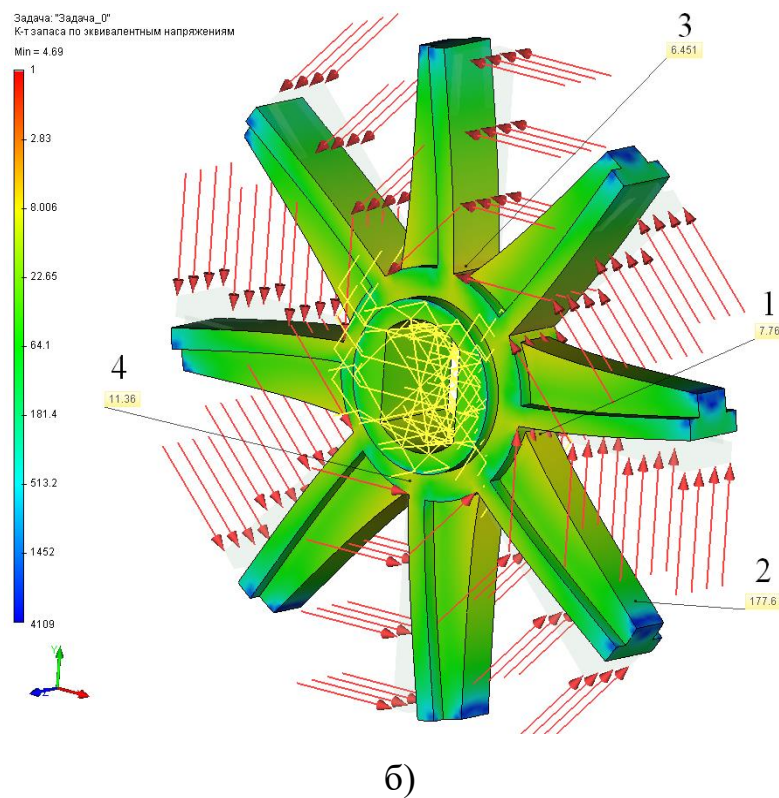
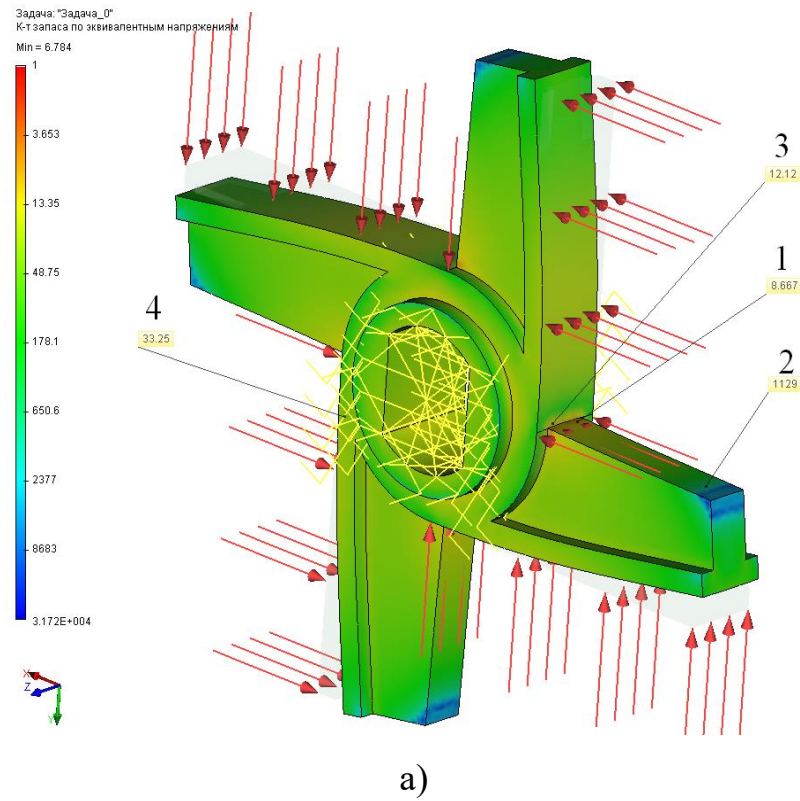
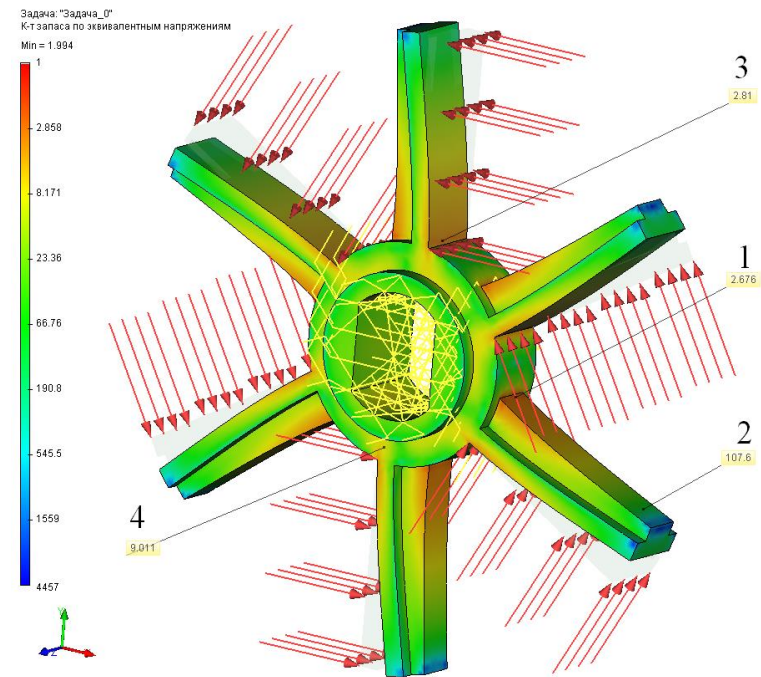
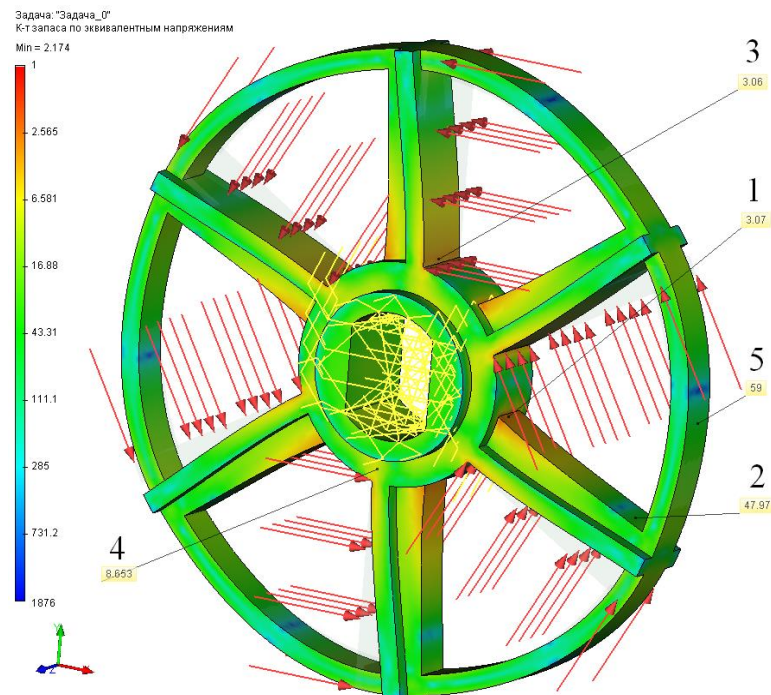


Рис. 3.20. Результати визначення коефіцієнта запасу міцності для:
а) – 4-лезового ножа; б) – 8-лезового ножа з лезами зменшеної
ширини; за допомогою програмного комплексу T-Flex Analysis



а)



б)

Рис. 3.21. Результаты визначення коефіцієнта запаса міцності для:
а) – для 6-лезового ножа з вузькими лезами; б) – 6-лезового
ножа з вузькими лезами та силовим кільцем; за допомогою
програмного комплексу T-Flex Analysis

Цікавим є вплив наявності силового кільця на підвищення міцності лез. Як впливає з рис. 3.21, б наявність силового кільця незначним чином впливає на підвищення міцності лез. Так, значення коефіцієнта запасу міцності в точках 1 і 3 підвищуються лише на 13 та 8% відповідно.

Це можна пояснити тим, що на усі леза ножа діє однакове навантаження, внаслідок чого вони деформуються (відхиляються) на однакову величину. Через це силове кільце намагається повернутись навколо осі обертання ножа, що не дає йому з максимальною ефективністю підвищувати міцність лез.

Таблиця 3.2

**Значення напружень σ_{max} та коефіцієнта запасу міцності $K_{з.м.}$ в
характерних точках ножів стандартної будови**

№ точки ножа	Вид конструкції ножа стандартної будови							
	4-лезовий звичайний		8-лезовий		6-лезовий з лезами малої ширини		6-лезовий з силовим кільцем	
	σ_{max} , МПа	$K_{з.м.}$	σ_{max} , МПа	$K_{з.м.}$	σ_{max} , МПа	$K_{з.м.}$	σ_{max} , МПа	$K_{з.м.}$
1	42,1	8,70	51,4	7,76	140,4	2,68	137,2	3,07
2	31,6	11,20	23,8	177,6	20,9	107,6	9,09	47,97
3	19,7	12,12	60,4	6,45	135,5	2,81	111,5	3,06
4	12,8	33,25	32,6	11,36	57,7	9,01	51,7	8,65
5	-	-	-	-	-	-	22,9	17,47

Наведені в підрозділах 4.1, 4.2 дані дають можливість розробити [134, 135], Додаток В.3 нові схемні рішення конструкцій ножів вовчка. Зважаючи на те, що ефективна подача сировини шнеком здійснюється лише в зоні сектора з кутом 90...120°, доцільно розташувати леза саме в межах цього сектора. У той же час наявність лез в інших секторах ножа не є обов'язковою, беручи до уваги низьку завантаженість їх сировиною та високу матеріалоемність.

З огляду на зазначене, раціональною можна вважати конструкцію ножа, що зображена на рис. 3.22, а. Така конструкція дає змогу забезпечити належну продуктивність і подрібнювальну здатність різального вузла, а також суттєво зменшити собівартість ножа.

Враховуючи дані, які подані в табл. 3.2, зокрема недостатній вплив силового кільця на підвищення міцності лез у випадку їх рівномірного навантаження, запропоновано новий шлях підвищення міцності лез. Лезо № 4, яке знаходиться в зоні кінця витка шнека і позаду якого майже не відбувається подачі сировини шнеком, запропоновано виконувати підвищеної ширини порівняно з іншими лезами (рис. 3.22, б). Це дає можливість підвищити міцність лез завдяки передачі зусилля, яке діє на них, на опорне широке лезо за допомогою силового кільця. В такому випадку напруження, що виникають у вузьких лезах (рис. 3.22, б), будуть меншими, аніж у попередньому випадку (рис. 3.22 а).

Застосування опорного широкого леза дає змогу розробити іншу конструкцію ножа – використати не 2, а 3 вузьких леза, що матимуть зменшену ширину (рис. 3.22, в). Це дозволяє в межах сектора з кутом 90° розмістити більшу кількість лез, що, як відомо, дає можливість підвищити ступінь подрібнення сировини. В той же час зменшення ширини лез дає змогу зберегти високу пропускну здатність різального вузла.

З метою перевірки висунутих положень та обґрунтування достатньої міцності розроблених конструкцій ножів було проведено чисельне моделювання напружено-деформованого стану ножів розробленої будови. Візуалізацію отриманих при моделюванні результатів зображено на рис. 3.23, 3.24, а результати чисельного моделювання наведено в табл. 3.3.

Як впливає з результатів моделювання, застосування опорного леза збільшеної ширини приводить до підвищення коефіцієнта запасу міцності лез на 25%, що у 2...3 рази більше, ніж при використанні силового кільця в звичайних конструкціях ножів.

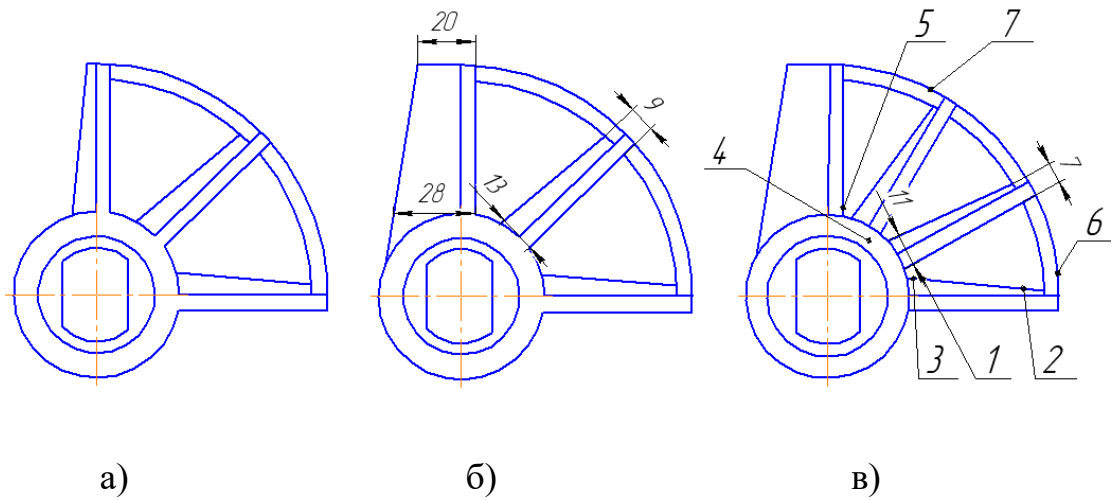
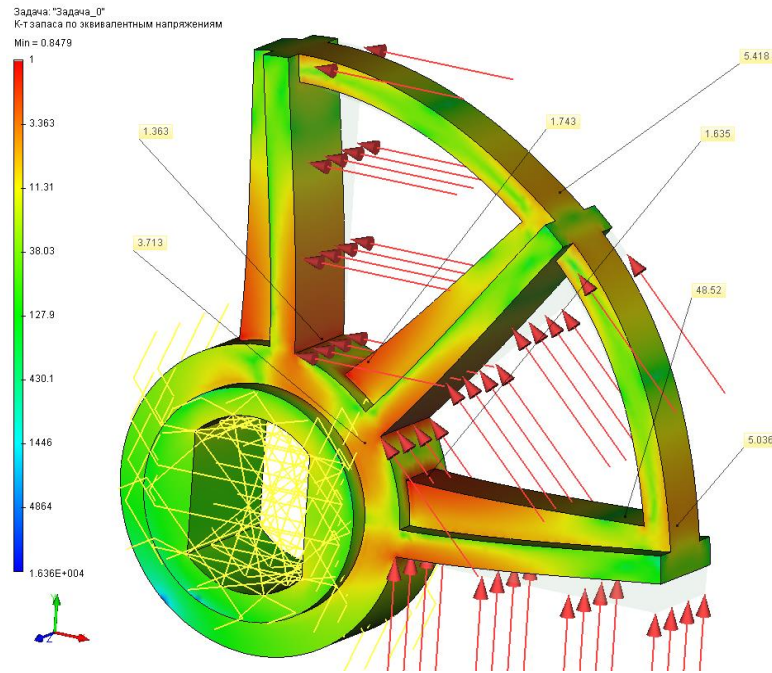


Рис. 3.22. Ножі вовчка розробленої будови та схема розташування точок вимірювання напружень: а) – трилезовий секторний ніж; б) – трилезовий секторний ніж з посиленням опорним лезом; в) – чотирилезовий секторний ніж з лезами мінімізованої ширини та посиленням опорним лезом

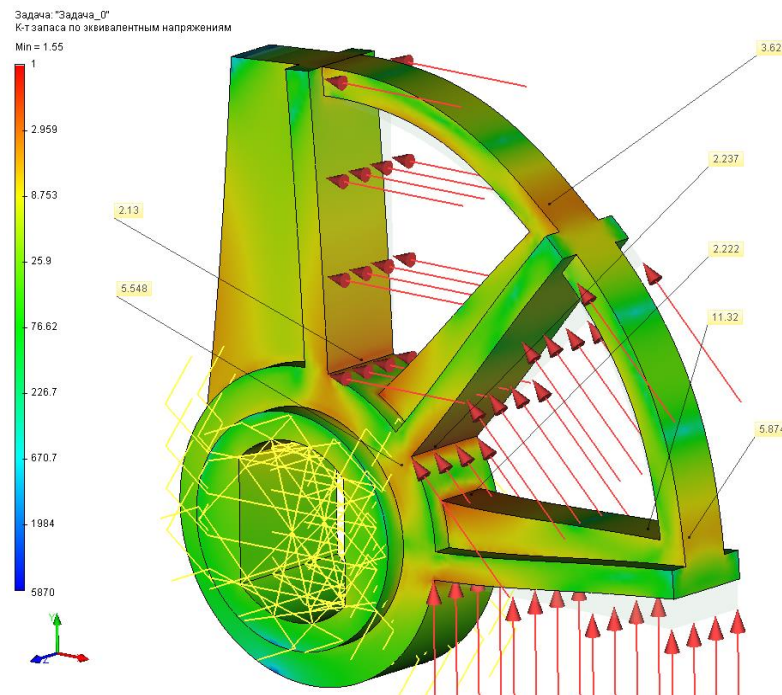
Таблиця 3.3

Значення напружень та коефіцієнта запасу міцності ножів

№ точки ножа	Вид конструкції ножа розробленої будови					
	Ніж секторний 3-лезовий		Ніж секторний 3-лезовий посилений		Ніж секторний 4-лезовий	
	σ_{max} , МПа	$K_{з.м.}$	σ_{max} , МПа	$K_{з.м.}$	σ_{max} , МПа	$K_{з.м.}$
1	244,5	1,63	181,2	2,22	158,6	2,53
2	8,45	48,52	35,3	11,32	41,5	9,64
3	229,5	1,74	178,7	2,24	114,9	2,76
4	107,8	3,71	72,2	5,55	60,5	6,62
5	293,8	1,36	188,0	2,13	170,2	2,36
6	73,9	5,04	68,1	5,87	34,3	11,70
7	79,4	5,42	110,4	3,62	91,1	4,39



а)



б)

Рис. 3.23. Результаты визначення коефіцієнта запаса міцності для:
 а) – 3-лезового секторного ножа розробленої конструкції;
 б) – 3 лезового секторного ножа розробленої будови з посиленням опорним лезом; за допомогою програмного комплексу T-Flex Analysis

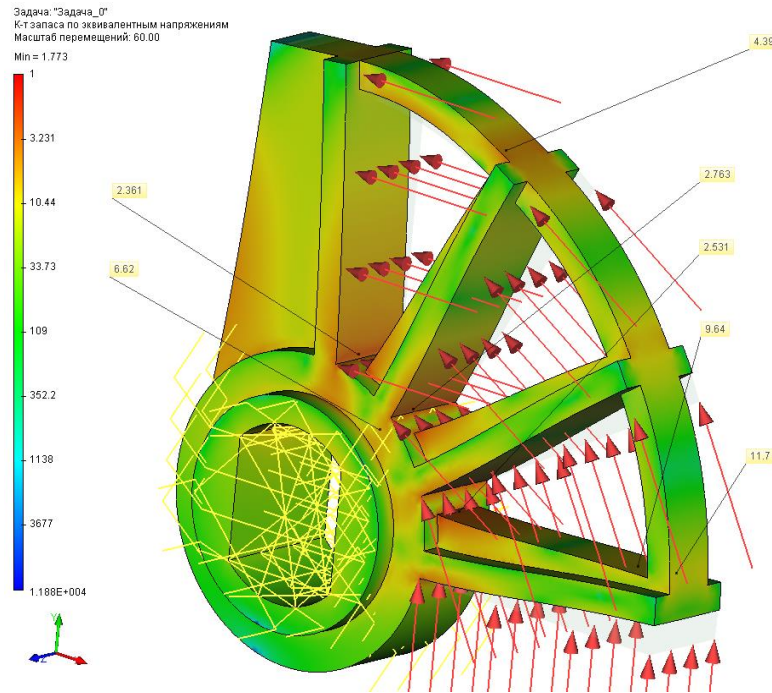


Рис. 3.24. Результати визначення коефіцієнта запасу міцності для 4-лезового секторного ножа розробленої конструкції з лезами мінімізованої ширини та посиленням опорним лезом за допомогою програмного комплексу T-Flex Analysis

Отримані значення коефіцієнтів запасу міцності ($K_{з.м.} = 2,5; 2,76$) лез 4-лезового ножа з посиленням опорним лезом (рис. 3.24) дають можливість зробити висновок про придатність застосування розробленої конструкції в практичному використанні. При використанні в конструкції вовчка двозахідних робочих шнеків доцільним є застосування двох секторів із лезами в конструкції ножа.

Можна зробити наступний висновок: шляхом застосування чисельного моделювання досліджено напружено-деформований стан лез ножа вовчка. Встановлено, що, на відміну від відомих припущень, при рівномірному навантаженні лез ножа використання в конструкції лише силового кільця (без опорного леза) не приводить до суттєвого підвищення міцності лез.

Ці результати знаходяться у повній відповідності з висунутою автором гіпотезою про подачу сировини шнеком у межах певного сектора його

поперечного перерізу – силове кільце в ножах, які використовуються на практиці, саме тому істотно підвищує міцність лез, тому що одні леза беруть участь у процесі різання, а інші – ні. Таким чином, зрештою зусилля від лез, що беруть участь у різанні, передаються через силове кільце на ті леза, які не беруть участі у різанні.

На основі отриманих у роботі результатів розроблено нові конструкції ножів вовчка, використання яких дає змогу суттєво (майже вдвічі) зменшити витрати на купівлю ножів.

Встановлено, що використання в конструкції ножа опорного леза разом із силовим кільцем дає можливість підвищити міцність лез на величину до 25%. Це дозволяє в межах визначеного сектора розташувати більшу кількість лез без погіршення пропускної спроможності різального вузла вовчка та міцності ножа.

3.5 Висновки за розділом 3

1. Розроблено комплексну систему математичного моделювання процесів роботи робочих органів вовчка:

- аналітичну математичну модель процесу подачі м'ясної сировини;
- чисельну математичну модель гідродинаміки руху сировини при її подачі до різального вузла в середовищі програмного комплексу FlowVision,;
- чисельну модель напружено-деформованого стану ножів вовчка в середовищі програмного комплексу T-FLEX Analysis.

2. На основі отриманих шляхом математичного моделювання аналітичних залежностей визначено вплив основних конструктивних і кінематичних параметрів вовчка (зовнішнього діаметру вихідної решітки D_p , кута підйому витків шнека α , частоти обертання шнеку $n_{ш}$, товщини вихідної решітки B , зовнішнього діаметра шнеку $D_{ш}$, глибини витка шнеку h_v , зазору між шнеком та робочим циліндром δ , товщини витка b , площі фронтальної проекції лез ножа $S_{л.}$) та структурно-механічних властивостей сировини (модуля осьового стискання E ,

напруження стандартної пенетрації θ_0 , напруження зрізу $\theta_{зр}$) на продуктивність процесу подрібнення.

3. Розроблено методику аналітичного визначення коефіцієнта продуктивності вовчка, яка дозволяє відобразити фізичну сутність ефекту, при якому під час обертання шнека вовчка нагнітання сировини відбувається лише в певному секторі робочої площі решітки.

4. Шляхом чисельного моделювання гідродинаміки сировини при обертанні шнека виявлено характер впливу конструктивного виконання шнека на величину кута, який окреслює зону подачі сировини шнеком у різальний вузол. Встановлено, що шнекам із меншим кутом підйому витків властиві як більші максимальні значення відносної деформації сировини в зоні перед різальним вузлом, так і вищі середні значення відносної деформації. Так, для шнеків з кутом підйому витків 17° , 13° , 10° , 7° , 4° максимальна відносна деформація сировини набуває відповідних значень: 0,25; 0,39; 0,51; 0,61; 0,67. Середні значення відносної деформації сировини відповідно є такими: 0,072; 0,118; 0,187; 0,272; 0,360.

5. На основі проведеного числового моделювання напружено-деформованого стану ножів вовчка встановлено значення напружень, що виникають у характерних точках ножів залежно від їх конструктивного виконання. Встановлено, що використання в конструкції ножа опорного леза разом із силовим кільцем дозволяє підвищити міцність лез на величину до 25%, що дає змогу покращити робочі властивості ножів.

6. Розроблено нову будову ножів, яка дозволяє (до двох разів) зменшити їх металоємність та собівартість.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У ВОВЧКУ

4.1 Дослідження інтенсивності подачі сировини окремими зонами останнього витка шнека

В результаті виконання відеозйомки процесу подачі м'ясної сировини шнеком вовчка крізь його різальний вузол встановлено характерні особливості інтенсивності подачі сировини останнім витком шнека.

Результати відеозйомки зображено на рис. В.1–В.9 Додатка В.1. На рис. В.1 Додатка В.1 показано зміну положення сектора інтенсивної подачі сировини на початку її подачі крізь різальний вузол. Межі цього сектора окреслені кутом β (див. рис. В.1 Додатка В.1). На рис. В.1, а Додатка В.1 показано момент, коли сировина ще не почала продавлюватись крізь вихідну решітку. На рис. В.1, б Додатка В.1 яскраво видно, що сировина подається лише в невеликій зоні вихідної решітки. На рис. В.1, в-е Додатка В.1 ці зони змінюються, але незмінним залишається локальність зони подачі сировини крізь різальний вузол. Сектор з кутом β обертається разом зі шнеком вовчка проти годинникової стрілки. Аналогічна картина спостерігається при подрібненні сировини різного виду та на різних вовчках (рис. В.2–В.9 Додатка В.1).

Спостереження за роботою вовчків та аналіз отриманих відеоматеріалів дав можливість встановити наступну особливість подачі м'ясної сировини крізь різальний вузол однозахідним шнеком. Сировина в кожний момент часу подається не по всій робочій площі решіток різального вузла, а лише в межах деякого сектора, величина якого залежить від конструктивних параметрів шнека та від структурно-механічних властивостей сировини. Схематично це показано на рис. 4.1 – подача сировини Q є максимальною в зоні наближення кінця витка шнека до різального вузла. В зонах різального вузла, які відповідають віддаленню

поверхні останнього витка шнека від приймальної решітки, подача Q суттєво знижується та врешті повністю зникає.

Це доводить адекватність прийнятої в роботі гіпотези.

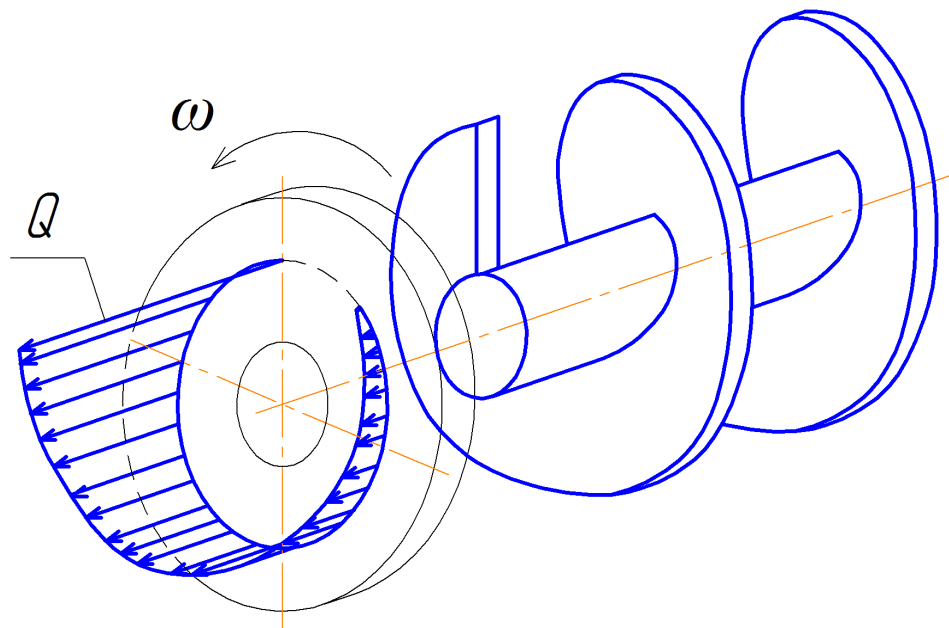


Рис. 4.1. Епюра інтенсивності подачі сировини окремими зонами останнього витка шнека

4.2 Вплив положення лез ножа в коловому напрямку на ефективність їх роботи

Вплив положення лез ножа в коловому напрямку відносно кінця витка робочого шнека на ефективність їх роботи визначали шляхом вимірювання затуплення різальних кромek лез. Після 10 годин напрацювання ножа на відмову було виміряно [136] радіуси закруглення різальних кромek лез (рис. 4.2, рис. В.10, В.11 Додатка В.2).

На рис. 4.3 зображено графічні залежності величини зношування лез ножів (з боку приймальної та вихідної решіток) залежно від напрацювання та від номера леза (від розташування леза відносно кінця останнього витка робочого шнека).

Отримані експериментальні дані було апроксимовано методом найменших квадратів лінійною функцією виду:

$$y = a + b \cdot x, \quad (4.1)$$

де y – значення радіуса закруглення леза, мкм;

x – номер леза ножа; a , b – коефіцієнти регресії (наведено в табл. 4.1).

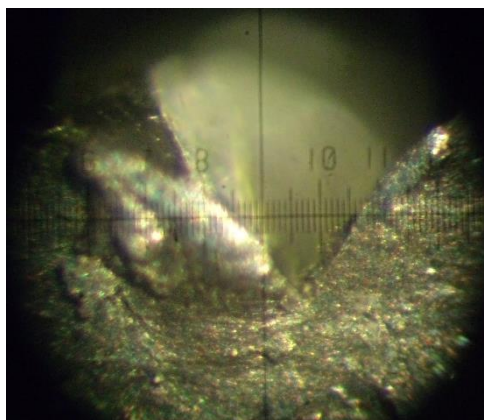
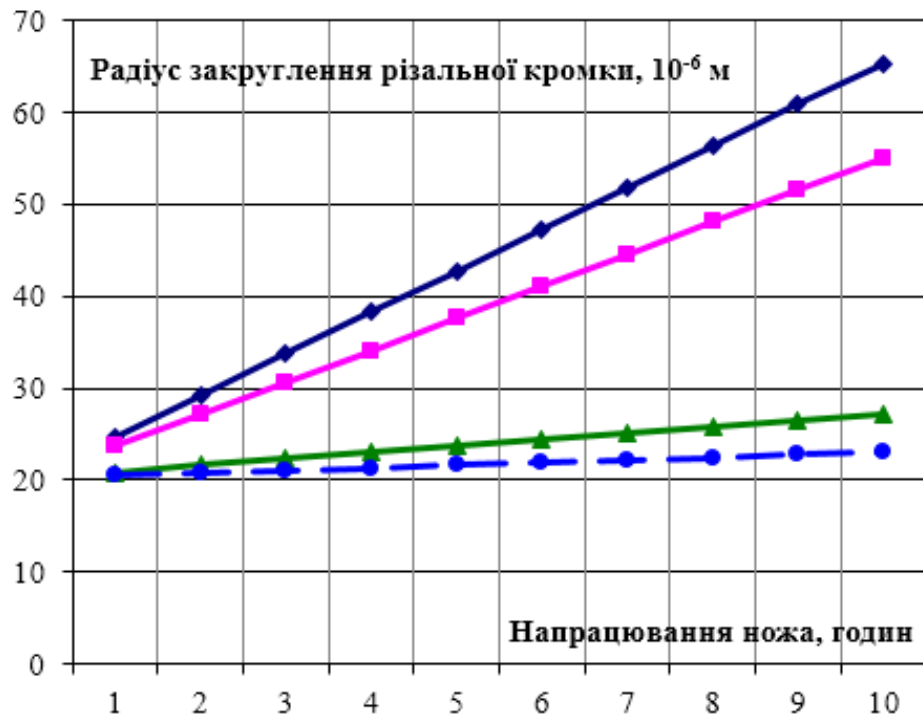


Рис. 4.2. Відбиток різальної кромки заточеного ножа вовчка МП-160

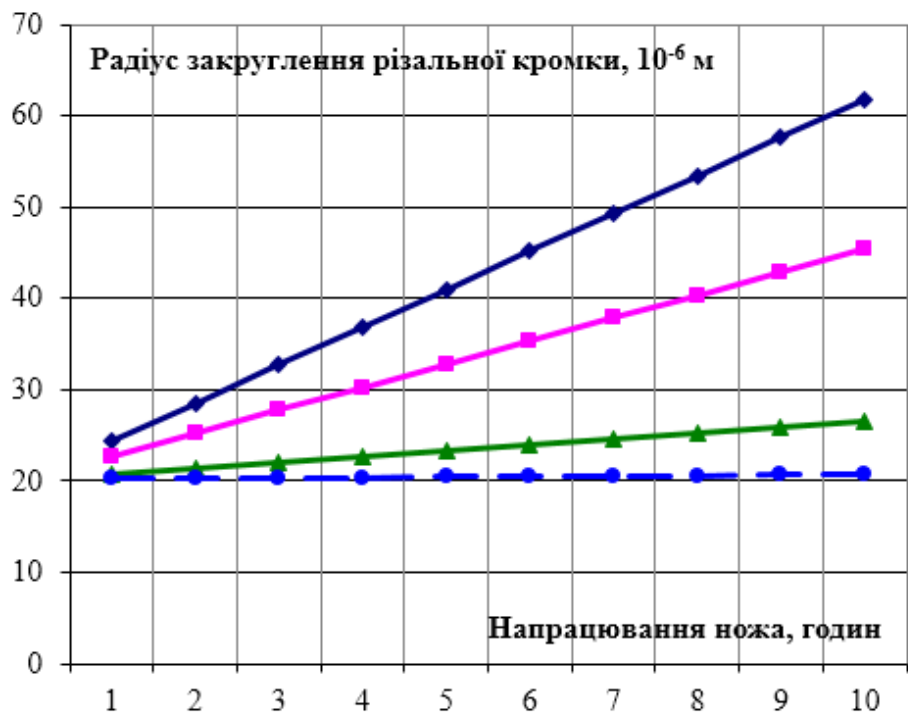
Таблиця 4.1

Радіус закруглення різальних кромки лез вовчка МП-160

№ з/п	Сторона ножа	Номер леза	Діаметр відбитка, поділок	Радіус відбитка, поділок	Радіус відбитка, мкм	Збільшення радіуса закруглення леза $\Delta Z, \%$
1	Ніж заточений	1	2,26	1,13	20,18	-
2	Леза з боку вихідної решітки після 10 годин напрацювання	1	5,09	2,54	45,36	124,78
		2	2,96	1,48	26,43	30,79
		3	2,32	1,16	20,71	2,63
		4	6,93	3,46	61,78	206,15
3	Леза з боку приймальної решітки після 10 годин напрацювання	1	6,16	3,08	55	172,55
		2	3,04	1,52	27,14	34,49
		3	2,58	1,29	23,04	14,17
		4	7,33	3,66	65,36	223,88



а)



б)

Рис. 4.3. Залежність величини зношування лез ножа вовчка МП-160 з боку:

а) – приймальної решітки; б) – вихідної решітки; для ◆ – леза №1,

■ – леза №2; ▲ — леза №3; ● – леза №4

Встановлено, що величина зношування при напрацюванні ножа вовчка на відмову для різних лез набуває різних значень. Так, після 10 годин напрацювання радіус закруглення різальних кромок для лез № 1...4 з боку приймальної решітки становив відповідно: 55,00; 27,14; 23,04; 65,36 мкм. При цьому радіус закруглення різальних кромок заточеного ножа становив 20,18 мкм.

Радіус закруглення різальних кромок лез з боку вихідної решітки набув дещо менших значень – відповідно 45,36; 26,43; 20,71; 61,78 мкм.

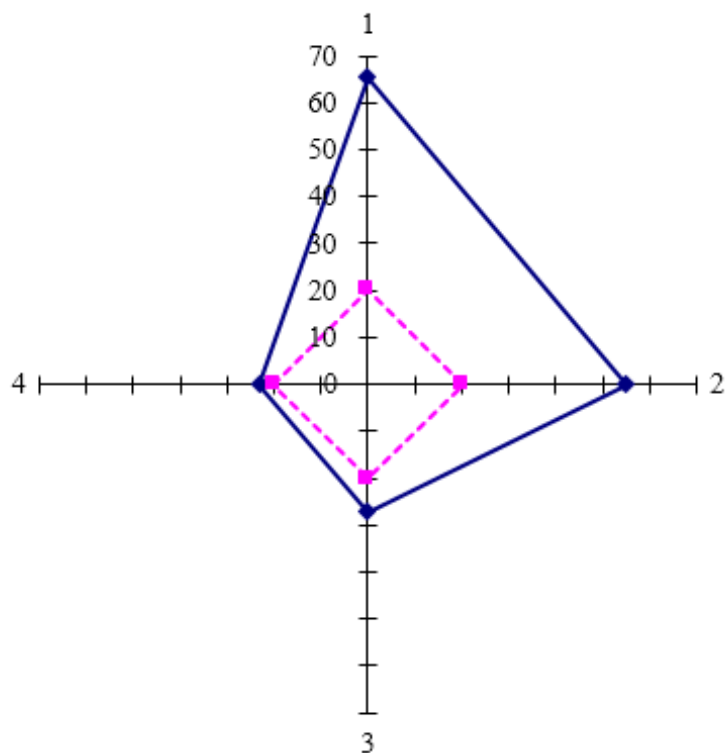
З метою більш наочного відображення диференціації зношування лез отримані результати представлено у вигляді наступних графічних залежностей (рис. 4.4). Як видно з рисунків, величини зношування різних лез суттєво відрізняються між собою. Максимальне зношування спостерігається для леза № 4, різальна кромка якого розташована найближче до кінця останнього витка робочого шнека вовчка. Дещо менше зношування спостерігається для леза № 1, яке також розташоване в зоні наближення кінця витка шнека до приймальної решітки. Леза № 2 і 3 значно менше зношені, причому найменший радіус закруглення спостерігається для різальної кромки леза № 3. Збільшення радіуса закруглення для лез № 3 і 2 відносно заточеного відбувається лише на 2,6 і 30,79% відповідно, тоді як для лез № 1 і 4 – на 124,7 і 206,1% відповідно.

Отримані результати можна пояснити тим, що в кожний момент часу подача сировини в різальний вузол здійснюється не по всій площині решітки, а лише в локальній зоні – в межах певного сегмента, величина якого визначається наближенням поверхні витка шнека до приймальної решітки.

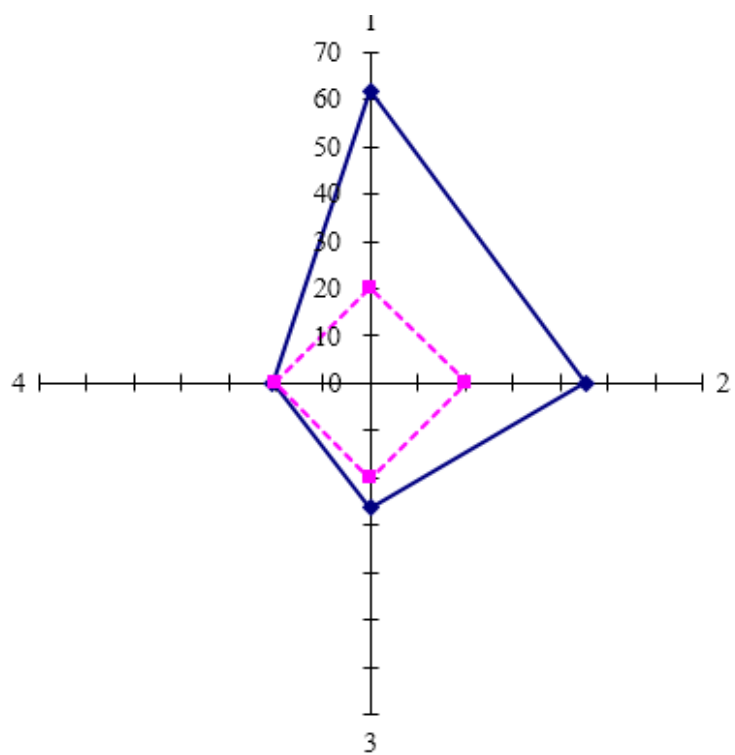
Підвищення радіуса закруглення різальних кромок з боку приймальної решітки відносно різальних кромок з боку вихідної решітки можна пояснити тим, що, як відомо, площа «живого перерізу» приймальної решітки значно більша, а отже, леза ножа зустрічають на своєму шляху більшу кількість м'ясної сировини.

З боку ж вихідної решітки переважає зношування леза як елемента пари тертя «ніж-решітка», що обумовлює зменшення радіуса закруглення різальної кромки.

Для вовчка К6-ФВЗП-200 було отримано схожі результати. Їх графічне зображення показано на рис. 4.5, а коефіцієнти до рівняння регресії (4.1) – в табл. 4.2.

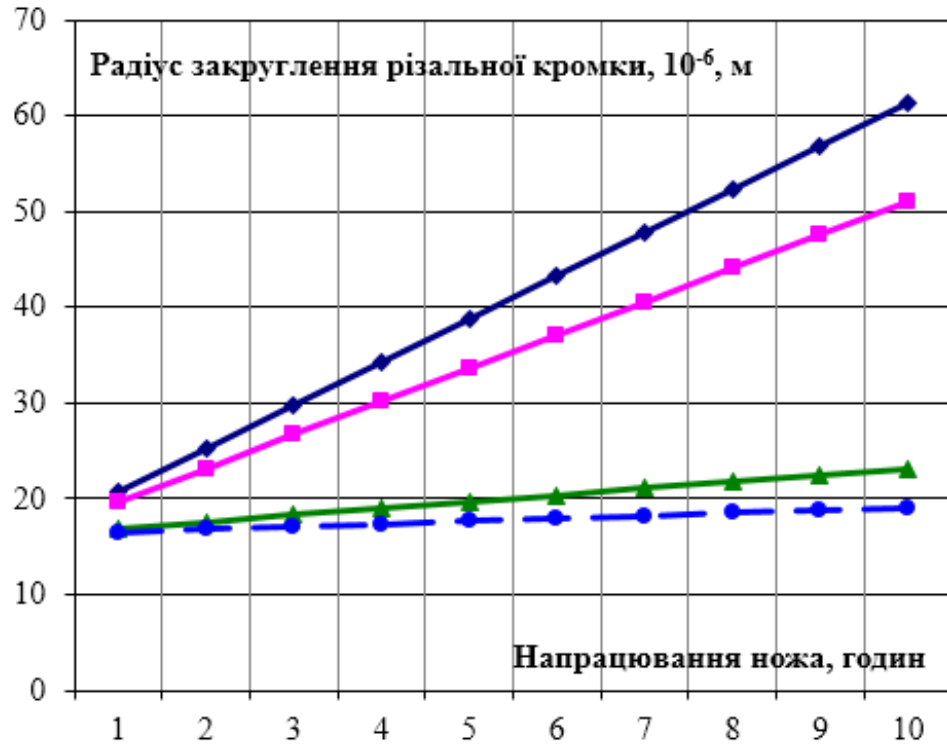


a)

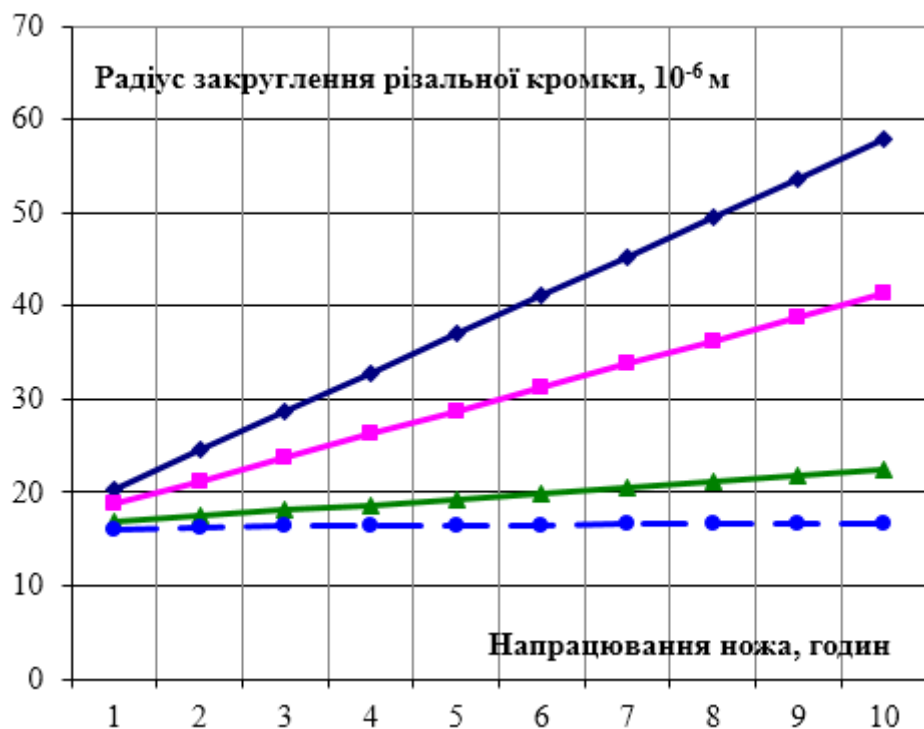


б)

Рис. 4.4. Порівняння граничних значень радіуса закруглення (10^{-6} м) різальних кромок лез ножа вовчка МП-160 (номер осі відповідає номеру леза ножа вовчка) з боку: а) – приймальної решітки; б) – вихідної решітки; \blacklozenge – радіус закруглення різальних кромок зношених лез; \blacksquare – радіус закруглення різальних кромок заточених лез



а)



б)

Рис. 4.5. Залежність величини зношування лез ножа вовчка К6-ФВЗП-200 з боку: а) – приймальної решітки; б) – вихідної решітки; для \blacklozenge – леза №1; \blacksquare – леза №2; \blacktriangle – леза №3; \bullet – леза №4

Для вовчка АЛ-130 при використанні однозахідного шнека були отримані аналогічні результати. Графічні залежності показано на рис. 4.6, коефіцієнти до рівняння регресії (4.1) подано в табл. 4.2.

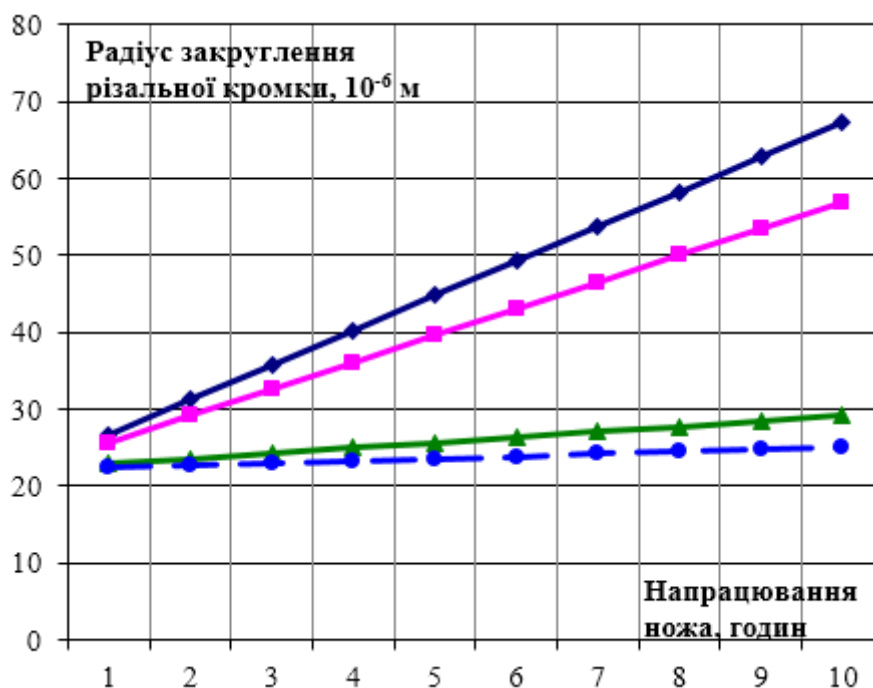
Таблиця 4.2

Коефіцієнти рівняння регресії

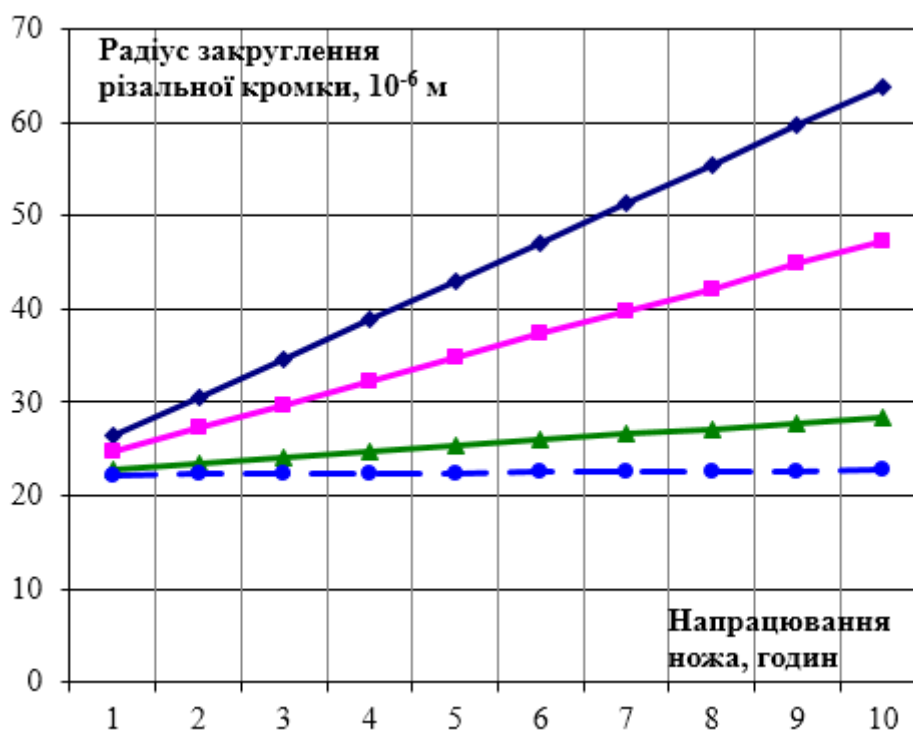
Вовчок МП-160								
Коеф. регресії	З боку приймальної решітки				З боку вихідної решітки			
	Лезо 1	Лезо 2	Лезо 3	Лезо 4	Лезо 1	Лезо 2	Лезо 3	Лезо 4
<i>a</i>	16,76	19,52	19,92	15,70	17,72	19,54	20,13	16,03
<i>b</i>	3,42	0,69	0,28	4,52	2,50	0,62	0,05	4,16
Вовчок АЛ-130								
	З боку приймальної решітки				З боку вихідної решітки			
	Лезо 1	Лезо 2	Лезо 3	Лезо 4	Лезо 1	Лезо 2	Лезо 3	Лезо 4
<i>a</i>	22,17	22,17	22,17	22,17	22,17	22,17	22,17	22,17
<i>b</i>	4,51	3,47	0,69	0,28	4,15	2,50	0,62	0,5
Вовчок К6-ФВЗП- 200								
	З боку приймальної решітки				З боку вихідної решітки			
	Лезо 1	Лезо 2	Лезо 3	Лезо 4	Лезо 1	Лезо 2	Лезо 3	Лезо 4
<i>a</i>	16,18	16,18	16,18	16,18	16,18	16,18	16,18	16,18
<i>b</i>	4,51	3,48	0,69	0,28	4,16	2,52	0,62	0,01

Як впливає з результатів досліджень, леза звичайного ножа вовчка при використанні однозахідного шнека працюють не з однаковою ефективністю

Ефективна робота лез спостерігається в межах кута $90\dots 120^\circ$, який виміряний від кінця витка шнека в напрямі обертання ножа вовчка. Це вказує на недостатньо ефективну подачу м'яса до різального комплексу шнековим ППС.



а)



б)

Рис. 4.6. Залежність величини зношувбння лез ножа вовчка АЛ-130 з боку:

а) – приймальної решітки; б) – вихідної решітки; для ◆ – леза №1;

■ – леза №2; ▲ — леза №3; ● – леза №4

4.3 Вплив конструктивних параметрів різального вузла на його гідравлічний опір

Було досліджено [137] вплив конструктивного виконання різального вузла вовчків на гідравлічний опір рухові м'ясної сировини крізь нього. Отримані результати зображено у вигляді наступних графічних залежностей (рис. 4.7–4.19).

Наведені криві з достатньою точністю описуються рівнянням виду:

$$y = a + b \cdot x + c \cdot x^2, \quad (4.2)$$

де a , b , c – коефіцієнти (табл. В.1 Додатка В.3).

Встановлено, що залежність гідравлічного опору (ГО) решітки від її товщини має експоненціальний характер, який найбільш яскраво виражений для отворів малих діаметрів (рис. 4.7, 4.8). Наявність відстаней між окремими решітками на величину товщини ножа призводить до підвищення загального ГО комплекту, причому більшим відстаням відповідає більш істотне збільшення ГО (рис. 4.11–4.14).

При наявності відстаней між решітками одночасно зі збільшенням ГО підвищуються значення відносної деформації сировини ε , при яких починається процес продавлювання сировини крізь решітки (рис. 4.10, 4.15). Залежність відносної деформації від прикладеного тиску вказує на те, що м'ясна сировина в парному стані добре піддається стисканню. При збільшенні товщини шару сировини в циліндрі істотно збільшується ГО пакета решіток та одночасно з цим збільшується відносна деформація сировини, при якій починається процес продавлювання (рис. 4.16, 4.17).

Підвищення швидкості продавлювання сировини робить суттєвий вплив на величину ГО, значення якого при цьому прогресивно збільшується (рис. 4.18, 4.19).

Отримані результати дають можливість пояснити подачу сировини шнеком вовчка в межах певного сектора площі решітки (сировина продавлюється крізь отвори решіток тільки при досягненні необхідного значення відносної деформації, що, в свою чергу, серед іншого, залежить від геометрії шнека). Вони можуть бути використані для визначення значень перепаду тиску ($p_2 - p_1$) (вирази (3.1), (3.25), (3.26)) та коефіцієнтів $k_{пром}$, a_v , b_v (вираз (3.60)) при вирахуванні продуктивності вовчка. Ці результати дають змогу прогнозувати необхідну потужність фаршевого насоса, який подає сировину до різального вузла вовчка.

Можна зробити висновок, що при виборі типу фаршевого насоса вовчка необхідно віддавати перевагу тому, в якому буде забезпечено найменшу відстань від нагнітального елемента до різального вузла. Таке виконання фаршевого насоса дасть змогу зменшити енерговитрати на процес продавлювання та покращити якість продукту, не піддаючи сировину надмірному стисканню.

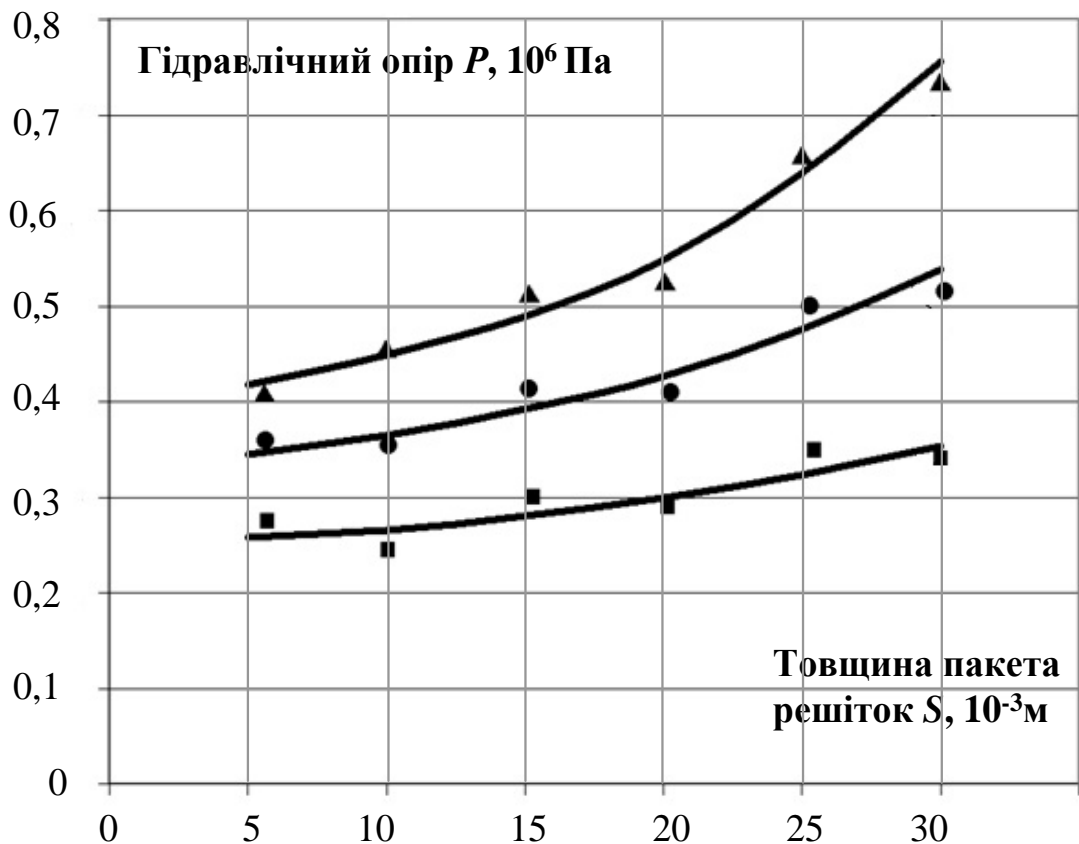


Рис. 4.7. Залежність гідравлічного опору P від товщини пакета решіток S (для яловичини) за діаметрів отворів d , мм: ■ – 8; ● – 5; ▲ – 3

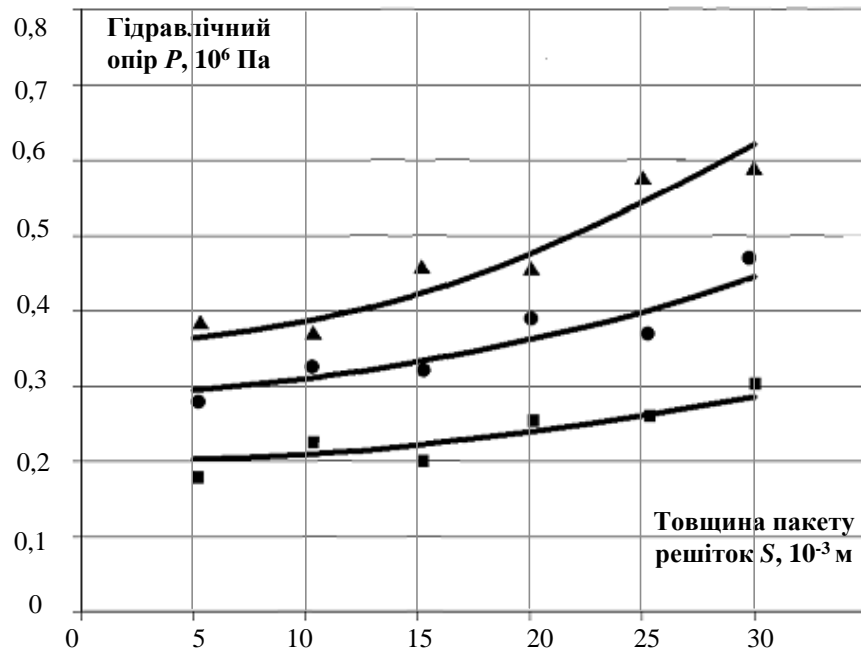


Рис. 4.8. Залежність гідравлічного опору P від товщини пакета решіток S (для свинини) за діаметрів отворів d , мм: ■ – 8; ● – 5; ▲ – 3

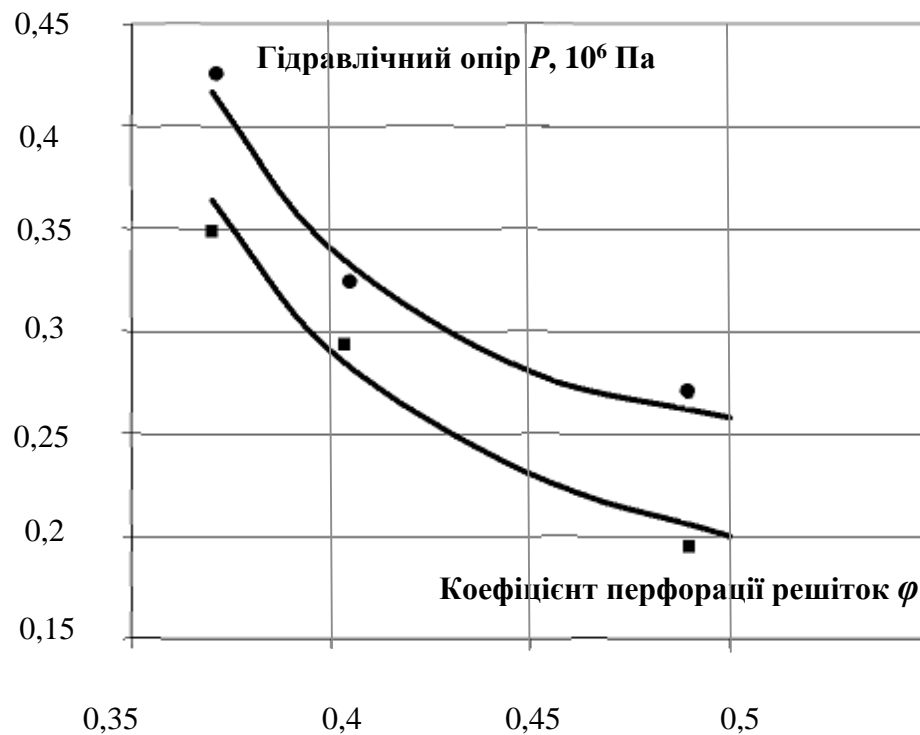


Рис. 4.9. Залежність гідравлічного опору P від коефіцієнта перфорації решіток φ за діаметрів отворів $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м і товщині $S = 15 \cdot 10^{-3}$ м для: ● – яловичини; ■ – свинини

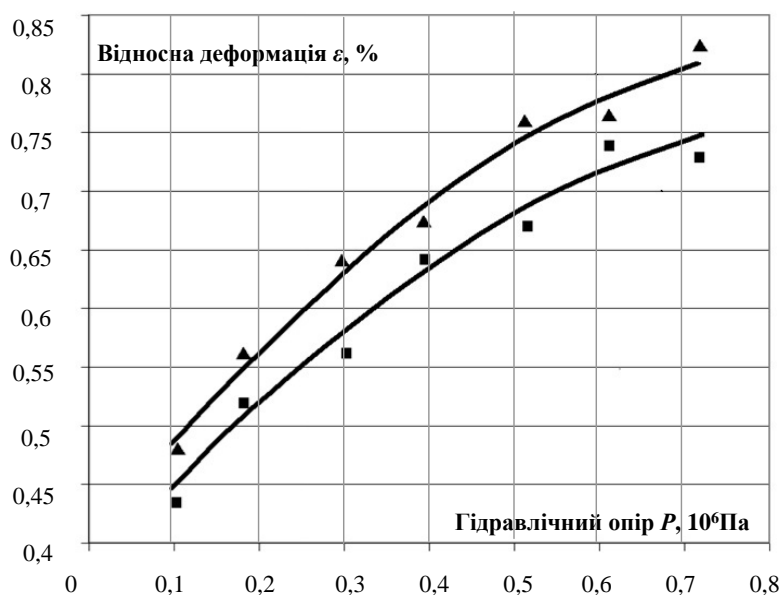


Рис. 4.10. Залежність відносної деформації ε від гідравлічного опору P для:

■ – яловичини; ▲ – свинини

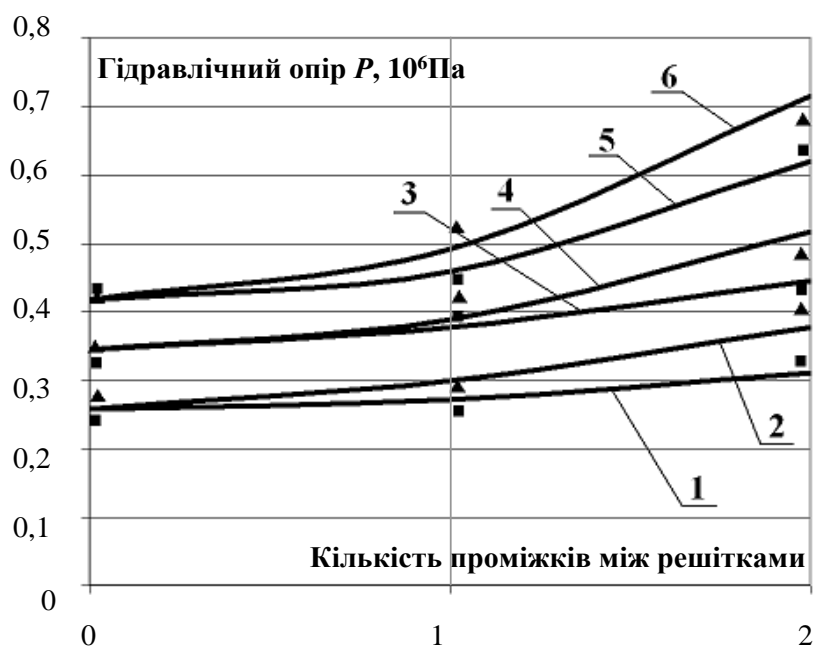


Рис. 4.11. Залежність гідравлічного опору P (для яловичини) від кількості проміжків між решітками при $S_1 = S_2 = S_3 = 5 \cdot 10^{-3}$ м: 1 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м; 2 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м; 3 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 5 \cdot 10^{-3}$ м; 4 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 5 \cdot 10^{-3}$ м; 5 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м; 6 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м

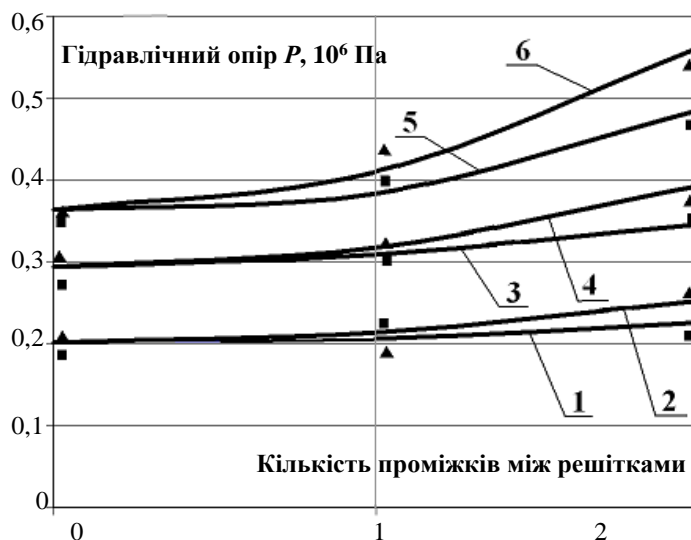


Рис. 4.12. Залежність гідравлічного опору P (для свинини) від кількості проміжків між решітками при $S_1 = S_2 = S_3 = 5 \cdot 10^{-3}$ м: 1 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м; 2 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м; 3 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 5 \cdot 10^{-3}$ м; 4 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 5 \cdot 10^{-3}$ м; 5 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м; 6 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м

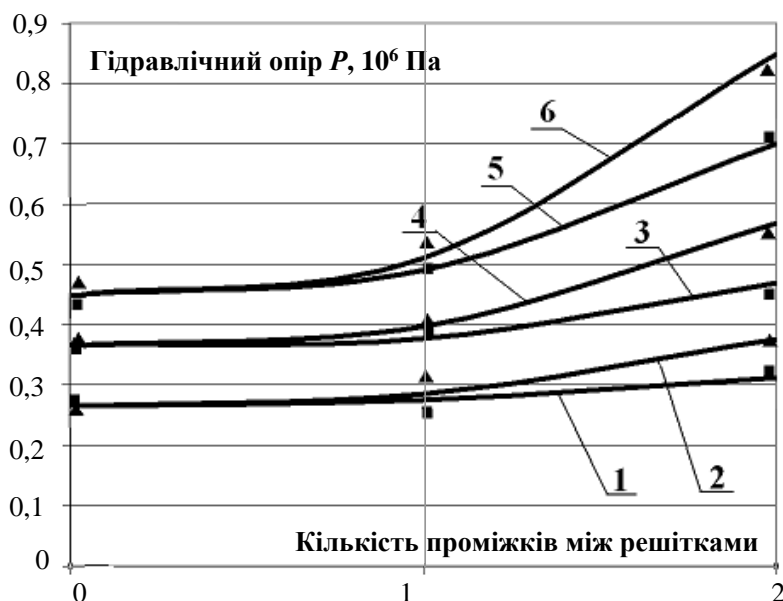


Рис. 4.13. Залежність гідравлічного опору P (для яловичини) від кількості проміжків між решітками при $S_1 = S_2 = S_3 = 10^{-2}$ м: 1 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м; 2 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м; 3 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 5 \cdot 10^{-3}$ м; 4 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 5 \cdot 10^{-3}$ м; 5 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м; 6 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м

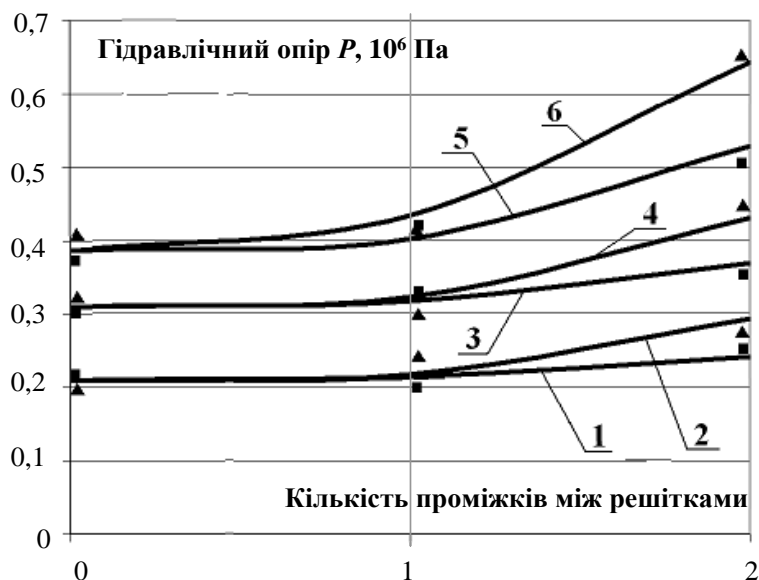


Рис. 4.14. Залежність гідравлічного опору P (для свинини) від кількості проміжків між решітками при $S_1 = S_2 = S_3 = 10^{-2}$ м: 1 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м; 2 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м; 3 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 5 \cdot 10^{-3}$ м; 4 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 5 \cdot 10^{-3}$ м; 5 – $l_1 = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м; 6 – $l_2 = 10^{-2}$ м, $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м

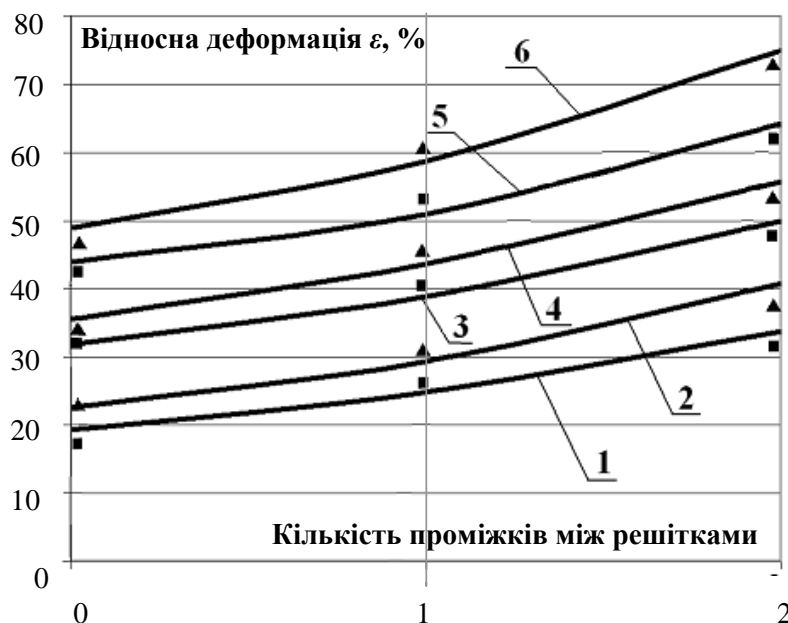


Рис. 4.15. Залежність відносної деформації ε від кількості проміжків між решітками при $S_1 = S_2 = S_3 = 5 \cdot 10^{-3}$ м та $l_1 = l_2 = 10^{-2}$ м: 1 – $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м (яловичина); 2 – $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м (свинина); 3 – $d = 5 \cdot 10^{-3}$ м (яловичина); 4 – $d = 5 \cdot 10^{-3}$ м (свинина); 5 – $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м (яловичина); 6 – $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м (свинина)

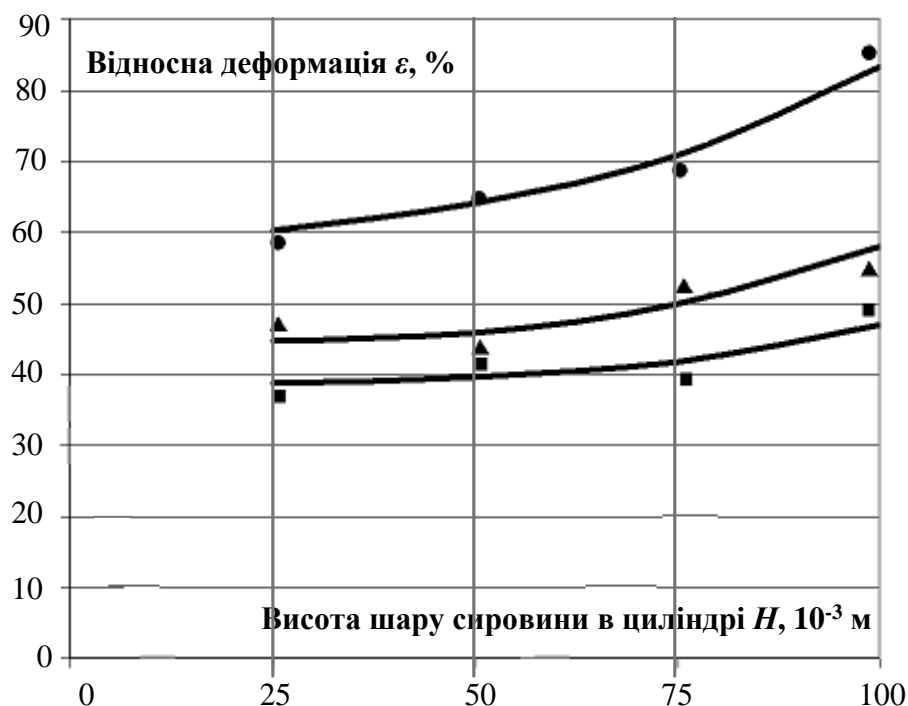


Рис. 4.16. Залежність відносної деформації ε (для яловичини) від висоти шару сировини в циліндрі H при $S_1 = 30 \cdot 10^{-3}$ м за діаметрів отворів d , 10^{-3} м: ■ – 8; ● – 5; ▲ – 3

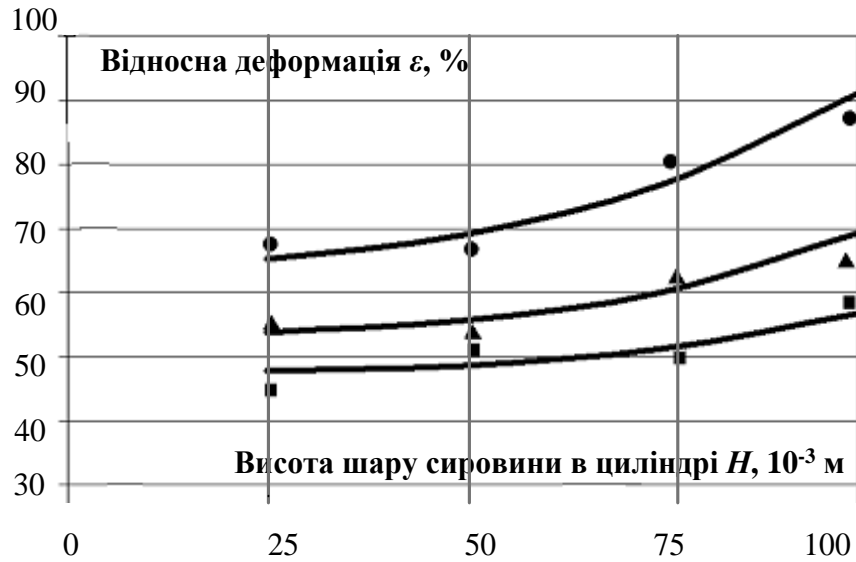


Рис. 4.17. Залежність відносної деформації ε (для свинини) від висоти шару сировини в циліндрі H при $S_1 = 30 \cdot 10^{-3}$ м за діаметрів отворів d , 10^{-3} м: ■ – 8; ● – 5; ▲ – 3

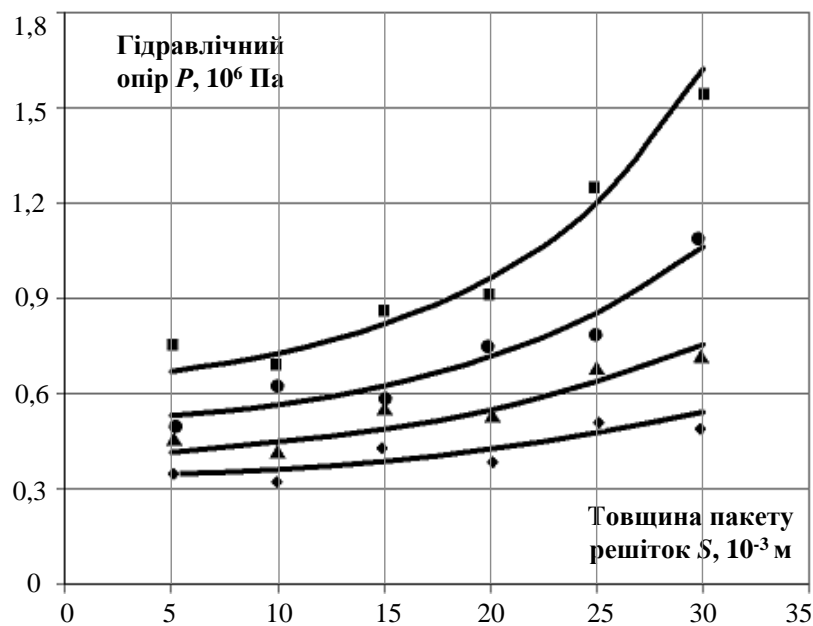


Рис. 4.18. Залежність гідравлічного опору P (для яловичини) від товщини пакета решіток S при $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м та різних швидкостях продавлювання сировини v , м/с: ◆ – 0,01; ▲ – 0,03; ● – 0,05; ■ – 0,07

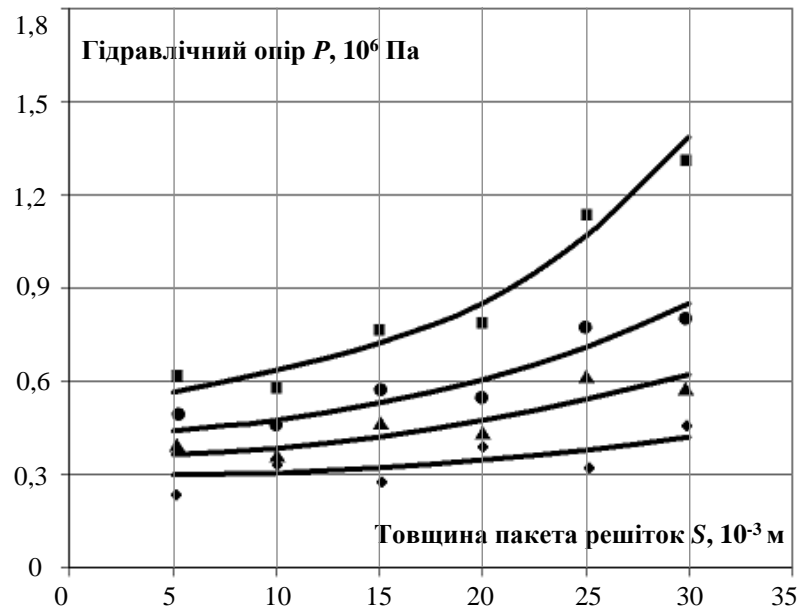


Рис. 4.19. Залежність гідравлічного опору P (для свинини) від товщини пакета решіток S при $d = 3 \cdot 10^{-3}$ м та різних швидкостях продавлювання сировини v , м/с: ◆ – 0,01; ▲ – 0,03; ● – 0,05; ■ – 0,07

4.4 Структурно-механічні властивості м'яса, які є визначальними для процесу його подачі у вовчку

Згідно з підрозділом 4.1 шнек вовчка в кожний момент часу подає сировину не по всій площі решітки різального вузла, а лише в межах певного сектора, який відраховується від кінця витка шнека. Внаслідок цього фактична продуктивність вовчка щонайменше удвічі менша за максимальну теоретично можливу. На нашу думку, в основі такого зменшення продуктивності лежать реологічні властивості м'ясної сировини.

Обґрунтувати високопродуктивні способи подачі м'яса до різального вузла вовчків можна лише при належному врахуванні реологічних властивостей м'ясної сировини, з огляду на що було досліджено [138] структурно-механічні властивості м'яса, які є визначальними для процесу його подачі у вовчку.

В результаті проведення експериментальних досліджень було встановлено значення модуля осьового стискання, напруження стандартної пенетрації та напруження зрізу основних видів м'ясної сировини, яка переробляється у вовчках

– яловичини, свинини та м'ясо курки. Вихідні дані для проведення означених досліджень наведено в табл. 4.3- 4.5. Графічні залежності зміщення інденторів від прикладеного навантаження зображено на рис. 4.20-4.22. Значення структурно-механічних характеристик трьох видів м'ясної сировини наведено в табл. 4.6.

В результаті проведення досліджень, експериментальним шляхом досліджено структурно-механічні властивості м'ясної сировини, яка найчастіше переробляється у вовчках. Встановлено, що найбільший модуль осьового стискання властивий яловичині (456 кПа), для свинини та м'яса курки він набуває менших значень (144 та 108 кПа відповідно). Найбільше напруження стандартної пенетрації спостерігається для свинини (172 кПа), тоді як для яловичини та м'яса курки – 83 та 48 кПа відповідно.

Аналогічним чином, найбільше напруження зрізу при різанні лезом з кутом загострення 90° спостерігається для свинини (467 кПа), тоді як для яловичини – 277 кПа, а для м'яса курки – 141 кПа.

Таблиця 4.3

Вихідні дані та результати досліджень при визначенні модуля осьового стискання

Вид сировини	Швидкість, мм/хв	Початкова висота, мм	Кінцева висота, мм	Максимальне зусилля, Н	Напруження осьового стискання, кН/м ²
Яловичина	10	20	15	173	456
Свинина	10	20	15	54	144
М'ясо курки	10	20	15	41	108

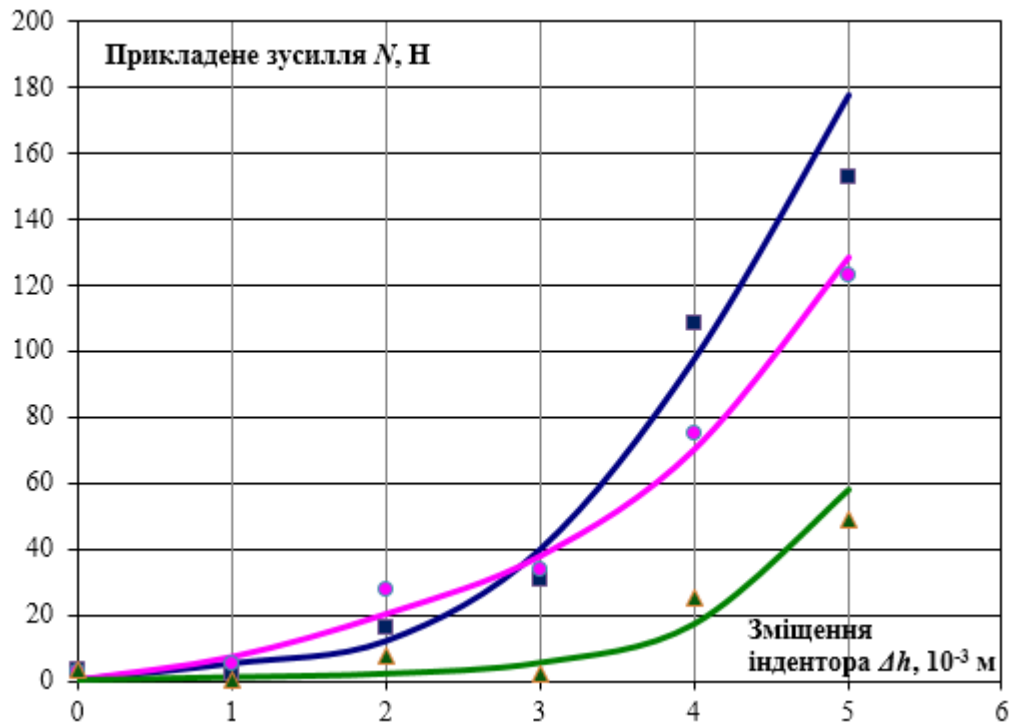


Рис. 4.20. Залежність зміщення індентора Δh від прикладеного навантаження N при визначенні модуля осьового стискання для сировини різного виду: ■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки

Вихідні дані та результати досліджень при визначенні стандартної пенетрації

Вид сировини	Швидкість руху, мм/хв	Максимальне зусилля, Н	Граничне напруження, кН/м ²	Площа, мм
Яловичина	20	24	83	62,5
Свинина	20	50	1720	62,5
М'ясо курки	20	14	48	62,5

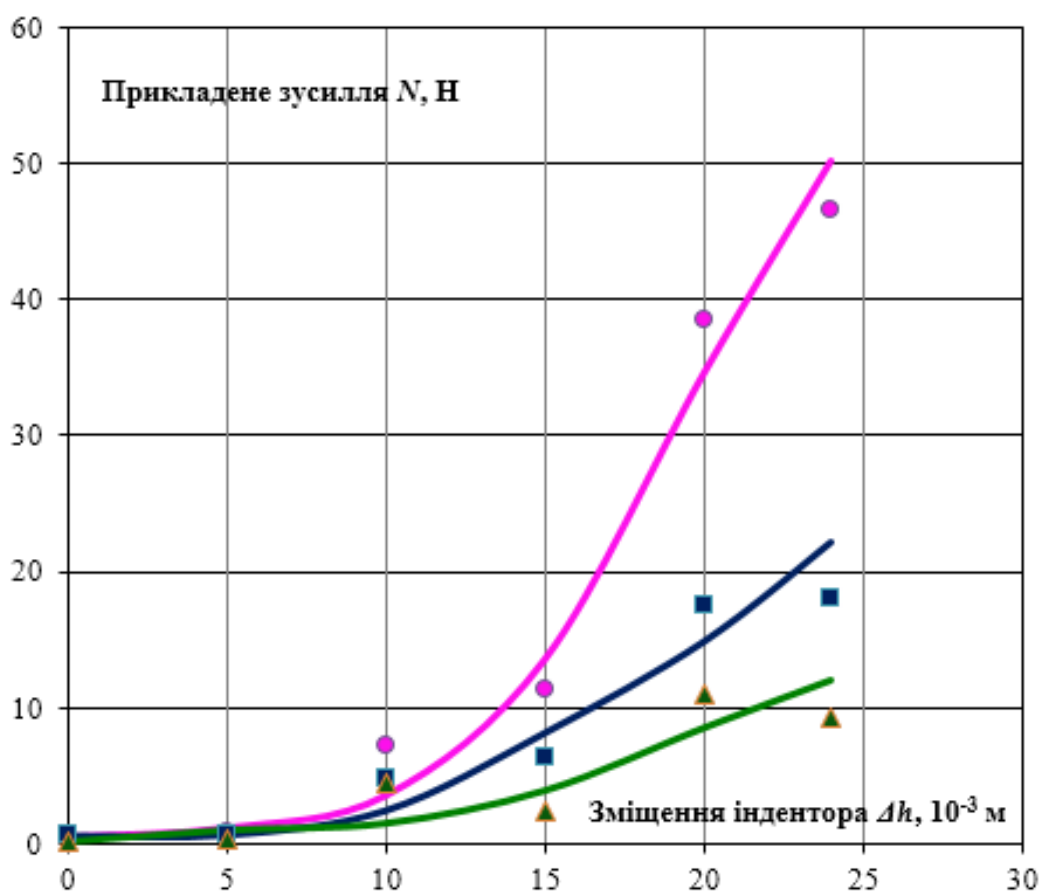


Рис. 4.21. Залежність змiщення iндентора Δh від прикладеного навантаження N при визначенні напруження стандартної пенетрації для сировини різного виду: ■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки

Таблиця 4.5

Вихідні дані та результати досліджень при визначенні зусилля зрізу

Вид сировини	Швидкість руху, мм/хв	Ширина, мм	Висота, мм	Середня робота різання, Дж	Середнє зусилля різання, мм	Середнє напруження різання, кН/м ²
Яловичина	20	30	10	773	50	277
Свинина	20	50	10	1055	107	467
М'ясо курки	20	35	10	326	16	141

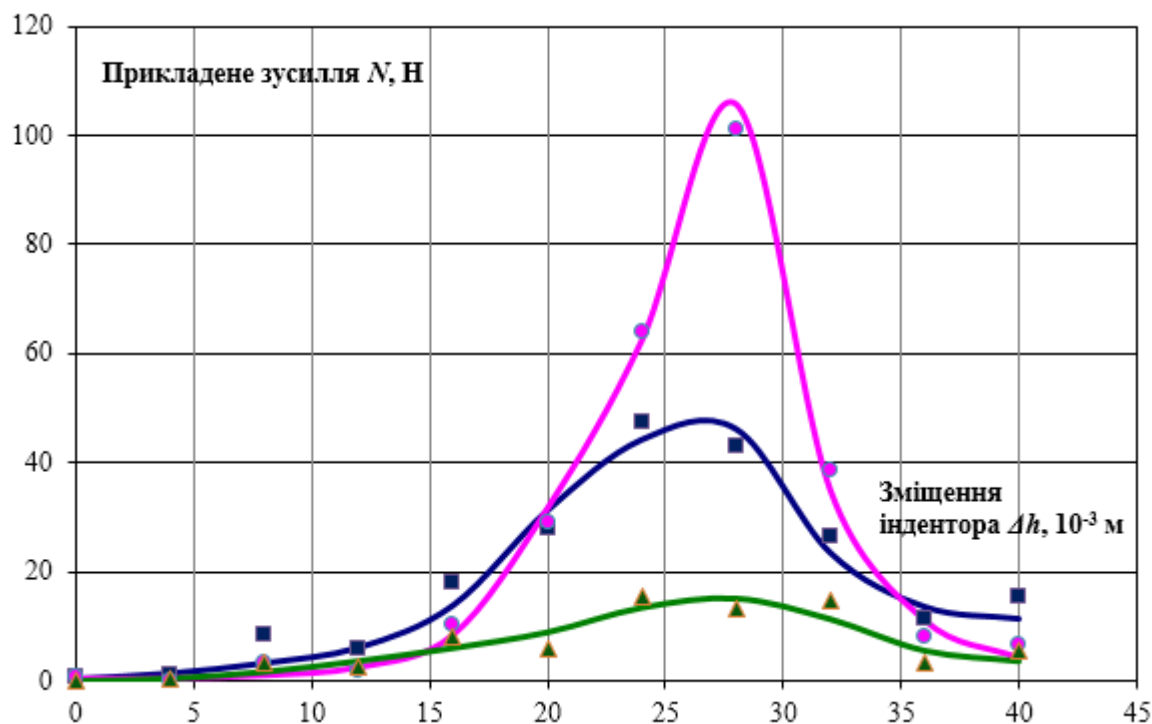


Рис. 4.22. Залежність зміщення індентора Δh від прикладеного навантаження N при визначенні напруження зрізу для сировини різного виду: ■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки

Таблиця 4.6

Структурно-механічні властивості м'ясної сировини

Показник	Вид м'ясної сировини		
	Яловичина	Свинина	М'ясо курки
Модуль осьового стискання E , $\text{Па} \cdot 10^3$	456	144	108
Напруження стандартної пенетрації θ_0 , $\text{Па} \cdot 10^3$	83	172	48
Напруження зрізу $\theta_{зр}$, $\text{Па} \cdot 10^3$	277	467	141

Отримані дані можуть бути використані при опису процесу подачі м'яса до різального вузла вовчків, а також при обґрунтуванні високопродуктивних способів такої подачі. Дані можуть бути застосовані при визначенні напруження пенетрації $\theta_{пен}$, напруження зрізу $\theta_{зр}$ та модуля пружності м'ясної сировини при стисканні E для вирахування коефіцієнта продуктивності вовчка K_Q (вираз (3.60)).

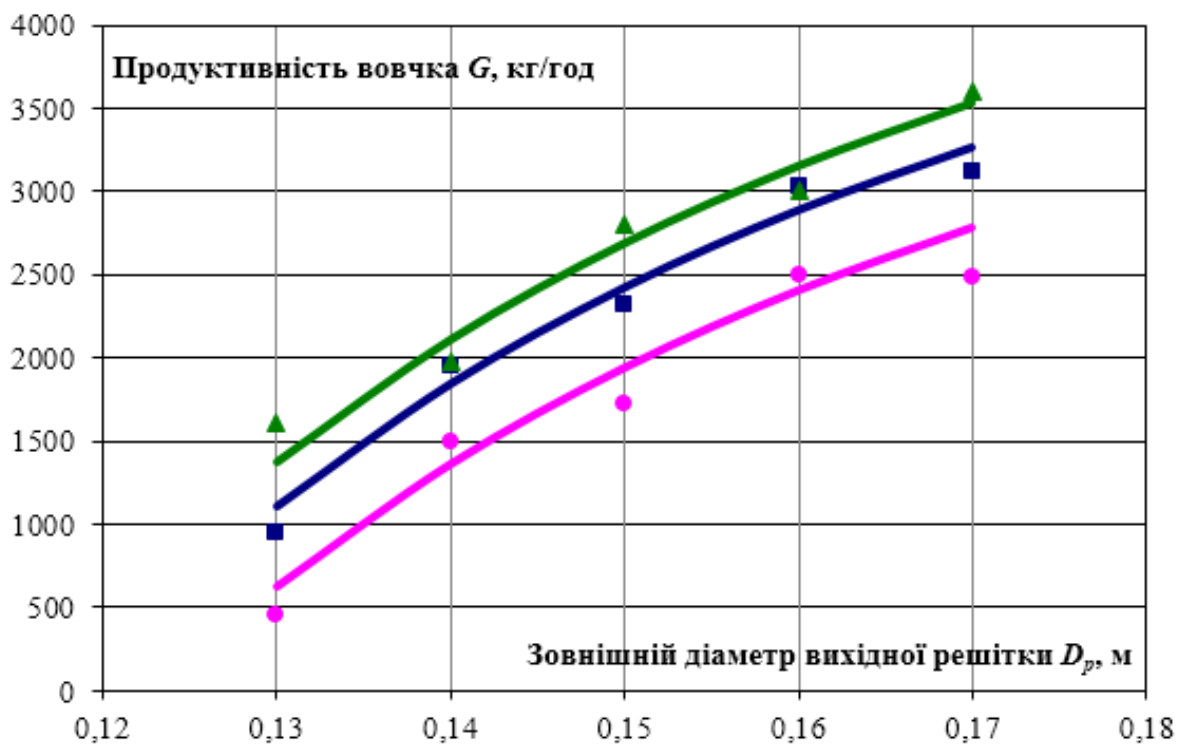
4.5 Вплив конструктивних і кінематичних параметрів вовчка на його продуктивність

Було досліджено залежність значення продуктивності вовчків АЛ-130, МП-160, VVS-180, К6-ФВЗП-200 від конструктивних та кінематичних параметрів їх робочих органів (рис. 4.23–4.25).

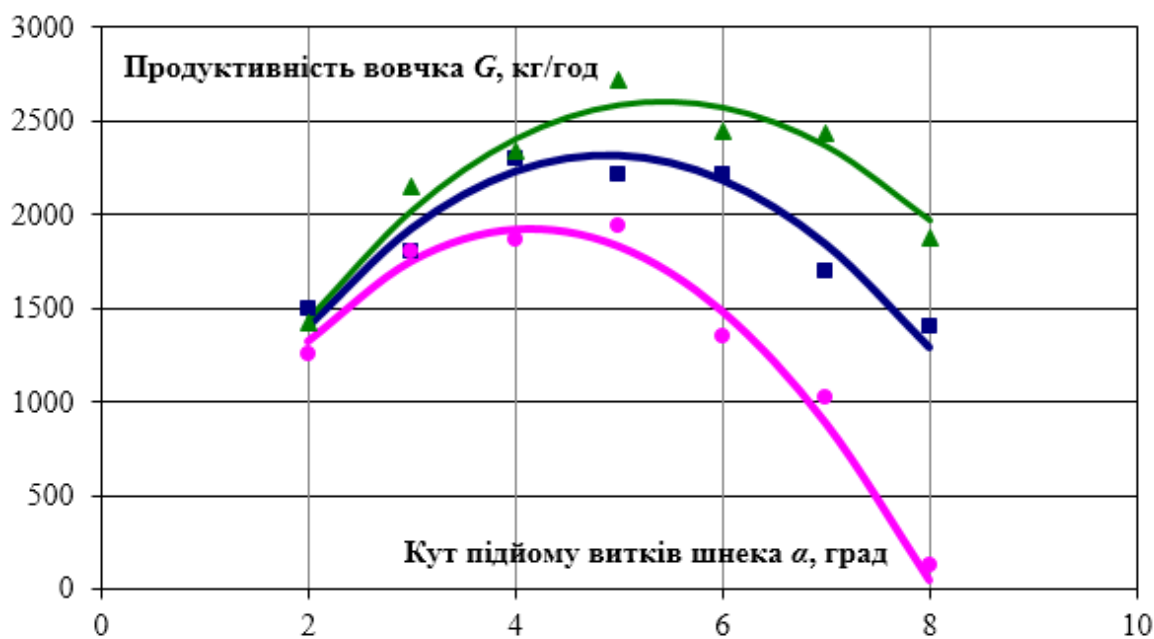
Як свідчать наведені результати, означені параметри суттєвим чином впливають на продуктивність вовчка.

Збільшення зовнішнього діаметра решітки D_p приводить до підвищення продуктивності за рахунок зростання кількості отворів для проходження сировини (рис. 4.23, а). Так, при збільшенні діаметра решітки зі 130 до 170 мм продуктивність підвищується у 2,3 разу.

Зміна інших параметрів дає змогу підвищити питому продуктивність вовчка, не збільшуючи габарит його робочих органів.



а)

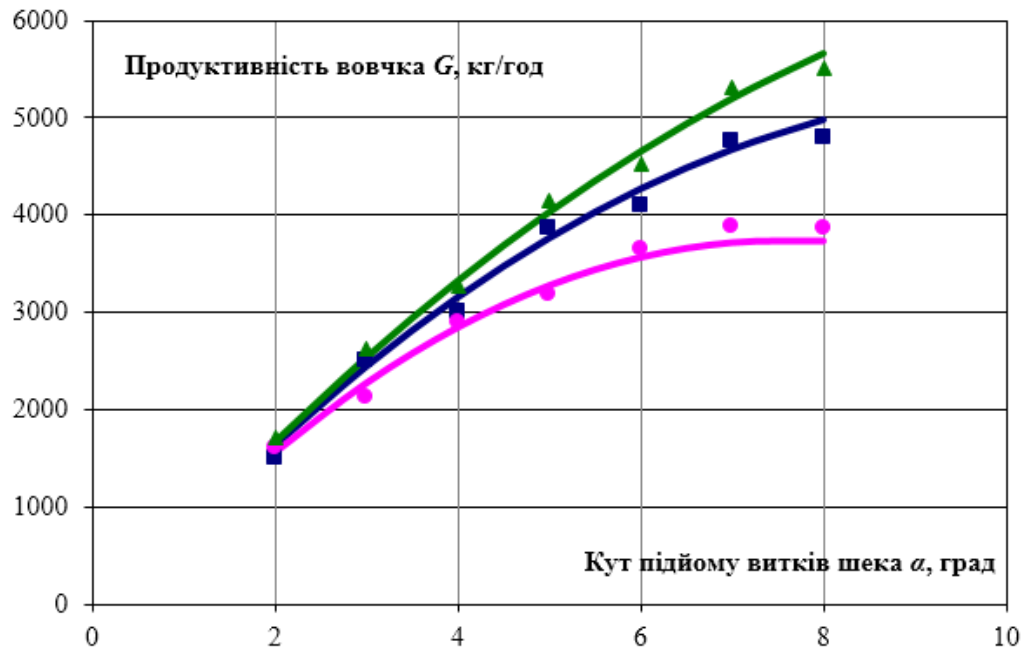


б)

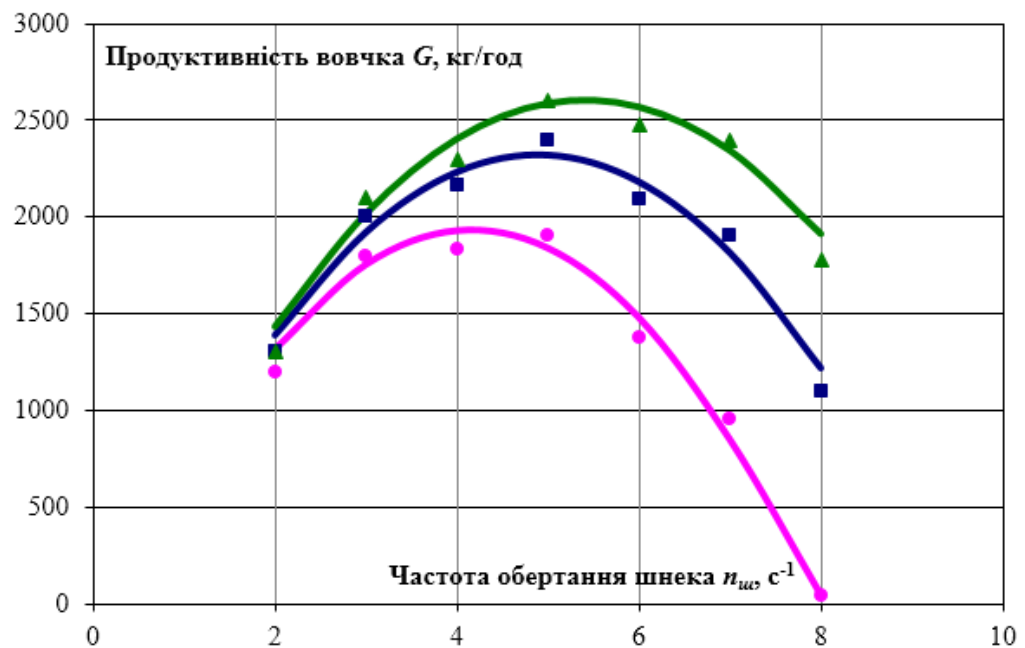
Рис. 4.23. Залежність продуктивності вовчка від: а) – зовнішнього діаметра вихідної решітки D_p ; б) – кута підйому витків шнека α при

товщині вихідної решітки $B_p = 0,016$ м; для сировини різного виду:

■ – яловичин; ● – свинини; ▲ – м'яса курки

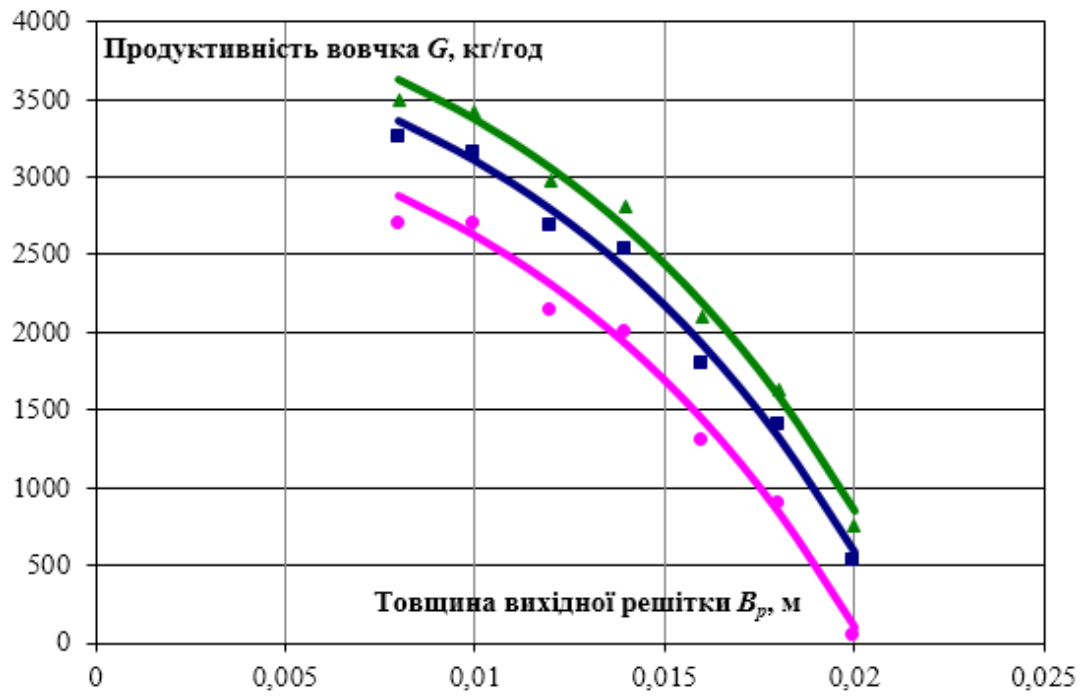


а)

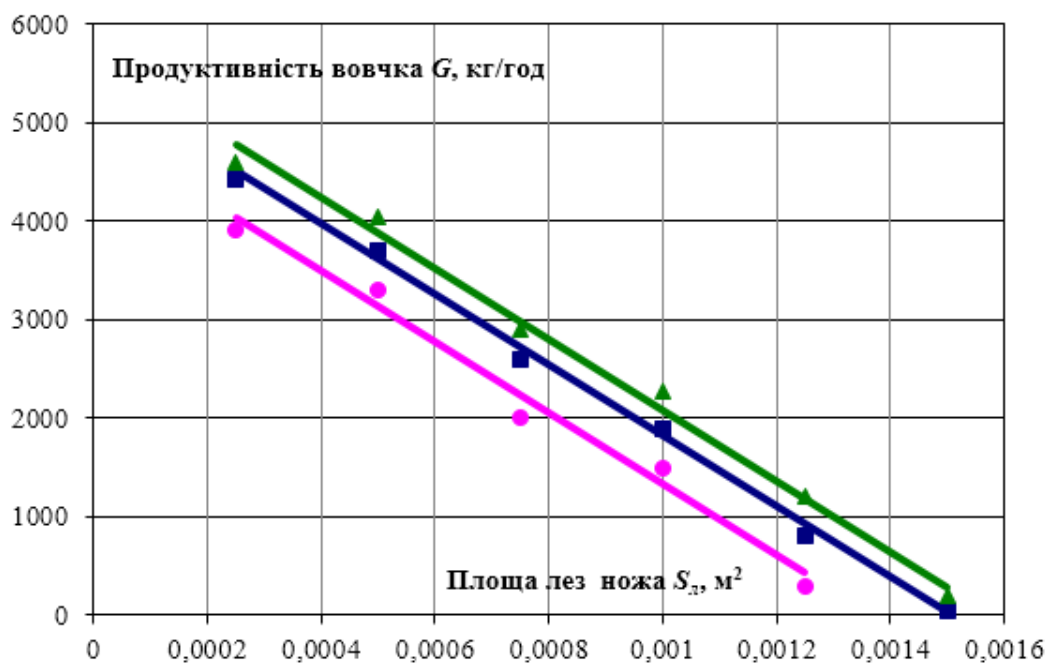


б)

Рис. 4.24. Залежність продуктивності вівчка від: а) – кута підйому витків шнека α при товщині вихідної решітки $B_p = 0,008$ м; б) – частоти обертання шнека $n_{шн}$; для сировини різного виду: ■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки



а)



б)

Рис. 4.25. Залежність продуктивності вовчка від: а) – товщини вихідної решітки B_p ; б) – площі фронтальної проєкції лез ножа $S_{л}$, який контактує з вихідною решіткою; для сировини різного виду: ■ – яловичини; ● – свинини; ▲ – м'яса курки

Збільшення кута підйому витків шнека α від 2 до 5° приводить до підвищення продуктивності на величину близько двох разів (рис. 4.23, б). У той же час подальше зростання α призводить до зменшення продуктивності вовчка. Це можна пояснити тим, що шнек із більшим значенням α за один оберт забезпечує переміщення порції сировини на більшу осьову відстань (в такому разі продуктивність вовчка підвищується). Але при цьому зменшується частка зусилля, яке штовхає сировину в осьовому напрямку шнека. При наявності ГО з боку різального вузла таке зменшення зусилля подачі призводить до того, що крізь отвори решітки протискується менша кількість сировини, сировина починає проковзувати по витках шнека, рухатись по шнековому каналу та крізь зазор між шнеком і циліндром у зворотному напрямі.

Як наслідок, при низьких значеннях ГО різального вузла (при зменшених значеннях V_p) збільшення α приводить до підвищення продуктивності вовчка (рис. 4.24, а), а при збільшеному ГО різального вузла (при збільшених значеннях V_p) збільшення α призводить до зниження продуктивності вовчка.

Для вовчків, які призначені для роботи з вихідними решітками, що мають дрібні отвори (подрібнення сировини до стану фаршу), можна рекомендувати шнеки з $\alpha = 4 \dots 5^\circ$, а для вовчків, які призначені для роботи з вихідними решітками, що мають великі отвори (подрібнення сировини до стану шроту), можна рекомендувати шнеки з $\alpha = 5,5 \dots 8^\circ$.

Вплив частоти обертання шнека $n_{ш}$ (рис. 4.24, б) аналогічний впливу кута підйому витків шнека – при збільшенні частоти продуктивність спочатку збільшується, досягає свого максимуму, а потім зменшується. Максимальні значення продуктивності спостерігаються при $n_{ш} = 4 \dots 6 \text{ с}^{-1}$. Подальше підвищення $n_{ш}$ знижує продуктивність. Це можна пояснити тим, що більшій швидкості руху сировини крізь отвори решітки відповідає їх більший ГО. Підвищення ГО РВ зумовлює, серед іншого, збільшення кількості сировини, яка рухається між витками шнека та крізь зазор між шнеком і циліндром у зворотному від різального вузла напрямі. Це також спричинює зменшення продуктивності.

Збільшення товщини вихідної решітки B_p призводить до стрімкого зменшення продуктивності (рис. 4.25, а). Це пояснюється зростанням ГО отворів при підвищенні їх довжини (ГО зростає за експоненціальним законом). Як результат, при збільшенні товщини вихідної решітки з 8 до 20 мм продуктивність знижується, залежно від виду сировини, у 4,5...6,8 разу.

Залежність продуктивності вовчка від площі S_l фронтальної проекції лез ножа, який працює в парі з вихідною решіткою, має обернено-пропорційний характер (рис. 4.25, б). В цьому випадку зменшення продуктивності вовчка при збільшенні сумарної площі лез відбувається внаслідок перекриття більшої кількості отворів для проходження сировини.

4.6 Оптимізація параметрів процесу подрібнення м'ясної сировини вовчка

Ґрунтуючись на результатах попередніх експериментальних досліджень процесу подрібнення м'ясної сировини здійснено статистичний аналіз впливу його конструктивних параметрів на продуктивність означеної обробки (табл. 4.7).

Параметром оптимізації досліджуваного процесу визначено продуктивність G , кг/год:

$$G = f(D_p, n_{ш}, \alpha, S_l, B_p), \quad (4.3)$$

де D_p – зовнішній діаметр вихідної решітки різального вузла, м; $n_{ш}$ – частота обертання шнека, s^{-1} ; α – кут підйому витків шнека, град; S_l – площа фронтальної проекції одного леза ножа, m^2 ; B_p – товщина вихідної решітки різального вузла, м.

Дослідження впливу перелічених вище факторів на технологічні параметри досліджуваного процесу під час здійснення однофакторних експериментів пов'язане зі значними труднощами та обсягами робіт. Тому доцільно здійснити статистичний аналіз для отримання функціональної залежності у вигляді

множинної регресії другого порядку за допомогою рототабельного центрально-композиційного планування (РЦКП) багатофакторного експерименту.

Таблиця 4.7

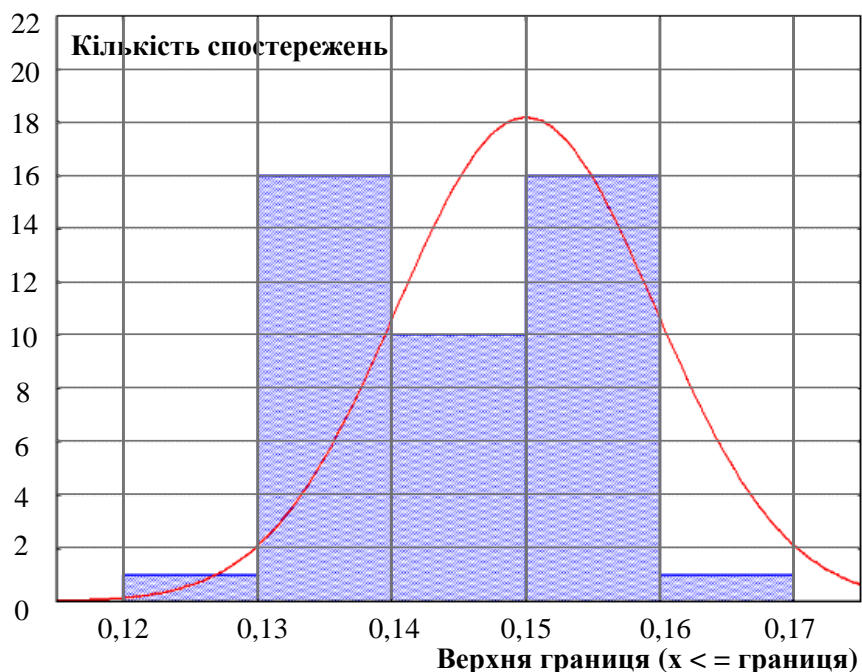
Статистична характеристика розподілу конструктивних параметрів

Показник	Значення параметрів				
	$D_{p,m}$	$n_{ш}, c^{-1}$	$\alpha, \text{град}$	$S_{л}, m^2$	V_p, m
Мінімальне значення	0,13	3	3	0,006	0,008
Максимальне значення	0,17	7	7	0,014	0,016
Середнє значення	0,15	5	5	0,01	0,012
Верхня величина довірчого інтервала	0,153	5,293	5,296	0,011	0,013
Нижня величина довірчого інтервала	0,147	4,7	4,7	0,009	0,011
Геометричне середнє	0,15	4,98	4,9	0,01	0,012
Гармонічне середнє	0,149	4,813	4,813	0,01	0,012
Медіана	0,15	5	5	0,01	0,12
Мода	множина	множина	множина	множина	множина
Частота моди	16	16	16	16	16
Нижній кuartиль	0,14	4	4	0,08	0,01
Верхній кuartиль	0,16	6	6	0,012	0,014
Розмах	0,04	4	4	0,008	0,008
Кuartиль розмаху	0,02	2	2	0,004	0,004
Асиметрія	0	0	0	0	0
Коефіцієнт ексцесу (куртозису)	-1,24	-1,24	-1,24	-1,24	-1,24

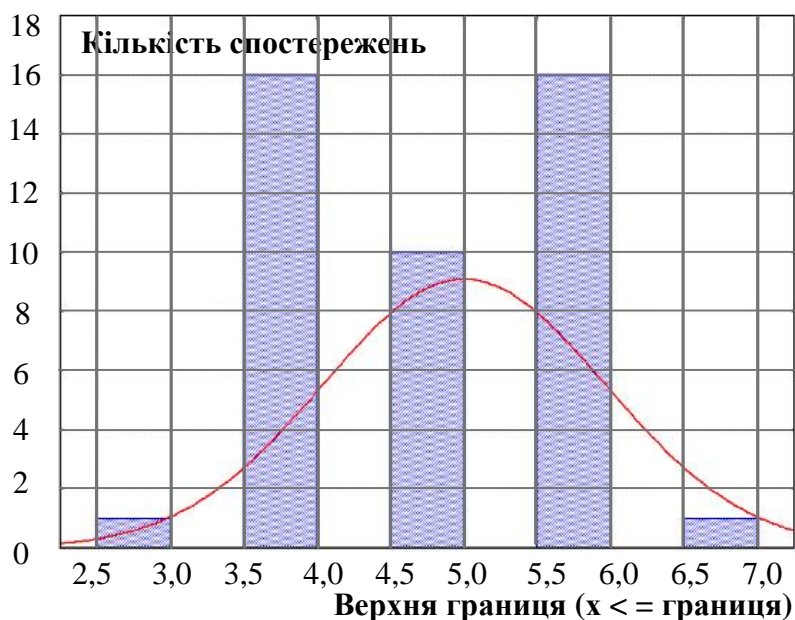
Метод РЦКП дає змогу більш точно отримати математичний опис розподілу даних за рахунок збільшення кількості експериментів у центральних точках матриці плану і спеціального вибору величини «зіркового значення» α .

Аналіз статистичних характеристик отриманих даних показав, що коефіцієнти їх асиметрії наближаються до нуля, тобто розподіл експериментальних даних є симетричним та апроксимується за нормальним законом.

Графічну інтерпретацію даних табл. 4.7 зображено на рис. 4.26-4.28.

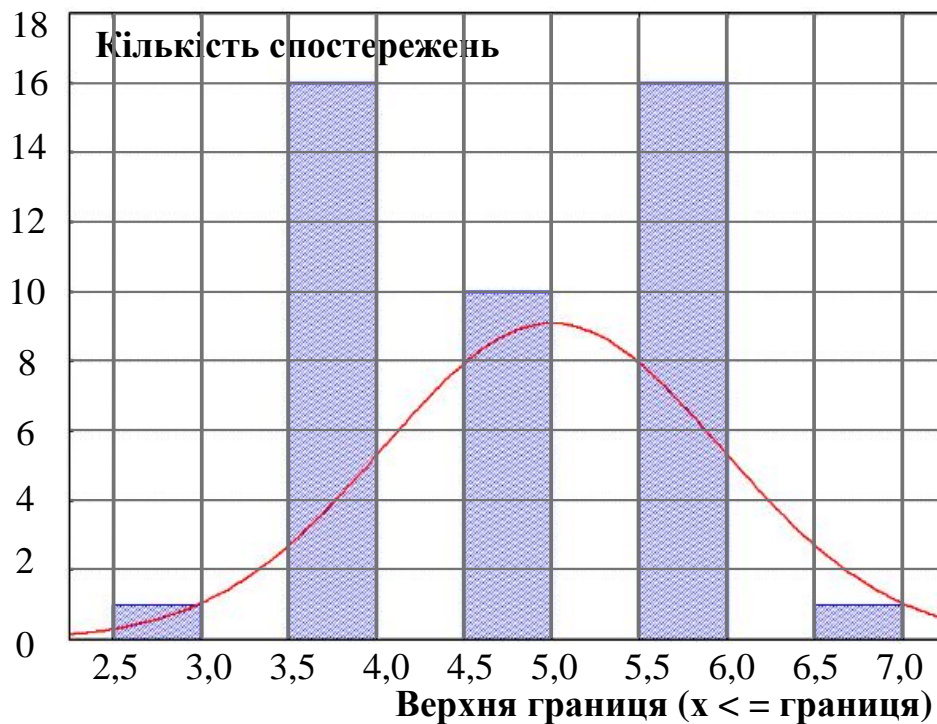


а)

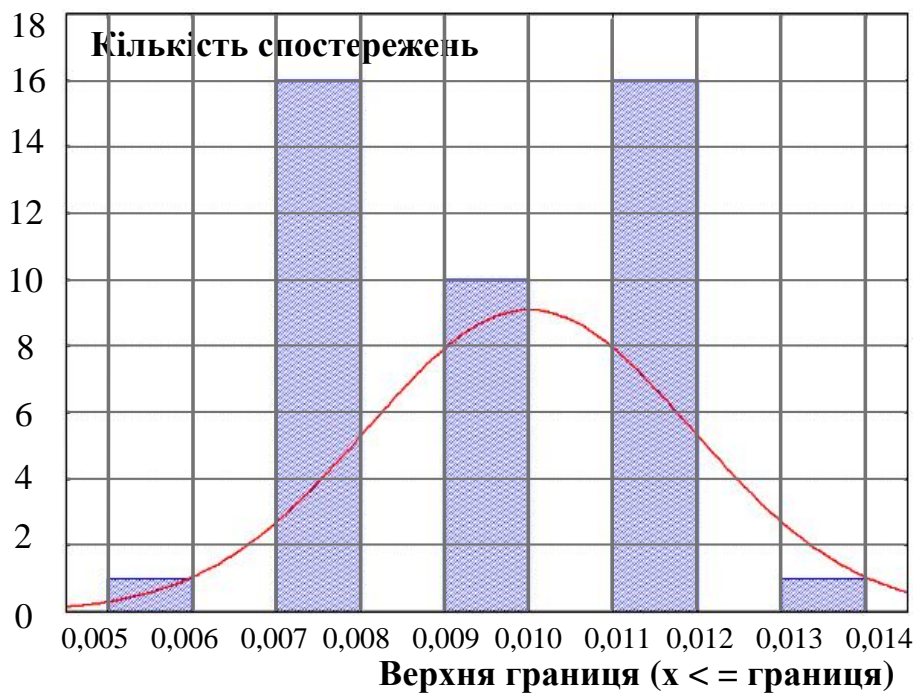


б)

Рис. 4.26. Гістограма розподілу отриманих даних конструктивних параметрів розробленого обладнання: а) – D_p , діаметр вихідної решітки різального вузла; б) – $n_{ш}$, частота обертання шнека



а)



б)

Рис. 4.27. Гістограма розподілу отриманих даних конструктивних параметрів розробленого обладнання: а) – α , кут підйому витків шнека; б) – $S_{л}$, площа фронтальної проекції одного леза ножа

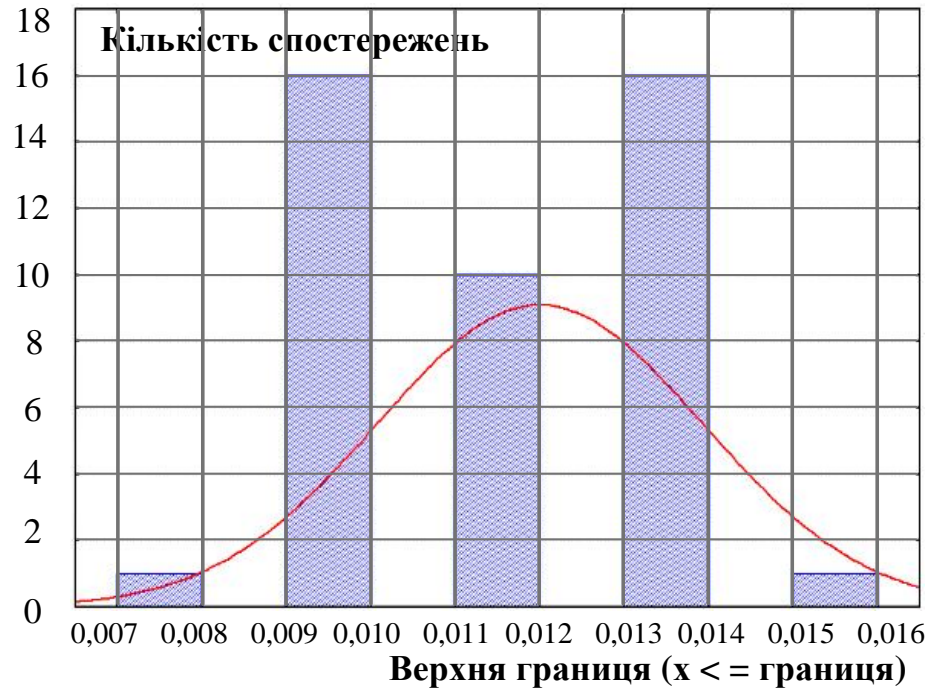


Рис. 4.28. Гістограма розподілу отриманих даних конструктивних параметрів розробленого обладнання – B_p , товщина вихідної решітки різального вузла

За негативного значення асиметрії несиметричність вибірки за зміщенням центру розподіляється праворуч, у протилежному разі – навпаки. Негативний коефіцієнт ексцесу свідчить про закругленість піка досліджуваного розподілу, додатній – про загостреність вершин.

Вибір діапазонів варіювання факторів функцій провадився таким чином, щоб будь-яка їх сукупність, передбачена планом експерименту, могла бути реалізована в цих інтервалах і не призводила до протиріч. Для цього було здійснено пошукові експерименти для визначення областей, в яких необхідні сполучення рівнів факторів були б стійко реалізовані.

Усі фактори, які входять у пошукові функції, є величинами, що мають різну розмірність, а значення цих величин факторів мають різні порядки. Тому, для отримання поверхні відгуку цих функцій було здійснено операцію кодування факторів, що являє собою лінійне перетворення факторного простору.

Встановлено такі значення рівнів факторів в умовному масштабі: мінімальний – 1, середній – 0, максимальний – +1 та зіркові значення – α ; $+\alpha$.

Істинні значення факторів матриці РЦКП встановлено на основі здійснення пошукових експериментів і наведено в табл. 4.8.

Таблиця 4.8

Рівні факторів та інтервали варіювання параметрів оптимізації

Фактори	Рівні факторів					Інтервал варіювання
	- α	-1	0	+1	+ α	
Процес подрібнення						
x_1 – зовнішній діаметр вихідної решітки різального вузла, м	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,1
x_2 – частота обертання шнека, c^{-1}	3	4	5	6	7	1
x_3 – кут підйому витків шнека, град	3	4	5	6	7	1
x_4 – площа фронтальної проекції одного леза ножа, m^2	0,006	0,008	0,01	0,012	0,014	0,002
x_5 – товщина вихідної решітки різального вузла, м	0,008	0,01	0,012	0,014	0,016	0,002

Заплановано отримати рівняння множинної регресії 2-го порядку:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i=1}^n b_{ij} x_i^2 + \sum_{i=1}^n b_{ij} x_{ij} x_{ij}, \quad (4.4)$$

де y – одна з якісних функцій; b_0 , b_i , b_{ij} – коефіцієнти регресії, отримані методом найменших квадратів.

Для оцінювання адекватності отриманих регресійних рівнянь використаємо аналітичні та графічні методи аналізу. Гіпотезу про відтворюваність дослідів перевіряємо за допомогою критерію Кохрена, який показує, що на 95% рівні довірчої ймовірності дисперсії однорідні, тому що розрахункове значення

критерію менше за табличне. Перевірку значущості коефіцієнтів регресії здійснюємо за t -критерієм Ст'юдента.

Оцінювання адекватності отриманих математичних моделей проводимо за критерієм Фішера, який показав, що розрахункові значення значно нижчі від критичних, відповідно отримані регресійні моделі адекватно описують поверхні відгуку, та їх можна використовувати з метою оптимізації досліджуваних процесів. Розрахункові значення критеріальної оцінки відображено в табл. 4.9.

Таблиця 4.9

Значення розрахованих критеріїв до отриманих регресійних моделей

Критерій оцінювання	Позначення критерію	Функція відгуку
		G
Коефіцієнт детермінації;	R^2	0,75
Дисперсія адекватності	$S_{ад}$	195381
Дисперсія відтворюваності	$S_{відг}$	238406
Критерій Фішера	F	0,07
Критичне значення критерію Фішера, що рівне значенню розподілу Фішера	$F_{\alpha, f1, f2}$	5,8 _{0,05;4;21}

Графічний метод полягає в аналізі залишків на нормальній площині ймовірності, який показав достатньо близьке їх розташування до прямої, що відповідає нормальному закону розподілу (рис. 4.29, а). Тому, гіпотезу про нормальний розподіл помилок вважаємо адекватною.

Також аналіз графічної залежності (рис. 4.29, б) розподілу вихідних залишків від прогнозованих значень показав, що вони мають хаотичний характер розташування на площині і в їх поведінці не спостерігається будь-якої закономірності. Грунтуючись на зазначених спостереженнях, можна зробити висновок, що залишки не мають кореляційних зв'язків між собою, тобто регресійна модель достатньою мірою описує взаємозв'язок експериментальних величин та є адекватною. Інші результати зображено на рис. 4.30–4.35.

Як видно з табл. 4.9, рівняння регресії виявилось адекватним.

Після обробки експериментальних даних у статистичному середовищі STATISTICA 10.0 було отримано коефіцієнти комплексного рівняння множинної регресії 2-го порядку та побудовано таку залежність:

$$G = -80127 + 702987D_p + 3249n_{ш} + 3256\alpha + 1224813S_{л} + 2151062B_p - 2550000D_p^2 - 367n_{ш}^2 - 349\alpha^2 - 87187500_{л}^2 - 88750000B_p^2 + 4750D_p n_{ш} + 5125D_p \alpha + 2468750D_p S_{л} - 812500D_p B_p + 4062n_{ш} S_{л} - 33125n_{ш} B_p - 19063\alpha S_{л} - 36250\alpha B_p \quad (4.5)$$

За результатами проведених експериментів досліджень та випробувань розробленого обладнання для процесу подрібнення м'ясної сировини визначено оптимальні технологічні параметри його роботи (табл. 4.10), компромісне значення яких отримано методом Крамера в математичному середовищі «MathCAD 15».

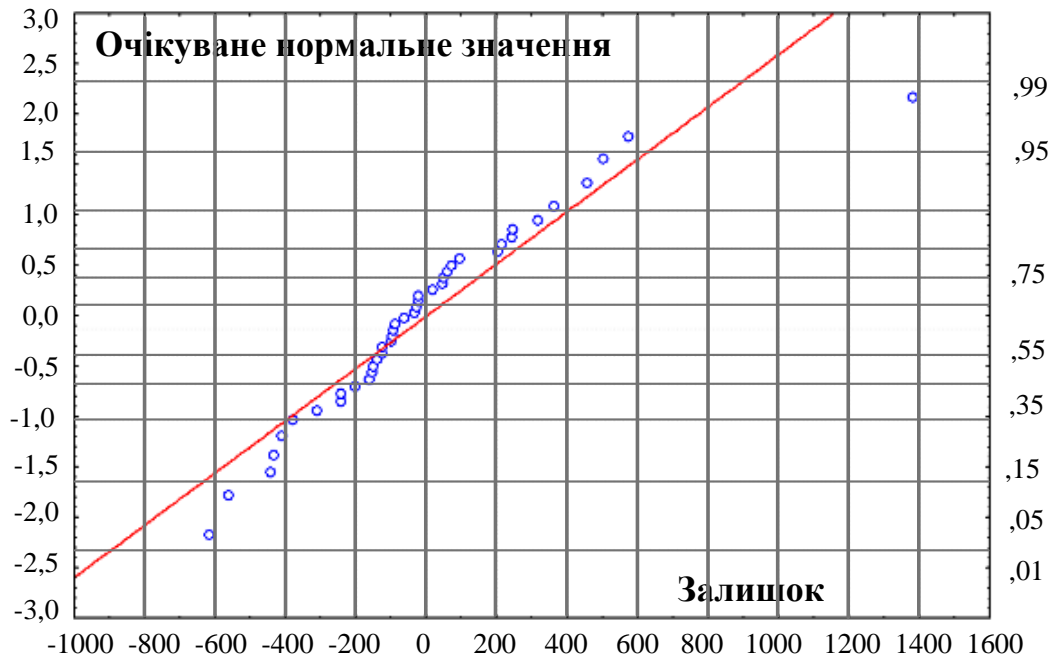
Таблиця 4.10

Оптимальні технологічні параметри досліджуваного процесу подрібнення

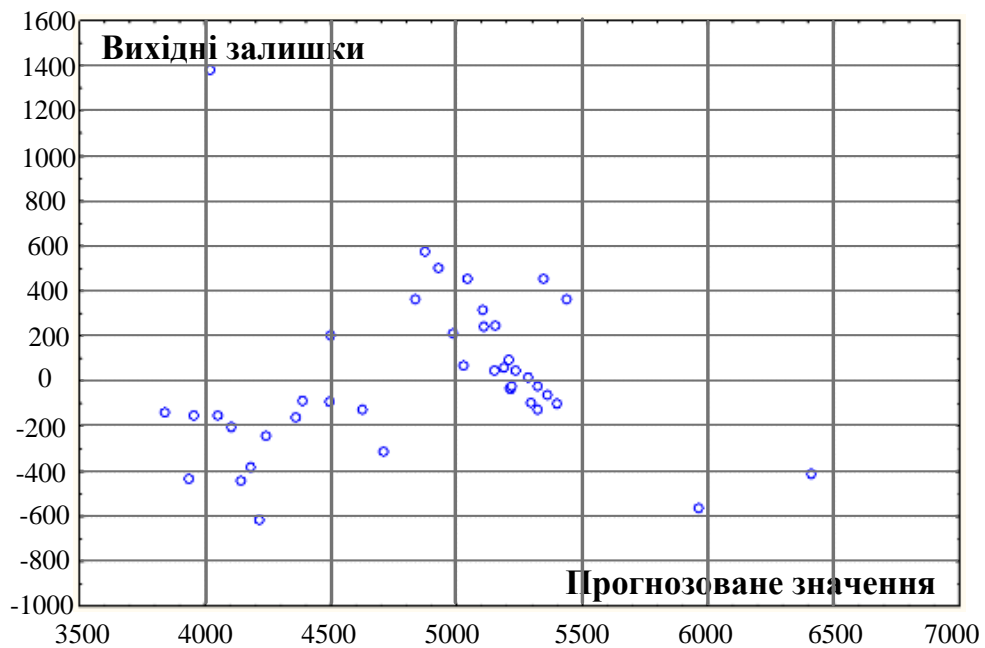
Технологічний параметр	Раціональне значення
Зовнішній діаметр вихідної решітки різального вузла, м	0,15...0,155
Частота обертання шнека, с ⁻¹	4,5...5,2
Кут підйому витків шнека, град	4,8...5,5
Площа фронтальної проекції одного леза ножа, м ²	0,001...0,0011
Товщина вихідної решітки різального вузла, м	0,0075...0,0082

У результаті статистичної оптимізації було отримано кореляційно-регресійне рівняння функціональної залежності продуктивності досліджуваного процесу від конструктивно-технологічних факторів.

Це рівняння відображає закономірність розподілу значення вихідного параметра від числового значення незалежних факторів (конструктивних параметрів).

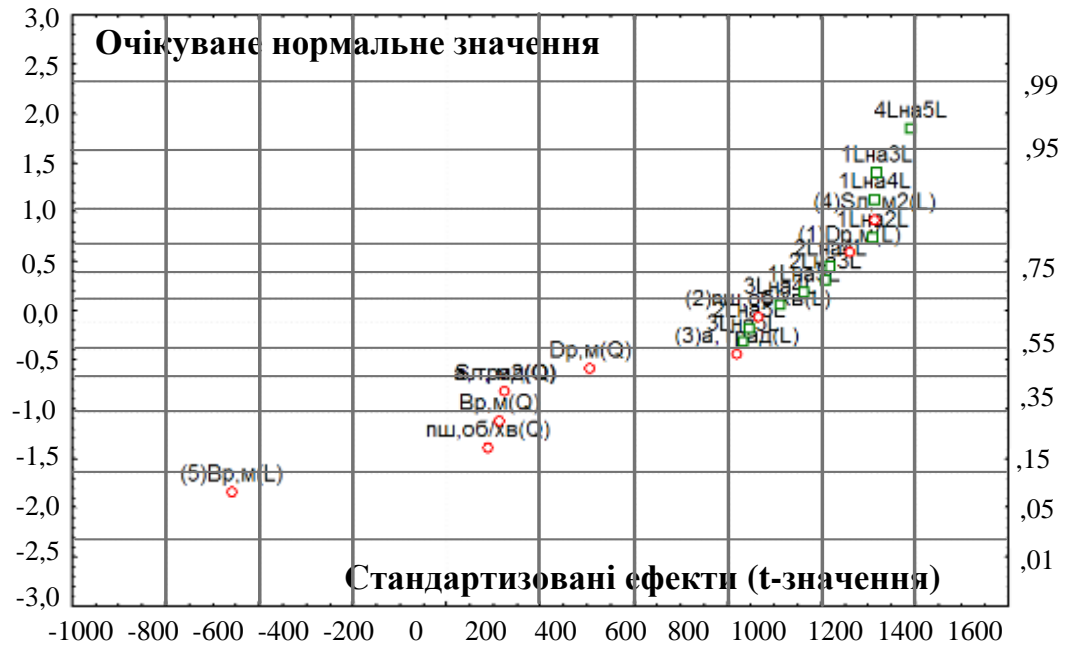


а)

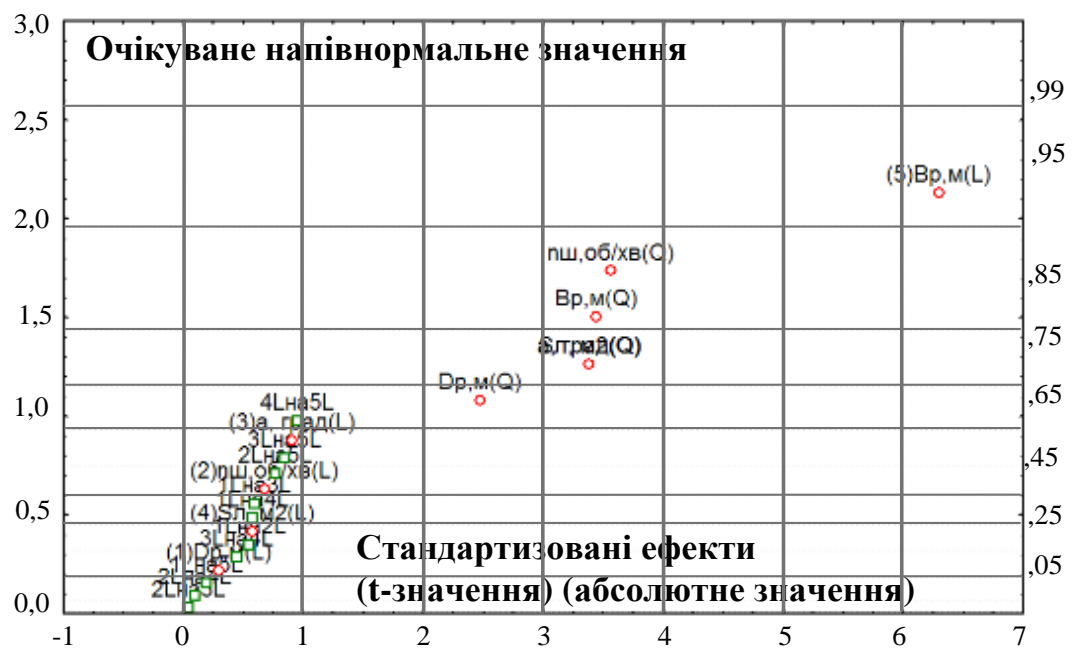


б)

Рис. 4.29. Графічна інтерпретація розподілу ймовірнісних залишків відносно отриманих значень: а) – нормальний розподіл ймовірнісних залишків; б) – розподіл вихідних залишків від прогнозованих значень

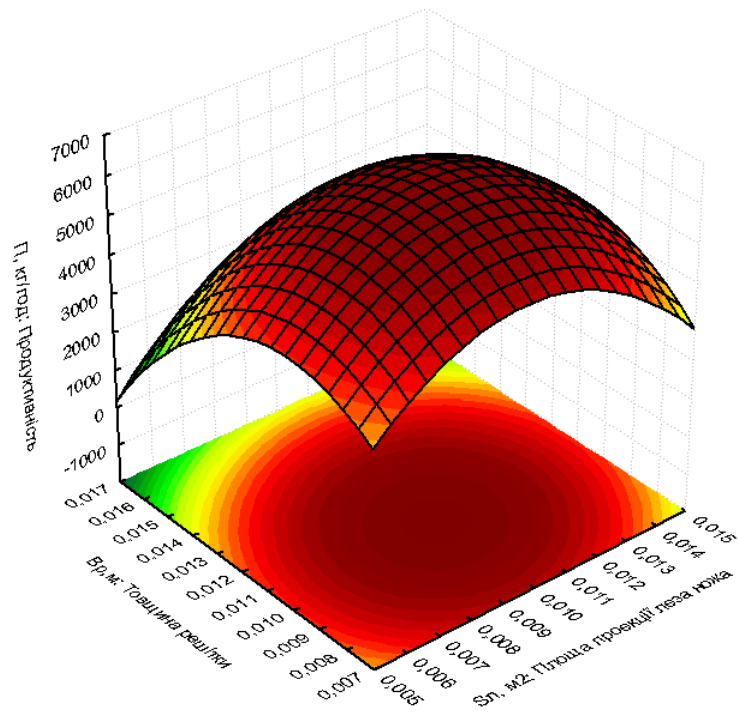


а)

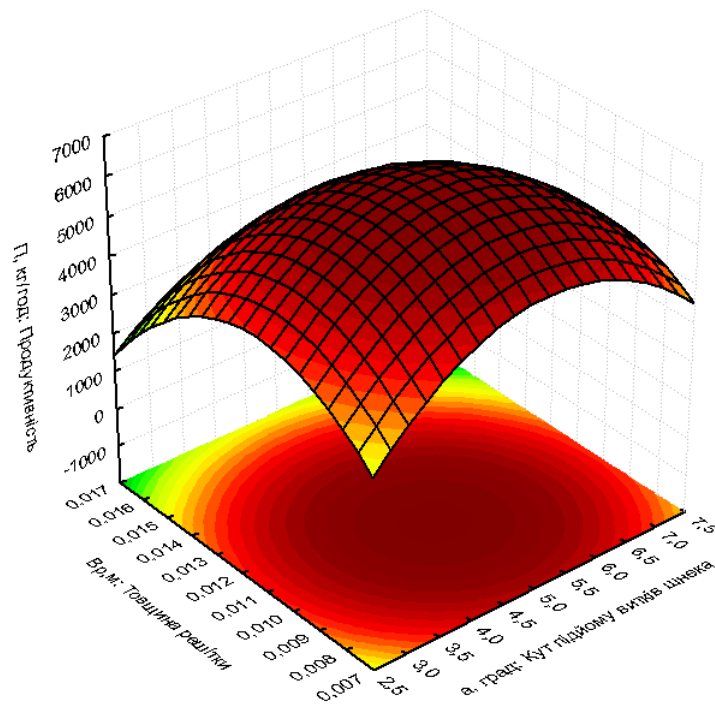


б)

Рис. 4.30. Графічна інтерпретація розподілу взаємодії головних та другорядних ефектів: а) – очікувані нормальні значення; б) – очікувані напівнормальні значення



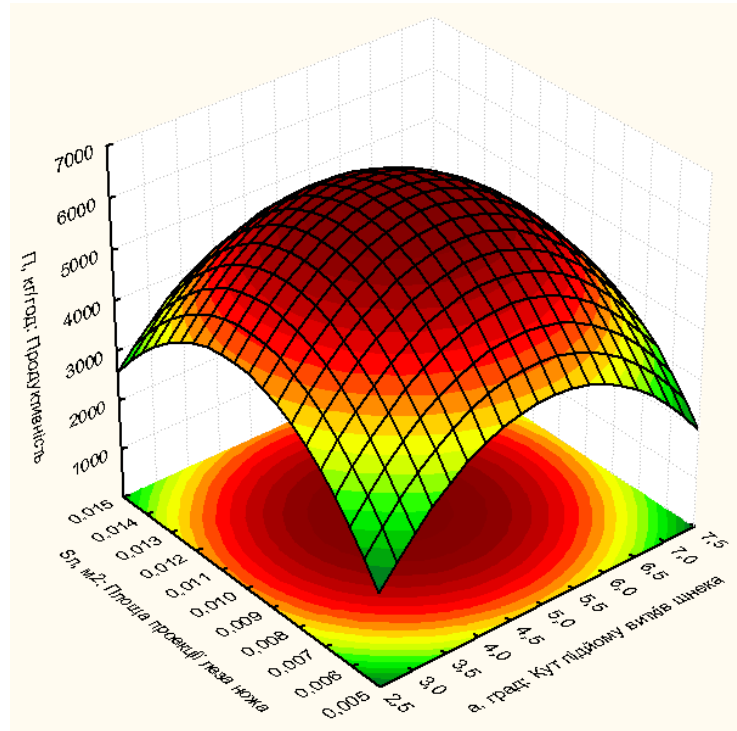
а)



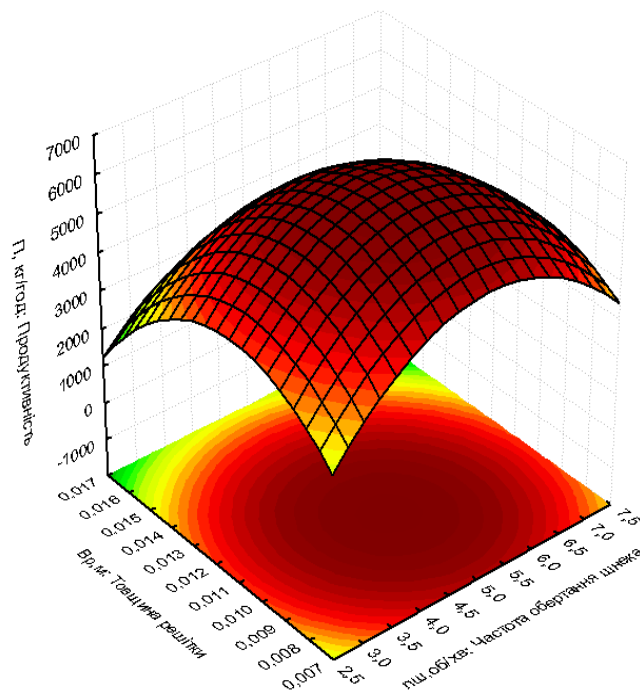
б)

Рис. 4.31. Поверхні відгуків та їх проекції для продуктивності у парній взаємодії основних факторів: а) – площі фронтальної проекції одного леза ножа та товщина вихідної решітки; б) – товщини

вихідної решітки та кута підйому витків шнека

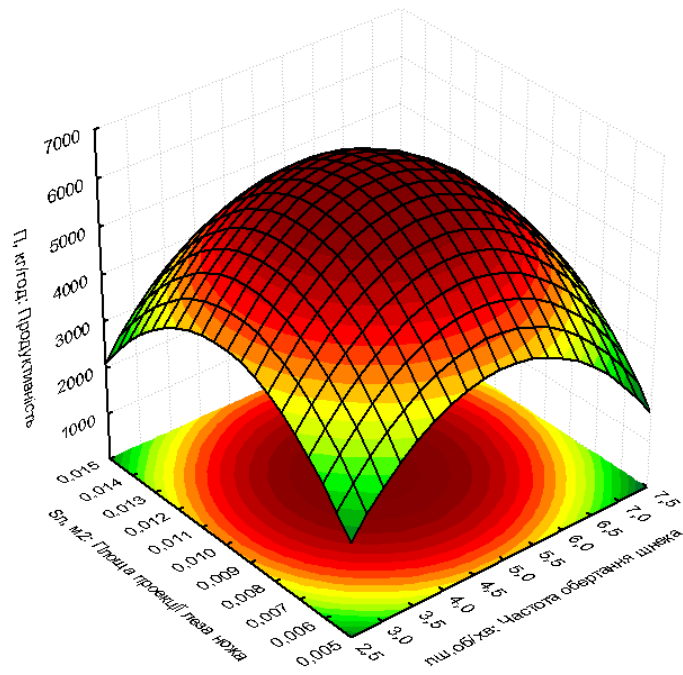


а)

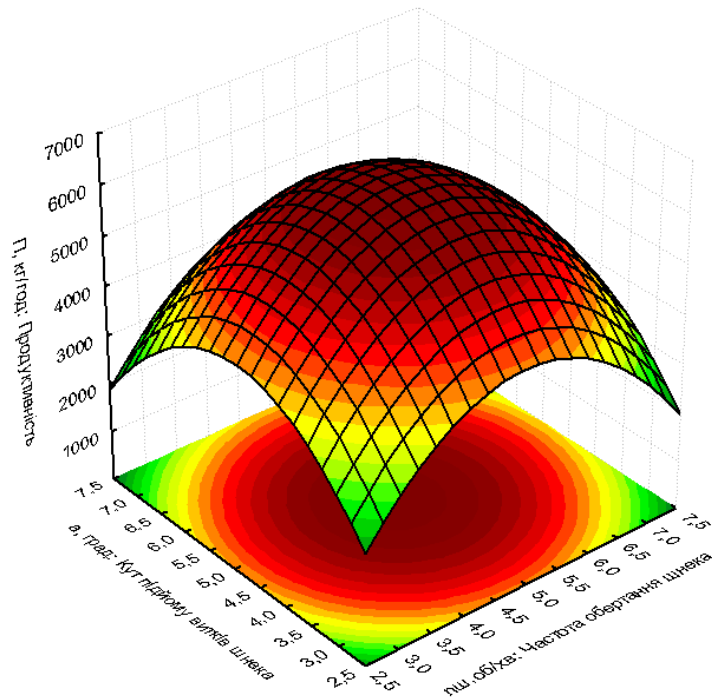


б)

Рис. 4.32. Поверхні відгуків та їх проекції для продуктивності у парній взаємодії основних факторів: а) – площі фронтальної проекції одного леза ножа та кута підйому витків шнека; б) – товщини вихідної решітки та частоти обертання шнека



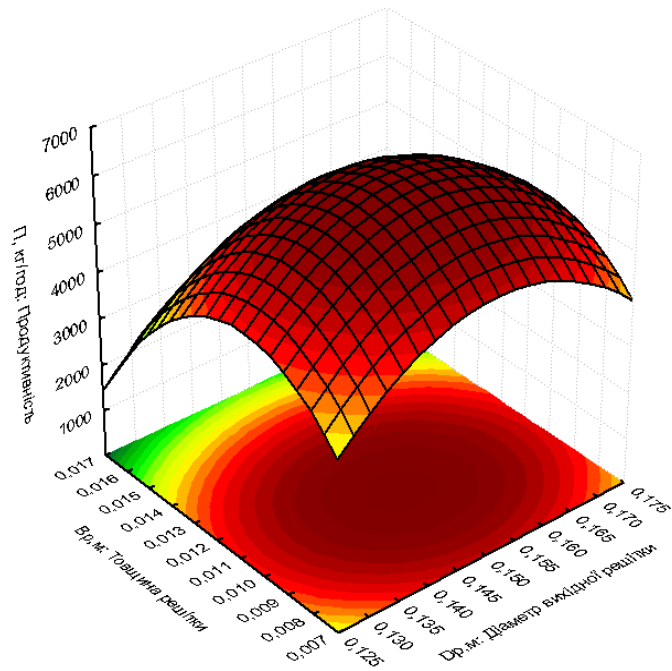
а)



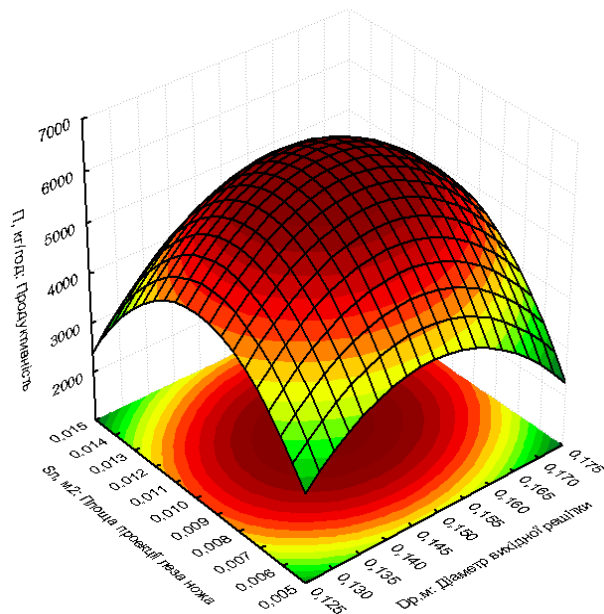
б)

Рис. 4.33. Поверхні відгуків та їх проекції для продуктивності у парній взаємодії основних факторів: а) площі фронтальної проекції

одного леза ножа та частоти обертання шнека; б) кута підйому витків шнека та частоти обертання шнека



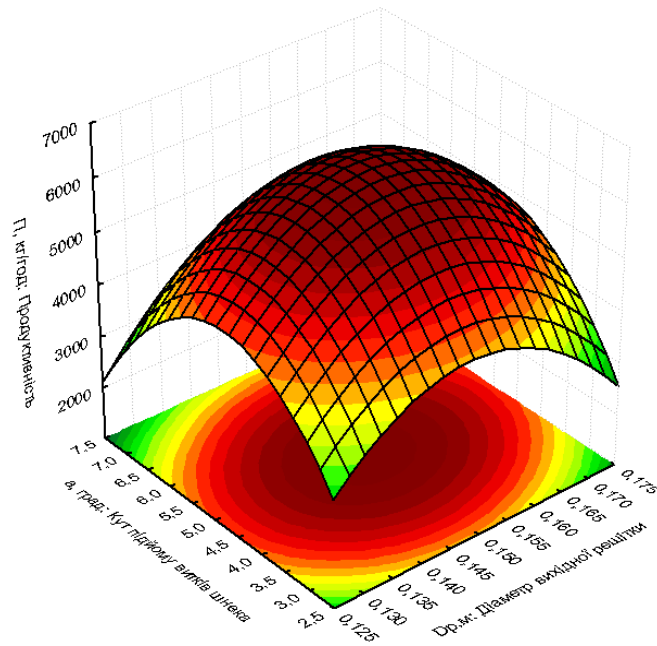
а)



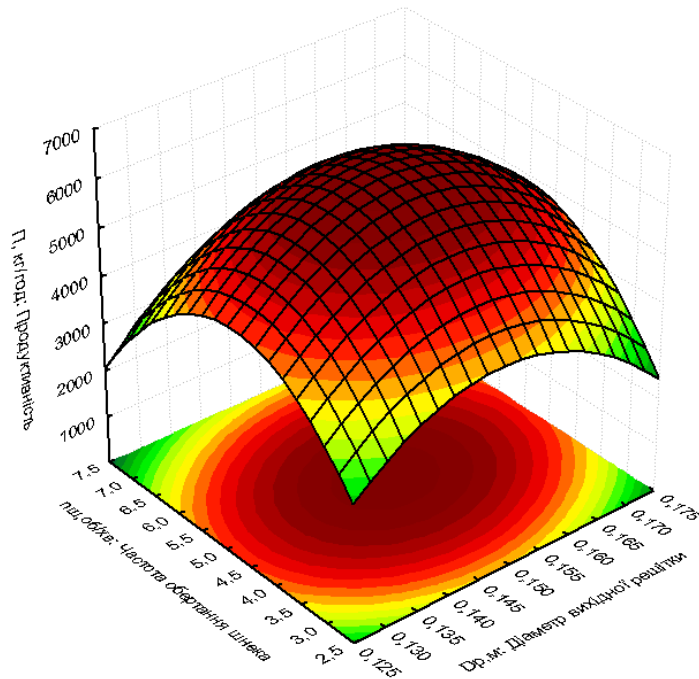
б)

Рис. 4.34. Поверхні відгуків та їх проекції для продуктивності у парній взаємодії основних факторів: а) – товщини вихідної решітки та її зовнішнього діаметра; б) – площі фронтальної проекції одного

леза ножа та зовнішнього діаметра вихідної решітки різального вузла



а)



б)

Рис. 4.35. Поверхні відгуків та їх проєкції для продуктивності у парній взаємодії основних факторів: а) – кута підйому витків шнека та діаметра вихідної решітки різального вузла; б) – частоти

обертання шнека та діаметра вихідної решітки різального вузла

4.7 Перевірка ефективності запропонованих способів підвищення питомої продуктивності вовчків

Враховуючи дані, отримані в підрозділах 4.1 і 4.2, можна стверджувати, що актуальним є завдання розробки таких схем подачі сировини до різального вузла вовчка, які дадуть змогу істотно підвищити його питому продуктивність (без збільшення геометричних розмірів деталей різального комплекту).

Одним із шляхів підвищення питомої продуктивності вовчків є застосування двозахідного шнека для подачі м'яса до різального комплекту.

Було виготовлено двозахідний шнек для вовчка АЛ-130 з кутом нахилу останніх витків $\alpha = 8^\circ$. Графічні залежності зображено на рис. 4.36, 4.37 коефіцієнти до рівняння регресії (4.6) подано в табл. 4.11.

Отримані експериментальні дані були апроксимовані методом найменших квадратів лінійною функцією виду:

$$y = a + b \cdot x, \quad (4.6)$$

де y – значення радіуса закруглення леза, мкм; x – номер леза ножа;

a, b – коефіцієнти регресії (табл. 4.11).

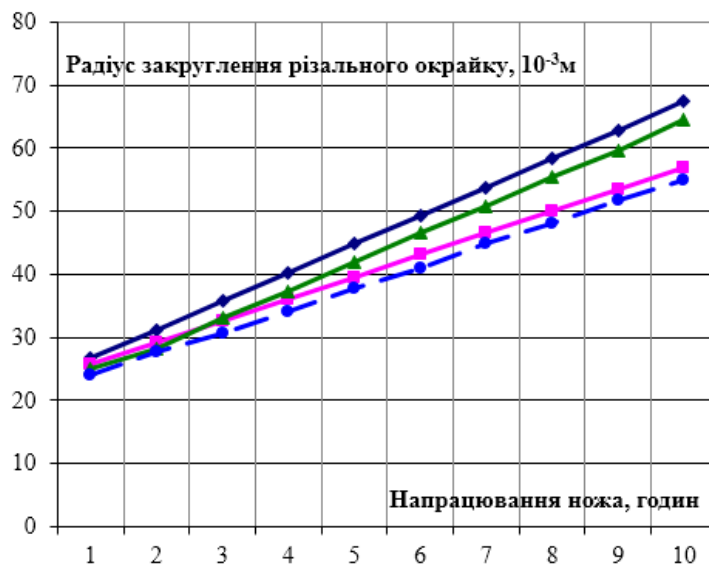
Таблиця 4.11

Значення коефіцієнтів рівняння регресії

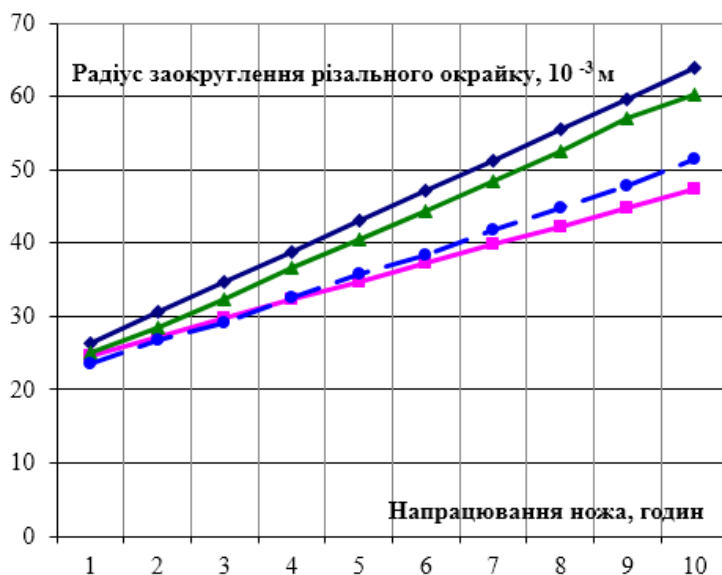
Вовчок АЛ-130 з двозахідним шнеком								
Коеф. регресії	З боку приймальної решітки				З боку вихідної решітки			
	Лезо 1	Лезо 2	Лезо 3	Лезо 4	Лезо 1	Лезо 2	Лезо 3	Лезо 4
a	22,18	22,18	22,18	22,18	22,18	22,18	22,18	22,18
b	4,52	3,48	0,70	0,29	4,16	2,51	0,62	0,05

Використання двозахідного шнека у вовчку АЛ-130 привело до чітко вираженої зміни результатів вимірювання гостроти різальних кромek різних лез ножа. Як впливає з рис. 4.36, 4.37 застосування двозахідного шнека забезпечує більш рівномірне нагнітання сировини по робочій площі решіток в кожний

момент часу. В цьому випадку можна говорити про майже рівномірну подачу сировини по робочій поверхні решіток шнеком вовчка. Цей результат можна пояснити наявністю двох секторів подачі сировини, кожен з яких відповідає «своєму» заходу спіралей шнека (рис. 4.38).

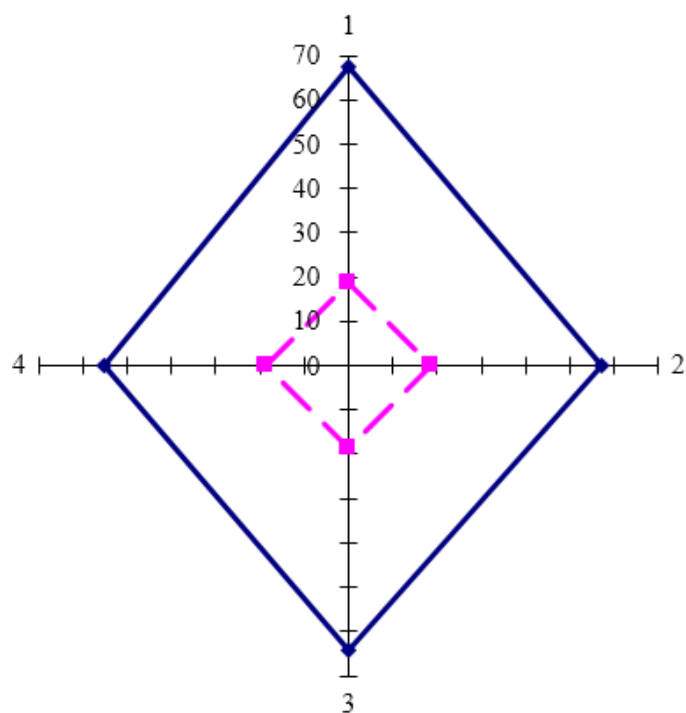


а)

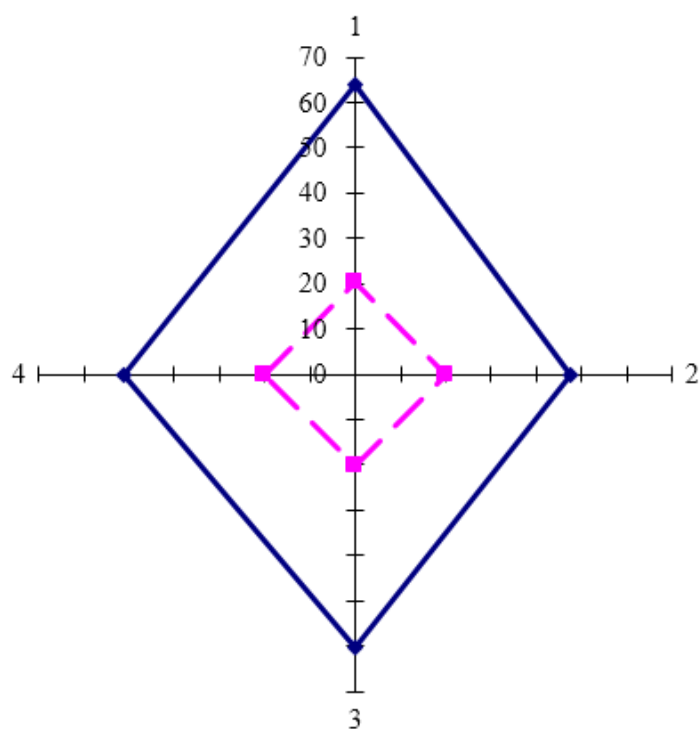


б)

Рис. 4.36. Залежність величини зношування лез ножа вовчка АЛ-130 при використанні двозахідного шнека з боку: а) – приймальної решітки; б) – вихідної решітки; для: ◆ – леза №1; ■ – леза №2; ▲ – леза №3; ● – леза №4



а)



б)

Рис. 4.37. Порівняння граничних значень радіуса закруглення (10^{-6} м) різальних крамок лез ножа вовчка АЛ-130 при використанні двозахідного шнека (номер осі відповідає номеру леза ножа вовчка) з боку: а) – приймальної решітки; б) – вихідної решітки;

◆ – радіус закруглення різальних крамок зношених лез; ■ – радіус закруглення різальних крамок заточених лез

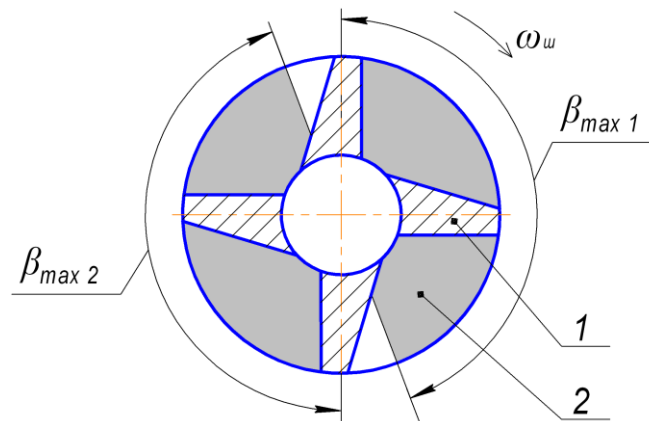


Рис. 4.38. Схема заповнення решіток різального вузла сировиною при її подачі двозахідним шнеком (вид спереду): 1 – леза ножа; 2 – сировина, яка подається шнеком; $\beta_{max 1}$, $\beta_{max 2}$ – максимальне значення кута, який окреслює зону подачі сировини у різальний вузол, відповідно, першим та другим заходом спіралі шнека

Як впливає з отриманих результатів, застосування двозахідного шнека дає можливість підвищити продуктивність вовчка на 84%.

Враховуючи дані [139], було досліджено ефективність подрібнення сировини при її подачі до РВ вовчка ексцентриково-лопатеvim насосом (див. рис. 2.2). Встановлено [140], що продуктивність вовчкової насадки становила: при використанні вихідної решітки з отворами діаметром 8 мм – 5320 кг/год; при використанні вихідної решітки з отворами діаметром 3 мм – 4600 кг/год. Зношування лез ножа при цьому було достатньо рівномірним (рис. 4.39).

В результаті виконання відеозйомки процесу подачі м'ясної сировини шнеком вовчка крізь його різальний вузол встановлено характерні особливості інтенсивності подачі сировини останнім витком шнека. Сировина в кожний момент часу подається не по всій робочій площі решіток різального вузла, а лише в межах деякого сектора, величина якого залежить від конструктивних параметрів шнека та від структурно-механічних властивостей сировини.

Встановлено, що величина зношування при напрацюванні ножа вовчка на відмову для різних лез набуває різних значень. Максимальне зношування спостерігається для леза № 4, різальна кромка якого розташована найближче до кінця останнього витка робочого шнека вовчка. Дещо менше зношування спостерігається для леза № 1, яке також розташоване в зоні наближення кінця витка шнека до приймальної решітки. Леза № 2 і 3 значно менше зношені, причому найменший радіус закруглення спостерігається для різальної кромки леза № 3. Подача сировини є максимальною в зоні наближення кінця витка шнека до різального вузла. В зонах різального вузла, які відповідають віддаленню поверхні останнього витка шнека від приймальної решітки, подача суттєво знижується.

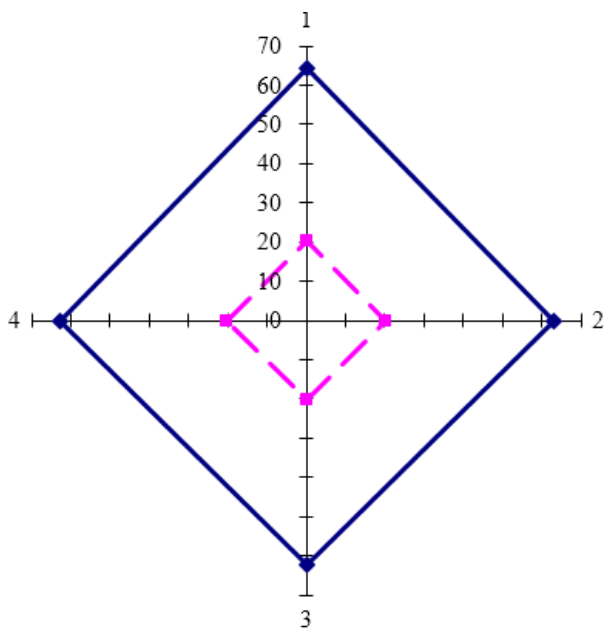


Рис. 4.39. Порівняння граничних значень радіуса закруглення (10^{-6} м) різальних кромки лез ножа вовчкової насадки шприца марки Handtmann VF 628; \blacklozenge – радіус закруглення різальних кромки зношених лез; \blacksquare – радіус закруглення різальних кромки заточених лез

Експериментальним шляхом встановлено вплив напружено-деформованого стану м'ясної сировини на ефективність її подачі крізь решітки різального вузла.

В результаті проведення експериментальних досліджень уточнено значення структурно-механічних властивостей м'ясної сировини, яка найчастіше переробляється у вовчках.

Збільшення зовнішнього діаметра решітки D_p приводить до підвищення продуктивності за рахунок збільшення кількості отворів для проходження сировини. При збільшенні діаметра решітки з 130 до 170 мм продуктивність збільшується у 2,3 разу.

Збільшення кута підйому витків шнека α від 2 до 5° приводить до підвищення продуктивності на величину близько двох разів. У той же час подальше збільшення α призводить до зменшення продуктивності вовчка. Для вовчків, які призначені для роботи з вихідними решітками, що мають дрібні отвори можна рекомендувати шнеки з $\alpha = 4...5^\circ$, а для вовчків, які призначені для роботи з вихідними решітками, що мають великі отвори можна рекомендувати шнеки з $\alpha = 5,5...8^\circ$.

Вплив частоти обертання шнека $n_{ш}$ аналогічний впливу кута підйому витків шнека – при збільшенні частоти продуктивність спочатку збільшується, досягає свого максимуму, а потім зменшується. Максимальні значення продуктивності спостерігаються при $n_{ш} = 4...6 \text{ с}^{-1}$. Подальше підвищення $n_{ш}$ знижує продуктивність.

Збільшення товщини вихідної решітки B_p призводить до стрімкого зменшення продуктивності. Залежність продуктивності вовчка від площі S_l фронтальної проекції лез ножа, який працює в парі з вихідною решіткою різального вузла, має обернено-пропорційний характер, що пояснюється перекриттям отворів для проходження сировини.

Визначено оптимальні технологічні параметри його роботи: зовнішній діаметр вихідної решітки різального вузла – 0,15...0,155 м; частота обертання шнека – 4,5...5,2 с^{-1} ; кут підйому витків шнека – 4,8...5,5°; площа фронтальної

проекції одного леза ножа – 0,001...0,0011 м²; товщина вихідної решітки різального вузла – 0,0075...0,0082 м.

У результаті статистичної оптимізації було отримано кореляційно-регресійне рівняння функціональної залежності продуктивності досліджуваних процесів від конструктивно-технологічних факторів.

Запропоновано та експериментально обґрунтовано найбільш ефективні способи подачі сировини до різального вузла вовчка. Встановлено, що при використанні двозахідного шнека продуктивність вовчка підвищується в 1,82 разу порівняно з однозахідним з таким самим значенням кута підйому витків. Підвищення продуктивності відбувається за рахунок збільшення зони подачі сировини до різального вузла в кожний момент часу, отримані дані свідчать про величини радіуса закруглення лез ножа, різниця між якими не перевищує 18%.

Використання ППС у вигляді ексцентриково-лопатевого насоса дає змогу підвищити продуктивність вовчка в 1,8...2,2 разу порівняно з використанням однозахідного шнека. Причому в цьому випадку відбувається істотне підвищення продуктивності як при використанні вихідної решітки з великими отворами, так і при використанні решіток з дрібними отворами, при яких застосування двозахідного шнека не дає задовільних результатів.

4.8 Порівняння якості обробки сировини у вовчках стандартної та запропонованої конструкцій

Дослідження якості обробки сировини проводилось для вовчка моделі АЛ-130 стандартної будови та для установки для подрібнення м'ясної сировини на базі вакуумного шприца марки Handtmann VF 628. Зовнішній діаметр решіток їх різальних комплектів становив 130 мм, при цьому сировина у вовчку АЛ-130 подавалась до різального комплекту однозахідним шнеком, а в установці Handtmann VF 628 – ексцентриково-лопатеvim насосом одночасно по всій площі решіток (див. підрозділ 2.1). Результати вимірювання температури сировини для вареної ковбаси «Лікарська» вищого ґатунку до та після подрібнення наведені в

табл. 4.12. Як впливає з отриманих даних, температура сировини після подрібнення на установці Handtmann VF628 є вищою лише на 0,1°C порівняно з подрібненням на вовчку АЛ-130.

Результати визначення таких комплексних структурно-механічних властивостей сировини, як твердість, когезія, пружність та розжовуваність для вареної ковбаси «Лікарська» вищого ґатунку до та після подрібнення наведені в табл. 4.13. Значення відповідних показників для фаршів, що були виготовлені на

Таблиця 4.12

Результати вимірювання температури сировини

Вид обладнання для подрібнення м'ясної сировини	Температура сировини t, °C		Зміна температури сировини Δt , °C
	на вході у різальний вузол	на виході з різального вузла	
Вовчок АЛ-130	+3,2±0,1	+3,9±0,1	+0,7±0,1
Установка на базі вакуумного шприца Handtmann VF 628	+3,2±0,1	+4,0±0,1	+0,8±0,1

обох видах обладнання, відрізняються між собою на більше ніж на 3%. Це свідчить про можливість використання фаршу, виготовленого на установці Handtmann VF 628, для вареної ковбаси «Лікарська» вищого ґатунку, як це передбачено нормативною документацією м'ясопереробного підприємства.

Таблиця 4.13

Результати визначення таких комплексних структурно-механічних властивостей сировини

Структурно-механічні властивості фаршу після подрібнення	Вид обладнання для подрібнення м'ясної сировини		Зміна показника, Н
	вовчок АЛ-130	установка на базі вакуумного шприца Handtmann VF 628	
Твердість, Н	52,7	53,2	+0,5

Когезія, Н	0,9	0,8	-0,1
Пружність, Н	1,2	1,2	-
Розжовуваність, Н	17,6	18,1	+0,5

Значення органолептичних показників готових ковбасних виробів (варена ковбаса «Лікарська» вищого гатунку) наведені в табл. 4.14 (для цілого готового продукту) та в таблиці 4.15 (для розрізаного готового продукту).

Таблиця 4.14

**Значення органолептичних показників готових ковбасних виробів
(для цілого продукту)**

Середні значення органолептичних показників цілого готового продукту	Вид обладнання для подрібнення м'ясної сировини		Коефіцієнт вагомості	Зміна показника
	вовчок АЛ-130	установка на базі вакуумного шприца Handtmann VF 628		
Зовнішній вигляд	5	5	1	-
Колір і стан поверхні	5	5	3	-
Запах (аромат)	5	5	4	-
Консистенція	5	5	2	-

Таблиця 4.15

**Значення органолептичних показників готових ковбасних виробів
(для розрізаного продукту)**

Середні значення органолептичних показників розрізаного готового продукту	Вид обладнання для подрібнення м'ясної сировини		Зміна показника
	вовчок АЛ-130	установка на базі вакуумного шприца Handtmann VF 628	
1	2	3	4
Колір	5	5	-

Продовження таблиці 4.15

1	2	3	4
Вид і малюнок на розрізі	5	5	-
Структура і розподіл інгредієнтів	5	5	-
Запах (аромат)	5	5	-
Смак	5	5	-
Соковитість	5	5	-
Щільність	5	5	-
Рихлість	5	5	-
Ніжність	5	5	-
Жорсткість	5	5	-
Крихкість	5	5	-
Пружність	5	5	-
Однорідність маси	5	5	-

Отримані дані свідчать про повну відповідність фаршів, що були подрібнені на установці на базі вакуумного шприца Handtmann VF 628, вимогам до фаршів, що виготовляються із використанням традиційного обладнання.

4.9 Висновки за розділом 4

1. Експериментально встановлено характерні особливості інтенсивності подачі сировини останнім витком шнека. Сировина в кожний момент часу подається не по всій робочій площі решіток різального вузла, а лише в межах деякого сектора, величина якого залежить від конструктивних параметрів шнека та від структурно-механічних властивостей сировини.

2. Експериментально досліджено вплив положення лез ножа в коловому

напрямку відносно кінця витка робочого шнека на ефективність їх роботи. Встановлено, що величина зношування для різних лез ножа набуває різних значень, оскільки в кожний момент часу подача сировини в різальний вузол здійснюється не по всій площині решітки, а лише в межах певного сектора (з кутом $90...120^\circ$), величина якого визначається наближенням поверхні витка шнека до решітки.

3. Уточнено значення структурно-механічних властивостей м'ясної сировини, яка найчастіше переробляється у вовчках. Встановлено, що найбільший модуль осьового стискання властивий яловичині (456 кПа), для свинини та м'яса курки він набуває менших значень (144 та 108 кПа відповідно). Найбільше напруження стандартної пенетрації спостерігається для свинини (172 кПа), тоді як для яловичини та м'яса курки – 83 та 48 кПа відповідно. Аналогічним чином, найбільше напруження зрізу при різанні лезом з кутом загострення 90° спостерігається для свинини (467 кПа), тоді як для яловичини – 277 кПа, а для м'яса курки – 141 кПа.

4. З використанням методів математичного планування експерименту виконано оптимізацію параметрів процесу подрібнення м'ясної сировини у вовчку.

5. Запропоновано та експериментально обґрунтовано найбільш ефективні способи подачі сировини до різального вузла. Встановлено, що при використанні двозахідного шнека продуктивність вовчка підвищується в 1,82 разу. Використання для подачі сировини ексцентриково-лопатевого насоса дозволяє підвищити продуктивність в 1,8...2,2 разу як для решіток з великими, так і з малими отворами.

РОЗДІЛ 5

ВИКОРИСТАННЯ РОЗРОБЛЕНИХ РІШЕНЬ НА ПРАКТИЦІ

5.1 Методика розрахунку технологічних параметрів вовчка

Як зазначалося у підрозділі 1.5, на сьогоднішній день актуальним залишається завдання створення методики проектного розрахунку технологічних параметрів вовчків, яке б давало можливість визначати ці параметри із значно вищою точністю. Результати досліджень, подані в розділах 2 і 3, лягли в основу методики розрахунку технологічних параметрів вовчка [141], яка наведена нижче.

Головним технологічним параметром вовчка, як і будь-якого іншого виду технологічного обладнання, слід вважати продуктивність, яка визначає можливість його використання у складі технологічної лінії [20]. Зважаючи на те, що значення продуктивності залежить від великої кількості конструктивних і кінематичних параметрів, на початку етапу проектування доцільно задати наближені рекомендовані [89] значення зовнішнього діаметра D_p решіток, які відповідають заданому значенню продуктивності вовчка (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Рекомендовані значення зовнішнього діаметра решіток

Продуктивність вовчка Q , кг/год	≤ 2000	≤ 5000	≥ 5000
Зовнішній діаметр решіток D_p , м	$\leq 0,12$	$\leq 0,16$	$> 0,16$

Далі, відповідно до обраного D_p слід вибрати діаметр центрального отвору решітки d_p , користуючись ГОСТ 28533-90 [142]. Потім визначається відстань до нижньої границі шпонкового паза L_p , обирається значення відстані $\delta_{отв.1}$ до зовнішньої і $\delta_{отв.2}$ до внутрішньої границь розташування отворів (рис. 5.1), цим самим визначаються зовнішній $D_{p.отв.p.}$ та внутрішній $d_{p.отв.p.}$ діаметри границь розташування отворів решітки та автоматично визначається висота леза ножа h_l .

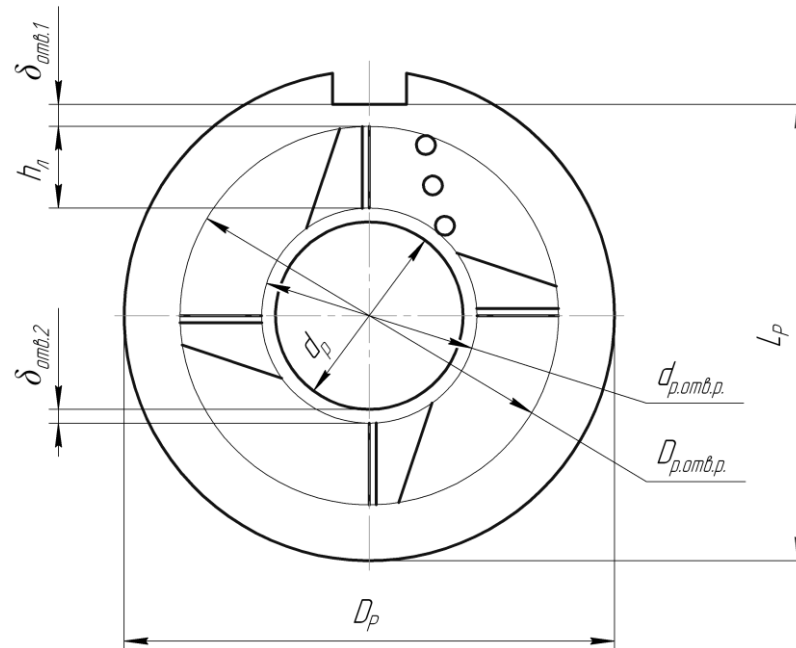


Рис. 5.1. Основні геометричні параметри ножа та решітки вовчка

Після цього обираються значення ширини верхньої a_l , м та нижньої b_l , м основ леза і проводиться перевірочний розрахунок леза ножа на міцність [18]:

$$b_l = h_l \sqrt{\frac{3q}{c_l \cdot [\sigma_{дон}]}} \quad (5.1)$$

де q – розподілене навантаження, що прикладене до сторони профілю висотою h_l ($q=3,42\dots3,85$ кН/м, відповідає питомому зусиллю різання парного м'яса; розподілене навантаження, значення якого знаходиться в межах $q=7,2\dots9,2$ кН/м, відповідає питомому зусиллю різання замороженого м'яса);

$\sigma_{дон}$ – допустиме напруження для обраної марки матеріалу ножа, Па;

c – ширина леза ножа, м.

Далі береться до уваги майбутнє призначення вовчка – попереднє подрібнення сировини для фаршів варених ковбас, сосисок та сардельок (необхідно забезпечити, насамперед, високу продуктивність вовчка) або ж подрібнення сировини для фаршу сирокочених ковбас (важливо забезпечити, в тому числі, певний ступінь подрібнення фаршу та його однорідність).

Відповідно до призначення вовчка визначається будова ножів (тип лез та їх кількість у ножі). Задля прийняття обґрунтованого рішення слід розрахувати критерій оцінювання для 2-3 конструкцій ножа.

Критерій оцінювання конструкції ножа $K_{p.v.}$ розраховується [109, 18] таким чином:

$$K_{p.v.} = K_1 : K_2 : K_3, \quad (5.2)$$

де K_1 – коефіцієнт продуктивності різального вузла;

K_2 – коефіцієнт подрібнювальної дії різального вузла;

K_3 – коефіцієнт однорідності подрібнення.

Значення коефіцієнтів K_1, K_2, K_3 наближаються до одиниці, чим вони більші – тим кращі показники різального вузла.

При цьому коефіцієнт продуктивності визначається так:

$$K_1 = \sigma = \frac{\pi \cdot R_{p.отв.p.}^2 - (z_l \cdot S_l + \pi \cdot r_{p.отв.p.}^2)}{\pi \cdot R_{p.отв.p.}^2}, \quad (5.3)$$

де σ – відносний «живий» переріз РВ, який дорівнює відношенню площі решітки, вільної для проходження сировини, до загальної площі решітки;

z_l – кількість лез ножа; S_l – площа одного леза ножа, м²; $r_{p.отв.p.}$ – внутрішній радіус границі розташування отворів решітки, м; $R_{p.отв.p.}$ – зовнішній радіус границі розташування отворів решітки, м.

Коефіцієнт подрібнювальної дії різального вузла:

$$K_2 = 1 - K_\beta, \quad (5.4)$$

де $K_\beta = \frac{\beta_n}{2\pi}$ – коефіцієнт, що враховує відношення вільної площі решітки між

лезами ножа до усїєї площі решітки; тут $\beta_n(\rho) = \frac{2\pi}{z} - \varphi_1(\rho) + \varphi_2(\rho)$ – «вільний» кут

між двома сусідніми лезами (рачується за середнім значенням довжини леза ножа,

тобто $\rho = r_{p.отв.p.} + \frac{h_l}{2}$); $\varphi_1(\rho)$ та $\varphi_2(\rho)$ – полярні рівняння різальної та задньої

кромки леза виражені як функції кута φ від радіуса ρ .

Коефіцієнт однорідності подрібнення:

$$K_3 = \frac{r_{\min} \cdot \beta_{\min}}{r_{\max} \cdot \beta_{\max}}, \quad (5.5)$$

де $\beta_{л. \max}$ – максимальне значення «вільного» кута між двома лезами, град;

$\beta_{л. \min}$ – мінімальне значення «вільного» кута між двома лезами. град;

r_{\max} – максимальне значення радіуса ножа (в цьому випадку $r_{\max} = r_{р. \text{ отв. р.}} + h_{л}$), м;

r_{\min} – мінімальне значення радіуса ножа (в цьому випадку $r_{\min} = r_{р. \text{ отв. р.}}$), м.

Для ножів типу № 1 (рис. 5.2), леза яких мають форму трапеції, параметри будуть наступними. Площа леза (як площа прямокутної трапеції) визначиться за виразом, м²:

$$S_{л} = \frac{a_{л} + b_{л}}{2} \cdot h_{л}, \quad (5.6)$$

Для ножів типу II (рис. 5.2) площа криволінійної трапеції визначається за допомогою інтегралу, м²:

$$S = \int_a^b (y_2(x) - y_1(x)) dx, \quad (5.7)$$

де $y_2(x)$ та $y_1(x)$ – рівняння кривих, що є відповідно верхньою та нижньою основою трапеції; b та a – межі інтегрування.

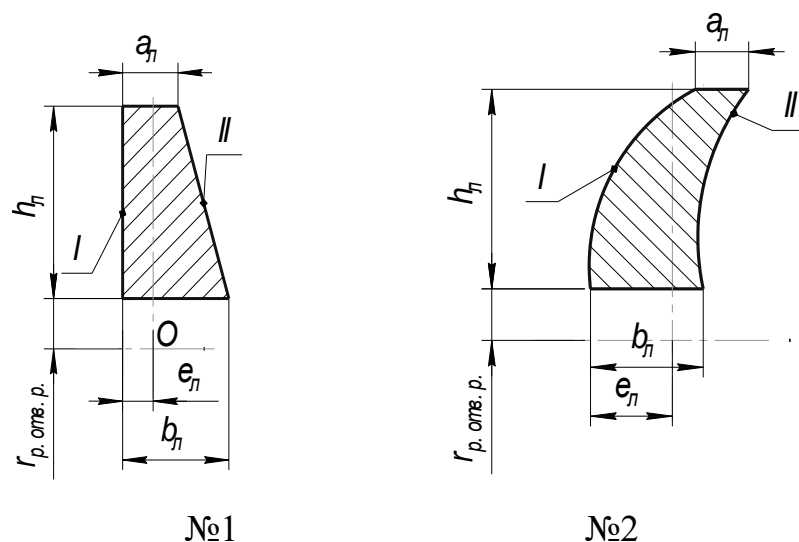


Рис. 5.2. Типи лез ножа вовчка: № 1 – трапецієподібне (I – пряма, паралельна радіусу решітки на відстані $e_{л}$; II – пряма, розташована під кутом до I); № 2 – криволінійне (I – крива; II – крива)

Параметри решіток вираховуються наступним чином. Відповідно до призначення вовчка (попереднє подрібнення сировини для фаршів варених ковбас, сосисок та сардельок або подрібнення сировини для фаршу сирокочених ковбас) приймається значення діаметра $d_{отв.вих.p.}$ отворів вихідної решітки. З урахуванням прийнятого значення обирається значення діаметра $d_{отв.пром.p.}$ отворів проміжної решітки.

Кількість отворів у вихідній решітці визначається за виразом [89]:

$$n_0 = \frac{\pi(D_{p.отв.p.}^2 - d_{p.отв.p.}^2)}{2(m + d_{отв.})} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (5.8)$$

де m – відстань між отворами, м;

α – кут при вершині сітки, по вузлах якої розташовуються центри отворів ($\alpha = 90^\circ$ при розташуванні отворів по вершинах квадрата; $\alpha = 60^\circ$ при розташуванні отворів по вершинах рівнобічного трикутника).

Після цього визначається товщина решітки. Мінімально допустиме значення товщини вихідної решітки $S^{\min}_{вих.p.}$, яку повинна мати решітка в кінці терміну її експлуатації (внаслідок зменшення товщини після багаторазового перезаточування), визначається наступним чином [143, 18].

Уточнене значення коефіцієнта приведення жорсткості решітки, м:

$$\gamma = \frac{P \cdot r_2^4}{64D_p \cdot \omega_{p.\max}} \left\{ \begin{array}{l} \frac{2}{1+\mu} \left[(3+\mu)(1+2\beta^2) + k_1 \right] \cdot (1-\beta^2) - (1-\beta^4) - \\ - \frac{4}{1-\mu} k_1 \cdot \ln \beta - 8\beta^4 \cdot \ln \beta \end{array} \right\}, \quad (5.9)$$

де P – тиск у різальному вузлі, Па;

$\omega_{p.\max}$ – максимальний допустимий прогин решітки, м ($\omega_{p.\max} = 0,02 \cdot 10^{-3}$ м [45]);

μ – коефіцієнт Пуассона ($\mu = 0,3$);

$$\beta = \frac{r_p}{R_p}; \quad k_1 = \beta^2 \left[3 + \mu + 4(1 + \mu) \frac{\beta^2}{1 - \beta^2} \ln \beta \right], \quad (5.10)$$

Коефіцієнт k при $0,5 \leq \frac{d_{омв.}}{S_{кв.}} \leq 0,9$ становить для розташування отворів по вершинах квадратів зі стороною $S_{кв.}$ (значення $S_{кв.}$ визначається по сітці розбивки отворів у решітці):

$$k = \frac{4\gamma}{(1-\mu^2) \left[1 - 0,906 \left(\frac{d_{омв.}}{S_{кв.}} \right)^2 \right]} - 3, \quad (5.11)$$

Коефіцієнт k при $0,5 \leq \frac{d_{омв.}}{S_{трик.}} \leq 0,9$ становить для розташування отворів по вершинах рівнобічних трикутників зі стороною $S_{трик.}$ (значення $S_{трик.}$ визначається по сітці розбивки отворів у решітці):

$$k = \frac{4\gamma}{(1-\mu^2) \left[1 - 0,785 \left(\frac{d_{омв.}}{S_{трик.}} \right)^2 \right]} - 3, \quad (5.12)$$

Мінімально допустиме значення товщини вихідної решітки $S_{вих.р.}^{\min}$, м:

$$S_{вих.р.}^{\min} = \sqrt{\frac{(1,41-k)(S_{трик.} - d_{омв.})^2}{k}}, \quad (5.13)$$

Максимальний радіальний згинальний момент, який припадає на одиницю довжини циліндричного перерізу пластини, Н·м/м:

$$M_r = \frac{P \cdot R_p^2}{16} \left[\begin{array}{l} (3+\mu)(1-\beta^2) + k_1 \left(1 - \frac{1}{\beta^2} \right) + \\ + 4(1+\mu)\beta^2 \cdot \ln \beta \end{array} \right], \quad (5.14)$$

Максимальний окружний згинальний момент, який припадає на одиницю довжини меридіонального перерізу пластини, Н·м/м:

$$M_t = \frac{P \cdot R_p^2}{16} \left[\begin{array}{l} 2(1-\mu) \cdot (1-2\beta^2) + (1+3\mu)(1-\beta^2) + \\ + k_1 \left(1 + \frac{1}{\beta^2} \right) + 4(1+\mu)\beta^2 \cdot \ln \beta \end{array} \right], \quad (5.15)$$

Приведена товщина решітки $S_{прив.р.}$ визначається таким чином, м:

$$S_{прив.р.} = \frac{1}{2} S_{вих.р.}^{\min} \cdot \sqrt[3]{\gamma}, \quad (5.16)$$

Значення напружень, без урахування концентрацій біля отворів, розраховуються таким чином, МПа:

$$\sigma_r = \frac{3}{2} \cdot \frac{M_r}{(S_{прив.р.})^2}, \quad (5.17)$$

$$\sigma_t = \frac{3}{2} \cdot \frac{M_t}{(S_{прив.р.})^2}, \quad (5.18)$$

Має виконуватись умова відсутності пластичних деформацій:

$$\sigma_{екв} \leq \frac{\sigma_T}{n_{зан.м.}}, \quad (5.19)$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження ($\sigma_{екв} = \sigma_r$ при $\sigma_r > \sigma_t$; $\sigma_{екв} = \sigma_t$ при $\sigma_t > \sigma_r$);

σ_T – напруження текучості ($\sigma_T = 785$ МПа);

$n_{зан.м.}$ – коефіцієнт запасу міцності решітки ($n_{зан.м.} = 1,5$).

Якщо умова (59) не виконується, необхідно збільшити значення $S_{вих.р.}^{\min}$.

Кінцеве значення товщини вихідної решітки $S_{вих.р.}$ (враховує припуск на переагострювання під час експлуатації) визначається так, м [18]:

$$S_{вих.р.} = S_{вих.р.}^{\min} + k_u \cdot t_m, \quad (5.20)$$

де $S_{вих.р.}^{\min}$ – мінімально допустиме значення вихідної решітки, м;

k_u – коефіцієнт, що враховує кількість циклів переагострювання решітки під час усього терміну її експлуатації ($k_u = 20 \dots 30$);

t_m – глибина шару металу решітки, який знімається при одному переагострюванні з одного торця решітки ($t_m = 0,2 \dots 0,4 \cdot 10^{-3}$ м), м.

Після визначення значення товщини решітки визначається гідравлічний опір її отворів [110, 18], МПа:

$$P_x = \left(\frac{q_0}{\mu_{б.р.}} \right) \cdot e^{\frac{4 f_{мп} \cdot \mu_{б.р.} \cdot L_{омв.}}{d_{омв.}}} - \frac{q_0}{\mu_{б.р.}}, \quad (5.21)$$

де $f_{тр.}$ – коефіцієнт тертя сировини о стінки отвору решітки; $L_{отв.}$ – довжина отвору решітки, м; $d_{отв.}$ – діаметр отвору, м; q_0 – залишковий боковий тиск, МПа; $\mu_{б.р.}$ – коефіцієнт бокового тиску ($\mu_{б.р.} = 0,75 \dots 0,8$).

Аналогічним чином розраховуються значення товщини та гідравлічного опору проміжної та приймальної решіток.

На наступному етапі необхідно визначити основні геометричні параметри шнека (зовнішній діаметр шнека $D_{ш}$, діаметр вала шнека $d_{ш}$, висоту витка шнека $h_{ш}$, крок шнека $H_{ш}$, товщина витка b), робочого циліндра та обрати значення частоти обертання шнека $n_{ш}$. При виборі цих значень можна використовувати дані [18], причому більшому значенню $n_{ш}$ мають відповідати менше значення $h_{ш}$ та більше значення b . Так само при плануванні використання вовчка для подрібнення не лише парної сировини, а й підмороженої, причому крізь отвори решіток малого діаметра d_0 , доцільно забезпечувати менше значення $h_{ш}$ та більше значення b при підвищеному значенні $D_{ш}$.

Далі розраховується значення кута β_{\max} , який окреслює зону подачі сировини шнеком у різальний вузол за виразом (3.56), град:

$$\beta_{\max} = 360 - 360 \left(\theta_{\text{нен}} \cdot \left(\frac{1 - \varphi}{\varphi} \right) + \theta_{\text{зр}} + \left(\frac{q_0}{k_{\sigma}} \right) \cdot e^{\frac{4f \cdot k_{\sigma} \cdot B_p}{d_0}} - \frac{q_0}{k_{\sigma}} \right) \times$$

$$\times \left(\frac{\varphi \cdot k_{\text{пром}} \cdot H_0}{E \cdot H_{\text{зан}}} \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{ш} \cdot e^{a_v} \cdot (D_{ш} - h) \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\alpha + \gamma_{\text{мп}})}{v_1 \cdot \cos \gamma_{\text{мп}}} \right)^{b_v}, \quad (5.22)$$

де коефіцієнт використання робочої площі вихідної решітки дорівнює:

$$\varphi_{в.р.} = \frac{n_{отв.} \cdot d_{отв.}^2}{D_{п.отв.р.}^2 - d_{п.отв.р.}^2}; \quad (5.23)$$

Розраховується коефіцієнт продуктивності вовчка K_Q за виразом (3.59):

$$K_Q = \frac{\beta_{\max}}{360} - \frac{4S_{л}^{акт} \cdot z_{л}^{акт}}{\varphi \cdot \pi (D_p^2 - d_p^2)}; \quad (5.23)$$

Після цього розраховується значення продуктивності вовчка за виразом (3.27):

$$Q = K_Q \cdot \rho \left(\frac{\pi^2 D^2 n h \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi}{2} - \frac{\pi D h^2 \cdot \sin^2 \varphi}{12 \mu} \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}} - \frac{\pi^2 D^2 \delta^2 \cdot \operatorname{tg} \varphi}{12 \mu b} \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}} \right), \quad (5.24)$$

Якщо отримане значення продуктивності вовчка не задовольняє вимогам, необхідно змінити конструктивні та кінематичні параметри вовчка та повторити розрахунок.

Після визначення продуктивності проводиться розрахунок шнека на міцність [144]. Крутний момент на валу шнека, Н·м і осьове зусилля, Н можна визначити так:

$$M_{кр} = 0,131 n_t \cdot p_{\max} (D_{ш}^3 - d_{ш}^3) \operatorname{tg} \alpha_{ср}; \quad (5.25)$$

$$P_{вісь} = 0,393 n_t (D_{ш}^2 - d_{ш}^2) p_{\max}, \quad (5.26)$$

де n_t – кількість робочих кроків шнека.

Знаючи крутний момент на валу шнека і осьове зусилля, знаходять відповідні їм нормальне, і дотичне, напруження, Па:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{вісь}}{S_{в.ш.}}, \quad (5.27)$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{р.ш.}}, \quad (5.28)$$

де $S_{в.ш.}$ — площа поперечного перетину валу шнека, м²;

$W_{р.ш.}$ — полярний момент опору поперечного перетину валу шнека, м³.

Еквівалентне напруження, Па за теорією найбільшого дотичного напруження визначають за формулою:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4\tau^2}, \quad (5.29)$$

Найбільший згинальний момент, Н·м на внутрішньому контурі витка шнека:

$$M_{з.ш.} = \frac{P_{\max} \cdot D_{ш}}{32} \frac{1,9 - 0,7\alpha^{-4} - 1,2\alpha^{-2} - 5,2 \ln \alpha}{1,3 + 0,7\alpha^{-2}}, \quad (5.30)$$

де $\alpha = \frac{D_{ш}}{d_{ш}}$ – відношення діаметрів, величина якого практично лежить у межах від 1,8 до 3.

Найбільше напруження, Па (воно ж і еквівалентне):

$$\sigma_{з.ш.} = \pm \frac{6M_{з.ш.}}{\delta_{ш}^2}, \quad (5.31)$$

Розрахунок потужності приводу вовчка проводиться наступним чином. Технологічна потужність, що витрачається в цьому процесі подрібнення, містить такі складові [145], кВт:

$$N = N_1 + N_2 + N_3, \quad (5.32)$$

де N_1 – потужність, що витрачається на розрізання продукту, кВт; N_2 – потужність, необхідна для здолення сил тертя в деталях різального механізму, кВт; N_3 – потужність, що витрачається на роботу живильника, тобто шнекового механізму, кВт.

Витрати потужності для розрізання продукту, кВт:

$$N_1 = A_s \cdot z_l \cdot n_n \cdot \sum S_{Pi}, \quad (5.33)$$

де A_s – питома витрата енергії на різання або утворення одиниці площі перерізу ($A_s = 2,5 \dots 3,5$ кДж/м²); n_n – частота обертання ножів, с⁻¹; $\sum S_{Pi}$ – сумарна робоча площа ножових решіток.

Витрати потужності на здолення сил тертя між обертовими ножами та нерухомими решітками, кВт:

$$N_2 = \pi \cdot n_n \cdot P_3 \cdot b \cdot z_l \cdot f_{тр} \cdot z_p \left[R_{p.отв.p.}^2 + r_{p.отв.p.}^2 \right], \quad (5.34)$$

де z_l – кількість лез на ножі; z_p – кількість решіток; $P_3 = 2 \dots 3$ МПа – необхідний тиск затягування різальних інструментів; $b_{конт.}$ – ширина «доріжки» контакту ножів з решітками, м; $f_{тр.}$ – коефіцієнт тертя між ножами та решітками за умови змащування цих спряжень соком продукту $f_{тр.} = 0,1$.

За умови, що тиск у витках шнека зростає лінійно, вираз для нормальної до поверхні шнека сили, N яка притискає продукт, набуває вигляду

$$P_n = \frac{\pi \cdot P \cdot (R_{ш}^2 + r_{ш}^2) z_{в.ш.}}{2 \cdot \cos \beta_c}, \quad (5.35)$$

де $P = 0,3 \dots 0,5$ МПа – найбільший тиск продукту в робочій камері, необхідний для ефективного подрібнення, згідно з варіантом завдання; $R_{ш}$ – радіус витків шнека, м; $r_{ш}$ – радіус вала шнека, м; $z_{в.ш.}$ – кількість витків шнека; β_c – середній кут підйому витків шнека;

$$\operatorname{tg} \beta_c = \frac{t_{ш.сер.}}{\pi \cdot (R_{ш} + r_{ш})}, \quad (5.35)$$

Окружна сила $P_{окр}$, H від радіальної складової сили P_n , H та сили тертя, викликана при дії останньої, має такий вигляд:

$$P_{окр} = P_n \cdot (\sin \beta_c + f_{тр.ш.} \cdot \cos \beta_c), \quad (5.36)$$

де $f_{тр.ш.}$ – коефіцієнт тертя продукту по матеріалу шнека ($f_{тр.ш.} = 0,2 \dots 0,4$).

Витрати потужності для роботи шнекового механізму, кВт:

$$N_3 = \frac{2}{3} \cdot \pi^2 \cdot n_{ш} \cdot P_0 \cdot (R_{ш}^2 - r_{ш}^2) \cdot z_{в.ш.} \cdot (\operatorname{tg} \beta_c + f_{тр.ш.}), \quad (5.37)$$

де $z_{в.ш.}$ – кількість витків шнека.

Після визначення технологічних параметрів вовчка може бути проведено кінематичний розрахунок вовчка тощо.

5.2 Опис конструкцій вовчків, які володіють підвищеною питомою продуктивністю

Автором розроблено нову будову вовчка [146–148], Додаток Д1 яка дає можливість забезпечити вирішення таких задач: підвищення продуктивності вовчка; надання можливості безступінчасто змінювати ступінь подрібнення

сировини без зупинки вовчка; підвищення надійності роботи вовчка при переробці твердої та в'язкої сировини

Вовчок універсальний містить (рис. 5.3, 5.4) станину 1, бункер 2, всередині якого розміщено подрібнювальний шнек 3 для подрібнення замороженої сировини. Подрібнювальний шнек 3 має витки перемінного кроку (витки 4 зі збільшеним значенням кроку для подрібнення блоків замороженої сировини та витки 5 зі зменшеним значенням кроку для подачі сировини до різального вузла), він може бути виконаний багатозахідним (наприклад мати три заходи 6, 7 і 8) і мати вал змінного діаметра (зменшеного діаметра в зоні витків зі збільшеним значенням кроку та збільшеного діаметра в зоні витків зі зменшеним значенням кроку).

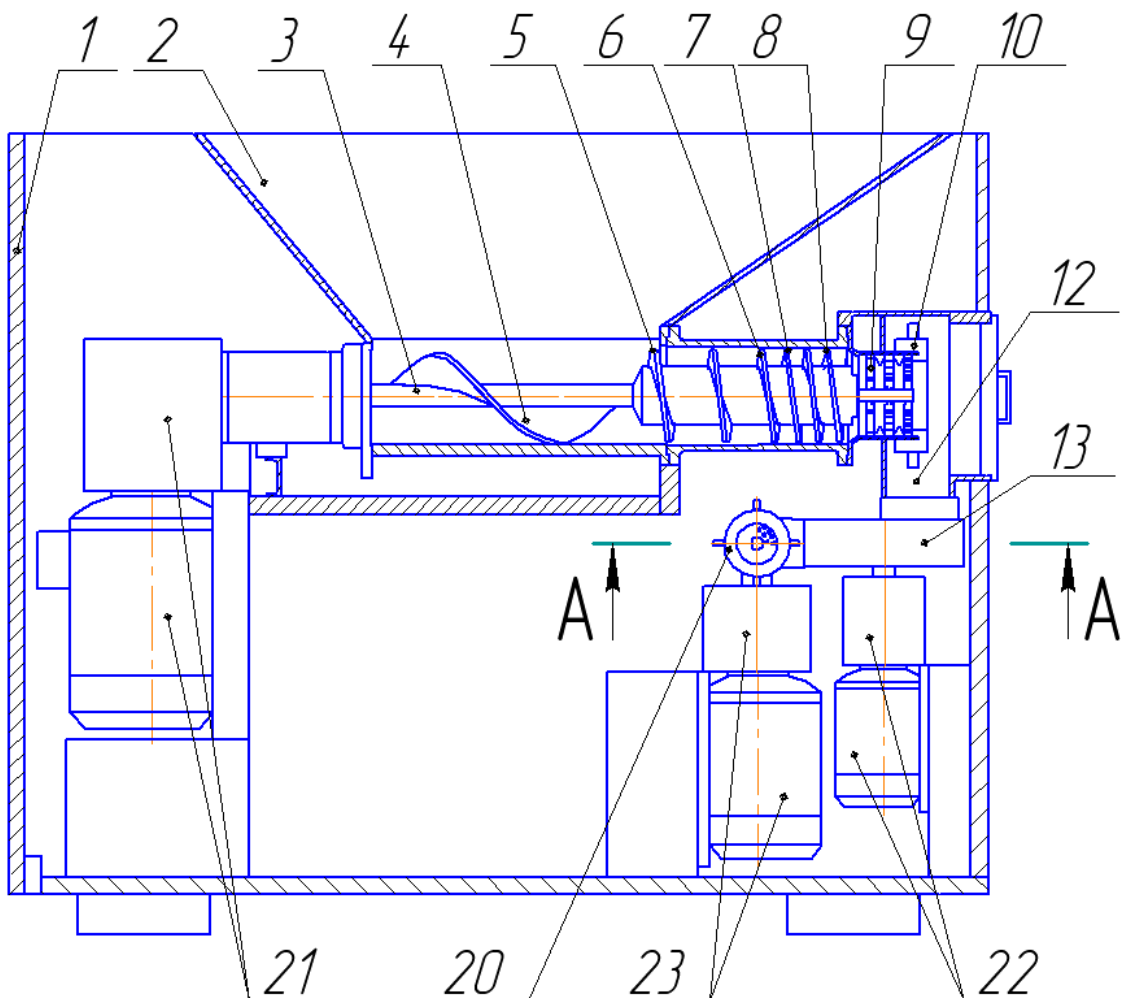


Рис. 5.3. Устрій вовчка підвищеної продуктивності з шестеренним ППС

З боку подрібнювального шнека 3, який має витки зі зменшеним значенням кроку, встановлено різальний комплект 9, ножі якого обертаються разом із подрібнювальним шнеком 3.

Елементи різального комплекту 9 фіксуються пристроєм 10 фіксації різального комплекту. Кожна решітка 11 різального комплекту 9 може бути виконана у вигляді кільця. Різальний комплект 9 сполучений патрубком 12 зі всмоктувальною частиною насоса 13.

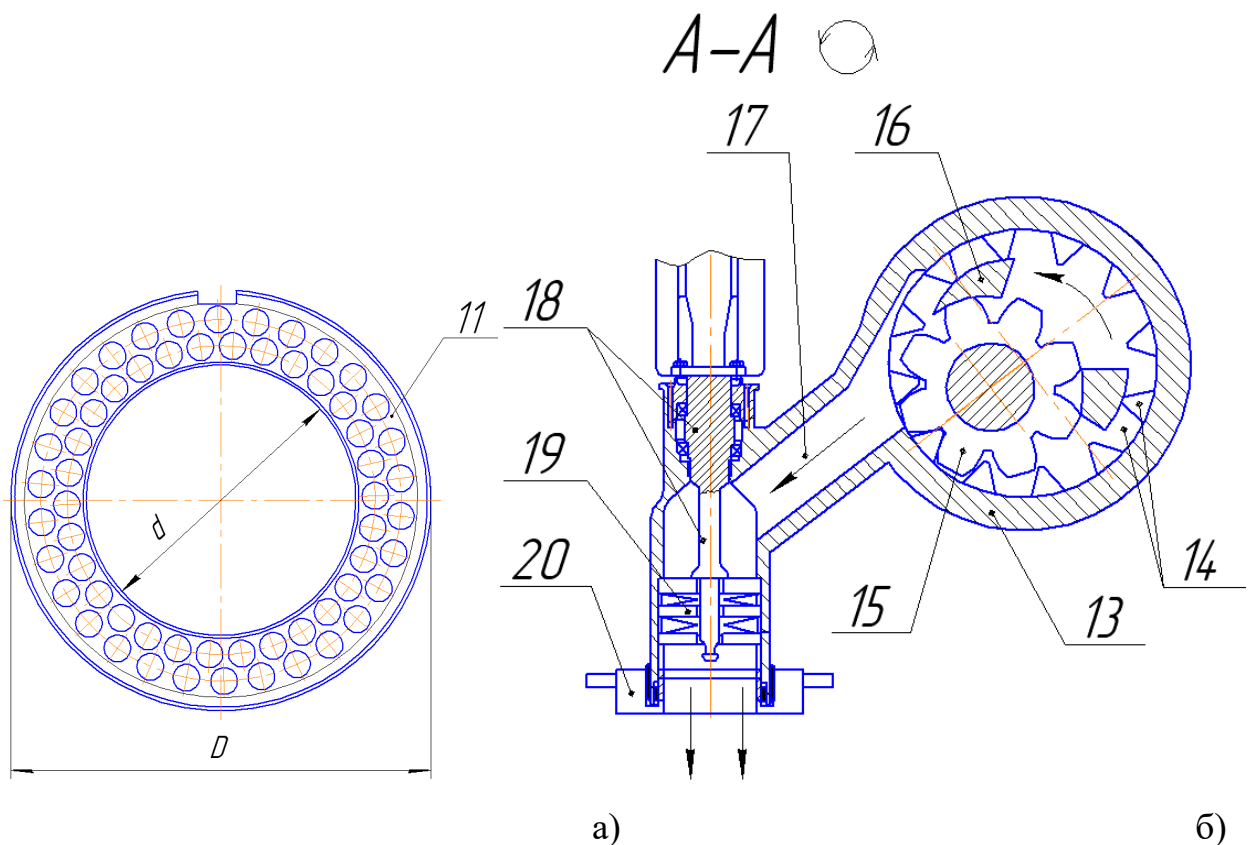


Рис. 5.4. Устрій окремих вузлів вовчка підвищеної продуктивності з шестеренним ППС: а) – кільцева решітка різального вузла попереднього подрібнення; б) – шестеренний ППС та різальний вузол кінцевого подрібнення

Основними елементами насоса 13 є зубчасте колесо 14 із внутрішнім зубчастим вінцем, зубчасте колесо 15 із зовнішнім зубчастим вінцем та роздільник 16. Нагнітаюча частина насоса 13 сполучена з горловиною 17, яка може мати прямолінійну, криволінійну або складну просторову конфігурацію.

Всередині горловини 17 розташовано ножовий вал 18, на виході з горловини 17 встановлено додатковий різальний комплект 19, ножі якого обертаються за допомогою ножового вала 18. Елементи додаткового різального комплекту 19 фіксуються пристроєм 20 фіксації додаткового різального комплекту. Подрібнювальний шнек 3 приводиться в дію за допомогою приводу 21 подрібнювального шнека. Насос 13 приводиться в дію за допомогою приводу 22 насоса. Ножовий вал 18 приводиться в дію за допомогою приводу 23 ножового вала.

Вовчок працює наступним чином. Сировина (наприклад заморожені м'ясні блоки) подається в бункер 2, всередині якого вона захоплюється подрібнювальним шнеком 3 і початково подрібнюється шляхом затиснення між витками 4 зі збільшеним значенням кроку та стінками бункера 2. Отримані при цьому шматки сировини захоплюються витками 5 зі зменшеним значенням кроку та подаються до різального комплекту 9.

Виконання подрібнювального шнека 3 багатозахідним (наприклад із заходами 6, 7 і 8) та з валом змінного діаметра (збільшеного в зоні витків 5 зі зменшеним значенням кроку) дає можливість забезпечити його високу продуктивність і одночасно з цим – достатньо високий нагнітальний тиск. Сировина після подрібнення різальним комплектом 9 потрапляє до патрубку 12, з якого вона потрапляє до всмоктувальної частини насоса 13. Внаслідок обертання зубчастих коліс 14 і 15 насоса 13 сировина під підвищеним тиском потрапляє до горловини 17. При цьому, завдяки наявності роздільника 16 сировина не перетирається зубчастими колесами 14 і 15. В горловині 17 сировина розподіляється рівномірно по її діаметру та подається до додаткового різального комплекту 19, ножі якого обертаються за допомогою ножового вала 18. При цьому сировина остаточно подрібнюється та виходить із вовчка.

Використання насоса 13 дає змогу забезпечити подачу сировини в кожний момент часу по усій площі решіток додаткового різального комплекту 19, на відміну від шнеків, які використовуються у відомих конструкціях вовчків. Завдяки цьому суттєвим чином підвищується продуктивність вовчка.

Використання насоса 13 в конструкції вовчка дає також можливість підвищити нагнітальний тиск сировини і, таким чином, підвищити надійність роботи вовчка при переробці твердої та в'язкої сировини.

Використання індивідуальних приводів 21, 22, 23 дає змогу адаптувати режими роботи вовчка в широких межах і безступінчасто змінювати ступінь подрібнення сировини додатковим різальним комплектом 19 без зупинки вовчка. Використання кільцевих решіток 11 дозволяє [18] підвищити продуктивність різального комплекту 9.

Незважаючи на зазначені переваги вовчка, зображеного на рис. 5.3, йому властивий такий недолік, як складна конструкція. До того ж, таку конструкцію складно застосувати для вовчків середньої та малої продуктивності через невеликі габарити цих машин.

Саме тому автором пропонується інша конструкція вовчка, в якій також реалізовано можливість істотного підвищення питомої продуктивності (рис. 5.5, 5.6).

Як відомо [27, 149], застосування роздільного приводу робочого шнека вовчка і ножів дає можливість забезпечити низку переваг. Таким чином, вовчок пропонованої будови складається з робочого циліндра 1, в якому обертається перший шнек 2, крізь порожнину якого проходить вал 3. Шнек 2 може бути одно- або двозахідним. На валу 3, коаксіально до шнека 2, розташовано другий шнек 4, який може бути дво- або тризахідним. Також разом із валом 3 обертаються ніж попереднього подрібнення 5 та ніж кінцевого подрібнення 6, для центрування вала 3 і шнека 2 служить решітка попереднього подрібнення 7, в порожнині якої, а також в порожнині шнека 2 розміщено підшипники ковзання 8 і 9 відповідно.

Попереднє подрібнення сировини здійснюється лезом 10, яке закріплене на витку шнека 2, та решіткою попереднього подрібнення 7, а також решіткою 7 та ножем 5. Кінцеве подрібнення здійснюється ножем 6 з приймальною решіткою 11, а також ножем 6 з вихідною решіткою 12.

Привід шнека 2 і вала 3 здійснюється від одного електродвигуна за допомогою відповідної передачі або від двох окремих електродвигунів (не показано).

Вовчок працює наступним чином. Завдяки зустрічному обертанню шнеків 2 і 4, а також завдяки наявності вузла попереднього подрібнення (поз. 10, 7, 5) при русі м'ясної сировини вздовж робочого циліндра 1 до шнека 4 розмір її шматків суттєво зменшується. Це дає змогу шматкам сировини легко заповнювати міжвитковий простір багатозахідного шнека 4, крок між витками якого $H_{3зах.}$ значно менший за крок $H_{1зах.}$ шнека 2.

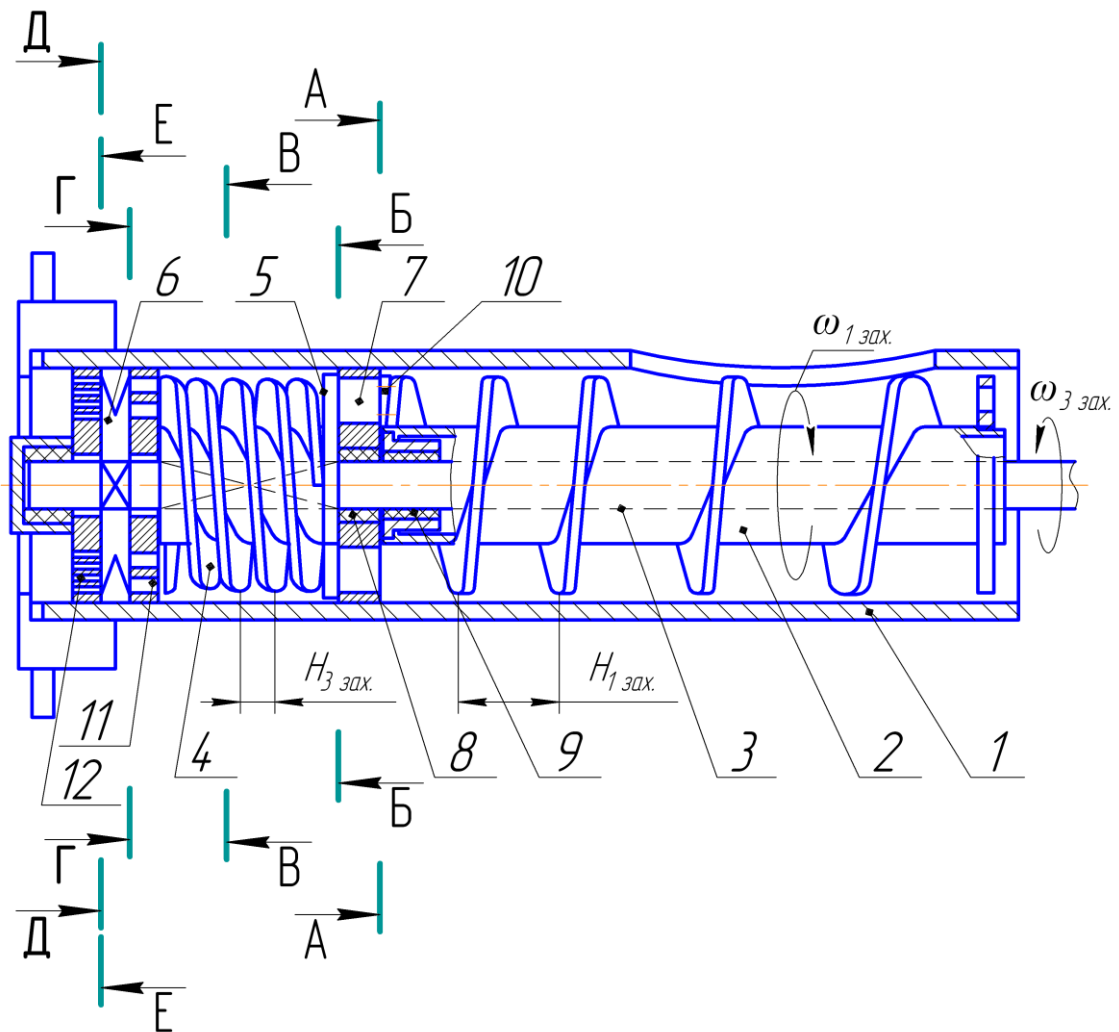


Рис. 5.5. Устрій вовчка підвищеної продуктивності з двома коаксіальними шнеками

Виконання шнека 4 тризахідним (або двозахідним) із малим значенням кроку $H_{3зах.}$ дозволяє забезпечити нагнітання сировини по усій робочій поверхні решіток 11 і 12, а також створити високий тиск нагнітання (що є важливим при використанні вихідної решітки 12 з дрібними отворами).

В результаті досягається суттєво вища питома продуктивність вовчка порівняно з відомими аналогами. При цьому складність будови, габарити та порядок експлуатації такого вовчка майже не змінюються порівняно з аналогами.

Запропоновані конструкції дадуть можливість значно підвищити технічний рівень вовчків шляхом збільшення їх питомої продуктивності.

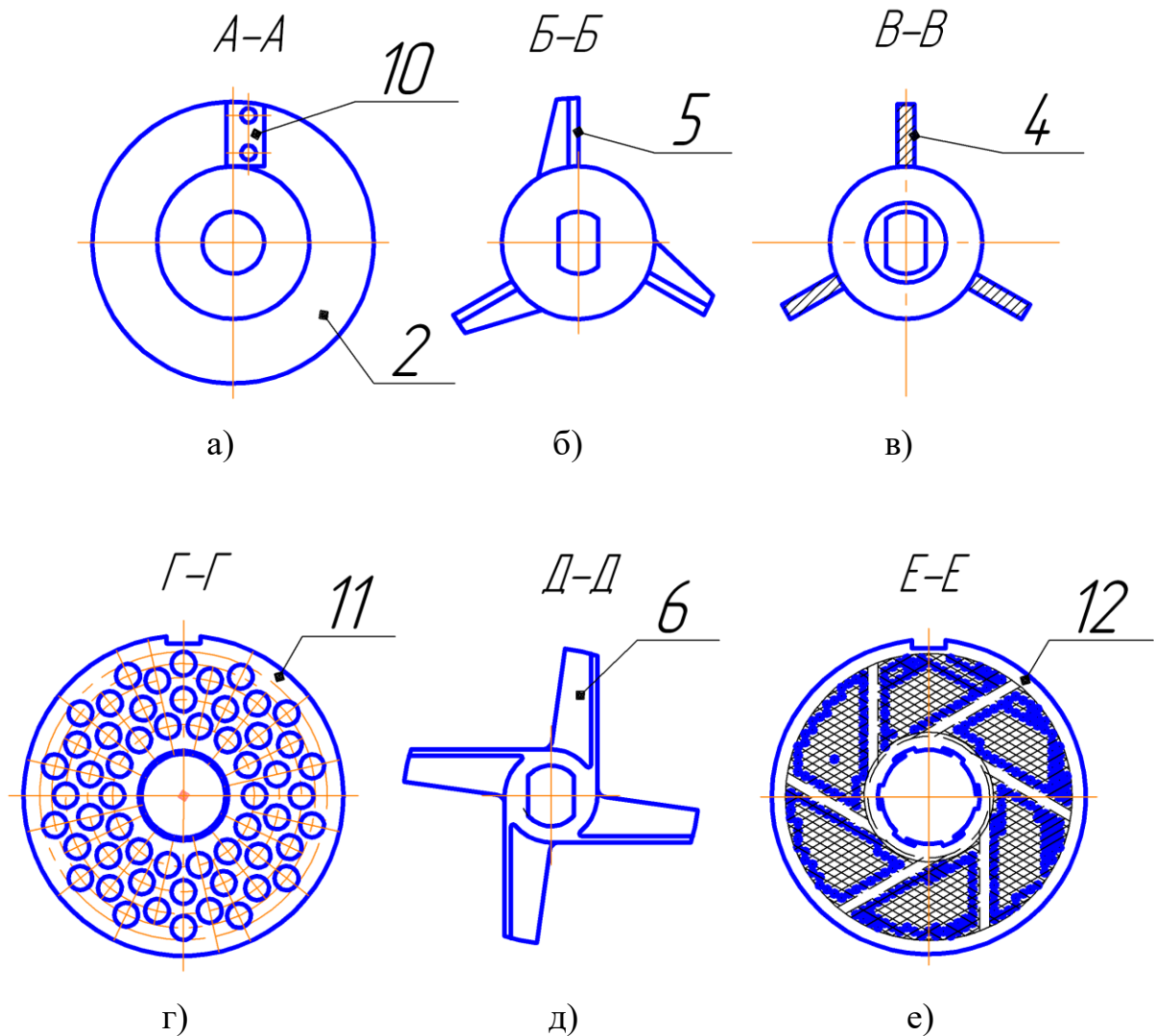


Рис. 5.6. Устрій окремих вузлів вовчка підвищеної продуктивності з двома коаксіальними шнеками: а) – змінне лезо, встановлене на першому шнеку; б) – ніж попереднього подрібнення; в) – другий шнек, який виконано тризахідним; г) – приймальна решітка кінцевого подрібнення; д) – ніж кінцевого подрібнення; е) – вихідна решітка кінцевого подрібнення

5.3 Розрахунок економічної ефективності використання результатів досліджень

Економічну ефективність впровадження нової чи модернізованої моделі технологічного устаткування оцінюють методом порівняння основних показників, параметрів з базовим зразком машини [150–156]. Порівняльний аналіз виконується за тими показниками, які змінюються при проектуванні конструкції.

Результати цієї роботи при впровадженні у виробництво можуть давати економічний ефект, який обумовлений підвищенням питомої продуктивності вовчка та зменшенням витрат на купівлю різального інструменту.

Визначимо економічний ефект при використанні вовчка вдосконаленої конструкції у таких випадках:

- 1) створюється нова виробнича дільниця, і для забезпечення заданої продуктивності технологічної лінії купують не два вовчка базової конструкції, а один – вдосконаленої конструкції підвищеної продуктивності (за рахунок використання технічних рішень, наведених у підрозділі 5.2);
- 2) на існуючій виробничій дільниці впроваджується лише різальний комплект нової будови (ножі зменшеної вартості) для кожного з вовчків (за рахунок використання технічних рішень, що пояснюються рис. 3.12).

Річний економічний ефект від використання розробленої конструкції можна визначити за формулою, грн.:

$$\Pi_B = B - Z, \quad (5.38)$$

де B – корисна віддача машини, грн./рік;

Z – витрати на придбання та утримання машини, грн./рік.

Корисна віддача машини визначається так, грн./рік:

$$B = 10^3 \cdot A_2 \cdot \Delta C_B, \quad (5.39)$$

де A_2 – річний обсяг виготовленої продукції після впровадження нової техніки, т/рік;

ΔC_B – підвищення собівартості м'ясного напівфабрикату при подрібненні кускового м'яса у фарш, грн./кг. $\Delta C_B = 0,03$ грн./кг.

Витрати на придбання та утримання машини визначаються таким чином:

$$Z = K + E, \quad (5.40)$$

де K – капітальні вкладення, грн.; E – експлуатаційні витрати, грн./рік.

Капітальні вкладення складаються з таких витрат:

$$K = K_K + K_B + K_{np} + K_{мон} + K_{пл} + K_{інш}, \quad (5.41)$$

де K_K – витрати на конструювання обладнання, грн.;

K_B – витрати на виготовлення обладнання, грн.;

K_{np} – витрати на придбання оснащення, грн.;

$K_{мон}$ – витрати на монтаж обладнання, грн.;

$K_{пл}$ – витрати на виділення виробничих площ, грн.;

$K_{інш}$ – інші витрати, грн.

Експлуатаційні витрати визначаються як, грн.:

$$E = E_{ЕН} + E_{ПЕРС} + E_{РІЗ}, \quad (5.42)$$

де $E_{ЕН}$ – витрати на оплату електроенергії, що споживається обладнанням, грн.;

$E_{ПЕРС}$ – витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн.;

$E_{РІЗ}$ – витрати на придбання різального інструменту, грн.

Річний обсяг виробництва A_2 після впровадження нової техніки визначається за виразом, тис.тон:

$$A_2 = A_1 + \Delta A, \quad (5.43)$$

де ΔA – річний приріст виробітку в натуральному вимірюванні, тис.тон:

$$\Delta A = (Q_2 - Q_1) \cdot C_{зм} \cdot F \cdot K_n, \quad (5.44)$$

де Q_1, Q_2 – продуктивність машини до і після впровадження, кг/год;

$C_{зм}$ – кількість змін роботи машини; $C_{зм} = 1$;

F – кількість робочих днів на рік ($F = 250$ роб. дн.);

K_n – коефіцієнт інтенсивності використання потужності ($K_n = 0,85 \dots 0,95$).

Таким чином, річний економічний ефект від впровадження вовчка вдосконаленої конструкції, тис. грн/рік:

$$\Delta\Pi = \Pi_2 - \Pi_1, \quad (5.45)$$

де Π_1 – економічний ефект від використання вовчка базової конструкції,

тис. грн/рік ;

Π_2 – економічний ефект від використання вовчка вдосконаленої конструкції,

тис. грн/рік .

$$\Delta\Pi = (B_2 - Z_2) - (B_1 - Z_1) = A_2 \cdot \Delta C_{B_2} - (K_2 - E_2) - A_1 \Delta C_{B_2} + (K_1 + E_1),$$

Враховуючи, що $A_1 = A_2$ і $\Delta C_{B_1} = \Delta C_{B_2}$, отримуємо, тис. грн/рік:

$$\Delta\Pi = K_1 - K_2 + E_1 - E_2, \quad (5.46)$$

Термін окупності впровадження вдосконаленої конструкції вовчка, рік:

$$T = \frac{K_{K_2} + K_B}{B_2}, \quad (5.47)$$

Дані проміжних розрахунків по визначенню економічного ефекту при впровадженні вовчка нового устрою наведено в табл. 1-10 Додатка Д.3. В результаті розрахунку отримано дані, згідно з якими економічний ефект, залежно від типорозміру вовчка, набуває наступних значень.

У разі переходу від використання двох вовчків звичайного устрою на один вдосконаленого:

- при діаметрі решіток 130 мм – 119 тис. грн;
- при діаметрі решіток 160 мм – 188 тис. грн;
- при діаметрі решіток 200 мм – 264 тис. грн.

У разі застосування різальних комплектів зменшеної собівартості:

- при діаметрі решіток 130 мм – 3500 грн;
- при діаметрі решіток 160 мм – 5000 грн;
- при діаметрі решіток 200 мм – 6200 грн.

Можна зробити висновок, що при використанні результатів наведених досліджень можливо досягти річного економічного ефекту в межах 3500... 264000 грн. для однієї одиниці обладнання.

Виконані в ході роботи розробки впроваджені на машинобудівному підприємстві ПП «Алнат» та на м'ясопереробному підприємстві ТОВ «Черкаська продовольча компанія», що підтверджено відповідними актами (Додаток Д.4)

5.4 Висновки за розділом 5

1. Розроблено вдосконалену методику розрахунку основних конструктивних і кінематичних параметрів вовчка, яка дозволяє повніше та коректніше врахувати їх вплив на процес подрібнення м'ясної сировини.

2. Запропоновані конструкції велико- та малогабаритних вовчків, які володіють підвищеною питомою продуктивністю.

3. Значення загального річного економічного ефекту від використання результатів досліджень, залежно від застосованих технічних рішень та залежно від моделі вовчка, лежить у межах 3500...264 000 грн для однієї одиниці обладнання.

ВИСНОВКИ

В результаті проведеного в дисертаційній роботі комплексу експериментальних і теоретичних досліджень розроблено, теоретично обґрунтовано та експериментально адаптовано комплексну методологію підвищення ефективності роботи різального вузла вовчків шляхом узгодження подачі та процесу подрібнення м'ясної сировини. Її використання дає можливість значно підвищити питому продуктивність вовчків і зменшити експлуатаційні витрати на купівлю різального інструменту.

1. У результаті проведеного аналізу основних закономірностей подачі та процесу подрібнення м'ясної сировини у вовчках встановлено, що існуючі уявлення про зазначені процеси не повною мірою пояснюють їх реальний перебіг, зокрема ефект подачі сировини лише частиною останнього витка шнека.

2. На основі отриманих шляхом математичного моделювання аналітичних залежностей та результатів експериментальних досліджень набули подальшого розвитку положення про вплив основних конструктивних і кінематичних параметрів вовчка (зовнішнього діаметра вихідної решітки D_p , кута підйому витків шнека α , частоти обертання шнека $n_{ш}$, товщини вихідної решітки B , зовнішнього діаметра шнека $D_{ш}$, глибини витка шнека $h_в$, зазору між шнеком та робочим циліндром δ , товщини витка b , площі фронтальної проекції лез ножа S_l) та структурно-механічних властивостей сировини (модуля осьового стискання E , напруження стандартної пенетрації θ_0 , напруження зрізу $\theta_{зр}$) на продуктивність процесу подрібнення.

3. Розроблено методику аналітичного визначення коефіцієнта продуктивності вовчка, яка дає можливість відобразити фізичну сутність ефекту, за якого під час обертання шнека вовчка нагнітання сировини відбувається лише в певному секторі робочої площі решітки. Коефіцієнт враховує структурно-механічні властивості сировини, геометрію шнека, величину опору різального вузла та будову ножів.

4. Уточнено значення структурно-механічних властивостей м'ясної сировини, яка найчастіше переробляється у вовчках. Встановлено, що найбільший модуль осевого стискання властивий яловичині (456 кПа), для свинини та м'яса курки він набуває менших значень (144 та 108 кПа відповідно). Найбільше напруження стандартної пенетрації спостерігається для свинини (172 кПа), тоді як для яловичини та м'яса курки – 83 та 48 кПа відповідно. Аналогічним чином, найбільше напруження зрізу при різанні лезом з кутом загострення 90° спостерігається для свинини (467 кПа), тоді як для яловичини – 277 кПа, а для м'яса курки – 141 кПа.

5. Виявлено характер впливу напружено-деформованого стану м'ясної сировини на ефективність її подачі крізь решітки різального вузла. Отримані результати свідчать про те, що при виборі типу фаршевого насосу вовчка доцільно віддавати перевагу тому, в якому буде забезпечено найменшу відстань від нагнітального елемента до різального вузла. Це дозволить зменшити енергоємність процесу подачі сировини та покращити якість продукту, не піддаючи сировину надмірному стисканню.

6. Шляхом чисельного моделювання гідродинаміки сировини при обертанні шнека виявлено характер впливу конструктивного виконання шнека на величину кута, який окреслює зону подачі сировини шнеком у різальний вузол. Встановлено, що шнекам із меншим кутом підйому витків властиві як більші максимальні значення відносної деформації сировини в зоні перед різальним вузлом, так і вищі середні значення відносної деформації. Так, для шнеків з кутом підйому витків 17° , 13° , 10° , 7° , 4° максимальна відносна деформація сировини набуває відповідних значень: 0,25; 0,39; 0,51; 0,61; 0,67. Середні значення відносної деформації сировини відповідно є такими: 0,072; 0,118; 0,187; 0,272; 0,360.

7. Експериментально встановлено характерні особливості інтенсивності подачі сировини останнім витком шнека. Сировина в кожний момент часу подається не по всій робочій площі решіток різального вузла, а лише в межах

деякого сектора, величина якого залежить від конструктивних параметрів шнека та від структурно-механічних властивостей сировини.

8. Експериментально досліджено вплив положення лез ножа в коловому напрямку відносно кінця витка робочого шнека на ефективність їх роботи. Встановлено, що величина зношування для різних лез ножа набуває різних значень, тому що в кожний момент часу подача сировини в різальний вузол здійснюється не по всій площині решітки, а лише в межах певного сектора (з кутом $90...120^\circ$), величина якого визначається наближенням поверхні витка шнека до решітки.

9. Запропоновано та експериментально обґрунтовано найбільш ефективні способи подачі сировини до різального вузла. Встановлено, що при використанні двозахідного шнека продуктивність вовчка підвищується в 1,82 разу. Використання для подачі сировини ексцентриково-лопатевого насоса дозволяє підвищити продуктивність в 1,8...2,2 разу для решіток як з великими, так і з малими отворами.

10. На основі проведеного числового моделювання напружено-деформованого стану ножів вовчка встановлено значення напружень, що виникають у характерних точках ножів залежно від їх конструктивного виконання. Встановлено, що використання в конструкції ножа опорного леза разом із силовим кільцем дозволяє підвищити міцність лез на величину до 25%, що дає можливість покращити робочі властивості ножів.

11. На основі отриманих результатів розроблено вдосконалену методику розрахунку основних конструктивних і кінематичних параметрів вовчка, яка дає змогу повніше та коректніше врахувати їх вплив на процес подрібнення м'ясної сировини.

12. Проведені дослідження дозволили розробити конструкції велико- та малогабаритних вовчків, які володіють підвищеною питомою продуктивністю. Розроблено нову будову ножів, яка дає змогу зменшити їх металоємність і собівартість (до двох разів). Значення загального річного економічного ефекту від

використання результатів досліджень, залежно від застосованих технічних рішень і моделі вовчка, лежить у межах 3500...264000 грн для однієї одиниці обладнання.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пелеев А. И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. Москва: Пищевая пром-сть, 1971. 537 с.
2. Соловьев О. В. Мясоперерабатывающее оборудование нового поколения: справочник. Москва: ДеЛи принт, 2010. 470 с.
3. Ивашов В. И. Оборудование для переработки мяса. Санкт-Петербург: ГИОРД, 2007. 464 с.
4. Антипов С. Т. и др. Машины и аппараты пищевых производств: учебник для вузов / под ред. В. А. Панфилова. Москва: Высш. шк., 2001. 1386 с.
5. Вербицкий С. Б., Шевченко В. В., Батраченко А. В. Измельчение мясного сырья // Мясной бизнес. 2010. № 5. С. 84–96.
6. Чижикова Т. В. Машины для измельчения мяса и мясных продуктов. Москва: Легкая пром-сть, 1982. 240 с.
7. Винникова Л. Г. Технология мяса и мясопродуктов: учебник. Киев: ИНКОС, 2006. 600 с.
8. Алехина Л. Т., Большаков А. С., Боресков В. Г. и др. Технология мяса и мясопродуктов / под ред. И. А. Рогова. Москва: Агропромиздат, 1988. 576 с.
9. Даурский А. Н., Мачихин Ю. А. Резание пищевых материалов. Москва: Пищевая пром-сть, 1980. 184 с.
10. Ивашов В. И. Новое в конструировании волчков: обзор информ. Москва: АгроНИИТЭИММП, 1988. 38 с.
11. Белухин В. А., Юрков С. Г., Божьев С. В. Конструктивные особенности промышленных волчков // Мясная индустрия. 2006. № 7. С. 53–55.

12. Максимов Д. А., Якушев О. И. Конструктивные особенности современных волчков // Мясная индустрия. 2007. № 5. С. 40–42.
13. Яремчук Н. В. Трудяга с участка измельчения // Мясные технологии. 2010. № 10. С. 28–34.
14. Haack E., Schnackel W., Vom Rohstoff zum Feinbrät - ein Arbeitsgang - Trennsysteme zur Aufwertung stofflicher Eigenschaften von Fleisch - Teil 2 // Fleischwirtschaft. 2008. № 4, P. 75–80.
15. Haack E., Schnackel W. From meat to emulsion - a single operation - Separation systems for upgrading material properties of meat - Part 2 // Fleischwirtschaft International. 2008. № 5. P. 23–28.
16. Максимов Д. А., Якушев О. И. Конструкции режущих и подающих механизмов современных волчков // Мясные технологии. 2008. № 10. С. 14–17.
17. Кузьмин В. В. Совершенствование процесса резания мясного сырья на основе математического моделирования формы режущих инструментов: автореф. дис. канд. техн. наук. Санкт-Петербург: ГОУ ВПО «СПб гос. ун-т низкотемп. и пищ. технологий». 2008. 20 с.
18. Некоз О. І., Батраченко О. В. Проектування м'ясорізальних вовчків: навч. посіб. Черкаси: ЧДТУ, 2014. 221 с.
19. Батраченко О. В. Розрахунок основних технологічних параметрів м'ясорізальних вовчків // Вісник Черкаського державного технологічного університету. Черкаси. 2007. № 3–4. С. 134–139.
20. Островский Э. В., Эйдельман Е. В. Краткий справочник конструктора продовольственных машин. Москва: Агропромиздат, 1986. 621 с.
21. Орлов П. И. Основы конструирования: справ.-метод. пособие в 2 кн. Изд. 3-е, испр. Москва: Машиностроение, 1988. 560 с.
22. Заяц Ю. А. Совершенствование технологических процессов в перерабатывающей промышленности. Киев: Урожай, 1991. 192 с.
23. Измер А. Н., Ветров В. С. Перспективное направление развития отечественного оборудования для первичного измельчения мяса // Техника и

- технология пищевых производств: междунар. научн. конф., 15–17 апреля 2008 г.: тезисы докл. Могилев: Могил. гос. ун-т продовольствия, 2008. С. 65.
24. Ковальчук В., Коряниш Л., Полянська О. Затрати праці на приготування м'ясного фаршу // Харчова і переробна промисловість. 2005. № 8–9. С. 14–15.
 25. Різальний механізм вовчка: пат. на корисну модель № 31370 Україна. МПК В02С18/26 / Некоз О. І., Столяренко Г. С., Батраченко О. В., Філімонова Н. В.; заявник та патентовласник Черкас. держ. технол. ун-т; № u200711477; заявл. 16.10.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7/2008.
 26. Некоз А. И., Батраченко А. В. Системный подход в совершенствовании режущего узла волчков // Прогрессивные технологии пищевых производств, ресторанного и гостиничного хозяйства: науч. конф., 23–24 апреля 2009 г.: тезисы докл. Полтава: Полтав. ун-т потреб. кооперации Украины, 2009. С. 228–231.
 27. Татуревич А. Н. Волчок К6-ФВП-160/2 с загрузочным устройством // Мясная индустрия СССР. 1981. № 4. С. 31–33.
 28. Промисловий каталог ВАТ «Полтавамаш». Україна, 2014. URL: www.poltavamash.ua
 29. Бубыренко В. К. Исследование волчков с целью повышения их эффективности и долговечности рабочих органов: автореф. дис. канд. техн. наук. Москва: МТИММП, 1977. 24 с.
 30. Андрианов А. С., Юрков С. Г., Гаврилин Г. С. Надежность волчка К6-ФВЗП-200 при эксплуатации // Мясная индустрия СССР. 1982. № 9. С. 18–24.
 31. Промисловий каталог фірми *GEA Convenience-Food Technologies*. Нідерланди, 2014. URL: www.cfsrussia.com
 32. Промисловий каталог фірми *Maschinenfabrik Seydelmann KG*. Німеччина, 2014. URL: www.seydelmann.de
 33. Промисловий каталог фірми *Maschinenfabrik Laska GmbH*. Австрія, 2014. URL: www.laska.at
 34. Промисловий каталог фірми *Kramer+Grebe Wetter*. Німеччина, 2014. URL: www.kgwetter.de

35. Промисловий каталог фірми *Karl Schnell GmbH & CO. KG*. Німеччина, 2014. URL: www.karlschnell.de
36. Промисловий каталог фірми *KILIA Fleischerei- und Spezial Maschinen Fabrik GmbH*. Німеччина, 2014. URL: www.kilia.com
37. Промисловий каталог фірми *Inotec GmbH Maschinentwicklung und Vertrieb*. Німеччина, 2014. URL: www.inotecgmbh.de
38. Промисловий каталог фірми *Maschinenfabrik Dornhan GMBH*. Німеччина, 2015. URL: www.mado.de
39. Haack E., Schnackel W., Haack O. Voraussetzungen für gute leistung // Fleischwirtschaft. 2003. № 5. P. 28–34.
40. Haack E., Schnackel W., Krickmeier J. Wirkungsgrade deutlich verbessern // Fleischwirtschaft. 2012. № 6. P. 25–33.
41. Schnackel W. Energieersparnis durch intelligente technik // Fleischwirtschaft. 2013. № 7. P. 24–30.
42. Food cutting apparatus: пат. США на винахід № US 5820041, кл. B02C18/30, 1998.
43. Haack E., Schnackel W., Haack O. Eine revolution kundigt sich an der pumpwolf wird alle bereiche der fleischbearbeitung erfassen – letzter teil // Fleischwirtschaft. 2003. № 9. P. 67–70.
44. Haack E., Schnackel W., Stoyanov S. Wolftechnik - Der Rohstoff spielt eine Doppelrolle - Konstruktionsqualität und abgestimmte Messergeometrien ermöglichen neue Leistungsbereiche // Fleischwirtschaft. 2007. № 1. P. 50–55.
45. Hakkemaschine til hakning af kod eller lignende materiale: пат. Данії на винахід № 159591 B, кл. B02C18/30, 1977.
46. Hakkemaschine, isaer kodhakkemaschine: пат. Данії на винахід № 159999 B, кл. B02C18/30, 1979.
47. Maschine, besonders hackmaschine zum hacken von fleisch oder ahnlichen aufgaben: пат. ФРН на винахід № DT 2623322 A1, кл. B02C18/00, 1976.
48. Промисловий каталог фірми *Lumbeck & Wolter GmbH & CO. KG*. Німеччина, 2014. URL: www.lumbeck-wolter.de

49. Забродин Ю. М. Двухперьевогой нож для измельчения мяса в волчках // Мясная индустрия СССР. 1980. № 10. С. 28.
50. Дорофеев В. Ф., Горбатов В. А. Новая конструкция ножа для волчков // Мясная индустрия СССР. 1973. № 12. С. 16–17.
51. Быстров С. А., Степанова В. М. Новая конструкция ножей для измельчения мяса на волчках // Мясная индустрия СССР. 1976. № 6. С. 18–19.
52. Быстров С. А., Степанова В. М. Промышленные испытания ножей новой конструкции // Мясная индустрия СССР. 1977. № 3. С. 26–27.
53. Режущая пара мясорубки: пат. России на изобретение № 96120439. МКИ В 02 С18/30. Россия, 2013. URL: ru-patent.info
54. Решетка к измельчителю: а. с. 601045 СССР. МКИ В02С18/36 / Быстров С. А., Ивашов В. И., Мартынов Г. А.; заявл. 14.06.1974; опубл. 09.03.1976, Бюл. № 51/1976.
55. Решетка ножевая: а. с. 852353 СССР. МКИ В02С18/36 / Агасарян Р. Р.; заявл. 21.08.1978; опубл. 19.11.1979, Бюл. № 22/1979.
56. Устройство для измельчения продуктов: а. с. 1516141 СССР. МКИ В02С18/30 / Кулишев Б. В. и др.; заявл. 05.08.1986; опубл. 23.10.1986, Бюл. № 39/1986.
57. Режущий механизм волчков: а. с. 500809 СССР. МКИ В02С18/18 / Дорофеев В. Ф., Горбатов В. М., Александрова Т. В.; заявл. 11.11.1973; опубл. 30.01.1986, Бюл. № 4/1977.
58. Режущий механизм волчков: а. с. 835490 СССР. МКИ В02С18/30 / Андрианов А. С., Мартынов Г. А.; заявл. 28.04.1979; опубл. 07.06.1981, Бюл. № 21/1987.
59. Ножевой блок к устройствам для измельчения мясопродуктов: а. с. 1493313 СССР. МКИ В02С18/30 / Юрков С. Г. и др.; заявл. 20.11.1987; опубл. 15.07.1989, Бюл. № 26/1989.
60. Режущий механизм волчка: пат. 2053853 Россия. МПК В 02 С18/30 / Басенок Г. С., Васьков В. Б., Вечер Д. А.; заявитель и патентообладатель Минское эксперим.-констр. бюро машиностроения; № 93002066/33; заявл. 11.01.1993; опубл. 10.02.1996.

61. Режущий механизм волчка: пат. России на изобретение № 96123679. МКИ В 02 С18/30. Россия, 2013. URL: ru-patent.info
62. Перфорована решітка подрібнювача: пат. 83502 Україна. МПК В02С18/00 / Костарев В. І.; заявл. 22.03.2006; опубл. 25.07.2008, Бюл. № 14/2008.
63. Решетка к устройству для измельчения мяса: пат. 2037333 Россия. МПК В 02 С18/36 / Стефанович В. В.; заявитель и патентообладатель Стефанович В. В. № 5054072/33; заявл. 07.07.1992; опубл. 19.06.1995.
64. Режущий механизм волчка: пат. России на изобретение № 2232051. МКИ В 02 С18/30. Россия, 2013. URL: ru-patent.info
65. Різальний вузол вовчка: пат. на корисну модель 31558 Україна. МПК В02С18/00 / Некоз О. І., Столяренко Г. С., Батраченко О. В., Філімонова Н. В.; заявник та патентовласник Батраченко О. В.; № u200714453; заявл. 21.12.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7/2008.
66. Ніж до пристрою для подрібнення м'яса: пат. 37171 Україна, МПК В02С18/00 / Некоз О. І., Столяренко Г. С., Батраченко О. В.; заявник та патентовласник Батраченко О. В.; № u200804335; заявл. 07.04.2008; опубл. 25.11.2008, Бюл. № 22/2008.
67. Ніж складаний до вовчка: пат. на корисну модель 39792 Україна, МПК В02С18/00 / Некоз О. І., Батраченко О. В., Філімонова Н. В., Тесак П. П.; заявник та патентовласник Батраченко О. В.; № u200812441; заявл. 23.10.2008; опубл. 10.03.2009, Бюл. № 5/2009.
68. Режущая пара мясорубки: пат. России на изобретение № 2267358. МКИ В 02 С18/30. Россия, 2013. URL: ru-patent.info
69. Різальний механізм пристрою для подрібнення м'яса: пат. 51556 Україна. МПК В02С18/00 / Некоз О. І., Литовченко І. М., Осипенко В. І., Батраченко О. В.; заявник та патентовласник Черкас. держ. технол. ун-т; № u200913689; заявл. 28.12.2009; опубл. 26.07.2010, Бюл. № 14/2010.
70. Messer für Fleischwolfe: пат. ФРН на винахід. № DE 4301787С1, кл. В02С18/36, 1994.

71. Батраченко О. В. Вдосконалення різального вузла м'ясорізальних вовчків // Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті: міжнар. наук. конф., 24–27 квітня 2007 р.: тези доп. Київ: Нац. ун-т харч. технологій, 2007. С. 115.
72. Haack E., Schnackel W., Haack O. Messerverscheib ist reduzierbar ablaufe in den einzelnen schneideebenen eines schneidsatzen eines fleischwolfes – 4. Teil // Fleischwirtschaft. 2003. № 7. P. 23–26.
73. Schnackel W., Haack E. Optimization of meat mincing processes // 53-rd International congress of meat science and technologie. China agriculture university press, 2007. P. 487–488.
74. Schnackel W., Krickmeier J., Pongjanyanukul W., Schnackel D., Micklisch I., Haack O. Untersuchungen zur optimierung des wolfprozesses. Teil 4 // Fleischwirtschaft. 2012. № 7. P. 91–96.
75. Чижикова Т. В., Мартынов Г. А. Перспективы повышения эксплуатационной надежности режущих инструментов в мясной промышленности. Москва: АгроНИИТЭИММП, 1987. 43 с.
76. Барбашов Ф. А., Мартынов Г. А. Восстановление изношенных ножей ручной электродуговой наплавкой // Мясная индустрия СССР. 1977. № 7. С. 10–12.
77. Некоз О. І., Колісніченко О. В., Zdislav Kondrat Z., Батраченко О. В. Імпульсно-плазмове зміцнення ножів м'ясорізальних вовчків // Тертя та зношування: зб. наук. праць Нац. авіац. ун-ту. Київ, 2010. № 2. С. 47–56.
78. Некоз С. О., Некоз О. І. Підвищення зносостійкості деталей різального комплекту м'ясорізальних вовчків з використанням ефекту вибіркового переносу // Проблеми трибології. Хмельницький, 1998. № 1 (7). С. 75–76.
79. Чижикова Т. В., Шишкова А. П. Перспективные материалы для изготовления режущих инструментов измельчителей мяса и мясных продуктов // Мясная индустрия СССР. 1979. № 7. С. 32.
80. Прейс Г. А., Сологуб Н. А., Некоз А. И. Повышение износостойкости оборудования пищевой промышленности. Москва: Машиностроение, 1979. 203 с.

81. Казаков Н. Ф., Мартынов Г. А. Технология пищевого машиностроения: учебник для вузов по спец. «Машины и аппараты пищевых производств». Москва: Машиностроение, 1982. 296 с.
82. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ. Москва: Машиностроение, 1977. 540 с.
83. Комиссаров С. С. Исследование работы мясорезущих волчков и разработка ножевых головок: дис...канд. техн. наук. Воронеж, 2005. 162 с.
84. Косой В. Д., Крементуло В. В., Андрианов А. С., Катюшин В. С. Определение рациональных режимов работы и параметрической надежности волчков // Мясная индустрия СССР. 1982. № 3. С. 24–28.
85. Дорофеев В. Ф. Автоматизация работы режущего механизма волчков // Мясная индустрия СССР. 1975. № 7. С. 21–23.
86. Некоз С. О. Підвищення ефективності роботи і довговічності різального комплекту м'ясорізальних вовчків: дис. канд. техн. наук. Київ: УДУХТ, 2001. 165 с.
87. Naack E., Schnackel W., Naack O. Probleme, ursachen und losungen // Fleischwirtschaft. 2003. № 4. P. 52–56.
88. Дуб В. В. Вдосконалення процесу подрібнення харчової сировини та обладнання для його реалізації на підприємствах харчування: дис. канд. техн. наук. Харків: ХДУХТ, 2002. 237 с.
89. Горяев В. В. Совершенствование конструкций и методик расчета режущего механизма волчков: дис. канд. техн. наук. Москва: МТИММ, 1989. 143 с.
90. Структурно-механические характеристики пищевых продуктов / под ред. А. В. Горбатова. Москва: Легкая и пищ. пром-сть, 1982. 296 с.
91. Горбатов А. В. Гидравлика и гидравлические машины для пластично-вязких мясных и молочных продуктов. Москва: Агропромиздат, 1991. 174 с.
92. Андрианов А. С., Мартынов Г. А., Крючков Г. Н. Определение динамических нагрузок волчка // Мясная индустрия СССР. 1981. № 5. С. 32–34.

93. Пелеев А. И., Пелеева С. А. Определение давления истечения мяса через решетки от диаметра решетки, скорости истечения и степени деформации // Мясная индустрия СССР. 1973. № 6. С. 31–32.
94. Бражников А. М., Горбатов А. В. Истечение измельченного говяжьего сырья через фильерные решетки // Мясная индустрия СССР. 1986. № 3. С. 27–30.
95. Максимов Д. А. Разработка адаптированного гибкого подающего рабочего органа в волчках: автореф. дис. канд. техн. наук. Москва: МУПБ, 2008. 21 с.
96. Батраченко О. В. Підвищення ефективності роботи та довговічності м'ясорізальних машин: дис. канд. техн. наук: 05.18.12. Вінниця, 2014. 284 с.
97. Haack E., Schnackel W. Virtually unlimited combinations possible - Separation systems for upgrading material properties of meat - Part 1 // Fleischwirtschaft International. 2003. № 4. P. 41–45.
98. Haack E., Schnackel W. Kombinationsmöglichkeiten quasi unbegrenzt - Trennsysteme zur Aufwertung stofflicher Eigenschaften von Fleisch - Teil 1 // Fleischwirtschaft. 2008. № 3. P. 49–54.
99. Schnackel W., Krickmeier J., Pongjanyanukul W., Schnackel D., Micklisch I., Haack O. Untersuchungen zur Optimierung des Wolfprozesses // Fleischwirtschaft. 2012. № 3. P. 148–153.
100. Haack E., Schnackel W., Haack O. Optimal Fördern und Zerkleinern - Grundlagen und Vorgänge bei der Fleischbearbeitung mit Maschinen der Wolftechnologie - 3. Teil // Fleischwirtschaft. 2003. № 6. P. 41–47.
101. Schnackel W., Oktaviani, Krickmeier J. Determination of beef and pork cutting properties through the analysis of Warner Bratzler curve // Food Science, Engineering and Technologies 2010: scient. conf. with internat. participation: proceedings. Plovdiv, October 15–16, 2010. Vol. LVII, Issue 1. P. 103–108.
102. Schnackel W., Krickmeier J., Oktaviani, Schnackel D., Micklisch I. Untersuchungen zur Optimierung des Wolfprozesses. Teil 1 // Fleischwirtschaft. 2011. № 7. P. 83–87.
103. Schnackel W., Krickmeier J., Oktaviani, Pongjanyanukul W., Schnackel D. Modelling of mincing processes by determination of meat cutting properties

- through the analysis of Warner Bratzler curve // Tagungsband 57th International Congress of Meat Science and Technology. Ghent, 2011. P. 268.
104. Schnackel W., Krickmeier J., Oktaviani Determination of meat cutting properties through the analysis of Warner Bratzler curve - Investigations on beef, pork and back fat under chilled temperature and low speed for energy saving // Fleischwirtschaft International. 2011. № 4. P. 56–61.
105. Schnackel W., Krickmeier J., Pongjanyanukul W., Schnackel D., Micklisch I. Untersuchungen zur Optimierung des Wolfprozesses. Teil 1 // Fleischwirtschaft. 2012. № 1. P. 88–92.
106. Горбатов А. В., Шквырский Н. А., Андрющенко А. Г., Довженко В. И., Калашникова И. Н. Исследование напряженного состояния ступицы ножа волчка // Мясная индустрия СССР. 1981. № 1. С. 48–52.
107. Stoyanov S., Schnäckel W., Haack O. Schneidwerkzeuge stabil konstruieren - Festigkeitsberechnungen von Messern und Lochscheiben eines Fleischwolfes - 5 // Fleischwirtschaft. 2003. № 83 (8). P. 39–44.
108. Некоз О. І., Вербицький С. Б., Іванов П. В., Батраченко О. В. Методика розрахунку продуктивності м'ясорізальних вовчків // Вісник ДонНУЕТ (Донецьк). 2011. № 1. С. 26–32.
109. Дідковський Р. М., Голячук С. Є., Некоз О. І., Батраченко О. В. Розробка критерію оцінки конструкцій різального вузла вовчків // Наукові нотатки Луцького національного технічного університету: зб. наук. пр. 2008. № 3–4. С. 67–74.
110. Некоз О. І., Шевченко В. В., Вербицький С. Б., Батраченко О. В. Розрахунок величини тиску опору технологічних отворів решіток вовчка // Вісник Черкаського державного технологічного університету. 2008. № 3. С. 156–161.
111. Некоз О. І., Шевченко В. В., Вербицький С. Б., Батраченко О. В. Зменшення гідравлічного опору решіток вовчка // Вісник Черкаського державного технологічного університету. 2009. № 3. С. 59–64.
112. Потокин В. А., Вышелевский А. Н. Механическое оборудование предприятий общественного питания. Москва: Госторгиздат, 1938. 162 с.

113. Пелеев А. И. Центробежные измельчители // Мясная индустрия СССР. 1965. № 4. С. 17–20.
114. Промисловий каталог фірми *Handtmann Maschinenfabric*. Німеччина, 2014. URL: <http://www.handtmann.de>
115. Ясь Д. С., Подмоков В. Б., Дяденко Н. С. Испытание на трение и износ. Методы и оборудование. Киев: Техника, 1971. 140 с.
116. Адлер Ю. П. Введение в теорию планирования эксперимента. Москва: Металлургия, 1969. 155 с.
117. Основи методології та організації наукових досліджень: навч. посіб. / за ред. А. Є. Конверського. Київ: ЦУЛ, 2010. 352 с.
118. Лудченко А. А., Лудченко Я. А., Примак Т. А. Основы научных исследований: учеб. пособие; под ред. А. А. Лудченко. Київ: Знання, 2000. 114 с.
119. Сабитов Р. А. Основы научных исследований: учеб. пособие. Челябинск, 2002. 138 с.
120. Цехмістрова Г. С. Основи наукових досліджень: навч. посіб. Київ: Видав. Дім «Слово», 2003. 240 с.
121. Марцин В. С., Міценко Н. Г., Даниленко О. А. та ін. Основи наукових досліджень: навч. посіб. Львів: Ромус-Поліграф, 2002. 128 с.
122. Романчиков В. І. Основи наукових досліджень: навч. посіб. Київ: Центр учбової літ-ри, 2007. 254 с.
123. Білуха М. Т. Основи наукових досліджень: підручник. Київ: Вища шк., 1997. 271 с.
124. Мяченков В. И., Мальцев В. П., Майборода В. П. и др. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов: справочник; под ред. В. И. Мяченкова. Москва: Машиностроение, 1989. 520 с.
125. Система моделирования движения жидкости и газа *FlowVision*. Версия 2.3. Руководство пользователя. Россия, 2008. URL: www.flowvision.ru
126. Шенкель Г. Шнековые прессы для пластмасс. Ленинград: Госхимиздат, 1962. 466 с.

127. Азаров Б. М. и др. Технологическое оборудование пищевых производств. Москва: Агропромиздат, 1988. 344 с.
128. Мачихин Ю. А., Мачихин С. А. Инженерная реология пищевых материалов. Москва: Легкая и пищ. пром-сть, 1981. 216 с.
129. Селиванов В. В. Механика разрушения деформируемого тела. Прикладная механика сплошных сред: учебник для втузов. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. 420 с.
130. Бабкин А. В., Селиванов В. В. Прикладная механика сплошных сред. Т. 1. Основы механики сплошных сред. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997. 368 с.
131. Вольф Т. Т. Математическое описание реологических характеристик продуктов при механизированных процессах измельчения мяса говядины // Ползуновский вестник. 2011. № 2. С. 214–218.
132. Осипенко В. І., Філімонова Н. В., Батраченко О. В., Філімонов С. О. Теоретичне визначення коефіцієнту продуктивності вовчка // Вісник Хмельницького національного університету. 2015. № 5. С. 36–43.
133. Некоз О. І., Філімонова Н. В., Філімонов С. О. та ін. Зменшення металоємності ножів м'ясорізальних вовчків // Вісник Черкаського державного технологічного університету. 2013. № 3. С. 154–161.
134. Ніж вовчка: пат. на корисну модель 83391 Україна. МПК В02С 18/30 // Некоз О. І., Батраченко О. В., Філімонова Н. В. та ін.; заявник та патентовласник Батраченко О. В.; № u201302186; заявл. 21.02.2013; опубл. 10.09.2013, Бюл. № 17/2013.
135. Filimonova N., Dzub O. Reserve of increasing durability of knives of meat cutting mincers // Food Science for Well-being: 8th Central European Congress on Food, 23–26 May 2016: abstracts. Kyiv, Ukraine, 2016. P. 50.
136. Некоз О. І., Філімонова Н. В., Філімонов С. О. та ін. Дослідження інтенсивності зношування лез ножа вовчка // Вісник Черкаського державного технологічного університету. 2013. № 2. С. 128–132.

137. Некоз О. І., Осипенко В. І., Філімонова Н. В., Батраченко О. В. Гідравлічний опір різального вузла вовчків // Вісник Хмельницького національного університету. 2015. № 3. С. 13–18.
138. Філімонова Н. В. Дослідження структурно-механічних властивостей м'яса як об'єкта переробки у вовчку // Вісник Хмельницького національного університету. 2015. № 4. С. 25–31.
139. Гузиков Е. Т. Новые возможности 600-й серии шприцов Handtmann // Мясные технологии. 2005. № 8. С. 18–20.
140. Батраченко О. В., Філімонова Н. В. Вдосконалення методики розрахунку технологічних параметрів м'ясорізальних вовчків // Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у ХХІ столітті: міжнар. наук. конф., 22–23 квітня 2008 р.: тези доп. Київ: Нац. ун-т харчових технологій. С. 242.
141. Філімонова Н. В., Філімонов С. О., Батраченко О. В. Підвищення ефективності переробки сировини у вовчках // Системи розробки та постановки продукції на виробництво: міжнар. наук.-практ. конф., 17–20 травня 2016 р.: тези доп. Суми: Сум. держ. ун-т, 2016. С. 177–180.
142. ГОСТ 28533-90. Режущий инструмент волчков. Типы, основные размеры и технические требования. Москва: Изд-во стандартов, 1990. 5 с.
143. Сергеев С. М. Расчет на прочность деталей машин пищевых производств. Москва: Машиностроение, 1969. 265 с.
144. Харламов С. В. Практикум по курсу «Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств». Ленинград: Машиностроение, 1971. 286 с.
145. Берник П. С. та ін. Механічні процеси і обладнання переробного та харчового виробництва: навч. посіб. Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2004. С. 146.
146. Некоз О. І., Осипенко В. І., Філімонова Н. В., Хом'як А. В. Обґрунтування доцільності зміни будови м'ясорізальних вовчків // Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у ХХІ столітті: міжнар. наук. конф., 10–11 квітня 2014 р.: тези доп. Київ: Нац. ун-т харчових технологій. С. 72–74.

147. Некоз О. І., Філімонова Н. В., Хом'як А. В. Підвищення питомої продуктивності вовчків // Актуальні проблеми харчової промисловості: Всеукр. наук.-техн. конф., 8–9 жовтня 2013 р.: тези доп. Тернопіль: Терноп. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя. С. 242.
148. Вовчок універсальний: пат. на корисну модель 88059 Україна. МПК В02С 18/30 / Некоз О. І., Осипенко В. І., Батраченко О. В., Філімонова Н. В., Хом'як А. В. та ін.; заявник та патентовласник Батраченко О. В.; № u201312240; заявл. 21.10.2013; опубл. 25.02.2014, Бюл. № 4/2014.
149. Вовчок: пат. 50253 Україна. МПК В02С18/26 / Некоз О. І., Осипенко В. І., Батраченко О. В.; заявник та патентовласник Черкаський державний технологічний університет; № u200913747; заявл. 28.12.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10/2010.
150. Іванілов О. С. Економіка підприємства: підруч. для студ. вищ. навч. закл. Київ: Центр учбової літ-ри, 2009. 728 с.
151. Покропивний С. Ф., Швиданенко Г. О., Федонін О. С. та ін. Економіка підприємства. Збірник практичних задач і конкретних ситуацій: навч. посіб. / за ред. д-ра екон. наук, проф. С. Ф. Покропивного. Київ: КНЕУ, 2000. 328 с.
152. Грещак М. Г., Коцюба О. С. Управління витратами: навч.-метод. посіб. для самост. вивч. дисц. Київ: КНЕУ, 2002. 131 с.
153. Економіка підприємства: учебник / под ред. В. Я. Горфинкеля, Е. М. Купрякова, В. А. Швандара. Москва: ЮНИТИ, 1996. 234 с.
154. Петрович Й. М., Будіщева І. О., Устінова І. С. Економіка виробничого підприємства. Львів: Оскарт, 1996. 416 с.
155. Лунин О. Г., Вельтищев В. Н. и др. Курсовое и дипломное проектирование технологического оборудования пищевых производств. Москва: Агропромиздат, 1990. 269 с.
156. Зайчик Ц. Р., Драгилев А. И., Федоренко Б. Н. Курсовое и дипломное проектирование технологического оборудования пищевых производств: учеб. пособие. Москва: ДеЛи Принт, 2004. 152 с.

ДОДАТКИ

Моделі та основні робочі органи машин, робота яких досліджувалась



Рис. А.1. Вовчок АЛ-130



Рис. А.2. Робочі органи вовчка АЛ-130



Рис. А.3. Шнек вовчка АЛ-130 зі збільшеним кроком витків



Рис. А.4. Ніж вовчка АЛ-130



Рис. А.5. Вихідна решітка вовчка АЛ-130



Рис. А.6. Вовчок МП-160



Рис. А.7. Вихідна решітка вовчка МП-160



Рис. А.8. Ножі вовчка МП-160



Рис. А.9. Шнек вовчка МП-160



Рис. А.10. Вовчок VVS-180



Рис. А.11. Вихідна решітка та ніж вовчка VVS-180



Рис. А.12. Шнек вовчка VVS-180



Рис. А.13. Вовчок К6-ФВЗП-200



Рис. А.14. Шнек вовчка К6-ФВЗП-200



Рис. А.15. Вихідна решітка вовчка К6-ФВЗП-200



Рис. А.16. Ніж вовчка К6-ФВЗП-200



Рис. А.17. Загальний вигляд установки для подрібнення м'ясного фаршу на базі вакуумного шприця Handtmann VF 628



Рис. А.18. Вовчкова насадка, встановлена на вакуумному шприці Handtmann VF 628



Рис. А.19. Робочі органи установки для подрібнення м'ясного фаршу на базі вакуумного шприца Handtmann VF 628



Рис. А.20. Ніж та ексцентриково-лопатевий фаршевий насос вакуумного шприца Handtmann VF 628

Обладнання для проведення лабораторних експериментальних досліджень.

Патент на корисну модель

Установка для визначення гідравлічного опору елементів різального комплекту

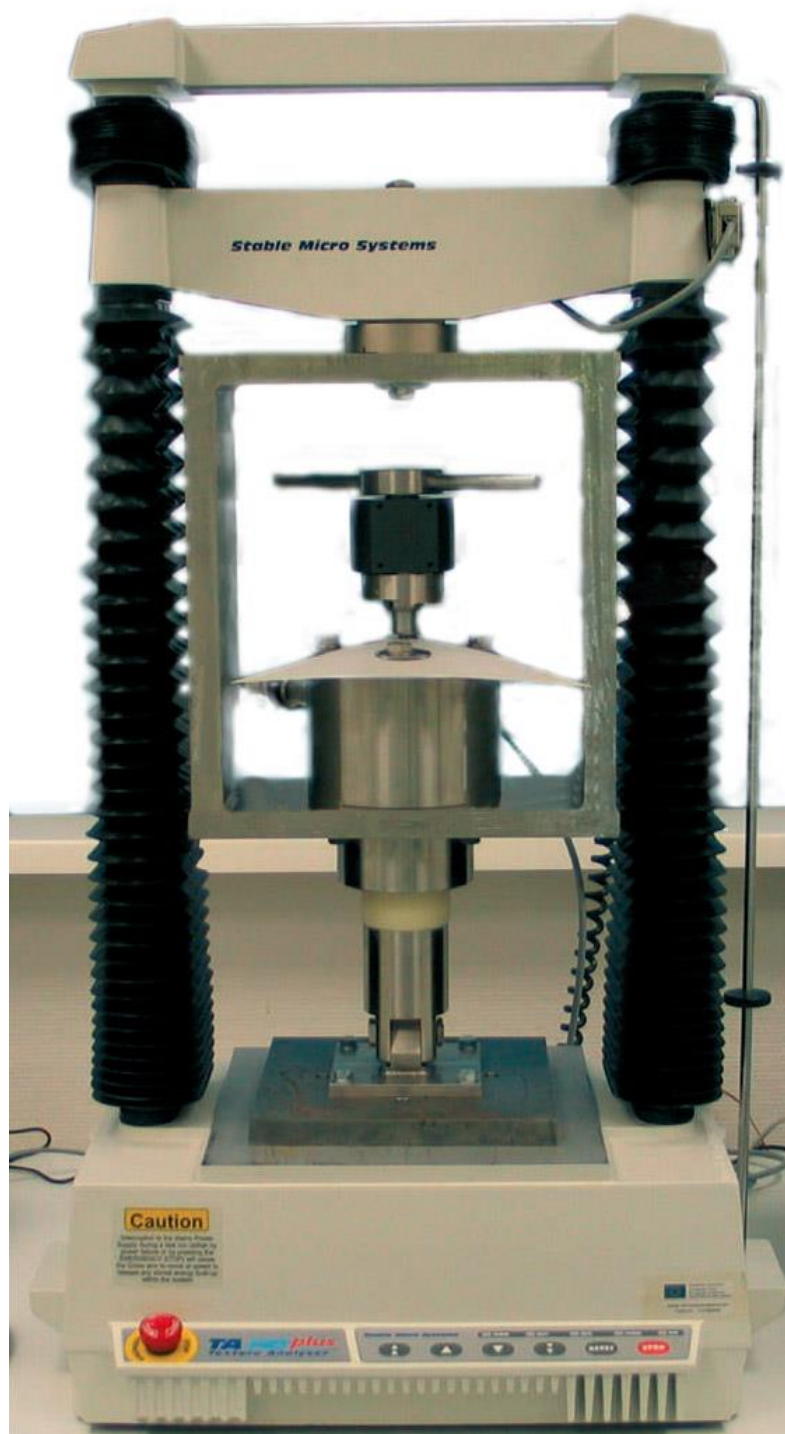


Рис. Б.1. Аналізатор текстури «ТА.HDplus STABLE MICRO SYSTEMS»

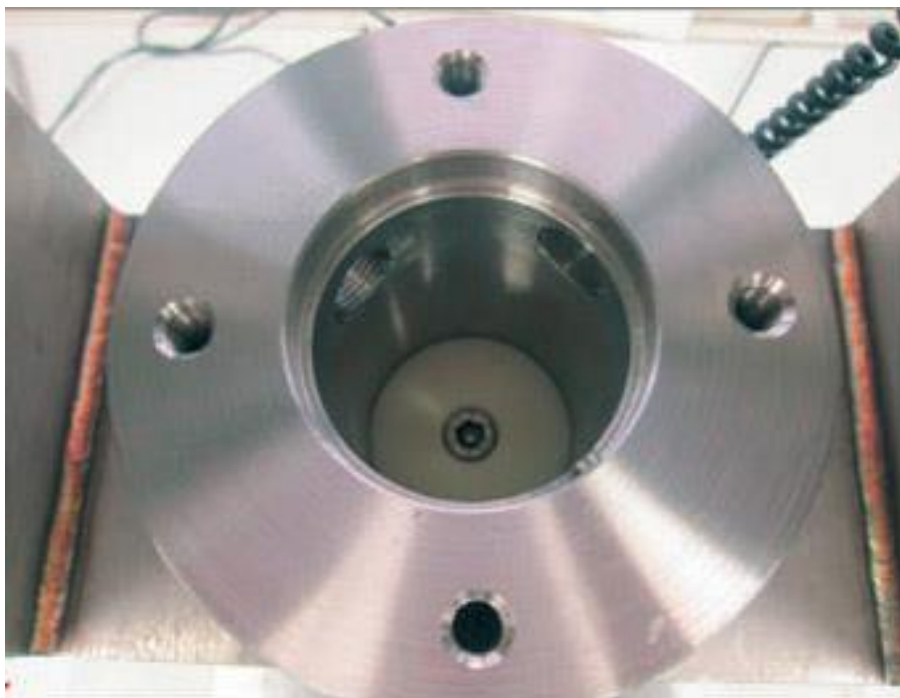


Рис. Б.2. Приставка до аналізатора текстурі «TA.HDplus STABLE MICRO SYSTEMS»

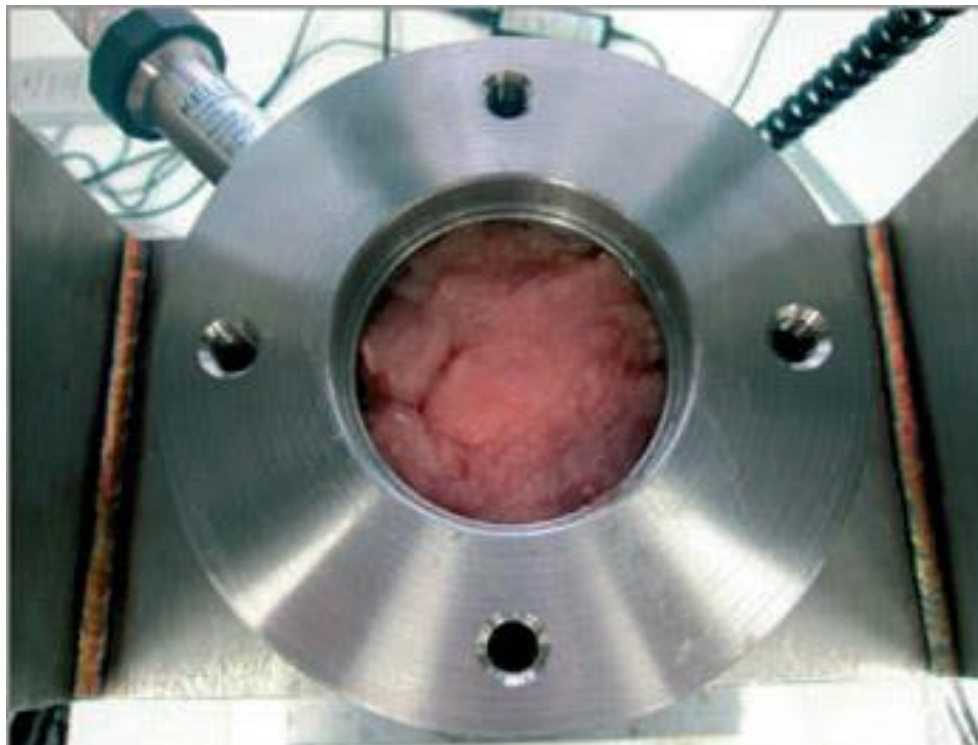


Рис. Б.3. Приставка до аналізатора текстурі «TA.HDplus STABLE MICRO SYSTEMS»

Універсальна випробувальна машина SANS CMT2503 для визначення
структурно-механічних властивостей м'ясної сировини



Рис. Б.4. Індентор циліндричний
універсальної випробувальної
машини SANS CMT2503
(досліджується яловичина)

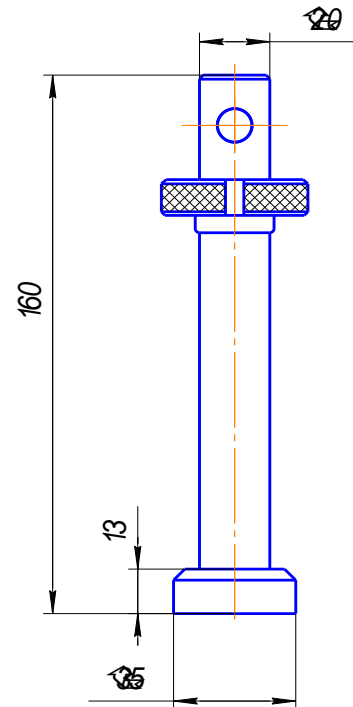


Рис. Б.5. Ескіз індентора циліндричного

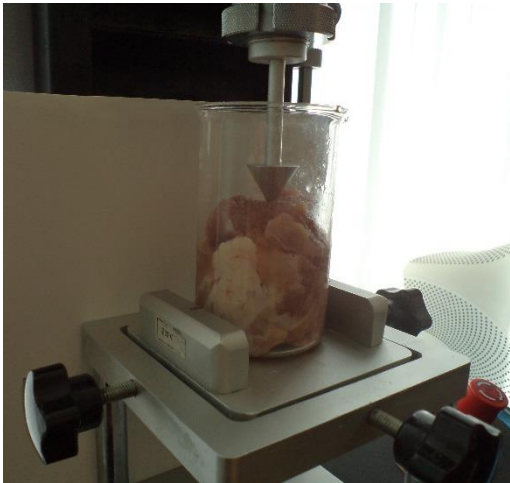


Рис. Б.6. Індентор конічний універсальної випробувальної
машини SANS CMT2503
(досліджується свинина)

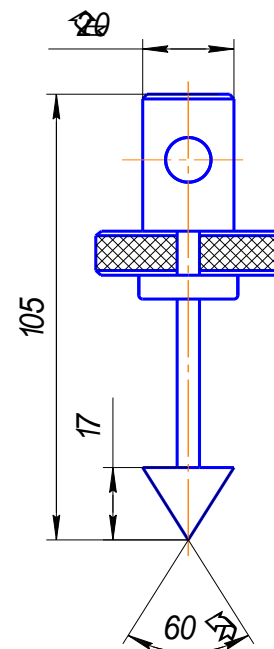


Рис. Б.7. Ескіз індентора конічного

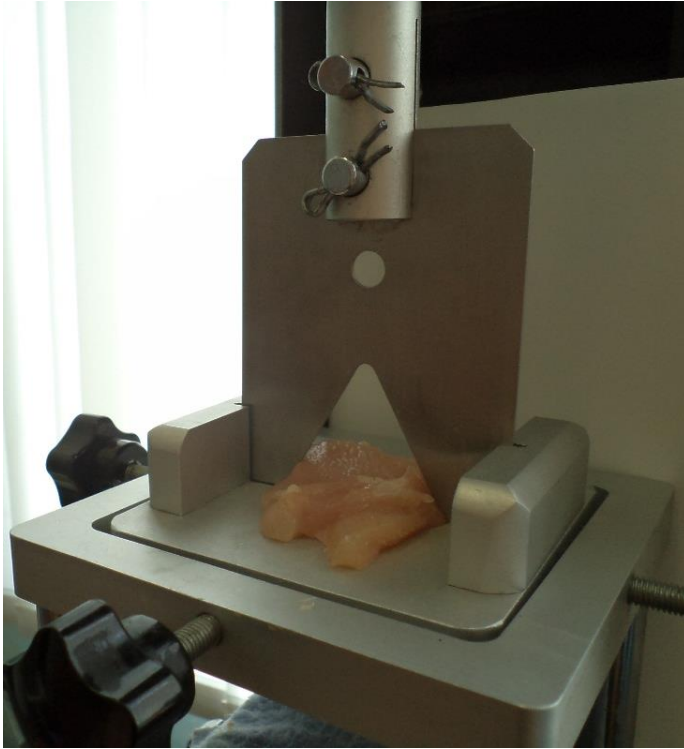


Рис. Б.8. Індентор – ніж з кутовим вирізом
універсальної випробувальної
машини SANS CMT2503
(досліджується м'ясо курки)

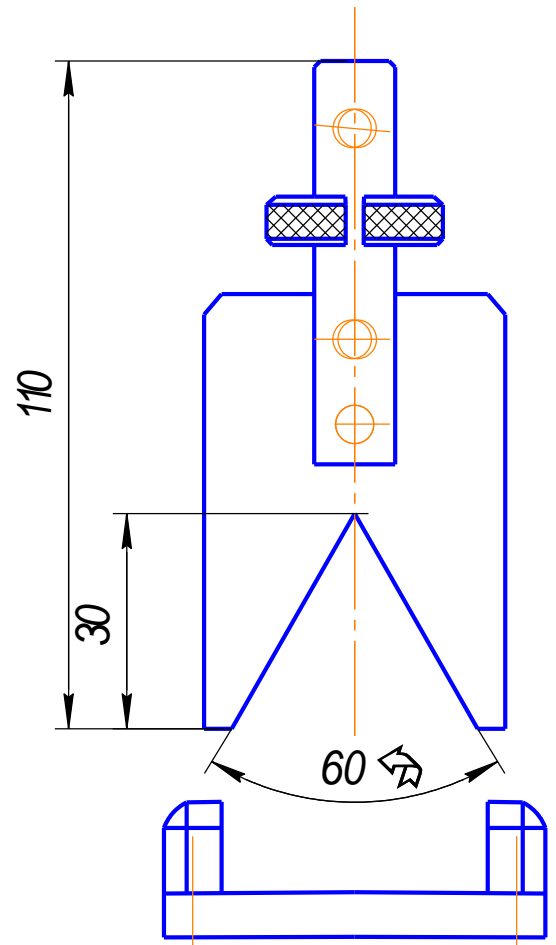


Рис. Б.9. Ескіз індентора – ніж з
кутовим вирізом

Патент на корисну модель



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **83391** (13) **U**
 (51) МПК (2013.01)
B02C 18/30 (2006.01)
A22C 17/00

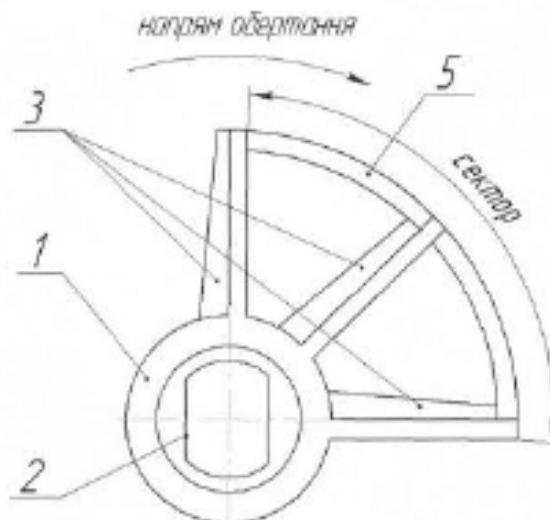
ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 02186	(72) Винахідник(и): Некоз Олександр Іванович (UA), Філімонова Надія Вікторівна (UA), Філімонов Сергій Олександрович (UA), Батраченко Олександр Вікторович (UA), Хом'як Анна Володимирівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 21.02.2013	(73) Власник(и): Батраченко Олександр Вікторович, вул. Сумгаїтська, 61, кв. 19, м. Черкаси, 18010 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.09.2013	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.09.2013, Бюл.№ 17	

(54) НІЖ ВОВЧКА**(57) Реферат:**

Ніж вовчка складається зі ступиці з посадочним отвором, прямолінійних або криволінійних лез, що розміщені по периметру ступиці, та силового кільця, яке охоплює кінці лез. Леза розміщені по периметру ступиці в межах сектора з кутом $90+120^\circ$, центр якого лежить в центрі обертання ножа і який виміряний від кінця витка шнека вовчка, на якому встановлено ніж вовчка, в напрямі обертання ножа вовчка.



Фіг. 1

UA 83391 U

UA 83391 U

Корисна модель належить до пристроїв для подрібнення харчових продуктів, переважно м'яса, та може бути використана у харчовій промисловості, підприємствах загального харчування та у побуті.

Відомий ніж, що входить до складу м'ясорізальних вовчків, який має чотири прямі леза, причому різальні краї розташовані з обох торців ножа (Палеєв А.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. - М.: Пищепромиздат, 1971. - с. 298).

Відомий двосторонній ніж до механізму для подрібнення м'ясопродуктів, який має кривоолінійні лопаті із радіусом кривизни 105+110 мм (д.о. СССР № 814313 кл. В02С 18/00, 1981).

Відомий ніж до пристрою для подрібнення харчових продуктів, який виконаний у вигляді напінтальних лопатей з кутом нахилу до решітки 9...81°, різальні краї лез ножів зміщені відносно їх осі обертання, а кожне лезо ножа має два різальні краї з гострим та тупим кутами заточування (Патент України № 49000 кл. В02С 18/00, 2002).

Відомий ніж до пристрою для подрібнення м'ясопродуктів, який відрізняється тим, що лопаті встановлені на ступиці шарнірно та закріплені до неї пружиною, один з кінців якої є віссю шарніра, при цьому на тильному боці лопаті виконаний косий зріз (патент Росії № 2005105479 кл. В02С 18/30).

Найбільш близьким за технічною суттю до ножа, що пропонується, є ніж вовчка, який складається зі ступиці з посадочним отвором, прямолінійних або кривоолінійних лез, що рівномірно розміщені по периметру ступиці, та силового кільця, яке охоплює кінці лез і яке призначене для підвищення їх міцності (Промисловий каталог фірми Lumbeck & Wöfler GmbH & CO. KG [Електронний ресурс]. - Німеччина, 2013. - Режим доступу: <www.lumbeck-wolfer.de>.). Його й вибрано як найближчий аналог.

Недоліками відомих конструкцій ножів вовчка є висока їх вартість, що обумовлена, зокрема, значудо високою їх металоемністю внаслідок наявності лез, що беруть недостатню участь у процесі подрібнення м'ясної сировини.

В основу корисної моделі поставлена задача отримання нового технічного результату. Технічним результатом є зменшення металоемності ножів вовчка.

Поставлена задача вирішується тим, що ніж вовчка, який складається зі ступиці з посадочним отвором, прямолінійних або кривоолінійних лез, які розміщені по периметру ступиці, та силового кільця, яке охоплює кінці лез, згідно з корисною моделлю, леза розміщені по периметру ступиці в межах сектора з кутом 90+120°, центр якого лежить в центрі обертання ножа і який вимірний від кінця витка шнека вовчка, на якому встановлено ніж вовчка, в напрямі обертання ножа вовчка; мають неоднакову ширину, причому лезо, що розташоване найближче до кінця витка шнека, на якому встановлено ніж вовчка, має ширину, більшу за ширину інших лез; кількість секторів із розташованими в їхніх межах лезами відповідає кількості заходів шнека вовчка, на якому встановлено ніж вовчка.

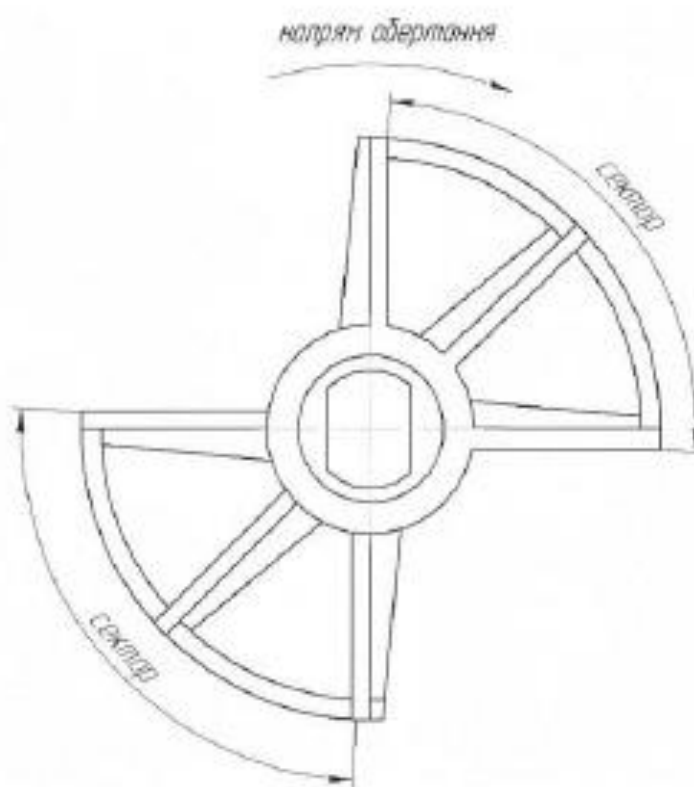
Корисна модель пояснюється кресленнями, на яких зображено:
на фіг. 1 - ніж вовчка, за п. 1 ф-ли корисної моделі, що пропонується;
на фіг. 2 - ніж вовчка, за п. 2 ф-ли корисної моделі, що пропонується;
на фіг. 3 - ніж вовчка, за п. 3 ф-ли корисної моделі, що пропонується (як при використанні двозахідного шнека вовчка).

Ніж вовчка складається зі ступиці 1 з посадочним отвором 2, прямолінійних або кривоолінійних лез 3 і 4, що розміщені по периметру ступиці 1, та силового кільця 5, яке охоплює кінці лез 3 і 4. Леза 3 і 4 розміщені по периметру ступиці 1 в межах сектора з кутом 90+120°, центр якого лежить в центрі обертання ножа і який вимірний від кінця витка шнека вовчка, на якому встановлено ніж вовчка, в напрямі обертання ножа вовчка (фіг. 1 і 2). Кількість зазначених секторів із розташованими в їхніх межах лезами, відповідає кількості заходів шнека вовчка, на якому встановлено ніж вовчка (на фіг. 3 зображено ніж вовчка, що використовується у випадку застосування двозахідного шнека вовчка).

Ніж вовчка працює наступним чином. В різальному вузлі вовчка (не показано) ніж вовчка контактує лезами 3 і 4 з перфорованими решітками (не показано). Сировина шнеком вовчка подається до різального вузла та протискується крізь отвори решіток. При обертанні ножа вовчка, завдяки дії різальних крайків лез ножа та отворів решіток, сировина подрібнюється. Обертальний момент передається від хвостовика шнека до ступиці 1 ножа вовчка.

Проведеними дослідженнями встановлено, що величина зношування різних лез ножа вовчка неоднакова. Найбільш ефективна робота лез ножа спостерігається в межах сектора з кутом 90+120°, який вимірний від кінця витка шнека в напрямі обертання ножа. Зважаючи на це, доцільно розташовувати леза саме в межах даного сектора.

UA 83391 U



Фиг. 3

Киевський інститут інтелектуальної власності С. Чупак

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урядового, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

Результати експериментальних досліджень робочих процесів у вовчку

Додаток В.1

Результати відеозйомки подачі сировини крізь різальний вузол вовчка

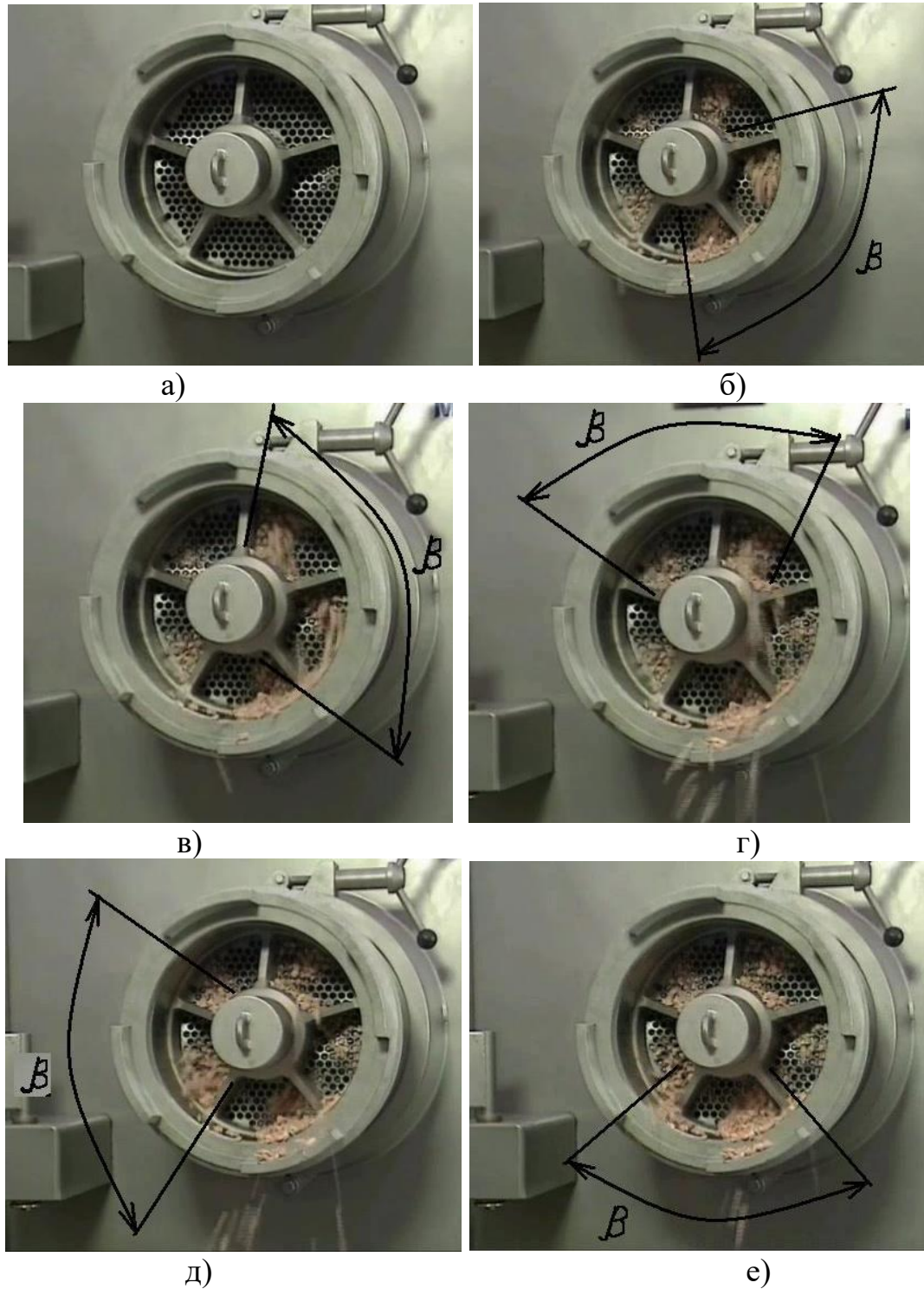


Рис. В.1. Зміна положення сектора інтенсивної подачі сировини з кутом β при обертанні шнека вовчка (при початку подачі сировини)

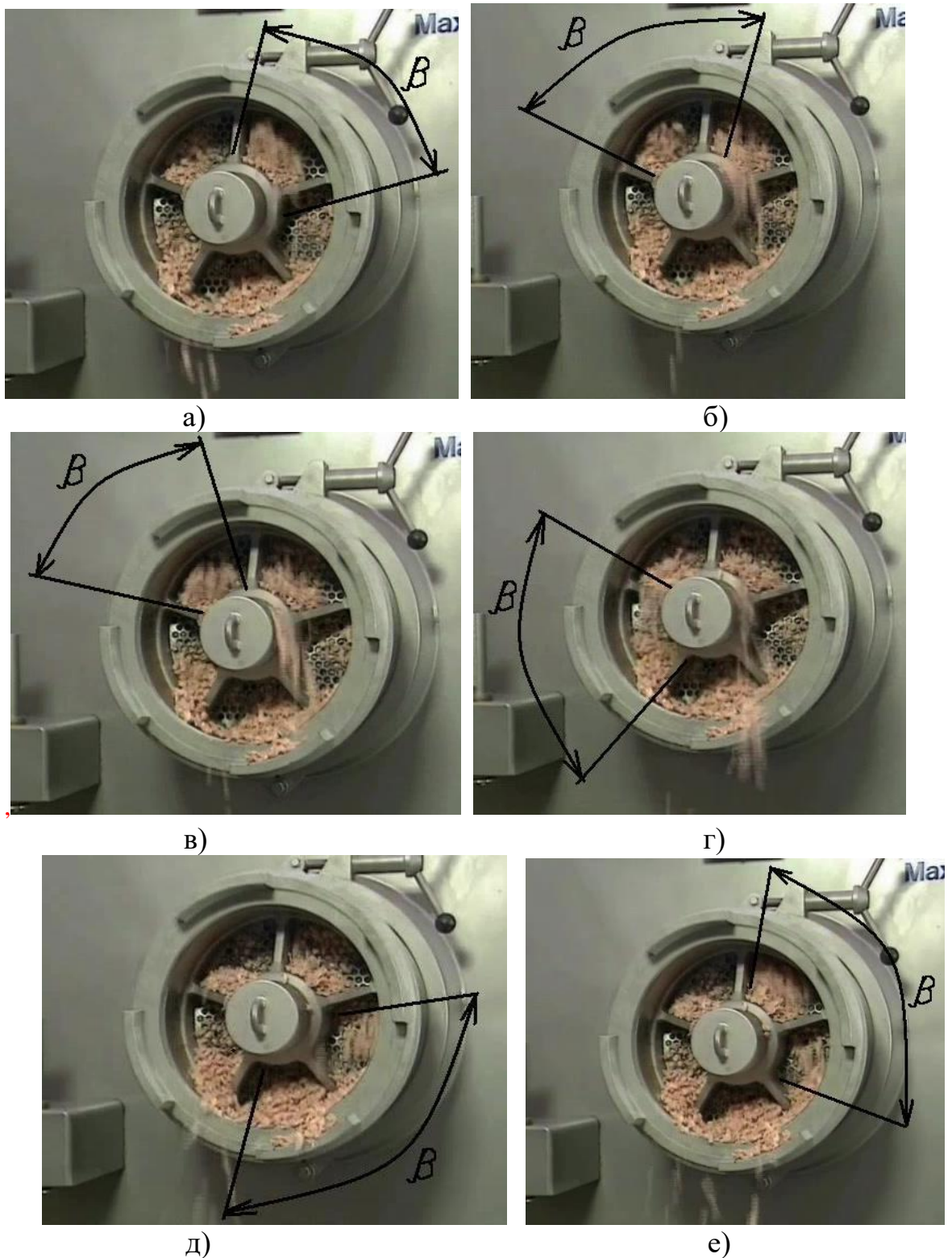


Рис. В.2. Зміна положення сектора інтенсивної подачі сировини з кутом β при обертанні шнека вовчка (при заповненні різального вузла сировиною)

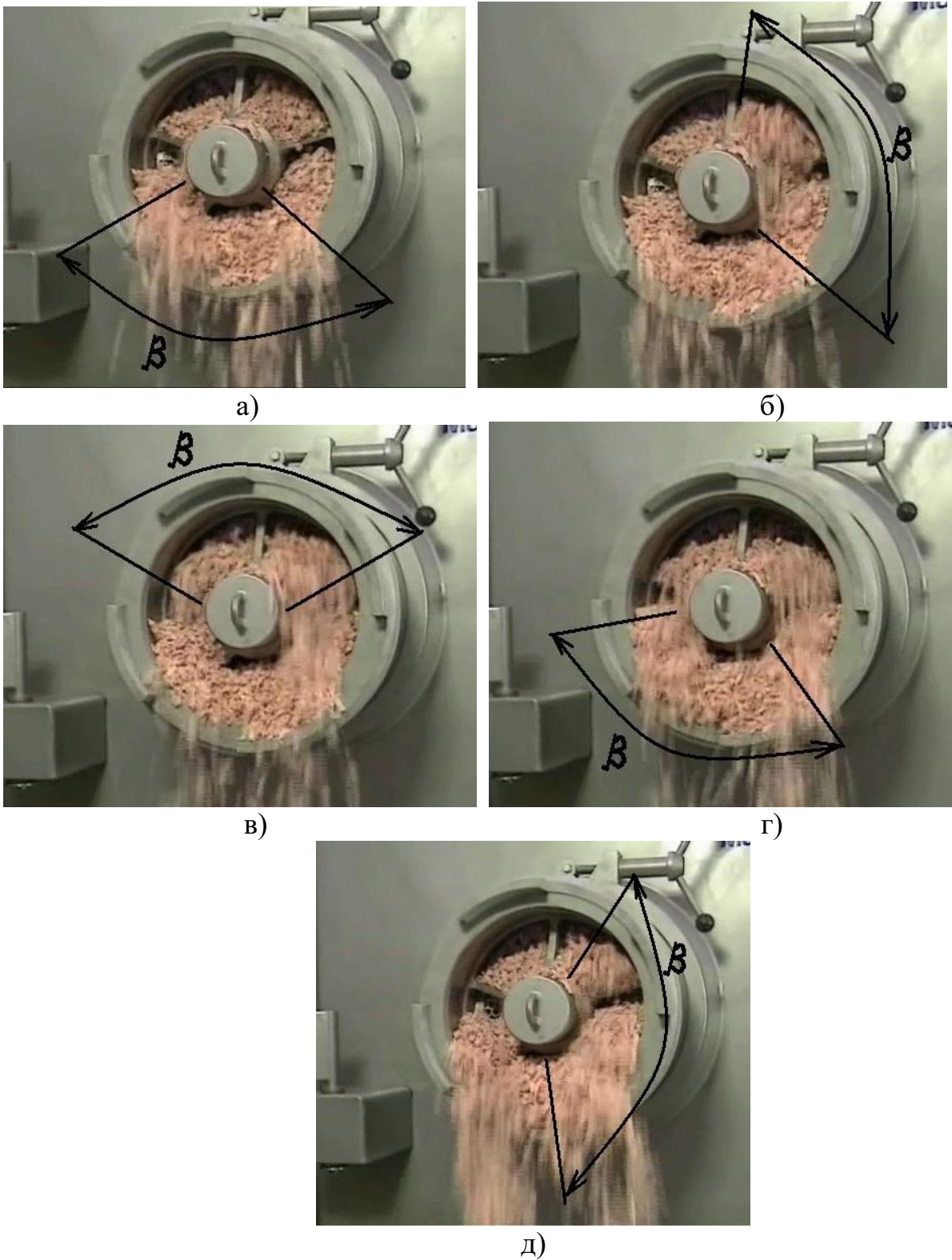
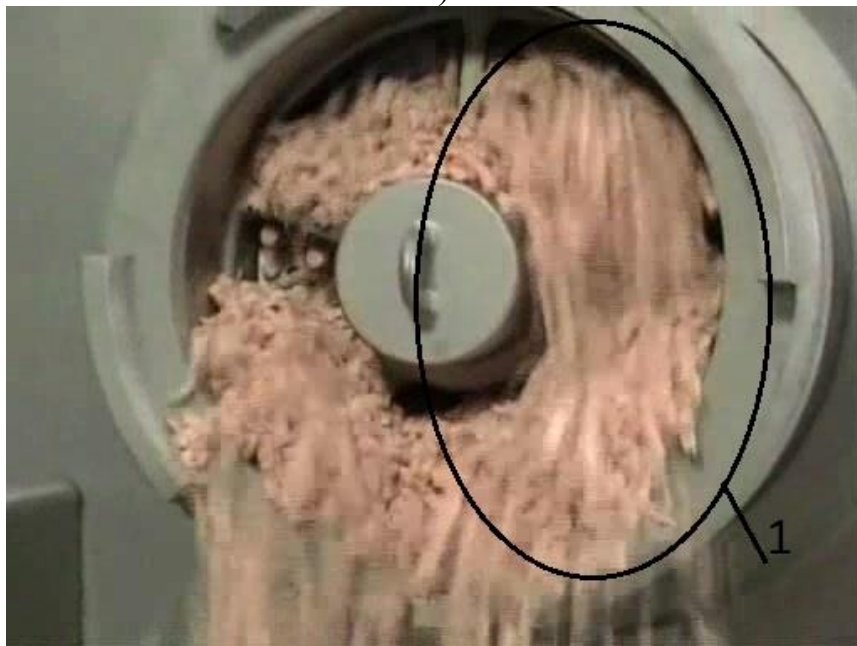


Рис. В.3. Зміна положення сектора інтенсивної подачі сировини з кутом β при обертанні шнека вовчка проти годинникової стрілки (при усталеному режимі подачі сировини)

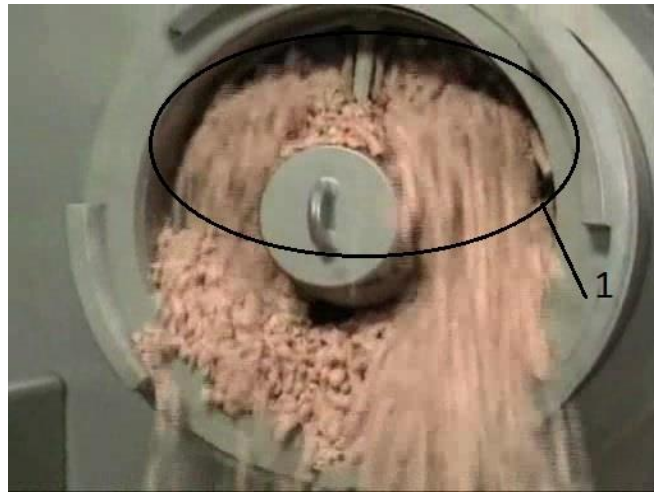


а)



б)

Рис. В.4. Зміна положення зони інтенсивної подачі сировини 1 при обертанні шнека вовчка (отримання м'ясного фаршу з замороженої сировини)



а)

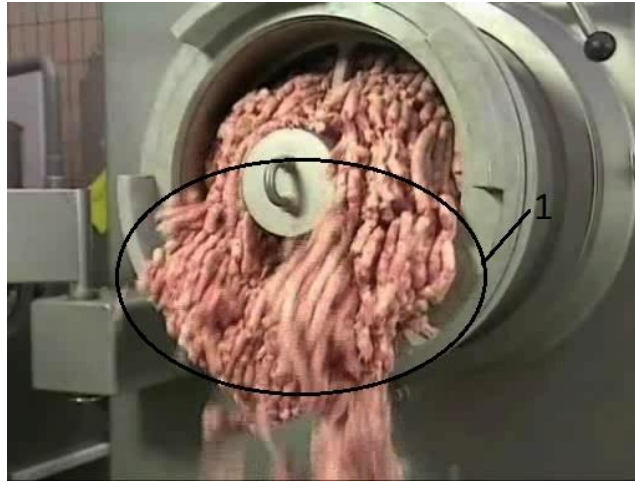


б)



в)

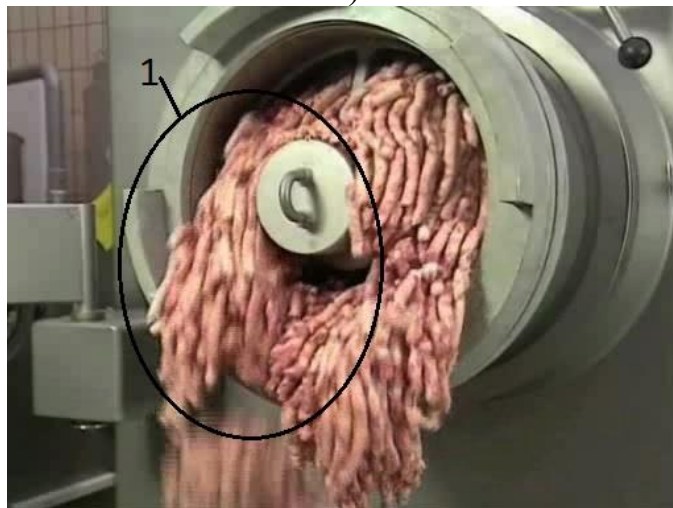
Рис. В.5. Зміна положення зони інтенсивної подачі сировини 1 при обертанні шнека вовчка (отримання м'ясного фаршу з замороженої сировини)



а)



б)



в)

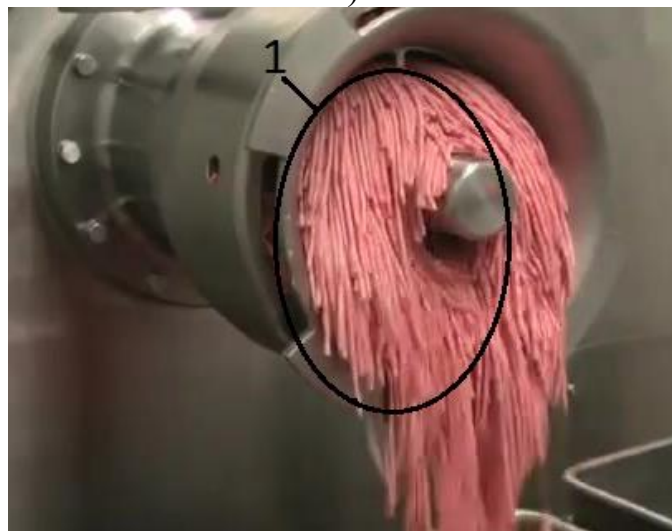
Рис. В.6. Зміна положення зони інтенсивної подачі сировини 1 при обертанні шнека вовчка (отримання м'ясного фаршу з парної сировини)



а)

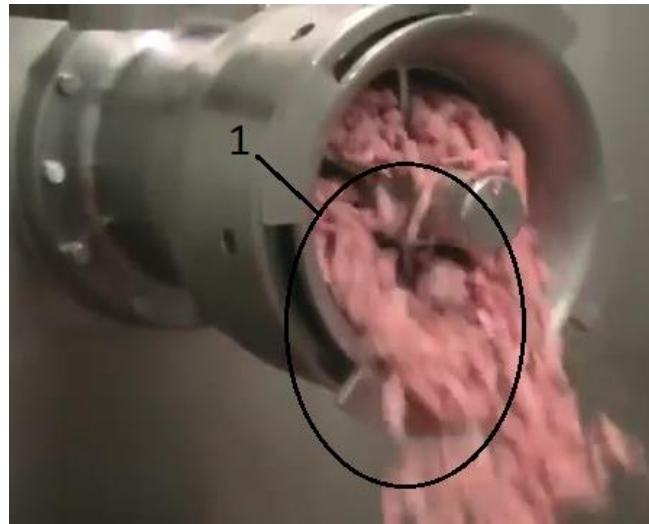


б)



в)

Рис. В.7. Зміна положення зони інтенсивної подачі сировини 1 при обертанні шнека вовчка (отримання м'ясного фаршу з парної сировини)



а)

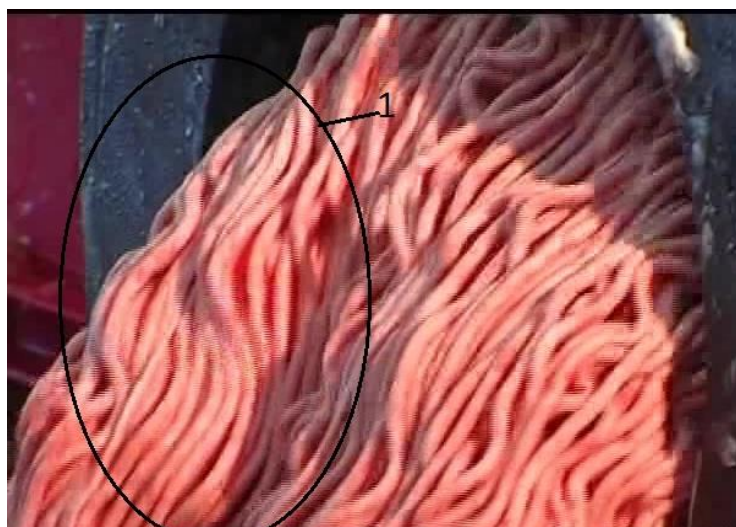


б)



в)

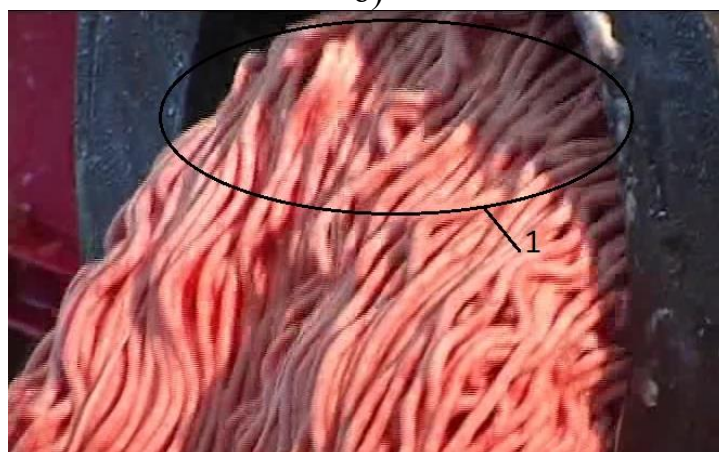
Рис. В.8. Зміна положення зони інтенсивної подачі сировини 1 при обертанні шнека вовчка (отримання м'ясного шроту з парної сировини)



а)



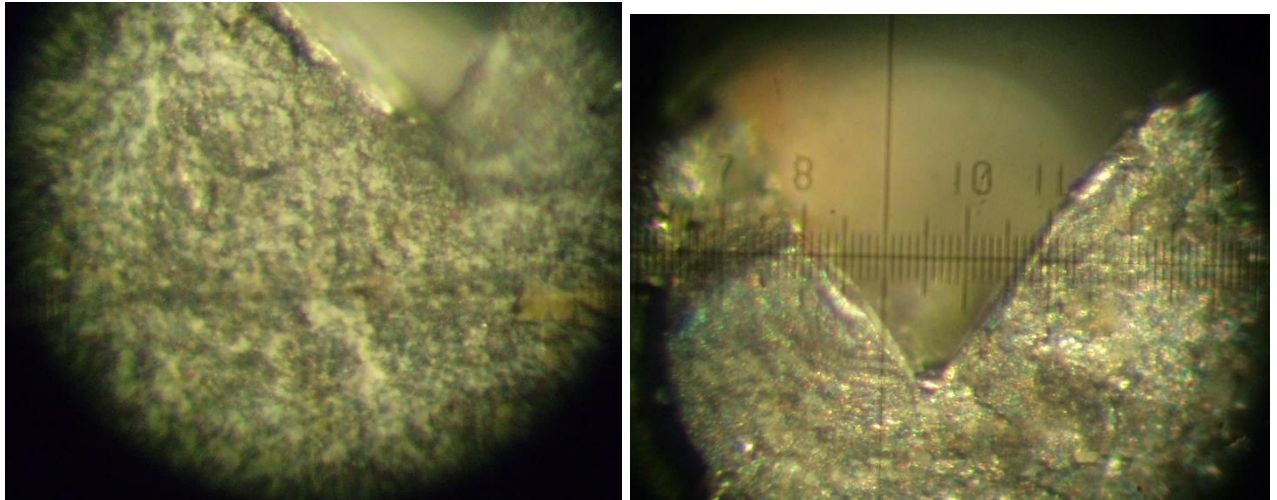
б)



в)

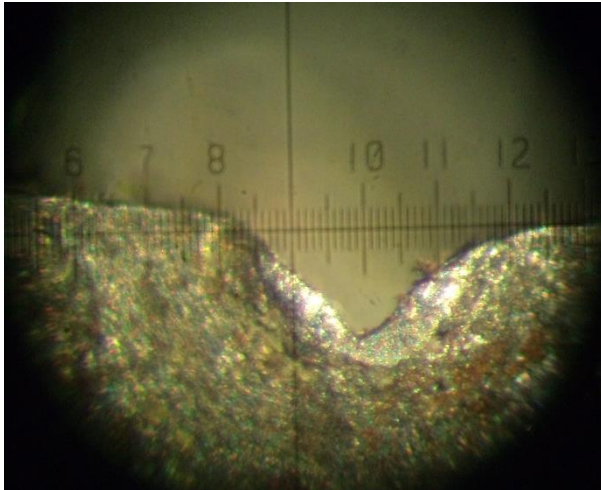
Рис. В.9. Зміна положення зони інтенсивної подачі сировини 1 при обертанні шнека вовчка (отримання м'ясного фаршу з парної сировини)

Результати дослідження впливу положення лез ножа в коловому напрямку
на ефективність їх роботи

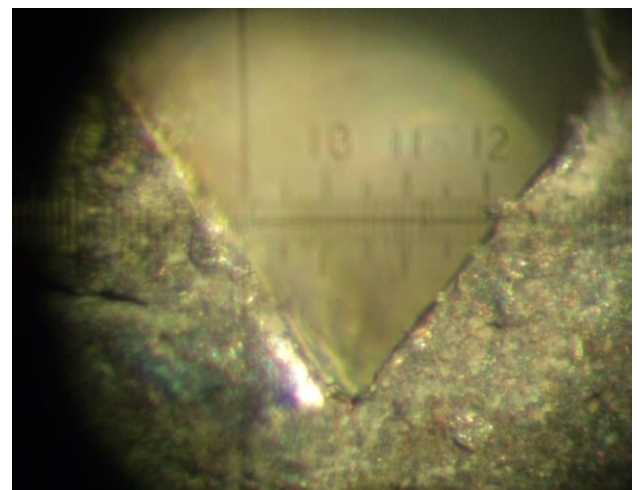


а)

б)



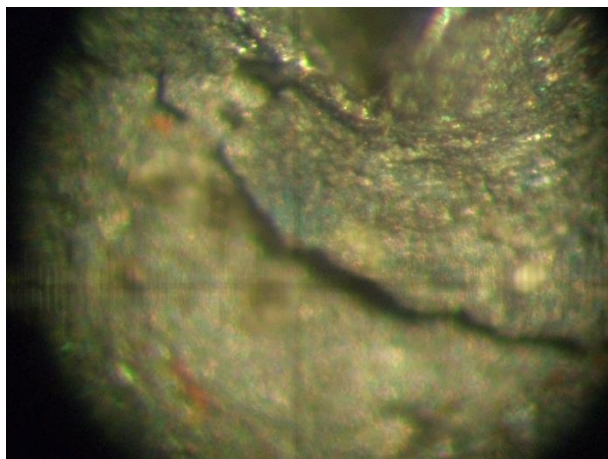
в)



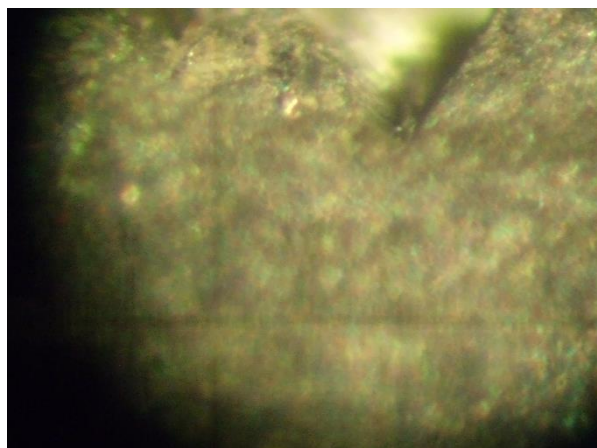
г)

Рис. В.10. Відбитки різальних крамок лез ножа вовчка МП-160 з боку приймальної решітки після 10 годин напрацювання:

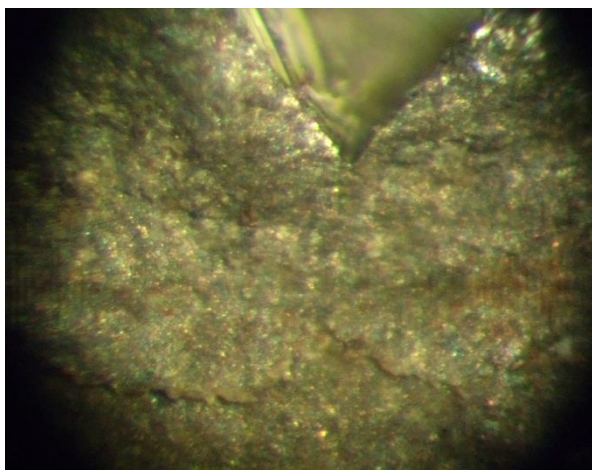
а) – лезо № 1 ; б) – лезо № 2; в) – лезо № 3; г) – лезо № 4



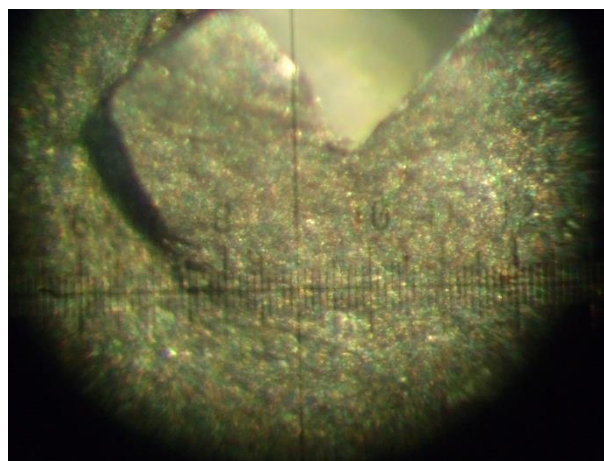
а)



б)



в)



г)

Рис. В.11. Відбитки різальних кромek лез ножа вовчка МП-160 з боку вихідної решітки після 10 годин напрацювання: а) – лезо № 1 ; б) – лезо № 2; в) – лезо № 3; г) – лезо № 4

Коефіцієнти рівняння регресії

Вид коефіцієнта	Значення коефіцієнтів відповідно до графічних залежностей, зображених на рисунках					
	Рис. 4.7					
	1	2	3			
<i>a</i>	0,2547	0,3398	0,4587			
<i>b</i>	$4,21 \cdot 10^{-5}$	$26,14 \cdot 10^{-5}$	$3725 \cdot 10^{-5}$			
<i>c</i>	0,000107	0,00021	0,00028			
	Рис. 4.8					
	1	2	3			
<i>a</i>	0,1985	0,2871	0,3592			
<i>b</i>	$19,64 \cdot 10^{-5}$	$66,92 \cdot 10^{-5}$	$75,42 \cdot 10^{-5}$			
<i>c</i>	$9,07 \cdot 10^{-5}$	$15,21 \cdot 10^{-5}$	$32 \cdot 10^{-5}$			
	Рис. 4.9					
	1			2		
<i>a</i>	0,3013			0,5027		
<i>b</i>	$-11,06 \cdot 10^{-4}$			$-34,5 \cdot 10^{-4}$		
<i>c</i>	$17 \cdot 10^{-5}$			0,3013		
	Рис. 4.10					
	1			2		
<i>a</i>	2,85			2,54		
<i>b</i>	-10,61			-9,36		
<i>c</i>	10,83			9,35		
	Рис. 4.11					
	1	2	3	4	5	6
<i>a</i>	0,209	0,209	0,309	0,309	0,308	0,386

Продовження табл. В.1

<i>b</i>	-0,006	-0,006	-0,014	-0,0345	0,078	-0,033
<i>c</i>	0,011	0,011	0,022	0,0475	0,016	0,081
	Рис. 4.12					
	1	2	3	4	5	6
<i>a</i>	0,258	0,258	0,345	0,345	0,417	0,417
<i>b</i>	0,001	0,022	0,014	0,002	-0,017	-0,017
<i>c</i>	0,012	0,018	0,018	0,042	0,059	0,059
	Рис. 4.13					
	1	2	3	4	5	6
<i>a</i>	0,265	0,265	0,365	0,365	0,449	0,449
<i>b</i>	-0,003	-0,015	-0,027	-0,039	-0,045	-0,078
<i>c</i>	0,0135	0,035	0,0395	0,07	0,085	0,139
	Рис. 4.14					
	1	2	3	4	5	6
<i>a</i>	0,209	0,209	0,309	0,309	0,308	0,386
<i>b</i>	-0,006	-0,006	-0,014	-0,034	0,078	-0,033
<i>c</i>	0,011	0,011	0,022	0,047	0,016	0,081
	Рис. 4.15					
	1	2	3	4	5	6
<i>a</i>	19,3	22,5	31,8	35,5	43,9	48,9
<i>b</i>	3,8	4,5	5,15	6,3	3,85	6,55
<i>c</i>	1,7	2,3	1,95	1,9	3,15	3,25
	Рис. 4.16					
	1		2		3	
<i>a</i>	40,6		47,27		61,52	
<i>b</i>	-0,112		-0,169		-0,130	

Продовження табл. В.1

<i>c</i>	0,0017	0,0027	0,0034	
	Рис. 4.17			
	1	2	3	
<i>a</i>	49,57	55,9	67,37	
<i>b</i>	-0,116	-0,155	-0,183	
<i>c</i>	0,0018	0,0028	0,004	
	Рис. 4.18			
	1	2	3	4
<i>a</i>	-0,21	-0,17	0,83	-0,35
<i>b</i>	3,70	2,62	-6,07	3,31
<i>c</i>	-5,90	-1,50	18,60	1,25
	Рис. 4.19			
	1	2	3	4
<i>a</i>	0,34	0,42	0,56	0,77
<i>b</i>	-0,001	$-23,39 \cdot 10^{-4}$	$-91,77 \cdot 10^{-4}$	$-24,39 \cdot 10^{-3}$
<i>c</i>	$25 \cdot 10^{-5}$	$44,64 \cdot 10^{-5}$	$85,14 \cdot 10^{-5}$	$17,3 \cdot 10^{-4}$

Додаток Д

Патент на корисну модель, кінематична схема вовчка підвищеної продуктивності,
економічний ефект від впровадження розроблених рішень, акти впровадження наукових результатів у виробництво

Додаток Д.1

Патент на корисну модель



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **88059** (13) **U**
(51) МПК (2014.01)
B02C 18/30 (2006.01)
A22C 17/00

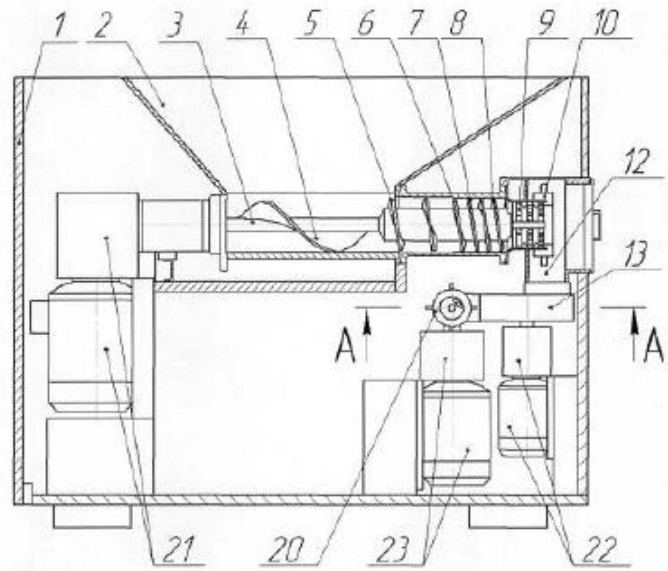
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2013 12240</p> <p>(22) Дата подання заявки: 21.10.2013</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.02.2014</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.02.2014, Бюл.№ 4</p>	<p>(72) Винахідник(и): Некоз Олександр Іванович (UA), Осипенко Василь Іванович (UA), Філімонова Надія Вікторівна (UA), Батраченко Олександр Вікторович (UA), Хом'як Анна Володимирівна (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Батраченко Олександр Вікторович, вул. Сумгаїтська, 61, кв. 19, м. Черкаси, 18029 (UA)</p>
---	---

(54) ВОВЧОК УНІВЕРСАЛЬНИЙ**(57) Реферат:**

Вовчок універсальний містить станину, бункер, подрібнювальний шнек для подрібнення замороженої сировини, який має витки перемінного кроку і може бути виконаний багатозаходним із валом змінного діаметра, різальний комплект, який встановлений на подрібнювальному шнеку, пристрій фіксації різального комплекту, привод подрібнювального шнека, який додатково обладнаний насосом, горловиною, патрубком, ножовим валом, додатковим різальним комплектом, що встановлюється на ножовий вал, пристроєм фіксації додаткового різального комплекту, приводом насоса, приводом ножового валу, як насос використовується шестеренний насос із внутрішнім зачепленням, насос розташований нижче осі подрібнювального шнека таким чином, що сировина подається подрібнювальним шнеком до патрубки, з якого вона потрапляє до насоса, який в свою чергу подає її у горловину, всередині якої розміщено ножовий вал і на виході з якої встановлено додатковий різальний комплект.

UA 88059 U



Додаток Д.1

UA 88059 U

Корисна модель належить до пристроїв для подрібнення харчових продуктів, переважно м'яса, та може бути використана у харчовій промисловості та на підприємствах загального харчування.

5 Відомий пристрій для подрібнення м'ясопродуктів, який складається зі станини, бункера, робочого циліндра, подавального шнека, робочого шнека, який виконано однозаходним, різального комплексу та приводу (А.С. СРСР № 1837783 кл. А22С 17/00, 1993).

Відома машина для подрібнення м'яса, складається зі станини, бункера, робочого циліндра, подавального шнека, робочого шнека, який виконано двозаходним, різального комплексу та приводу (патент України на винахід № 88004 кл. В02С 18/00, 2009).

10 Відомий воячок, який має шнек, що здатен подрібнювати заморожену сировину, привод шнека, різальний комплект, причому поміж елементами різального комплексу вбудовано насос, який призначений для створення додаткового нагнітального тиску для подачі в'язкої сировини, насос приводиться в дію від шнека (Hakkmaskine til hakning af kød eller lignende materiale // патент Данії на винахід № 159591 В, кл. В02С 18/30, 1977).

15 Відомий воячок, поміж елементами різального комплексу якого вбудовано насос, що призначений для створення додаткового нагнітального тиску для подачі в'язкої сировини, насос приводиться в дію від шнека, причому як насос може використовуватись ексцентриково-лопатевий, шестеренний або шестеренний із внутрішнім зачепленням насоси (Hakkmaskine, isaer kødhakkmaskine // патент Данії на винахід № 159999 В, кл. В02С 18/30, 1979).

20 Відомий воячок, конструкції якого передбачено використання насосу, що розташований поза межами різального комплексу, причому сировина дані проходить крізь різальний комплект і один раз - крізь насос (Maschine, besonders hackmaschine zum hacken von fleisch oder ähnlichen aufgaben // патент ФРН на винахід № DT 2623322 А1, кл. В02С 18/00, 1976).

25 Відомий воячок MADO, який має два паралельні подавальні шнеки, різальний комплект попереднього подрібнення, що приводиться в дію від подавальних шнеків, двогвинтовий насос, що призначений для подачі сировини до основного різального комплексу, який приводиться в дію від одного з гвинтів двогвинтового насосу, воячок має привод подавальних шнеків та привод двогвинтового насоса (Food cutting apparatus // патент США на винахід № US 5820041, кл. В02С 18/30, 1998).

30 Недоліком даних воячків є: недостатня продуктивність (що обумовлено подачею шнеком сировини в кожний момент часу не по всій площі решіток різального комплексу, а лише в межах їх деякого сектора); неможливість безступінчато змінювати ступінь подрібнення сировини без зупинки воячка (що обумовлено обертанням ножів різального комплексу разом із шнеком).

35 Відомий воячок CFS AutoGrind, який призначений для подрібнення м'ясних заморожених блоків, воячок містить станину, бункер, подрібнювальний шнек для подрібнення замороженої сировини, робочий шнек та різальний комплект встановлений на ньому, привод подрібнювального шнека та привод робочого шнека (Промисловий каталог фірми GEA Convenience-Food Technologies [Електронний ресурс]. - Нідерланди, 2013. - Режим доступу: <www.cfsrussia.com>.).

40 Найбільш близьким за технічною суттю до воячка універсального, що заявляється, є воячок CFS MaxiGrind HD, який містить станину, бункер, подрібнювальний шнек для подрібнення замороженої сировини, який має витки перемінного кроку і може бути виконаний багатозаходним із валом змінного діаметра, різальний комплект, який встановлений на подрібнювальному шнеку, пристрій фіксації різального комплексу, привод подрібнювального шнека (Промисловий каталог фірми GEA Convenience-Food Technologies [Електронний ресурс]. - Нідерланди, 2013. - Режим доступу: <www.cfsrussia.com>.).

45 Недоліком даних воячків є: недостатня продуктивність (що обумовлено подачею подрібнювальним шнеком сировини в кожний момент часу не по всій площі решіток різального комплексу, а лише в межах їх деякого сектора); неможливість безступінчато змінювати ступінь подрібнення сировини без зупинки воячка (що обумовлено обертанням ножів різального комплексу разом із подрібнювальним шнеком); недостатня надійність роботи при переробці твердої та в'язкої сировини (що обумовлено низькою здатністю подрібнювального шнека до створення високого нагнітального тиску).

50 В основу корисної моделі поставлена задача отримання нового технічного результату. Технічним результатом є: підвищення продуктивності воячка; надання можливості безступінчато змінювати ступінь подрібнення сировини без зупинки воячка; підвищення надійності роботи воячка при переробці твердої та в'язкої сировини

55 Поставлена задача вирішується тим, що воячок універсальний, який містить станину, бункер, подрібнювальний шнек для подрібнення замороженої сировини, який має витки перемінного кроку і може бути виконаний багатозаходним із валом змінного діаметра, різальний

UA 88059 U

комплект, який встановлений на подрібнювальному шнеку, пристрій фіксації різального комплекту, привід подрібнювального шнека, відрізняється тим, що додатково обладнаний насосом, горловиною, патрубком, ножовим валом, додатковим різальним комплектом, що встановлюється на ножовий вал, пристроєм фіксації додаткового різального комплекту, приводом насоса, приводом ножового вала, як насос використовується шестеренний насос із внутрішнім зачепленням, насос розташований нижче осі подрібнювального шнека таким чином, що сировина подається подрібнювальним шнеком до патрубка, з якого вона потрапляє до насоса, який в свою чергу подає її у горловину, всередині якої розміщено ножовий вал і на виході з якої встановлено додатковий різальний комплект; різальний комплект містить кільцеві решітки, кожна з яких виконана у вигляді кільця, геометричні параметри якого визначаються за наступного співвідношення: $1 < D/d \leq 2$, де D - зовнішній діаметр кільця; d - діаметр осевого отвору кільця.

Корисна модель пояснюється кресленнями, на яких зображено: на фіг. 1 - загальний вигляд воячка (вид збоку); на фіг. 2 - загальний вигляд решітки за п. 2 Ф-ли; на фіг. 3 - загальний вигляд шестеренного насоса, ножового вала та додаткового різального комплекту.

Воячок універсальний містить (фіг. 1-3) станину 1, бункер 2, всередині якого розміщено подрібнювальний шнек 3 для подрібнення замороженої сировини. Подрібнювальний шнек 3 має витки перемінного кроку (витки 4 зі збільшеним значенням кроку для подрібнення блоків замороженої сировини та витки 5 зі зменшеним значенням кроку для подачі сировини до різального вузла), він може бути виконаний багатозаходним (наприклад мати три заходи 6, 7 і 8) та мати вал змінного діаметра (зменшеного діаметра в зоні витків зі збільшеним значенням кроку та збільшеного діаметра в зоні витків зі зменшеним значенням кроку). З боку сторони подрібнювального шнека 3, яка має витки зі зменшеним значенням кроку, встановлено різальний комплект 9, ножі якого обертаються разом із подрібнювальним шнеком 3. Елементи різального комплекту 9 фіксуються пристроєм 10 фіксації різального комплекту (наприклад гайкою). Кожна решітка 11 різального комплекту 9 може бути виконана (фіг. 2) у вигляді кільця, геометричні параметри якого визначаються за наступного співвідношення: $1 < D/d \leq 2$, де D - зовнішній діаметр кільця; d - діаметр осевого отвору кільця. Різальний комплект 9 сполучений патрубком 12 зі всмоктувальною частиною насоса 13. Основними елементами насоса 13 є (фіг. 3) зубчасте колесо 14 із внутрішнім зубчастим вінцем, зубчасте колесо 15 із зовнішнім зубчастим вінцем та роздільник 16. Нагнітаюча частина насоса 13 сполучена з горловиною 17, яка може мати прямолінійну, криволінійну або складну просторову конфігурацію. Всередині горловини 17 розташовано ножовий вал 18, на виході з горловини 17 встановлено додатковий різальний комплект 19, ножі якого обертаються за допомогою ножового вала 18. Елементи додаткового різального комплекту 19 фіксуються пристроєм 20 фіксації додаткового різального комплекту (наприклад гайкою). Подрібнювальний шнек 3 приводиться в дію за допомогою приводу 21 подрібнювального шнека. Насос 13 приводиться в дію за допомогою приводу 22 насоса. Ножовий вал 18 приводиться в дію за допомогою приводу 23 ножового вала.

Воячок універсальний працює наступним чином. Сировина (наприклад заморожені м'ясні блоки) подається в бункер 2, всередині якого вона захоплюється подрібнювальним шнеком 3 і початково подрібнюється шляхом затиснення поміж витками 4 зі збільшеним значенням кроку та стінками бункера 2. Отримані при цьому шматки сировини захоплюються витками 5 зі зменшеним значенням кроку та подаються до різального комплекту 9. Виконання подрібнювального шнека 3 багатозаходним (наприклад із заходами 6, 7 і 8) та із валом змінного діаметра (збільшеного в зоні витків 5 зі зменшеним значенням кроку) дозволяє забезпечити його високу продуктивність та одночасно з цим - достатньо високий нагнітальний тиск. Сировина, після подрібнення різальним комплектом 9, потрапляє до патрубка 12, з якого вона потрапляє до всмоктувальної частини насоса 13. Внаслідок обертання зубчастих коліс 14 і 15 насоса 13 сировина під підвищеним тиском потрапляє до горловини 17. При цьому, завдяки наявності роздільника 16, сировина не перетирається зубчастими колесами 14 і 15. В горловині 17 сировина розподіляється рівномірно по її діаметру та подається до додаткового різального комплекту 19, ножі якого обертаються за допомогою ножового вала 18. При цьому сировина остаточно подрібнюється та виходить із воячка.

Використання насоса 13 дозволяє забезпечити подачу сировини в кожний момент часу по усій площі решіток додаткового різального комплекту 19 на відміну від шнеків, які використовуються у відомих конструкціях воячків (як було встановлено [Неков О.І. та ін. Дослідження інтенсивності зношування різальних крайків ножа воячка // Вісник ЧДТУ. - Черкаси, № 2, 2013. - С. 134-139], в кожний момент часу шнек подає сировину лише в межах деякого сектора площі решітки, що суттєво зменшує використовувану робочу площу решіток і,

UA 88059 U

відповідно, продуктивність воячка). Завдяки цьому суттєвим чином підвищується продуктивність воячка.

Використання насоса 13 в конструкції воячка дозволяє також підвищити напітальний тиск сировини і таким чином підвищити надійність роботи воячка при переробці твердої та в'язкої сировини.

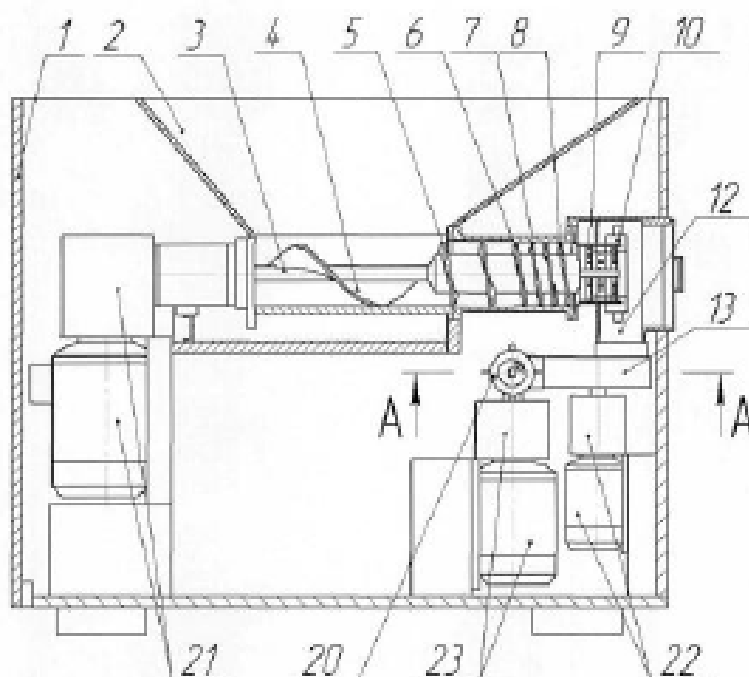
Використання індивідуальних приводів 21, 22, 23 дозволяє адаптувати режими роботи воячка в широких межах та безступінчато змінювати ступінь подрібнення сировини додатковим різальним комплектом 19 без зупинки воячка.

Використання кільцевих решіток 11 дозволяє (згідно [Пат. 31370 України, МПК В02С 18/26, 2008.]) підвищити продуктивність різального комплексу 9.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

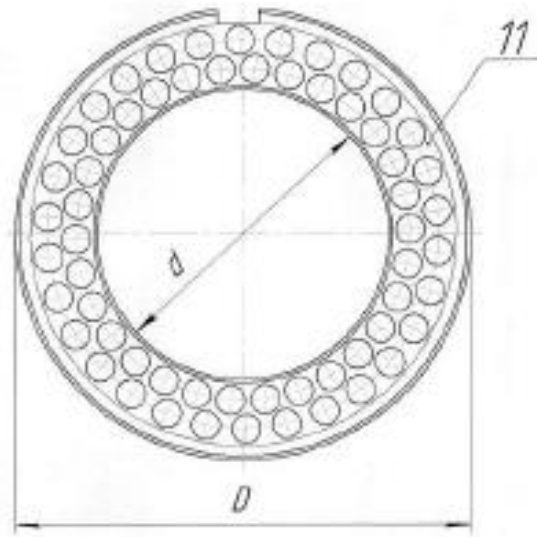
1. Воячок універсальний, який містить станину, бункер, подрібнювальний шнек для подрібнення замороженої сировини, який має витки перемінного кроку і може бути виконаний багатозаходним із валом змінного діаметра, різальний комплект, який встановлений на подрібнювальному шнеку, пристрій фіксації різального комплекту, привод подрібнювального шнека, який відрізняється тим, що додатково обладнаний насосом, горловиною, патрубком, ножовим валом, додатковим різальним комплектом, що встановлюється на ножовий вал, пристроєм фіксації додаткового різального комплекту, приводом насоса, приводом ножового вала, як насос використовується шестеренний насос із внутрішнім зачепленням, насос розташований нижче осі подрібнювального шнека таким чином, що сировина подається подрібнювальним шнеком до патрубка, з якого вона потрапляє до насоса, який в свою чергу подає її у горловину, всередині якої розміщено ножовий вал і на виході з якої встановлено додатковий різальний комплект.

2. Воячок універсальний за п. 1, який відрізняється тим, що різальний комплект містить кільцеві решітки, кожна з яких виконана у вигляді кільця, геометричні параметри якого визначаються за наступного співвідношення: $1 < D/d < 2$, де D - зовнішній діаметр кільця; d - діаметр осевого отвору кільця.

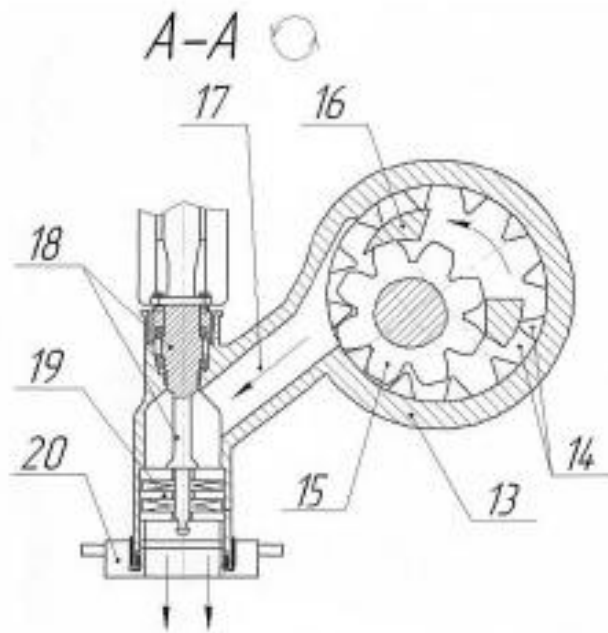


Фиг. 1

UA 88059 U



Фиг. 2



Фиг. 3

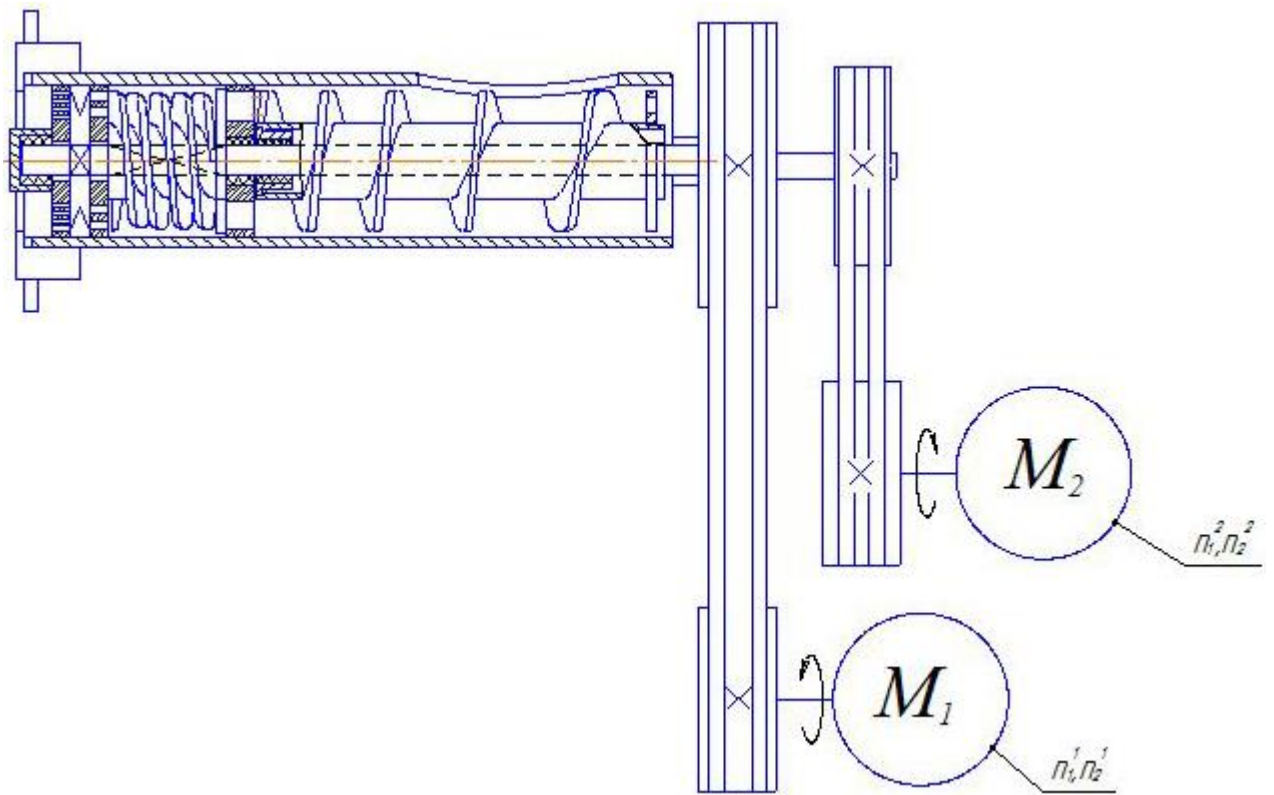
Комітет чернетки верстки А. Крижанівський

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ - 42, 01601

Додаток Д.2

Кінематична схема вовчка підвищеної продуктивності



Додаток Д.3

Економічний ефект від впровадження розроблених рішень

Розрахунок проводиться з метою порівняння економічної ефективності використання розробленої конструкції вовчка відносно базової конструкції вовчка.

В табл. Д.1 наведено вартість вовчка та його складових вузлів. З метою порівняння можливих значень капіталовкладень та, відповідно, отриманого економічного ефекту в таблиці наведено дані про вартість елементів конструкції вовчків.

Таблиця Д.1

Вартість елементів конструкції вовчків

Назва елемента конструкції	Вартість базової конструкції, грн			Вартість вдосконаленої конструкції, грн		
	при Ø130	при Ø160	при Ø200	при Ø130	при Ø160	при Ø200
Вовчок	100440	164010	232100	101530	165920	233500
Ніж	520	744	930	305	438	547
Решітка	430	540	888	430	540	888
Шнек	6210	7730	9500	6720	8430	10330

Капітальні вкладення на виготовлення вовчка з діаметром вихідної решітки 130 мм визначаються за кошторисом (табл. Д.2). Експлуатаційні витрати на виготовлення вовчка з діаметром вихідної решітки 130 мм визначаються за кошторисом (табл. Д.3). Результати розрахунків економічної ефективності використання вовчка з діаметром вихідної решітки 130 мм зведено в табл. Д.4.

Додаток Д.3

Аналогічні відомості стосовно вовчків з решітками діаметром 160 і 200 мм наведено в табл. Д.5–Д.10.

Таблиця Д.2

Кошторис капітальних вкладень на виготовлення вовчка з діаметром вихідної решітки 130 мм.

Статті витрат	Позначення	Значення		
		Базова конструкція	Дві базові конструкції	Нова конструкція
Витрати на конструювання обладнання, грн	K_k	40176	80352	40612
Витрати на виготовлення обладнання, грн	K_b	60264	120528	60918
Витрати на придбання оснащення, грн	$K_{пр.}$	3080	6160	3280
Витрати на монтаж обладнання, грн	$K_{мон.}$	1850	3700	1850
Витрати на виділення виробничих площ, грн	$K_{пл}$	1600	3200	1600
Витрати інші ($K_{інш} = 1,01 \cdot [K_k \dots K_{пл}]$), грн	$K_{ін}$	1730	3460	1730
Всього	K	108700	217400	109990

**Кошторис експлуатаційних витрат на виготовлення вовчка з діаметром
вихідної решітки 130 мм.**

Статті витрат	Позначення	Значення	
		Базові конструкції вовчків	Нова конструкція вовчка
Витрати на оплату електроенергії, що споживається обладнанням, грн	Е _{ЕН}	2925	1628
Витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн	Е _{ПЕРС}	3000	1500
Витрати на придбання різального інструменту, грн	Е _{РІЗ}	22920	13980
Всього	Е	28845	17108

Показники економічної ефективності використання вовчка з діаметром вихідної решітки 130 мм розробленої конструкції

Показники	Позначення	Величина показників	
		до впровадження	після впровадження
Річний випуск продукції, тис. т.	<i>A</i>	1500	1500
Продуктивність вовчка, кг/год	<i>Q</i>	4000	3600
Собівартість продукції, грн/кг	<i>C</i>	41,3	41,5
Встановлена потужність електродвигуна, кВт	<i>N</i>	10кВт/год	5 кВт/год
Виробничі площі, м ²	<i>S</i>	7	3,5
Капітальні вкладення, грн	<i>K</i>	217400	109990
Експлуатаційні витрати, грн	<i>E</i>	28845	17108
Річний економічний ефект, грн		-	119147
Термін окупності, років	<i>T_{ок}</i>	-	2,7

Річний економічний ефект від впровадження вовчка вдосконаленої конструкції:

$$\Delta\Pi = \Pi_2 - \Pi_1 = K_1 - K_2 + E_1 - E_2 =$$

$$= 217400 - 109990 + 28845 - 17108 = 119147 \text{ грн/ рік} \approx 119 \text{ тис. грн/рік}$$

Термін окупності капітальних вкладень:

$$T = \frac{K_{к2} + K_{В2}}{B_2} = \frac{100440}{1500 \cdot 10^3 \cdot 0,3} = 2,7 \text{ року}$$

Розроблений вовчок з решіткою діаметром 130 мм забезпечує економічний ефект від впровадження розробленої конструкції $\Delta\Pi = 119$ тис. грн/рік з терміном окупності $T = 2,7$ року.

Таблиця Д.5

Кошторис капітальних вкладень на виготовлення вовчка з діаметром вихідної решітки 160 мм

Статті витрат	Позначення	Значення		
		Базова конструкція	Дві базові конструкції	Нова конструкція
Витрати на конструювання обладнання, грн	K_k	65604	131208	66368
Витрати на виготовлення обладнання, грн	K_v	98406	196812	99552
Витрати на придбання оснащення, грн	$K_{пр.}$	3480	6960	3680
Витрати на монтаж обладнання, грн	$K_{мон.}$	1850	3700	1850
Витрати на виділення виробничих площ, грн	$K_{пл}$	1700	3400	1700
Витрати інші, грн	$K_{ін}$	1730	3460	1730
Всього	K	172770	345540	174880

**Кошторис експлуатаційних витрат на виготовлення вовчка з діаметром
вихідної решітки 160 мм**

Статті витрат	Позначення	Значення	
		Базова конструкція	Нова конструкція
Витрати на оплату електроенергії, що споживається обладнанням, грн	E_{EH}	8775	4885
Витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн	$E_{ПЕРС}$	3800	1900
Витрати на придбання різального інструменту, грн	$E_{PIЗ}$	30372	19008
Всього	E	42947	25793

**Показники економічної ефективності використання вовчка з решіткою
діаметром 160 мм розробленої конструкції**

Показники	Позначення	Величина показників	
		до впровадження	після впровадження
Річний випуск продукції, тис. т	<i>A</i>	2250	2250
Продуктивність вовчка, кг/год	<i>Q</i>	6000	5400
Собівартість продукції, грн/кг	<i>C</i>	43,2	39,8
Встановлена потужність електродвигуна, кВт	<i>N</i>	30кВт/год	15 кВт/год
Виробничі площі, м ²	<i>S</i>	8	4
Капітальні вкладення, грн	<i>K</i>	345540	174880
Експлуатаційні витрати, грн	<i>E</i>	42947	25793
Річний економічний ефект, грн	<i>Э</i>	-	187814
Термін окупності, років	<i>T_{ок}</i>	-	2,25

Річний економічний ефект від впровадження вовчка з решіткою діаметром 160 мм вдосконаленої конструкції:

$$\begin{aligned} \Delta\Pi &= \Pi_2 - \Pi_1 = K_1 - K_2 + E_1 - E_2 = 345540 - 174880 + 42947 - 25793 = \\ &= 187814 \text{ грн/рік} \approx 188 \text{ тис. грн/рік.} \end{aligned}$$

Термін окупності капітальних вкладень:

$$T = \frac{K_{к2} + K_{B2}}{B_2} = \frac{165920}{2250 \cdot 10^3 \cdot 0,3} = 2,25 \text{ року.}$$

Додаток Д.3

Розроблений вовчок з решіткою діаметром 160 мм забезпечує (порівняно із базовою конструкцією вітчизняної моделі вовчків) економічний ефект від впровадження розробленої конструкції $\Delta I I = 188$ тис. грн/рік з терміном окупності $T = 2,25$ року.

Таблиця Д.8

Кошторис капітальних вкладень на виготовлення вовчка з діаметром вихідної решітки 200 мм

Статті витрат	Позначення	Значення		
		Базова конструкція	Дві базові конструкції	Нова конструкція
Витрати на конструювання обладнання, грн	K_k	92840	185680	93400
Витрати на виготовлення обладнання, грн	K_v	139260	278520	140100
Витрати на придбання оснащення, грн	$K_{пр.}$	3880	7760	3980
Витрати на монтаж обладнання, грн	$K_{мон.}$	2050	4100	2050
Витрати на виділення виробничих площ, грн	$K_{пл}$	1800	3600	1800
Витрати інші, грн	$K_{ін}$	1930	3860	1930
Всього	K	241760	483520	243260

Додаток Д.3

Таблиця Д.9

**Кошторис експлуатаційних витрат на виготовлення вовчка з діаметром
вихідної решітки 200 мм**

Статті витрат	Позначення	Значення	
		Базова конструкція вовчків	Нова конструкція вовчка
Витрати на оплату електроенергії, що споживається обладнанням, грн	<i>E_{ЕН}</i>	9945	5536
Витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн	<i>E_{ПЕРС}</i>	4000	2000
Витрати на придбання різального інструменту, грн	<i>E_{РІЗ}</i>	45096	27144
Всього	<i>E</i>	59041	34680

Таблиця Д.10

**Показники економічної ефективності використання вовчка розробленої
конструкції з діаметром вихідної решітки 200 мм**

Показники	Позна- чення	Величина показників	
		до впрова- дження	після впрова- дження
Річний випуск продукції, тис. т	<i>A</i>	3375	3375
Продуктивність вовчка, кг/год	<i>Q</i>	9000	8100
Собівартість продукції, грн/кг	<i>C</i>	42,1	38,3
Встановлена потужність електродвигуна, кВт	<i>N</i>	34 кВт/год	17 кВт/год
Виробничі площі, м ²	<i>S</i>	10	5
Капітальні вкладення, грн	<i>K</i>	483520	243260
Експлуатаційні витрати, грн	<i>E</i>	59041	34680
Річний економічний ефект, грн	<i>Э</i>	-	264000
Термін окупності, років	<i>T_{ок}</i>	-	2,3

Річний економічний ефект від впровадження вовчка вдосконаленої конструкції:

$$\Delta\Pi = \Pi_2 - \Pi_1 = K_1 - K_2 + E_1 - E_2 = 483520 - 243260 + 59041 - 34680 = \\ = 264 \text{ тис. грн/рік}$$

Термін окупності капітальних вкладень:

$$T = \frac{K_{\kappa 2} + K_{B2}}{B_2} = \frac{233500}{3375 \cdot 10^3 \cdot 0,3} = 2,3 \text{ року.}$$

Розроблений вовчок з діаметром вихідної решітки 200 мм забезпечує (порівняно із базовою конструкцією вітчизняної моделі вовчків) економічний ефект $\Delta\Pi = 264$ тис. грн/рік з терміном окупності $T = 2,3$ року.

Акти впровадження наукових результатів у виробництво

ЗАТВЕРДЖУЮ:
 Директор ПП «Алнат»
 О. А. Козій



«07» А ЧЕРКАСЬКОГО РАЙОНУ 2016 р.

Акт промислових випробувань вдосконаленого вовчка

Комісія у складі представників:

від ПП «Алнат»:

Разумков В.Ф. – начальник виробництва

від ЧДТУ:

Філімонова Н. В. - асистент

склала даний акт про промислове випробування вовчка моделі АЛ-130, який оснащений робочими органами вдосконаленої конструкції.

В період з травня по серпень 2016 р. було проведено оцінювання ефективності роботи вовчка АЛ-130, який був оснащений шнеком двозаходним шнеком та ножами, що мають леза, розташовані в межах відповідного сектору. Вовчок використовувався в технологічній лінії по виготовленню фаршів для заморожених напівфабрикатів.

Висновки.

Проведені випробування дозволили встановити наступне:


- застосування двозаходного шнеку дозволяє підвищити продуктивність вовчка у 1,5-1,7 рази по відношенню до випадку застосування однозаходного шнеку (за умови однакових кутів підйому останніх витків означених шнеків);
- використання ножів, лез яких розміщені в межах відповідного сектору, дозволяє зменшити експлуатаційні витрати на придбання різального інструменту за рахунок меншої собівартості таких ножів. Ножі, які випробовувались, мають належну надійність в роботі, що доводить можливість їх практичного використання;
- шляхом проведення органолептичного аналізу встановлено, що готові вироби (пельмені) за такими показниками, як зернистість, розжовуваність та соковитість відповідають контрольним зразкам, що виготовлялись із використанням вовчка АЛ-130 зі стандартними робочими органами.

Від ПП «Алнат»


Начальник виробництва

Від ЧДТУ

Асистент



В. Ф. Разумков



Н. В. Філімонова

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Головний інженер
ТОВ «Черкаська продовольча
компанія»
П. В. Іванов

« 04 » 2016 р.



Акт промислових випробувань м'ясорізальних вовчків, що мають вдосконалену конструкцію

Комісія у складі представників:

від ТОВ «ЧПК»:

Корженко І. Є. – провідний інженер ВГМ

від ЧДТУ:

Філімонова Н. В. - асистент

склала даний акт про промислове випробування вдосконалених конструкцій м'ясорізальних вовчків моделей МП-160, К6-ФВП-160 К6-ФВЗП-200, VVS-180, а також вакуумного шприца моделі «Handtmann VF 628» з вовчковою насадкою.

В період із квітня по червень 2016 р. було проведено оцінювання ефективності роботи подавальних механізмів та різальних вузлів вовчків моделей МП-160, К6-ФВП-160 К6-ФВЗП-200, VVS-180 та шприца з вовчковою насадкою моделі «Handtmann VF 628» на ТОВ «Черкаська продовольча компанія».

Висновки.

Проведені випробування дозволили встановити наступне:

- при використанні двозаходного шнеку продуктивність вовчка підвищується у 1,43-1,82 рази в порівнянні із однозаходним з таким самим значенням кута підйому витків. Величина підвищення продуктивності залежить, зокрема, від діаметру отворів вихідної решітки різального вузла;
- використання ексцентриково-лопатевого насосу для подачі м'ясної сировини до різального вузла – дозволяє підвищити продуктивність вовчка в 1,8÷2,2 рази в порівнянні з використанням однозаходного шнеку. Підвищення продуктивності спостерігається для вихідних решіток як з крупними, так і з мілкими отворами;
- ножі, що мають леза, які розташовані нерівномірно в коловому напрямку, показали належну подрібнювальну здатність та довговічність в роботі, випадків руйнування лез не відмічено;

- органолептичним аналізом, який проводився групою експертів, встановлено, що готові ковбасні вироби за такими показниками, як зернистість, м'якість та соковитість відповідають контрольним зразкам, що виготовлялись із використанням стандартного, не вдосконаленого, обладнання.

Від ТОВ «ЧПК»:

Провідний інженер ВГМ



І. С. Корженко

Від ЧДТУ

Асистент



Н. В. Філімонова

Команда з експертів представників:

від ТОВ «ЧПК»:

Корженко І. С. – провідний інженер ВГМ

від ЧДТУ:

Філімонова Н. В. – асистент

складає даний акт про промислове випробування вдосконалених конструкцій м'ясорізальних ножів моделей МП-160, КБ-ФВЗП-160, КБ-ФВЗП-300, VVS-180, а також вакуумного шприца моделі «Handmann-VF 628» з різальною насадкою.

В період із квітня по червень 2018 р. було проведено об'єднані експерименти з метою оцінки ефективності роботи подавальних механізмів та різальних вузлів ножів моделей МП-160, КБ-ФВЗП-160, КБ-ФВЗП-300, VVS-180 та шприца з різальною насадкою моделі «Handmann-VF 628» на ТОВ «Іржавська промисловість компанія».

Висновки.

Проведені випробування дозволили встановити наступне:

- при використанні двозаходного шнеку продуктивність ножки підвищується у 1,43-1,82 рази в порівнянні із однозаходним з таким самим значенням кута шліфового шліфа. Величина підвищення продуктивності залежить, зокрема, від діаметру отворів вихідної решітки різального вузла;
- використання ексцентриково-двотехного насоса для подачі м'ясної сировини до різального вузла дозволяє підвищити продуктивність ножки в 1,8-2,2 рази в порівнянні з використанням однозаходного шнеку. Підвищення продуктивності спостерігається для вихідних решіток як з крупними, так і з малими отворами;
- ножі, що мають леза, які розташовані нерівномірно в кожному напрямку, показали належну і подібну до виробничої здатність та довговічність в роботі, випадків руйнування лез не відмічено;