

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

ЗИКОВ ОЛЕКСАНДР ВІКТОРОВИЧ

УДК 664.046.021.4:620.97:536.7

ДИСЕРТАЦІЯ


**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЙ ХАРЧОВИХ
ВИРОБНИЦТВ НА ОСНОВІ СИСТЕМ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦІЇ,
ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЇ ТА ПРИНЦИПІВ АДРЕСНОЇ ДОСТАВКИ
ЕНЕРГІЇ**

05.18.12 – процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та
фармацевтичних виробництв

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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


О. В. Зиков

*Примірник дисертаційної роботи
ідентичний іншим примірникам*

*Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
к.т.н. доцент*



Науковий консультант
Бурдо Олег Григорович
доктор технічних наук, професор

Т. І. Нікітчина

Одеса – 2018

АНОТАЦІЯ.

Зиков О. В. Удосконалення теплотехнологій харчових виробництв на основі систем термотрансформації, теплоутилізації та принципів адресної доставки енергії. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук (доктора наук) за спеціальністю 05.18.12 «Процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв» (133 – галузеве машинобудування). Одеська національна академія харчових технологій, Одеса, 2018.

Дисертація присвячена розробці наукових основ створення ефективних технологій АПК на базі електромагнітних генераторів, теплових труб, термотрансформаторів із використанням ефекту адресної доставки енергії.

На першому етапі аналізу відбувається формулювання проблеми, що складається з висунування центрального питання проблеми підвищення енергетичної ефективності АПК України та приведення показників енергоємності до європейського рівня, констрадікції (фіксації протиріччя, між фактичним споживанням енергії та фізично необхідним мінімумом енергії для проведення технологічного процесу), фінітізації (можливого опису очікуваного результату) – використання систем термотрансформації та адресної доставки енергії дозволить споживати тільки необхідну кількість енергії.

Далі на основі аналізу структур енерготехнологічних систем з'ясовується єдність визначеної проблеми та шляхів її розв'язання. Проводиться декомпозиція загальної енерготехнологічної системи на підсистеми та виявляються локальні проблеми кожної підсистеми і шляхи їх вирішення. Для оцінки ефективності запропонованих рішень використовують методи математичного моделювання. Специфічність поставлених задач потребує доповнення існуючого аналітичного опису процесів.

За підсумками цих етапів сформульована загальна наукова проблема, робочі гіпотези, мета, завдання і етапи аналітичних і експериментальних досліджень.

Загальна наукова проблема полягає в тому, що сучасні тепло технології АПК основані, як правило на використанні проміжного теплоносія для обробки сировини. Засобами інтенсифікації процесів тепло масообміну є підвищення швидкості руху теплоносія, тобто його витрат. Але це пов'язано з підвищенням витрат енергії з відпрацьованим теплоносієм. Виникло протиріччя між новими вимогами енергоефективності та традиційними засобами удосконалення техніки.

Для рішення цієї проблеми обґрунтовано перспективи новітніх принципів організації термообробки харчової сировини для створення енергоефективних теплотехнологій. Для чого прийнята робоча гіпотеза: використання ефекту адресної доставки енергії до мікрокапілярів сировини дозволить вирішити сучасну проблему створення тепломасобмінної апаратури при зменшенні витрат енергії. Гіпотезу підтверджують результати виробничих випробовувань розробленої інноваційної техніки, яка використовує ефект адресної доставки енергії, для чого, в свою чергу, було розвинуто наукові основи створення такого обладнання.

Метою роботи є обґрунтування перспективи новітніх принципів організації термообробки харчової сировини, створення енергоефективних теплотехнологій, інноваційного тепломасообмінного обладнання та методів їх розрахунку і оптимізації.

За допомогою системного аналізу також з'ясовано, що основним протиріччям при виробництві теплової енергії є невідповідність потенціалу енергії, що утворюється при її генерації тепловим методом і необхідним потенціалом для її використання кінцевим споживачем в харчових виробництвах. Рішення цього протиріччя потребує встановлення додаткових ступенів трансформації енергії. Та у відповідності до вимог сучасності, синтез екоіндустріальної технології ґрунтується на інноваційних принципах

організації процесів переносу до яких відносяться: принципи адресної доставки енергії до елементів харчової сировини; наноенерготехнології; вакуумні та хвильові технології; комбіновані технології; ініціювання «бародифузії» та «механо-дифузійних» явищ. Проведений аналіз сучасних принципів енергопідводу дозволив зробити висновок, що забезпечення ефективного підведення енергії, адресної її доставки до елементів харчової сировини можуть вирішуватися на базі сучасних пристроїв – теплових труб, термосифонів, мікрохвильового випромінювання. Проблема невідповідності температурних потенціалів генератора і споживача вирішена при використанні в теплогенераторах вакуумної випарно-конденсаційної схеми трансформації енергії, що дозволяє ефективно доставляти тепло споживачам, більш повно використовувати теплоту топкових газів, зменшити температуру поверхні, що контактує з продуктом при збереженні низького внутрішнього термічного опору.

При організації адресної доставки енергії за допомогою МХ випромінювання енергія потрапляє до внутрішньої вологи, яка має в ній потребу. В подальшому відбувається передача частини енергії до продукту, але ця енергія буде значно меншою ніж при традиційній схемі, температура продукту також буде меншою у порівнянні з традиційною схемою. Мінімізувати втрати енергії на нагрів продуктів при адресній доставці енергії можливо якщо забезпечити доставку тільки необхідної кількості енергії. Основна частина енергії МХ випромінювання поглинається молекулами води, що знаходиться в продукті. Ця енергія витрачається на підвищення температури, та на розрив зв'язків між молекулами води, та перехід частини з них у пароподібний стан. Враховуючи капілярну внутрішню структуру багатьох харчових продуктів можна припустити виникнення додаткових рушійних сил в середині капілярів, що викликають рух рідини в капілярах і видалення вологи із продукту і у рідкій фазі. Для урахування цього ефекту розроблено відповідні математичні моделі процесів

перенесення в капілярах. Знайдено безрозмірний критерій, що характеризує інтенсивність перенесення рідини в капілярах.

При адресній доставці енергії до продукту за допомогою ефективних теплопроводів (ТТ і ТС) можлива реалізація квазістаціонарних або нестаціонарних умов тепломасообміну. Для нестаціонарних умов розроблена модель сушіння зернового шару з урахуванням механізмів капілярного гальмування. Вона основана на рішенні рівняння нестаціонарної теплопровідності з урахуванням молекулярної та конвективної дифузії в середині шару сипучого матеріалу. Також в моделі сушіння ураховано механізм «капілярного гальмування» який призводить до зменшення рушійної сили процесу сушіння. Запропоновано існування як мінімум двох форм гальмування під час сушіння. Перша проявляється, коли волога на поверхні починає зникати. Механізм «капілярного гальмування» виникає за рахунок стоншення поверхневої плівки рідини і переміщення її до місць контакту окремих зерен з утворенням «водяних містків». В процесі випаровування в цих місцях «заглиблюються» криволінійні поверхні розділу фаз «пара – рідина». При цьому кривизна цих границь розділу зростає, що веде до появи істотного за величиною «капілярного тиску» що знижує «рушійну силу» процесу масовіддачі. В подальшому фронт випаровування переміщується в глибину капілярів, де кривизна поверхні залежить від діаметрів капілярів і проявляється друга форма «капілярного гальмування», що враховано в моделі другого періоду сушіння.

Розроблена модель сушіння сипкого матеріалу при адресній доставці енергії була реалізована на ЕОМ, що дозволило дослідити вплив параметрів шару сипкого матеріалу на інтенсивність процесу сушіння. Розроблені програми розрахунків можуть бути використані як для поглиблення аналізу внутрішнього механізму сушіння так для розрахунку параметрів інноваційних сушарок, запропонованих далі.

Для сипких продуктів запропоновано модифіковану блочну сушарку, в якій енергія згоряння палива передається до продукту за допомогою системи

термотрансформації на основі двофазного випарно-конденсаційного контуру. Це вирішує проблему невідповідності температурних потенціалів продуктів згоряння і продукту, дозволяє максимально повно використовувати енергію палива при забезпеченні екологічної безпеки продукту. Але для забезпечення максимальної енергоефективності сушарки потрібен розвиток методів розрахунку і оптимізації теплогенеруючого обладнання з двофазними випарно-конденсаційними контурами.

Для термолабільних продуктів запропоновано інноваційну вакуумну сушарку в якій теплопередача до поверхні продукту здійснюється за допомогою двофазного випарно-конденсаційного контуру. Проведені дослідження свідчать, що за рахунок цього нерівномірність температурного поля при сушінні продукту не перевищує $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. До того ж розташування поверхні для конденсації пари всередині сушильної камери дозволило відводити з установки не пару, а конденсат, що значно знизило гідродинамічний опір лінії відведення вологи, що видаляється і спростило експлуатацію установки.

Системи термотрансформації на основі двофазного випарно-конденсаційного контуру дозволили, також, підвищити енергоефективність процесів концентрування харчових розчинів в ВВУ. За допомогою діаграми енергетичних потоків була наглядно оцінена величина необхідної на процес енергії. Але наближення до цієї величини потребує необхідних режимних та конструктивних параметрів. Розроблена програма розрахунку таких параметрів потребувала уточнених значень коефіцієнтів теплопередачі при кипінні розчинів нелетких компонентів. Дослідним шляхом було отримано рівняння для визначення уточнених значень коефіцієнтів теплопередачі, яке було використано при техніко-економічній оптимізації ВВУ з двофазним контуром. В результаті оптимізації визначено температури випарника та конденсатора двофазного контуру, що забезпечують мінімальний термін окупності капітальних вкладень.

Описані раніше ефекти перенесення речовини в середині капілярів під дією градієнту тиску, що виникає в результаті адресної доставки енергії МХ випромінюванням можуть бути використані для удосконалення процесів екстрагування. Запропоновано проводити процес екстрагування в умовах адресної доставки енергії при режимах, що забезпечують режим конвективної дифузії. Враховуючи теорію «бародифузії» проф. Бурдо була розроблена методика розрахунку і оптимізації процесів екстрагування при адресній доставці енергії в умовах мікрохвильового поля, та реалізована комп'ютерна програма для розрахунку типових МХ екстракторів.

Для генерації екологічно чистого сушильного агента та кондуктивного підігріву продукту в запропонованих раніше сушарках рекомендується використовувати теплогенератор з вакуумним двофазним випарно-конденсаційним контуром. Можливі різні варіанти конструктивного виконання парогенеруючого модуля. В результаті аналізу енерготехнологічних схем найбільш перспективні були вибрані для параметричної оптимізації. Конструктивні параметри, знайдені в процесі оптимізації, можуть бути близькі до гранично допустимих, а враховуючи що зрив циркуляції в трубах може бути критичним для цілісності теплогенератора, було проведено експериментальне дослідження впливу щільності теплового потоку на швидкість циркуляції та паровміст потоку. Також для поліпшення масогабаритних показників були використані труби з нестандартним оребренням. Коефіцієнти тепловіддачі та аеродинамічного опору для таких труб також були визначені експериментально.

Для проведення параметричної оптимізації теплогенератору запропоновано комплексний безрозмірний критерій, що враховує металоємність конструкції, енергетичну ефективність та аеродинамічний опір. В результаті оптимізації визначено конструктивні параметри теплогенераторів потужністю 1, 1,5 та 2 МВт.

Враховуючи, що розроблений теплогенератор може бути використаний не тільки в сушарках а й інших промислових і побутових об'єктах було

також проведено техніко-економічну оптимізацію масогабаритних показників конденсаційного теплообмінника на прикладі підготовки гарячої води.

Заключним етапом досліджень було впровадження розроблених прикладних програми для розрахунку МХ екстракторів в компаніях СП «ГАЛКА Лтд» та ПАО «Енни Фудз», та виробничі випробовування створеної інноваційної вакуумної сушарки з системою термотрансформації на Українській часниковій компанії «Агропатріот» та ФОП «Дубовенко».

В роботі науково обґрунтовано що використання принципів спрямованої доставки енергії до рідкої фази харчової сировини, дає можливість управляти потоками енергії і організувати локальний перегрів рідини, точково перевести її в парову фазу, що викликає зростання тиску в цій точці, і ініціює специфічний гідродинамічний двофазний потік з капіляра в напрямку його відкритого торця. Потужність такого гідродинамічного потоку визначається співвідношенням сил інерції потоку і сил «капілярного гальмування». В роботі вперше отримано залежності для визначення швидкості перенесення рідини в капілярі за рахунок «механодифузії» в умовах адресної доставки енергії з урахуванням «капілярного гальмування», безрозмірний критерій для визначення наявності «механодифузійного» ефекту та запропоновано і науково обґрунтовано методику визначення показників ефективності тепломасообмінного обладнання. У роботі розвинуто основи теорії тепломасопереносу та розширено уявлення і отримані структури рівнянь для розрахунку: процесів тепломасообміну в капілярних структурах, тепловіддачі при кипінні розчинів твердих нелетких компонентів, тепловіддачі оребрених поверхонь зі специфічним типом оребрення, часу сушіння продуктів в вакуумній сушарці.

Ключові слова: тепломасообмін, енергоефективність, сушіння, концентрування, екстрагування, теплогенератор, моделювання.

SUMMARY

Zykov A.V. The improvement of heat technologies of food production based on thermal transformation systems, heat recovery, and the principles of targeted delivery of energy. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences (Doctor of Sciences) for specialty 05.18.12 "Processes and Equipment for Food, Microbiological and Pharmaceutical Industries" (133 - Industrial Engineering). Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, 2018.

The thesis is devoted to the development of scientific bases for the creation of efficient technologies of agroindustrial complex on the basis of electromagnetic generators, heat pipes, and thermal transformation systems using the effect of targeted energy delivery.

The first stage of the analysis is the formulation of the problem, which consists of raising the central issue of improving the energy efficiency of the AIC of Ukraine and bringing the indices of energy intensity to the European level, constriction (fixing the contradiction between actual energy consumption and physically necessary minimum energy for the technological process), finalization (possible description of the expected result) – the use of thermal transformation and address delivery of energy will allow consuming only the required amount of energy.

Further, on the basis of the analysis of the structures of energy technology systems, the unity of the problem and the ways to solve it is posed. The decomposition of the general energy-technological system into subsystems is carried out and the local problems of each subsystem are identified and the ways of their solution are revealed. Methods of mathematical modeling are used to evaluate the effectiveness of the proposed solutions. Specificity of posed tasks requires the addition of an existing analytical description of processes.

As a result of these stages, a common scientific problem, working hypotheses, goals, tasks and stages of analytical and experimental research are formulated.

The general scientific problem lies in the fact that modern heat technology of AIC are based, usually on the use of an intermediate heat carrier for processing raw materials. The mechanism of intensification of heat supply processes of mass transfer is to increase the velocity of the heat carrier, i.e. its costs. But this is due to an increase in energy losses with the exhaust heat carrier. There was a contradiction between the new requirements of energy efficiency and traditional means of improving a technology.

To solve this problem, it is necessary to substantiate the prospects of the newest principles of the organization of heat treatment of food raw materials for creating the energy-efficient heat technologies. For what the working hypothesis is created: the use of the effect of addressing energy delivery to the microcapsules of raw materials will solve the current problem of creating heat-generating equipment with reduced energy costs. Confirmation of the hypothesis requires the development of innovative technology that uses the effect of targeted energy delivery, which, in turn, involves the development of scientific foundations for such equipment creation.

The aim of the work is to substantiate the prospects of the newest principles of the organization of heat treatment of food raw materials, creation of energy-efficient heat technologies, innovative heat-mass-exchange equipment and methods for their calculation and optimization.

With the help of system analysis, it was also found that the main contradiction in the production of thermal energy is the discrepancy of the potential of energy generated during its generation by the thermal method and the necessary potential for its use by the end user in food production. The solution to this contradiction requires the establishment of additional stages of energy transformation. But according to the requirements of modern times, the synthesis of eco-industrial technology should be based on the innovative principles of

organization of transport processes which include: principles of targeted energy delivery to elements of food raw materials; nanotechnology; vacuum and wave technologies; combined technologies; initiation of "barodiffusion"; "Mechano-diffusion" phenomena. The analysis of modern principles of power supply allowed us to conclude that ensuring the efficient supply of energy, its targeted delivery to the elements of food raw materials can be solved on the basis of modern devices - heat pipes, thermosyphons, and microwave radiation. The problem of inconsistency of the temperature potentials of the generator and the consumer can be solved by heat evaporators with the vacuum evaporative-condensation energy transformation scheme, which will effectively deliver heat to consumers, more fully utilize the heat of combustion gases, reduce the temperature of the surface contacting with the product while maintaining low internal thermal resistance.

When organizing the targeted delivery of energy using microwave radiation, energy enters the internal moisture that it needs. In the future, the transfer of the part of the energy to the product is possible but this energy will be much smaller than in the traditional scheme, the temperature of the product will also be less compared to the traditional scheme. In order to minimize the energy loss for heating the product with the targeted delivery of energy, it is necessary to deliver only the necessary amount of energy to it. The main part of the energy of microwave radiation is absorbed by the molecules of water in the product. This energy is used to increase the temperature and to break the bonds between water molecules and to transform a part of them into a vapor state. Taking into account the capillary internal structure of many foods, it can be assumed that there is an additional motive force in the middle of the capillaries, causing the movement of fluid in the capillaries and the removal of moisture from the product and in the liquid phase. In order to take into account this effect, the appropriate mathematical models of transfer processes in capillaries have been developed. The dimensionless criterion, which characterizes the intensity of fluid transfer in capillaries, is found.

When the targeted delivery of energy to the product is realized by effective heat conductors (HPs and thermosyphons), quasi steady or unsteady conditions of

heat and mass transfer are possible. For unsteady conditions a model of drying of a grain layer has been developed taking into account mechanisms of capillary deceleration. It is based on the solution of the equation of non-stationary thermal conductivity, taking into account molecular and convective diffusion in the middle of the layer of bulk material. Also, in the drying model, the mechanism of "capillary deceleration", which leads to a decrease in the motive force of the drying process, is considered. The existence of at least two forms of deceleration during drying is proposed. The first occurs when the moisture on the surface begins to disappear. The mechanism of "capillary deceleration" arises due to the thinning of the surface liquid film and its displacement to the contact points of individual grains with the formation of "water bridges". In the process of evaporation in these places, the curved surfaces of the phase separation "steam - liquid" are going "deeper". In this case, the curvature of these surfaces increases, which leads to the appearance of a significant size of "capillary pressure" that reduces the "driving force" of mass transfer. In the future, the evaporation front moves to the depth of the capillaries where the surface curvature depends on the diameter of the capillaries, and the second form of "capillary deceleration" begins to affect. It is taken into account in the model of the second period of drying.

The developed model of drying of bulk material with targeted energy delivery was implemented on the computer, which allowed studying the influence of parameters of the layer of bulk material on the intensity of the drying process. The developed calculations programs can be used to deepen the analysis of the internal drying mechanism so as to calculate the parameters of the innovative dryers, as proposed below.

For bulk products, a modified block dryer is proposed in which the combustion energy of fuel is transferred to the product by the system of thermal transformation based on a two-phase evaporative-condensation circuit. This solves the problem of inconsistency of the temperature potentials of the combustion products and the product, allows maximally full use of fuel energy while ensuring the environmental safety of the product. But to ensure the maximum energy

efficiency of the dryer, the development of methods for calculating and optimizing heat generating equipment with two-phase evaporative-condensation circuits is needed.

For the thermolabial products, an innovative vacuum dryer is proposed in which the heat transfer to the surface of the product is carried out using a two-phase evaporative-condensation circuit. Studies carried out show that due to this, the unevenness of the temperature field during drying of the product does not exceed 1 °C. In addition, the location of the steam condensation surface inside the drying chamber allowed not steam but the condensate to be removed from the installation, which greatly reduced the hydrodynamic resistance of the removal line and simplified the operation of the plant.

Thermo-transformation systems based on the two-phase vapor-condensation circuit can also increase the energy efficiency of the processes of concentrating food solutions in VEU. Using the diagram of energy flows, the value of the energy required for the process was clearly estimated. But the approach to this value requires the necessary regime and design parameters. The developed program for the calculation of such parameters required the updated values of the coefficients of heat transfer during boiling solutions of non-volatile components. An equation for the determination of the specified values of the heat transfer coefficients that was used in the technical and economic optimization of the two-phase circuit was obtained by the experimental way. As a result of optimization the temperatures of the evaporator and the capacitor of the two-phase circuit which provide a minimum payback period of capital investments were determined.

The previously described effects of mass transfer in the capillaries under the influence of the pressure gradient resulting from the targeted delivery of energy by microwave radiation can be used to improve the extraction processes. It is proposed to carry out the extraction process in the conditions of targeted energy delivery at modes that provide a convective diffusion. Taking into account the theory of "barodiffusion" prof. Burdo a method for calculating and optimizing the extraction processes with targeted energy delivery in a microwave field was

developed, and a computer program for calculating typical microwave extractors was implemented.

To generate an environmentally friendly drying agent and for conductive heating of the product in the previously proposed dryers, the use of the vacuum heat generator with the two-phase evaporative-condensation circuit is proposed. Various variants of constructive performance of the steam generating module are possible. As a result of the analysis of energy technology schemes, the most promising ones were chosen for parametric optimization. The optimum constructive parameters can be close to the maximum allowable, and given that the failure of circulation in the pipes may be critical for the integrity of the heat generator, an experimental study was carried out on the effect of the heat flux density on the circulation velocity and the particle flow volume. Also, pipes with non-standard fins were used to improve the weight and dimensions. The coefficients of heat transfer and aerodynamic resistance for such pipes were also determined experimentally.

For the parametric optimization of the heat generator, a complex dimensionless criterion that takes into account the metal capacity of the structure, energy efficiency and aerodynamic resistance has been proposed. As a result of optimization, constructive parameters of heat generators with capacity of 1, 1.5 and 2 MW were determined.

Taking into account that the developed heat generator can be used not only in dryers but also in other industrial and household objects, the technical and economic optimization of mass and dimensional parameters of condensation heat exchanger was also carried out on the example of the preparation of hot water.

The final stage of the research was the introduction of developed applications for the calculation of microwave extractors in the companies JV «GALKA Ltd» and PJSC «Annie Foods», and the production tests of the created innovative vacuum dryer with a system of thermoformation on the Ukrainian garlic company «Agropatryot» and FOP «Dubovenko».

In the work it is scientifically proved that the use of the principles of directed energy delivery to the liquid phase of food raw materials enables to control the flows of energy and organize the local overheating of the liquid, transfer it to the vapor phase, which causes the increase of pressure at this point, and initiates a specific hydrodynamic two-phase flow from the capillary in the direction of its open end. The power of such a hydrodynamic flow is determined by the ratio of the forces of inertia of the flow and the forces of "capillary deceleration". In the work for the first time dependences for determining the rate of transfer of liquid in the capillary due to "mechano-diffusion" in the conditions of targeted energy delivery, taking into account "capillary inhibition", the dimensionless criterion for determining the presence of "mechano-diffusion" effect were obtained and the methodology for determining the efficiency of heat and mass exchange equipment was proposed and scientifically substantiated. In this work the basics of the theory of heat and mass transfer have been developed and the concepts of the equations for the calculation heat and mass transfer processes in capillary structures, heat transfer at boiling solutions of solid non-volatile components, heat transfer of finely-grounded surfaces with a specific type of fineness, and drying time of products in a vacuum dryer have been developed.

Key words: heat and mass transfer, energy efficiency, drying, concentration, extraction, heat generator, modeling.

СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії

1. Инновационные теплотехнологии АПК на основе тепловых труб. / Бурдо О. Г. та ін. Одесса: «ИНВАЦ». 2014. 376 с. *(здобувачем у співавторстві написано глави 1 - 10).*
2. Сучасний стан галузей економіки України: проблеми та шляхи вирішення: моногр. / за ред. І. І. Савенко, І. О. Седікової. Харків: ТОВ «Пром-Арт», 2018. 433 с. *(здобувачем у співавторстві написано главу 4).*

Статті у закордонних виданнях та у фахових українських виданнях, що індексуються у міжнародних наукометричних базах.

3. Development of wave technologies to intensify heat and mass transfer processes. / Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 11 (88). Issue 4. P. 34–42. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
4. Using of the Wave Technologies in Intensification Processes of Heat and Mass Transfer. / Burdo O. et al. // EUREKA Phys. Eng. 2018. Vol. 4. Issue 4. P. 18–24. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
5. The technologies of targeted energy supply in food industry. / Burdo O. et al. // MOTROL. Com. Mot. Energ. Agric. 2016. Vol. 18. Issue 8. P. 7–14. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
6. Бурдо О. Г., Зыков, А. В., Різниченко П. Н.. Технологии адресной доставки энергии и термотрансформации при производстве продуктов питания. Probleme energeticii regionale. 2016. № 2 (31). С. 55–68. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*

7. The Nanotechnological Innovation in Food Industry. / Burdo O. et al. // Int. J. Eng. Res. Appl. (IJERA), ISSN 2248-9622. 2016. Vol. 6. Issue 3. P. 144–150. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
8. Zykov A. V., Riznichenko D. N., Vezbah I. V. Experimental studies of boiling heat transfer of food solutions. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. Одеса, 2017. Т. 81, вип. 1. С. 85–90. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
9. Терзієв С. Г., Левтринська Ю. О., Зиков О. В. Математичне моделювання та оптимізація мікрохвильового протитечійного екстрактора. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2017. Т. 81, вип. 1. С. 157–163. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
10. Smirnov H. F., Zykov A. V., Riznichenko D. N. The determinaton of energy source optimal parameters for vacuum evaporation. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2016. Т. 80. вип 1. С. 133–137. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*

Статті у фахових виданнях України

11. Zykov A., Vezbah I., Osadchuk P. Modeling of grain drying process by rotation thermosyphon. // Аграрний вісник причорномор'я. 2017. №. 85. С. 100–111. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
12. Терзієв С. Г., Левтринська Ю. О., Зиков О. В. Оптимізація поточних мікрохвильових екстракторів кави. // Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. Т. 98. вип 3. С. 106–111. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
13. Смирнов Г. Ф., Зиков, О. В. Проблема выбора лучшего технического решения для обеспечения вакуум выпарной установки подводом тепла. //

Промышленная теплотехника. 2016. Т. 38. вып. 5. С. 32–39. (*Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів*)

14. Зыков А. В. Совершенствование теплотехнологий АПК на основе систем термотрансформации и адресной доставки энергии. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2014. Т. 3. вып. 45. С. 220–223. (*Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів*)
15. Бурдо О. Г., Безбах І. В., Зыков О. В. Дослідження процесу сушіння в рекуперативній зерносушарці. // Зерновые продукты и комбикорма. 2014. Т. 55. вып. 3. С. 47–50. (*Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів*)
16. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В. Анализ процесса сушки недеформируемого, нагреваемого материала на основе представлений о существовании физических механизмов ее торможения. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2014. Т. 2. вып. 45. С. 214–221. (*Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів*)
17. Бурдо О. Г., Безбах І. В., Зыков О. В. Підвищення енергоефективності рекуперативної зерносушарки. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2014. Т. 2. вып. 45. С. 190–195. (*Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів*)
18. Нові конструкції сушарок для виробництва екологічно безпечних зернопродуктів при зменшенні витрат енергії. / Бурдо О. Г. та ін. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2012. Т. 1. вып. 41. С. 231–235. (*Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів*)
19. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В., Воскресенская Е. В. Обобщение экспериментальных данных сушки амаранта, тепловая модель процесса сушки. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2012. Т. 1. вып. 41.

- С. 133–137. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
20. Зиков О. В., Воскресенська О. В. Моделювання процесу сушіння амаранту в апараті з термосифоном, що обертається. // Науковий вісник Львівського національного університету ветеринарної медицини та біотехнологій імені С. З. Ґжицького. 2011. Т. 13. вип. 4 (50). С. 58–62. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
21. Зыков А. В., Воскресенская Е. В. Моделирование процесса сушки амаранта. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2011. Т. 2. вип. 39. С. 355–358. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
22. Бурдо О. Г., Зыков А. В., Светличный П. И. Стратегия совершенствования энерготехнологий в условиях кризиса. // Інтегровані технології та енергозбереження. 2009. Вип 3. С. 3–10. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
23. Дослідження тепло-масообміну під час обробки дисперсних і в'язких харчових продуктів у апаратах на базі термосифонів./ Бурдо О. Г та ін. // Обладнання та технології харчових виробництв тематичний збірник наукових праць. 2009. Вип. 22. С. 28–34. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
24. Бурдо О. Г., Безбах І. В., Зыков А. В. Повышение энергетической эффективности процессов обезвоживания пищевого сырья. // Інтегровані технології та енергозбереження. 2008. №. 2. С. 23–28. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
25. Развитие конструкций тепло- массообменных аппаратов на базе автономных двухфазных модулей. / Безбах И. В. та ін. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2008. № 32. С. 221–230. *(Особистий внесок:*

загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)

26. Зыков А. В. Проблемы моделирования процессов сушки. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2007. Т. 1. вип. 30. С. 122–126. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
27. Бурдо О. Г., Зыков О. В., Казьмірук Ю. О. Дослідження процесів мікро- і макроперенесення при сушінні в електромагнітному полі. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2007. Т. 1. вип. 30. С. 169–172. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
28. Бурдо О. Г., Зыков О. В., Донкоглов В. І. Невтішний виходить моніторинг енергозатрат на зернопереробних підприємствах України. // Зерно і хліб. 2006. № 3. С. 46–48. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
29. Бурдо О. Г., Зыков О. В., Воскресенська О. В. Енергоекономні схеми екологічно безпечних блочних зерносушарок. // Зерно і хліб. 2005. № 4. С. 18–19. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*

Статті в інших виданнях

30. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В. Моделирование процессов сушки на основе механизма капиллярного торможения. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2015. Т. 1. вип. 47. С. 73–78. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
31. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В., Резниченко Д. Н. Системный анализ энергоэффективности ВВУ с тепловым насосом. // Наук.пр. /Одес. нац. акад. харч. технологій. 2015. Т. 2. вип. 47. С. 168–172. *(Особистий*

внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)

Патенти

32. Бурдо О. Г., Безбах І. В., Зиков О. В. Деклараційний патент на корисну модель 97592 Україна, МПК F26B 17/10 (2006.01). Пристрій для сушіння дисперсних матеріалів. Заявник та патентовласник Одеська національна академія харчових технологій. № u201410150. Заявлено 15.09.2014; опубліковано 25.03.2015. Бюл. № 6. 6 с.
33. Бурдо О. Г., Безбах І. В., Кондратенко О. А., Зиков О. В. Деклараційний патент на корисну модель 97593 Україна, МПК F26B 17/10 (2006.01). Пристрій для нагрівання дисперсних матеріалів. Заявник та патентовласник Одеська національна академія харчових технологій. № u201410151. Заявлено 15.09.2014; опубліковано 25.03.2015. Бюл. № 6. 6 с.
34. Бурдо О. Г., Безбах І. В., Зиков О. В. Деклараційний патент на корисну модель 107734 Україна, МПК (2016.01) F24H 9/00. Пристрій для нагрівання харчових рідин. Заявник та патентовласник Одеська національна академія харчових технологій. № u2015 11447. Заявлено 20.11.2015; опубліковано 24.06.2016. Бюл. № 12. 6 с.
35. Бурдо О. Г., Безбах І. В., Зиков О. В. Деклараційний патент на корисну модель 107735 Україна, МПК (2016.01) F26B 3/00, F26B 17/00. Пристрій для сушіння харчових дисперсних продуктів Заявник та патентовласник Одеська національна академія харчових технологій. № u2015 11448. Заявлено 20.11.2015; опубліковано 24.06.2016. Бюл. № 12. 6 с.
36. Бурдо О. Г., Безбах І. В., Зиков О. В. Деклараційний патент на корисну модель 107736 Україна, МПК F26B 17/18 (2006.01). Пристрій для випарювання харчових рідин. Заявник та патентовласник Одеська

національна академія харчових технологій. № u2015 11449. Заявлено 20.11.2015; опубліковано 24.06.2016. Бюл. № 12. 6 с.

Матеріали конференцій

37. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В. Механизмы «капиллярного торможения» в процессах сушки. // XV Минский международный форум по тепло- и массообмену, 2013 года: тезисы доклада / Минск, 2016. Т. 3. С. 202–206. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
38. Burdo O. G., Smirnov G. F., Zykov A.V. The problem of research and determination of reliable characteristics of heat pipes and heat pipe heat exchangers life time.// Second Int. Conf. "Heat Pipes Sp. Appl. (2HPSA), Moscow, 15-19 September, 2013: report theses / Moscow, 2014. С. 1–8. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
39. Зыков А. В. Методы моделирования процессов сушки. // Повышение энергетической эффективности пищевых и химических производств, 2007: тезисы доклада, ХДУХТ. / Харків, 2007. С. 55–59. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
40. Зыков А. В., Орлова С. С. Энергоэффективные методы термической обработки зерна. // Повышение эффективности процессов и аппаратов в химической и смежных отраслях промышленности: Материалы Международной научно-технической конференции, посвящённой 105-летию со дня рождения А. Н. Плановского (МНТК Плановский - 2016), Москва, 8-9 сентября, 2016 года: тезисы доклада, М:ФГБОУ ВО МГУДТ. / Москва, 2016. Т. 1. С. 154–157. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*

41. Зыков А. В., Смирнов Г. Ф., Ризниченко Д. Н. Сравнение эффективности применения различных систем термотрансформации для снижения энергозатрат при концентрировании растворов в выпарных аппаратах. // Повышение эффективности процессов и аппаратов в химической и смежных отраслях промышленности: Материалы Международной научно-технической конференции, посвящённой 105-летию со дня рождения А. Н. Плановского (МНТК Плановский - 2016), Москва, 8-9 сентября, 2016 года: тезисы доклада, М:ФГБОУ ВО МГУДТ. / Москва, 2016. Т1. С. 123–127. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
42. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В. Модель формування «капілярного механізму гальмування» процесу сушіння зернового шару. // Проблеми енергоефективності та якості в процесах сушіння харчової сировини: Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції до 25-річчя факультету обладнання та технічного сервісу ХДУХТ, Харків, 29 жовтня, 2015 року: тези доповіді, Х:ХДУХТ. / Харків, 2015. С. 15 – 16. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
43. Smirnov G. F., Zykov A. V. The new approach to the drying processes modeling with respect of some deceleration mechanisms actions. // Heat pipes, heat pumps, refrigerators, and power sources: Proceedings of the IX Minsk International Seminar Held in Minsk, Minsk, 7-10 September, 2015: report theses. / Belarus, Minsk 2015. Vol.1. P. 220–228. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
44. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В. Теоретический анализ процессов сушки и его приложение к сушке слоя зерна с кондук-тивным энергоподводом. // Актуальные проблемы сушки и термовлажностной обработки материалов в различных отраслях промышленности и

агропромышленном комплексе: сборник научных статей Первых Международных Лыковских научных чтений, посвящённых 105-летию академика А. В. Лыкова, Курск, 22-23 сентября, 2015 года: тезисы доклада, Издательство: Закрытое акционерное общество "Университетская книга". / Курск, 2015. С. 112–119. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*

45. Бурдо О. Г., Безбах И. В., Зыков А. В., Новые конструкции сушилок для производства экологически безопасных зернопродуктов при уменьшении удельных затрат энергии. // Проблемы ресурсо- и энергосберегающих технологий в промышленности и АПК (ПРЭТ-2014): сборник трудов (секционные доклады), Иваново, 23-26 сентября, 2014 года. / Иван.гос. хим.-технол. ун-т. Иваново, 2014. С. 339–344. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
46. Зиков О. В., Воскресенська О. В. Розробка математичної моделі сушильної системи з термомеханічним агрегатом. //Проблеми енергоефективності та якості в процесах сушіння харчової сировини: Матеріали Всеукраїнської наук.-практ. конф., Харків, 3-4 листопада, 2011 року. / ХДУХТ. Харків, 2011. С. 35. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*
47. Бурдо О. Г., Безбах И. В., Зыков А. В. Моделирование процесса сушки в блочной зерносушилке. // Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2011: Материалы третьей междунар. науч. – практ. конф., Москва, 20-23 сентября, 2011 г. / Москва, 2011. Т. 1. С. 224–228. *(Особистий внесок: загальний задум, розроблення методології досліджень, узагальнення результатів)*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ.....	11
ВСТУП.....	13
РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМИ СУЧАСНИХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЙ АПК.....	22
1.1 Характеристики харчового продукту.	22
1.2 Структура світового споживання паливно енергетичних ресурсів.....	23
1.3 Аналіз виробництва і споживання ресурсів. Динаміка змін вартості основних енергоресурсів	25
1.4 Аналіз енергетичної ситуації в Україні. Основні протиріччя.....	30
1.5 Аналіз енергоспоживання в різних галузях АПК.....	36
1.6 Структури потоків енергії в найбільш енергоємних процесах.....	40
1.6.1 Проблеми сушіння.	41
1.6.2 Проблеми концентрування.	45
1.6.3 Проблеми екстрагування.....	52
1.6.4 Проблеми пастеризації	57
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1.	59
Список використаних джерел.	61
РОЗДІЛ 2 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТІВ, МЕТОДОЛОГІЯ І ТЕХНІКА ДОСЛІДЖЕНЬ.....	75
2.1. Класифікація енерготехнологій.....	75
2.2. Структурні моделі енерготехнологій.....	79
2.3. Програма і методи досліджень (задачі аналітичного та експериментального моделювання, планування експерименту, оцінка достовірності результатів).....	82
2.3.1. Задачі аналітичного моделювання	85

2.3.2.	Задачі експериментального моделювання.....	88
2.3.2.1	Визначення коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні харчових розчинів	88
2.3.2.2	Визначення коефіцієнтів тепловіддачі при конвективному теплообміну ребрених поверхонь с специфічним типом ребрення.....	91
2.3.2.3	Перевірка стабільності природної циркуляції при кипінні розчину в вертикальних трубах, та визначення швидкості циркуляції парорідинної суміші.....	92
2.3.3	Оцінка достовірності результату.....	93
2.4	Визначення енергетичного та ексергетичного ККД (показників енергоефективності, якості) основних процесів харчових виробництв.....	96
2.5	Задачі і методи оптимізації	98
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2		100
Список використаних джерел.		103
РОЗДІЛ 3 СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЙ.....		106
3.1	Аналіз специфіки теплотехнологій харчових виробництв.	107
3.2	Роль енергії в формуванні якості готового продукту.....	107
3.3	Роль енергії в проблемах екології.	108
3.4	Іноваційні підходи до енерготехнологій в харчових виробництвах..	109
3.5	Основні конструкції теплогенеруючих апаратів.	111
3.6	Аналіз енерготехнологічних схем теплогенеруючого обладнання ...	117
3.7	Перспективи використання низкопотенційних теплових викидів.....	123
3.8	Методи зниження потенціалу теплоносія перед використанням.	127
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3		128
Список використаних джерел		130

РОЗДІЛ 4 ОСНОВИ ТЕОРІЇ «КАПІЛЯРНОГО ГАЛЬМУВАННЯ» В УМОВАХ АДРЕСНОЇ ДОСТАВКИ ЕНЕРГІЇ.....	135
4.1. Механізми адресної доставки енергії	135
4.2. Математичні моделі процесів перенесення в капілярах	138
4.3. Методика знаходження чисельних рішень	143
4.4. Модель сушіння зернового шару при кондуктивному підведенні енергії з урахуванням механізмів капілярного гальмування.....	149
4.4.1. Моделі розподілів нестационарних полів температур і пов'язаних з ними «рушійних напорів» масовіддачі при заданих умовах сушіння.....	152
4.4.2. Моделі руху пароповітряної суміші з внутрішніх об'ємів та процесу масовіддачі при випаровуванні, що реалізують сам процес сушіння	158
4.4.3. Модель формування «капілярного механізму гальмування» процесу сушіння зернового шару.....	160
4.4.4. Узагальнююча система рівнянь масопереносу в шарі дисперсного матеріалу.	165
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4	167
Список використаних джерел	169
РОЗДІЛ 5 РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ПРОЦЕСІВ СУШІННЯ І ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЇХ РЕАЛІЗАЦІЇ.	171
5.1. Аналіз існуючого потенціалу енергоефективності процесів сушіння.....	171
5.2. Схеми реалізації систем адресної доставки енергії термотрансформації і теплоутилізації, в процесах сушіння.....	175
5.3. Модифікована блочна зерносушарка.....	188
5.4. Вакуумна сушарка з двофазним контуром.....	190
5.5. Модель сушіння матеріалу, що нагрівається на основі уявлень про існування фізичних механізмів уповільнення швидкості випаровування	196

5.5.1.	Масовіддача шару амаранту	200
5.5.2.	Основні результати моделювання.	202
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 5		208
Список використаних джерел		210
РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ ПРОЦЕСІВ КОНЦЕНТРУВАННЯ.....		212
6.1.	Задачі удосконалення процесу.....	212
6.2.	Схеми реалізації систем адресної доставки енергії і термотрансформації, структурні моделі.	213
6.3.	Математичні моделі.	217
6.3.1.	Елементи моделі тепловіддачі при кипінні розчинів.	222
6.3.2.	Знаходження оптимальних параметрів	225
6.4.	Експериментальні дослідження.....	227
6.5.	Результати експериментів і порівняння з розрахунками.	233
6.6.	Аналіз ефективності технічних рішень.....	237
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 6		241
Список використаних джерел:		245
РОЗДІЛ 7. РОЗВИТОК ТЕХНІКИ ЕКСТРАГУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРИНЦИПІВ АДРЕСНОЇ ДОСТАВКИ ЕНЕРГІЇ.		248
7.1.	Задачі удосконалення процесу.....	248
7.2.	Схеми реалізації систем адресної доставки енергії і термотрансформації, структурні моделі.	251
7.3.	Математичне моделювання.....	248
7.4.	.Структура розрахунку	261
7.5.	Аналіз ефективності технічних рішень.....	266

	6
7.6. . Оптимізація конструктивних і режимних параметрів	267
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 7.	273
Список використаних джерел	275
РОЗДІЛ 8. НОВІ ПІДХОДИ ДО КОНСТРУЮВАННЯ СИСТЕМ ГЕНЕРАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ.....	284
8.1. Основні конструкції теплогенеруючих апаратів	284
8.2. Аналіз різних конструктивних схем парогенератора.....	285
8.3. Аналіз енерготехнологічних схем теплогенеруючого обладнання і шляхи їх удосконалення.	288
8.3.1. Схеми розрахунку розподілів газових потоків через ряди екранних трубок для конструктивного вирішення за схемою 3	288
8.3.2. Використання прямого чисельного моделювання для аналізу схеми 3.	291
8.3.3. Розрахунковий аналіз впливу сіткових екранів в топці на її теплові режими.	294
8.4. Експериментальні дослідження теплообміну газового середовища з оребренними поверхнями.....	297
8.4.1. Пропозиція по способу, методикою та формами експериментальної перевірки стійкості природної циркуляції в типовому осередку.	297
8.4.2. Вплив щільності теплового потоку на швидкість циркуляції та паровміст.	300
8.4.3. Визначення коефіцієнта тепловіддачі та гідравлічного опору оребrenних труб.	303
8.4.4. Перевірка аеродинамічного опору	306
8.4.5. Визначення коефіцієнта тепловіддачі і гідравлічного опору для труб з специфічним типом ореbрення.	307

8.5.	Моделювання обладнання для генерації енергії з використанням замкнутих випарювально-конденсаційних циклів	311
8.6.	Результати розрахунку теплогенератора потужністю 1 МВт.....	313
	ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 8	316
	Список використаних джерел	317
	РОЗДІЛ 9. ІНЖЕНЕРНІ МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЙ.....	318
9.1.	Алгоритм інженерного розрахунку теплогенератора	318
9.1.1.	Розрахунок теплообміну випромінюванням в топці	318
9.1.2.	Розрахунок тепловіддачі і аеродинамічного опору в каналах.....	319
9.2.	Результати розрахунків теплогенераторів.....	321
9.2.1.	Постановка задачі розрахунків	321
9.2.2.	Результати розрахунків для парогенератора потужністю 2МВт. 322	
9.2.3.	Результати розрахунків для парогенератора потужністю 1,5 МВт...	325
9.2.4.	Результати розрахунків для парогенератора потужністю 1 МВт.....	327
9.2.5.	Визначення температури ПС на виході з топки і температури екрану	331
9.3.	Вибір параметрів парогенератора	335
9.4.	Оптимізація параметрів парогенератора	338
9.4.1.	Постановка задачі оптимізації	339
9.4.2.	Розрахунок конвективної тепловіддачі в пучках труб з поперечним ребренням	341
9.4.3.	Оптимізація параметрів парогенератора з урахуванням вимог технології і обмежень з аеродинаміки.	347

	8
9.5. Оптимізація конструкції конденсаційного ТО	350
9.5.1. Розробка математичної моделі ОО.....	350
9.5.2. Аналіз впливу параметрів на критерії оптимізації конденсатора	353
9.5.3. Загальний аналіз	359
9.5.4. Влияние шага S/d на критерии оптимизации.....	361
9.5.5. Вибір параметрів трубних пучків при наявності відкладень	362
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 9.	363
Список використаних джерел.	366
РОЗДІЛ 10. РЕЗУЛЬТАТИ ВПРОВАДЖЕННЯ ТА ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ІНОВАЦІЙНИХ РІШЕНЬ.....	367
10.1. Іноваційне сушильне обладнання	367
10.1.1. Результати випробовувань вакуумної сушарки.....	367
10.1.2. Проект енергоефективної вакуумної сушарки з термотрансформатором.	373
10.1.3. Результати випробовувань програми розрахунку блочної зерносушарки.....	376
10.1.4. Проект модифікованої блочної зерносушарки	379
10.2. Іноваційне обладнання для процесів екстрагування.....	380
10.2.1. Результати впровадження пакету прикладних програм комп'ютерного моделювання та оптимізації екстракторів.	381
10.2.2. Результати впровадження екстракційної установки з адресною доставкою енергії.	382
10.3. Пілотна установка з термотрансформацією для концентрування розчинів.	383
10.4. Економічна привабливість застосування двофазних випарувально- конденсаційних систем при генерації енергії.	385

10.4.1. Програми розрахунку і оптимізації теплогенеруючого обладнання.....	385
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 10	390
Список використаних джерел	391
ВИСНОВКИ.....	392
ДОДАТКИ (том 2)	
ДОДАТОК А. Узагальнююча система рівнянь масопереносу в шарі дисперсного матеріалу в системі MATHCAD.....	4
ДОДАТОК Б. Моделювання процесу сушіння шару дисперсного матеріалу з адресною градієнтною доставкою енергії (розрахунки в системі MATHCAD)	11
ДОДАТОК В. Програма розрахунку та оптимізації вву з системами терморансформації (в системі MATHCAD)	40
ДОДАТОК Г. Програма розрахунку блочної сушарки	57
ДОДАТОК Д. Програма розрахунку мх екстракторів.	101
ДОДАТОК Е. Розрахунок тепловіддачі в топці	112
ДОДАТОК Ж. Розрахунок конвективної тепловіддачі в пучках труб з поперечним оребренням	116
ДОДАТОК З. Програма розрахунку теплообміну і аеродинамічного опору з урахуванням випромінювання.....	118
ДОДАТОК И. Програма розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору в пучках оребрених труб	127
ДОДАТОК К. Акт виробничих випробовувань сушарки.....	134
ДОДАТОК Л. Акт виробничих випробовувань енергоефективної вакуумної сушарки.....	138
ДОДАТОК М. Акт визначення ефекту від впровадження пакету програм комп'ютерного моделювання та оптимізації екстракторів при виробництві розчинної кави	143

	10
ДОДАТОК Н. Протокол. Аналіз якості виробленої продукції.	145
ДОДАТОК П. Акт виробничих випробувань програми оптимізації мікрохвильового (МВ) екстрактора безперервної дії, розробленої в ОНАХТ, і висновок щодо її впровадження.	150
ДОДАТОК Р. Акт впровадження результатів наукових досліджень за дисертацією	155
ДОДАТОК С. Список публікацій здобувача, опублікованих за темою дисертації	158

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ

Умовні	позначення
α – коефіцієнт тепловіддачі,	Pr – число Прандтля,
β – коефіцієнт масовіддачі,	Q – тепловий потік, кількість
η – коефіцієнт корисної дії,	теплоти,
λ – коефіцієнт теплопровід-	R – газова стала,
ності,	Re – число Рейнольдса,
ρ – густина,	S – площа перетину,
τ – час	Sc – число Шмідта,
σ – коефіцієнт поверхневого	T – температура,
натягу	V – об'єм,
μ – коефіцієнт динамічної	a – коефіцієнт температуроп-
в'язкості,	ровідності,
δ – товщина,	c_p – теплоємність,
D_{IM} – коефіцієнт дифузії,	d – діаметр,
Fo – число Фур'є,	g – прискорення вільного па-
G – продуктивність,	діння,
L – довжина,	q – питомий тепловий потік,
M – маса,	щільність теплового потоку,
Nu – число Нусельта,	r – теплота пароутворення,
P – тиск,	w – швидкість,
Pe – число Пекле,	
Індекси	
a – повітря,	$г$ – газ,
v – водяна пара,	$з$ – зерно,
w – рідка фаза,	$И$ – випарна ділянка,
p – парціальний	K – конденсаційна ділянка
y – питомий,	
s – насичений,	

Скорочення

НІDiС – тепло інтегрована ректифікаційна колона.

АПК – агропромисловий комплекс.

АТПП – автономний теплопередаючий пристрій.

ВВУ – вакуум випарна установка.

ЕМ – електромагнітний.

ККД – коефіцієнт корисної дії.

КТН – компресійний тепловий насос.

МКЕ –метод кінцевих елементів.

МКР – метод кінцевих різниць.

МХ – мікрохвильовий.

НВЧ – надвисокочастотний.

ПАР – поверхнево-активні речовини.

ПЕР – паливно-енергетичні ресурси.

РТС – рухомий термосифон.

ТМУ – тепло масо утилізатор.

ТН – тепловий насос.

ТС – термосифон.

ТТ – теплова труба.

ФХТД – фізико-хімічна температурна депресія.

ХТ – холодильна труба.

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми. У сучасних умовах постійно зростаючої вартості енергії, все більш гострою стає проблема раціонального використання, утилізації і рекуперації теплоти у всіх процесах харчових технологій. Сучасні теплотехнології АПК основані, як правило, на використанні проміжного теплоносія для обробки сировини. Засобами інтенсифікації процесів тепло масообміну є підвищення швидкості руху теплоносія, тобто його витрат. Але це пов'язано з підвищенням витрат енергії з відпрацьованим теплоносієм. Виникло протиріччя між новими вимогами енергоефективності та традиційними засобами удосконалення техніки.

Багато років на кафедрі ПОЕМ ОНАХТ проводяться дослідження присвячені ефективному використанню енергії та забезпеченню екологічної безпеки харчових продуктів. Теоретичними та експериментальними дослідженнями показано високу ефективність використання автономних двофазних випарювально-конденсаційних модулів для утилізації теплоти теплових викидів. Використання високоефективних методів підведення теплоносія за допомогою теплових труб і термосифонів дозволяє довести технологічні установки до високої енергетичної досконалості використання, утилізації і рекуперації теплоти, значно знизити витрати енергії. Також розроблені схеми використання двофазних випарювально-конденсаційних модулів для сушіння і охолодження сипучих продуктів, за допомогою яких теплота ефективно підводиться до продукту і відводиться від нього. Так блочна зерносушарка, що розроблена на кафедрі реалізує принцип підводу частки енергії безпосередньо до продукту, що висушується, а також глибокої рециркуляції енергоносія. Запропоновані системи охолодження сипучих продуктів забезпечують відведення теплоти саме з тих місць де є перегрів, тобто із середини шару продукту. Накоплений багаторічний досвід з удосконалення процесів екстрагування також підтверджує ефективність підводу енергії напряму до продукту. Таким чином адресне підведення енергії туди де вона

потрібна дозволяє значно підвищити енергоефективність процесів за рахунок відсутності втрат енергії з проміжним теплоносієм, зменшення перегрівання або переохолодження зовнішніх шарів продукту і, відповідно витрат енергії на цей процес.

Але у багатьох випадках технологічна схема дозволяє реалізувати багато варіантів направлення потоків енергії. Вирішення завдань енергозбереження при конкретному способі енергопідводу вимагає індивідуального підходу з врахуванням специфіки кожного виду продукту.

Вважається доцільним провести узагальнення методів підвищення енергоефективності виробничих процесів з використанням систем термотрансформації, теплоутилізації і принципів адресного підводу енергії, розробити загальні методики проектування і оптимізації обладнання, що реалізує ці методи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, грантами – дослідження, що подаються, виконувалися відповідно до держбюджетної тематики науково-дослідних робіт 5/09 – П «Новітні енергетично ефективні харчові технології й нанотехнології в АПК» (№ держ. реєстрації 0109U000400), тематики держбюджетних досліджень проблемної науково-дослідної лабораторії Одеської національної академії харчових технологій № 8/15-П «Теорія і техніка сушіння термолабільної сировини при використанні інноваційних енергоефективних систем термотрансформації та адресної доставки енергії» (№ держреєстрації 0100U004570),

Метою роботи є обґрунтувати перспективи новітніх принципів організації термообробки харчової сировини, створення енергоефективних теплотехнологій, інноваційного тепломасообмінного обладнання та методів їх розрахунку і оптимізації.

Для здійснення поставленої мети необхідно вирішити такі основні завдання:

– На основі аналізу енергетичної ситуації провести структурне моделювання енерготехнологій для визначення основних протиріч і шляхів їх розв’язання.

– Розробити математичні моделі теплотехнології вдосконалених за допомогою термотрансформації, теплоутилізації та принципів адресної доставки енергії для процесів сушіння, концентрування, екстрагування та генерації енергії.

– Провести експериментальні дослідження для перевірки та уточнення розроблених моделей.

Розробити інженерні методики розрахунку і оптимізації обладнання удосконаленого за допомогою систем термотрансформації, теплоутилізації та принципів адресної доставки енергії, і реалізувати ці методики на ЕОМ.

– Провести серію комп’ютерних експериментів з метою розробки інноваційного енергоефективного обладнання.

– Провести виробничі випробовування розробленого обладнання.

Об’єкт дослідження – теплотехнології харчових та переробних галузей АПК.

Предмет дослідження – технологічні процеси та обладнання для термотрансформації, теплоутилізації, сушіння, концентрування, екстрагування та генерації теплової енергії.

Методи дослідження Методи аналізу та синтезу для аналізу літературних джерел та узагальнення результатів, методи системного аналізу для оцінки ефективності енерготехнологій та їх удосконалення. Методи планування експерименту, теорія подібності, методи теплофізичного моделювання, регресійний аналіз для проведення експериментальних дослідження з використанням контрольно-вимірювальної апаратури і обробки та узагальнення результатів досліджень, методи енергетичного аудиту та менеджменту, математичне моделювання з використанням комп’ютерної техніки та прикладних програмних пакетів (Microsoft Excel, MathCad, Autodesk CFD, об’єктно-орієнтована мова програмування Delphi), зокрема:

– метод системного аналізу та структурного моделювання для виявлення існуючих протиріч в енерготехнологіях харчових і переробних виробництв та виявлення методів їх розв’язання;

– математичне моделювання для розширення фізичних уявлень про механізми тепломасоперенесення в дисперсному середовищі та в середині капілярно-пористого тіла та для аналітичного дослідження теплотехнологій вдосконалених за допомогою систем термотрансформації та адресної доставки енергії, зокрема вдосконалених технологій сушіння, екстрагування, концентрування та систем генерації енергії;

– метод стаціонарного теплового потоку для визначення коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні розчинів харчових продуктів та при обігрівання оребрених поверхонь газовим потоком;

– метод узагальнених змінних для постановки експерименту та узагальнення результатів дослідження процесів теплообміну при кипінні рідких харчових продуктів та при взаємодії газового потоку з оребреними поверхнями;

– статистична оцінка похибок вимірювань для забезпечення надійності результатів експериментальних досліджень;

– метод узагальненої кривої сушіння для узагальнення експериментальних даних, отриманих при дослідженні процесу сушіння харчових продуктів в інноваційній вакуумній сушарці;

– метод кінцевих різниць з використанням явної схеми Ейлера для вирішення диференціальних рівнянь при моделюванні процесів тепломасопереносу в капілярних структурах при адресній доставці енергії, а також при моделюванні тепломасопереносу в процесі кондуктивного сушіння шару сипкого матеріалу;

– метод покоординатного спуску, та метод рівномірного пошуку для розв’язання задач оптимізації конструктивних та режимних параметрів обладнання для концентрування, сушіння, екстрагування та генерації енергії.

Наукова новизна отриманих результатів. В роботі сформульовано і науково обґрунтовано наступні положення:

Використання принципів спрямованої доставки енергії до рідкої фази харчової сировини, дасть можливість управляти потоками енергії і організувати локальний перегрів рідини, точково перевести її в парову фазу, що викличе зростання тиску в цій точці, і ініціює специфічний гідродинамічний двофазний потік з капіляра в напрямку його відкритого торця. При цьому, процес руху потоку буде супроводжуватися збільшенням діаметра еластичного капіляра.

При використанні електромагнітних джерел енергії класичні процеси теплопередачі відсутні, а взаємодія цієї енергії і харчової сировини призводить до дисипації ЕМ енергії в теплову в результаті взаємодії з полярними молекулами рідкої фази.

Потужність такого гідродинамічного потоку визначається співвідношенням сил інерції потоку і сил «капілярного гальмування», які залежать від питомої потужності електромагнітної енергії, властивостей харчової сировини і його структури.

Має існувати число подібності, яке враховує співвідношення сил «капілярного прискорення» і «капілярного гальмування» і дозволяє оцінити інтегральну продуктивність локальних джерел дифузії.

В результаті комплексу аналітичних, експериментальних і виробничих досліджень **вперше:**

отримано структурні схеми удосконалення теплотехнологій;

отримано залежності для визначення швидкості перенесення рідини в капілярі за рахунок «механодифузії» в умовах адресної доставки енергії з урахуванням «капілярного гальмування»;

отримано безрозмірний критерій для визначення наявності «механодифузійного» ефекту.

запропоновано і науково обґрунтовано методику визначення показників ефективності тепломасообмінного обладнання.

У роботі розвинуто основи теорії тепломасопереносу та розширено уявлення і отримано структури рівнянь для розрахунку:

- процесів тепломасообміну в капілярних структурах
- тепловіддачі при кипінні розчинів твердих нелетких компонентів
- тепловіддачі оребрених поверхонь зі специфічним типом оребрення.
- часу сушіння продуктів в вакуумній сушарці.

Практичне значення отриманих результатів – полягає в тому що запропоновані методики розрахунку і оптимізації та розроблені на їх основі програмні засоби дозволяють проектувати інноваційне обладнання для процесів сушіння, концентрування, екстрагування та генерації теплоти.

За допомогою розроблених засобів створена інноваційна вакуумна сушарка з системою термотрансформації, що пройшла виробничі випробовування на Українській часниковій компанії «Агропатріот» та ФОП «Дубовенко», та розрахована модифікована блочна сушарка, що дозволяє отримати екологічно безпечний продукт при витратах палива 5,68 м³/т. Модуль розрахунку теплогенератора блочної сушарки може бути використаний для розрахунку енергоефективних систем забезпечення тепловою енергією інших промислових і побутових об'єктів.

Комп'ютерна програма розрахунку мікрохвильового екстрактора, заснована на результатах експериментального моделювання кінетики взаємодії кавопродуктів і води, може бути застосована для проектування подібних систем в широкому діапазоні зміни параметрів. Обґрунтований типорозмірний ряд МХ екстракторів безперервної дії рекомендується до впровадження. Результати досліджень використовувались в міській цільовій програмі «Енергозбереження у місті Теплодар, Одеської області на 2007 – 2011 роки».

Засоби для виробництва неенергоємних продуктів рекомендовані для впровадження НТР ЗАТ «Іноваційний фонд». Також прикладні програми для розрахунку екстракторів рекомендовані до використання компаніями СП «ГАЛКА Лтд» та ПАО «Енни Фудз».

Результати дисертаційної роботи впроваджено у навчальний процес ОНАХТ у вигляді електронного посібника з курсу «Енергозбереження», монографій «Иновационные теплотехнологии АПК на основе теплових труб», «Сучасний стан галузей національної економіки України: проблеми та шляхи розвитку», пакету прикладних програм комп'ютерного моделювання та оптимізації екстракторів, пакету програм розрахунку і оптимізації теплогенеруючого обладнання, програми розрахунку блочної зерносушарки для використання при самостійній роботі студентів що навчаються за освітньою програмою «Енергетичний менеджмент» спец. 144 «Теплоенергетика» по дисциплінам: «Енергоефективні режими та технології», «Інноваційні енерготехнології в АПК», «Енергетичний менеджмент в промисловій та муніципальній теплоенергетиці», «Організація наукових досліджень та математичні моделі та методи оптимізації».

Особистий внесок здобувача. Основні результати, узагальнення та висновки наведені в дисертаційній роботі отримані автором особисто. Здобувачем здійснено наукове обґрунтування формулювання проблеми, завдань та програми досліджень, розроблено методику їх проведення.

Спільно з науковим консультантом (проф. Бурдо О.Г.) формулював наукові положення і концепції наукових досліджень.

У співавторстві з проф. Смірновим Г.Ф. була запропонована гіпотеза «капілярного гальмування» при сушінні, що була у подальшому розвинута автором та застосована у моделі перенесення вологи в капілярах при адресному підведенні енергії.

Автор планував дослідження теплообміну газових потоків з оребреними поверхнями з специфічним характером оребрення та циркуляції паро-рідинної суміші при кипінні в трубах, особисто провів дослідження процесу теплообміну при кипінні харчових розчинів. Самостійно узагальнив результати цих досліджень і запропонував основи теорії тепломасопереносу при процесах зневоднення в умовах адресної доставки енергії.

Разом з асп. Різніченко проводив дослідження процесів концентрування розчинів в установці з термотрансформатором.

Спільно з асп. Макієвською Т.Л. та Левтринською Ю.О., та асс. Терзієвим С.Г. досліджував аналітичні та експериментальні моделі кінетики екстрагування кавового шламу та кави, оптимізації процесу масопереносу екстрактивних речовин з твердої фази в рідину, представляв наукові доповіді і готував публікації. Брав участь в проектуванні нових зразків техніки (ТМУ, МХ-екстракторів, сушарок, теплогенераторів), отриманні інноваційних енергоємних та екологічно безпечних продуктів.

Займався впровадженням інноваційних зразків техніки і продуктів в агропромисловій та переробній галузі промисловості України.

Апробація матеріалів дисертації

Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на щорічних науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу і науковців Одеської національної академії харчових технологій (ОНАХТ) в 2004 ... 2018 рр. : на Міжнародних наукових конференціях Енергоефективність – 2004, "Проблемы промышленной теплотехники" 2005р, Хлібопродукти – 2005, Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2008, Повышение энергет. эффективности пищевых и хим. пр-в. (Одеса 2007)., Совершенствование процессов и оборудования пищевых и химических производств (Одеса 2008), Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2011, Проблеми енергоефективності та якості в процесах сушіння харчової сировини (Харьків 2011), «Проблемы ресурсо- и энергосберегающих технологий в промышленности и АПК» (ПРЭТ-2014), Second International Conference "Heat Pipes for Space Application" (2HPSA), Проблеми енергоефективності та якості в процесах сушіння харчової сировини: Всеукр. наук.-практ. конф. до 25-річчя факультету обладнання та технічного сервісу ХДУХТ, 29 жовтня 2015 р. Heat pipes, heat pumps, refrigerators, and power

sources. the IX Minsk International Seminar Minsk, Belarus 2015, Минский международный форум по тепло- и массообмену, ИТМО, Минск 2016, Международная научно-техническая конференция, посвящённая 105-летию со дня рождения А.Н. Плановского (МНТК Плановский - 2016) «Повышение эффективности процессов и аппаратов в химической и смежных отраслях промышленности».

За матеріалами дисертації опубліковано 47 наукових робіт, з них 2 монографії, 25 статей у наукових фахових та закордонних виданнях, з них 7 статей у закордонних періодичних виданнях та статей в українських виданнях, що включені до міжнародних науково метричних баз, зокрема 1 статтю включено до міжнародної науково метричної бази SCOPUS.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з 10 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Дисертаційну роботу викладено на 310 сторінках основного тексту, вона містить 35 таблиць (12 стор.), 209 рисунків (79 стор.) та 16 додатків (другий том роботи).

Список джерел налічує 402 найменування, у тому числі 128 іноземних.

РОЗДІЛ 1

ПРОБЛЕМИ СУЧАСНИХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЙ АПК

Більшість технологічних процесів харчових виробництв протікає при тепловій або холодильній обробці продукту. Причому організація теплових режимів цих виробництв визначає і органолептичні показники готової продукції, і витрати енергії на її переробку, і продуктивність апаратів.

Основним показником якості процесу є харчова цінність продукту. Але формалізація поняття якості харчового продукту при моделюванні є досить складною задачею. Якість харчового продукту чисельно оцінюється методами кваліметрії і характеризується як результат динамічного поєднання окремих властивостей, кожна з яких може мати різну значимість. Однак, нестабільність показників сировини тваринного і рослинного походження (м'ясо, риби, зерна, овочів, фруктів, і ін.) та деякий суб'єктивізм в органолептичних оцінках (особливо зовнішнього вигляду, смаку, запаху) не дозволяє встановити загальноприйняті кількісні зв'язки між показниками харчової і товарної якості продукту, властивостями сировини і різними параметрами технологічного процесу. Тому, основним кількісним показником процесу теплової і холодильної обробки продукту залишається температура.

1.1 Характеристики харчового продукту

Харчовий продукт є досить термочутливим матеріалом. На його якість впливають такі показники, як рівень температур і тривалість процесу термообробки. Практично будь-яка технологія харчового виробництва в тій чи іншій мірі визначається процесами підведення або відведення тепла (стерилізація, пастеризація, концентрування, випічка, зберігання та ін.). Саме тому раціональний режим термообробки зменшує, а іноді практично виключає можливість виникнення бактеріальних і ферментативних змін в продукті. Розуміння впливу рівня температур на перебіг хімічних реакцій в продукті дає можливість ефективного управління процесами при зберіганні або виробництві.

тві продукту. Правильна оцінка енергії інактивації ферментів і енергії руйнування мікроорганізмів дозволила розробити сучасні промислові способи стерилізації, засновані на короткочасній обробці продукту при підвищених температурах.

Неправильна організація підведення або відведення теплоти може привести до небажаного зниження показників якості продукту, а саме до:

- проникнення канцерогенних фракцій в продукт;
- погіршення смаку, кольору, запаху продукту;
- виникнення пригару продукту;
- псування продукту.

Проблеми забезпечення ефективного підведення енергії, а також адресної її доставки до елементів харчової сировини можуть вирішуватися на базі сучасних пристроїв – теплових труб, термосифонів та інших видів автономних пристроїв для передачі теплоти [1, 2].

1.2 Структура світового споживання паливно енергетичних ресурсів.

Виробництво енергії нерівномірно розподілено між країнами, на рис. 1.1 наведено дані стосовно країн які є найбільшими світовими виробниками енергоресурсів. Дані рисунку 1.1 свідчать, що Китай виробляв половину світового вугілля у 2015 році та 29 % гідроенергії. Сполучені Штати та Франція об'єднали 50 % всіх ядерних об'єктів. Саудівська Аравія, Російська Федерація та Сполучені Штати склали трохи менше 40 % ринку світової сирої нафти і 40 % світового природного газу[3].

Відомо, що 20% населення Землі споживає близько 80% видобутого органічного палива, а інша частина задовольняється лише 20 відсотками. Обсяг промислового виробництва в світі подвоюється через кожні 15 років, а енергетична потужність – кожні 12 років. За останні десятиліття промислове навантаження на навколишнє середовище зросло в 2,5 ... 3 рази. Енергоємність зростає, однак запаси органічного палива навпаки знижуються.

Бурхливе зростання економіки Китаю та Індії стрімко виводить ці країни в лідери світового виробництва. Тому, неминучим є перерозподіл світового балансу енергоспоживання, тому що ці країни в даний час характеризуються низьким рівнем енергозабезпечення.



Рис. 1.1 Найбільші світові виробники енергоресурсів.

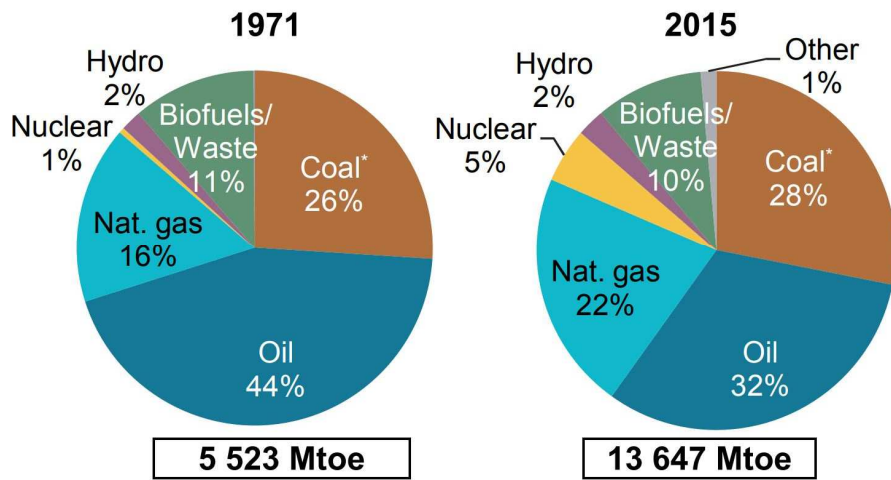


Рис. 1.2. Структура світового споживання первинних паливно-енергетичних ресурсів.

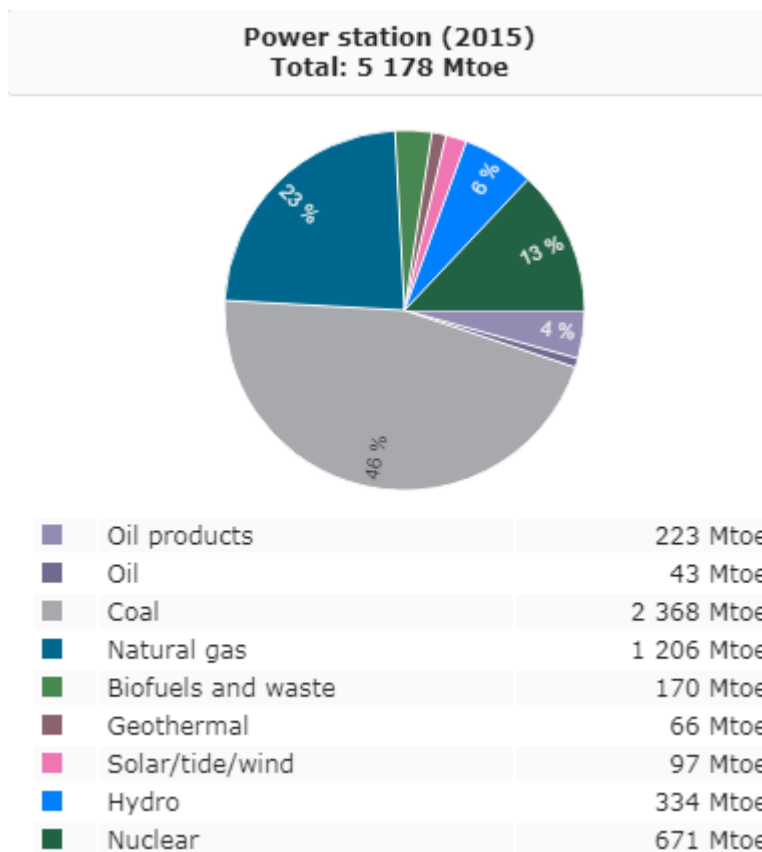


Рис. 1.3. Джерела отримання електричної енергії 2015р.

Структура світового споживання первинних паливно-енергетичних ресурсів така, що основними енергоносіями є нафта, вугілля і газ. Також істотним є споживання гідравлічної і атомної енергії (Рис. 1.2). Традиційними джерелами отримання електричної енергії є гідроенергетика, атомна енергетика і вугілля (Рис. 1.3).

1.3 Аналіз виробництва і споживання ресурсів. Динаміка змін вартості основних енергоресурсів

Близько 24 % світової електроенергії отримують спалюючи газ і нафту [4] (рис. 1.4). Неухильне зростання промислового виробництва викликає відповідне зростання споживання енергоресурсів, що веде до підвищення навантаження на екологію. Також, останнім часом спостерігається неухильне зростання цін на енергоносії. Сукупність таких факторів як висока ціна енергоносіїв і необхідність зниження навантаження на навколишнє середовище

дає можливість зробити висновки про необхідність зниження споживання первинних енергоресурсів, що і прогнозується в дослідженнях [5,6].

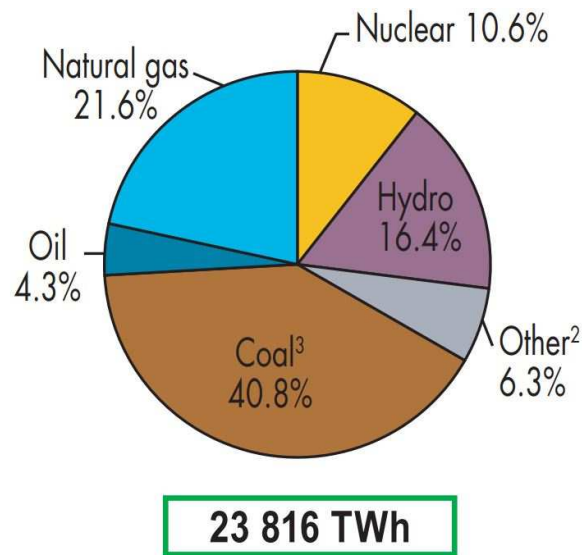


Рис. 1.4. Джерела отримання електричної енергії 2014 р [4]

Таке зниження можливе внаслідок часткового заміщення традиційних енергоресурсів на альтернативні, підвищення ефективності виробництва і використання енергії (Рис. 1.5).

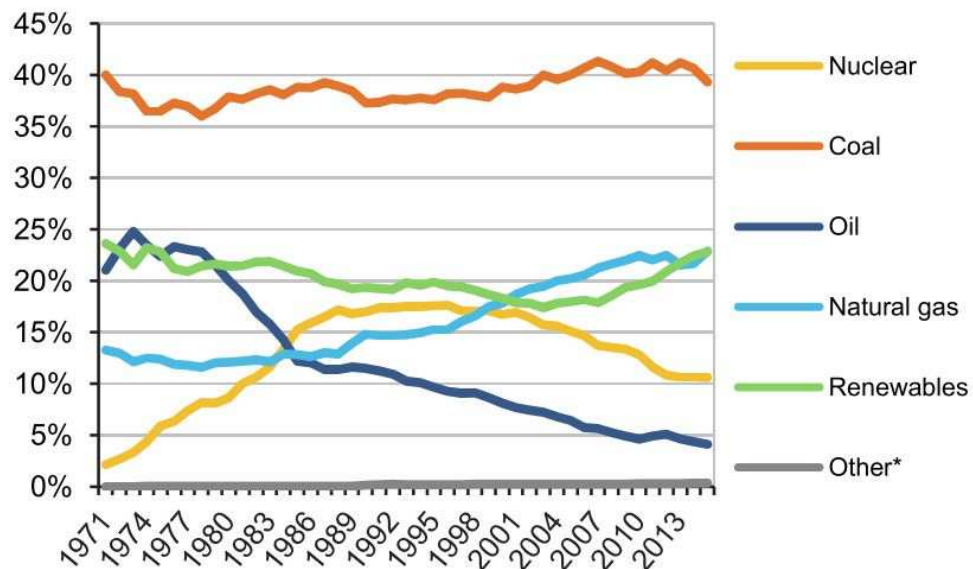


Рис. 1.5. Джерела отримання електричної енергії 1971-2015р

У період глобальної індустріалізації рівень людського населення був тісно пов'язаний з обсягом енергії, яку ми використовували. Протягом останніх сорока років споживання енергії на душу населення становило в середньому близько 1,5 тонн нафтового еквіваленту на людину на рік. Оскі-

льки індустріалізація прогресувала, також збільшилась кількість спожитої енергії на душу населення, в середньому із показника на рівні – 1,2 на одну особу в 1966 році до 1,7 на одну особу в 2006 році. Це відбулося тому що глобальне виробництво енергії втричі збільшилось, а населення зросло вдвічі [7].

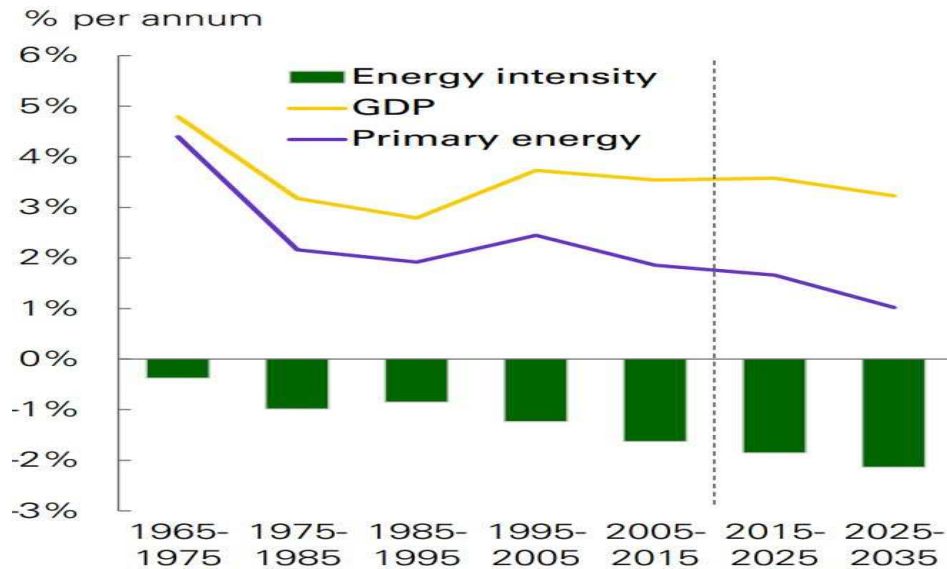


Рис. 1.6. Динаміка зростання ВВП та виробництва енергії [8].

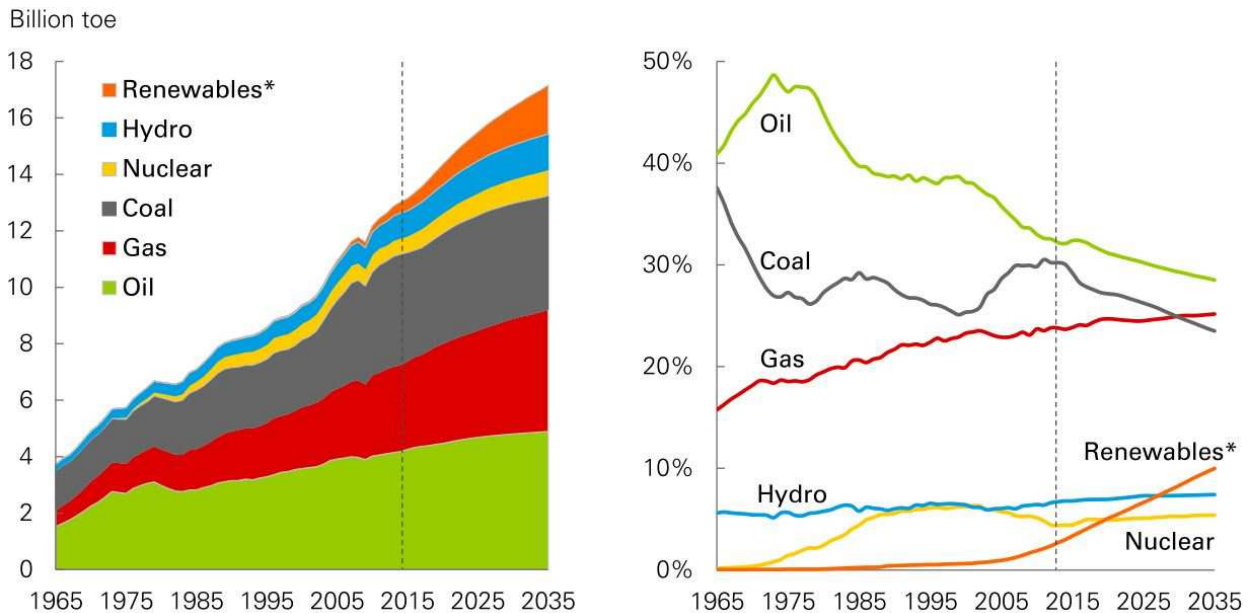


Рис. 1.7. Динаміка споживання основних енергоресурсів [8].

На рисунку (Рис. 1.8.) міститься інформація про енергетичні показники країн Європи в період із 1990 по 2015 роки. Загалом, частка нафтопродуктів в загальному споживанні поступово зменшувалась, порівняно з відносним пі-

ком від 39,5 % у 1998 році до рівня 33,2 % в 2013 році, та до 34,4 % в 2015 році. Скорочення частки твердого палива порівняно швидко відбулося в перші роки розглянутого періоду, перш ніж стабілізуватись між 1999 та 2007 роками; рівень споживання твердого палива різко впав у 2008 та 2009 роках, та збільшився до 2012 року, а потім знову зменшиться до 16,1 % в 2015 році.

Сумарна частка нафтопродуктів та твердого палива скоротилася з 65,1 % загального споживання у 1990 році до 50,4 % у 2013 році. Це відображає відхід від найбільш забруднюючих органічних палив (їх споживання у 2014 році було незначним – до 51,1% від загального споживання енергії).

Можливо відображаючи відносно низьку ціну на нафту, її частка у 2015 році скоротилася до 50,6 %. Частка від ядерної енергії у загальному споживанні енергії зросла до максимуму – 14,5 % у 2002 році, але скоротилася до 13,3 % у 2007 році і до 13,5 % у 2012 році, а потім трохи збільшилась у 2013 і 2014 роках і становила 14,1 %, щоб знову знизитися в 2015 році, коли відносна частка ядерної енергії склала 13,6 % від загального споживання. На відміну від цього, питома вага валового внутрішнього споживання країнами Європейського Союзу, що припадає на відновлювальні джерела енергії у 2015 році становила 13,0 %, у 1990 році вона складала утричі меншу частку (4,3 %) від споживання енергії. Відносна важливість природного газу також зросла порівняно швидко протягом періоду 1990-тих років і повільніше після цього, до максимуму в 25,3 % у 2010 році; потім ця частка скоротилася протягом найближчих чотирьох років і досягла 21,4 % у 2014 році, а в 2015 році вона зросла до 22,0 %. Нещодавній спад використання газу в енергетичній сумісності Європейського Союзу відображає, принаймні частково, труднощі, пов'язані із забезпеченням постачання з Росії [9].

Сучасні тенденції, обумовлені енергетичними проблемами, призводять до необхідності, враховувати завдання енерго - ресурсозбереження [2, 3].

Найбільш енергоінтенсивними державами-членами Європейського Союзу були Болгарія та Естонія (Рис. 1.9). Слід зазначити, що економічна структура відіграє важливу роль у визначенні енергоемності, так як економі-

ки на основі послуг апріорі виявляють відносно низьку енергоємність, тоді як країни з важкими галузями промисловості (наприклад, виробництво чавуну і сталі) можуть мати значну частку їх економічної активності у галузях промисловості, що призведе до збільшення енергоємності.

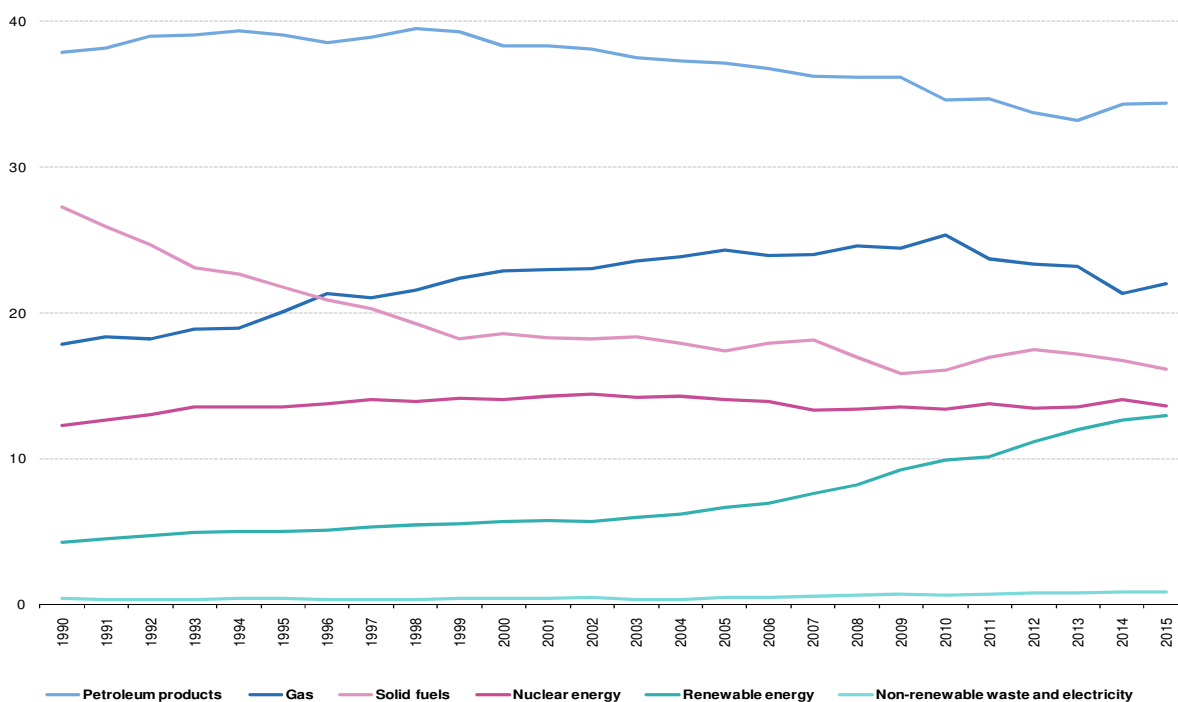


Рис. 1.8. Динаміка зміни відносного споживання основних енергоресурсів країнами ЄС.

В сучасних умовах зростаючого споживання енергії, з одного боку, і дефіциту енергетичних ресурсів, з іншого, все більш гостро ставляться питання раціонального використання енергії в усіх галузях промисловості на усій території Європейського Союзу (ЄС).

У період між 2005 та 2015 роками енергозбереження було здійснено в кожній країні-члені ЄС, оскільки енергоємність кожної економіки зменшилась. Найбільше скорочення енергоємності було зафіксовано на Мальті (-44,3%), Словаччині (-39,4%), Румунії (-36,5%), Люксембурзі (-33,9%) та Ірландії (-33,7%), де необхідна кількість енергії для виробництва одиниці економічного випуску (за обсягами ВВП) в період між 2005 та 2015 роками зменшилася щонайменше на третину. На протипагу цьому, найменше скоро-

чення енергоємності в процентному відношенні зафіксовано для Фінляндії (-7,8 %), Естонії (-4,3 %) та Греції (-3,1 %), вони були єдиними державами-членами Європейського Союзу, де скорочення енергоємності становило менше ніж 10,0 %.

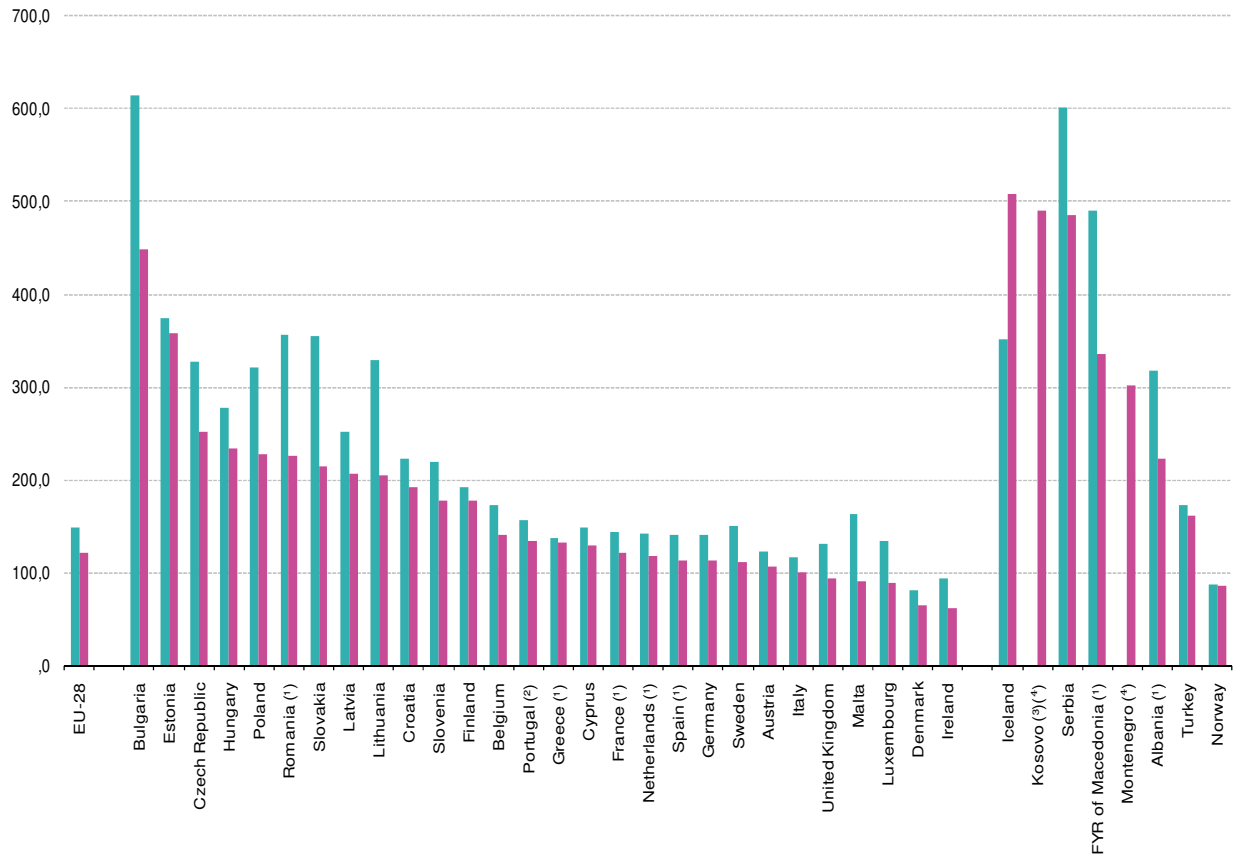


Рис. 1.9. Питоме енергоспоживання країн ЄС.

Сучасні тенденції, обумовлені енергетичними проблемами, що призводить до необхідності, враховувати завдання енерго - ресурсозбереження [2, 3].

1.4 Аналіз енергетичної ситуації в Україні. Основні протиріччя

Енергетична політика в Україні формувалась в умовах енергомарнотратної промисловості, що була сформована завдяки низьким цінам на енергоносії [18]. Перехід до ринкової економіки призвів до значного і раптового підвищення цін на енергоносії, це в свою чергу, зумовило значне зменшення споживання енергоресурсів з 1991 по 1993 рік [19] (Рис. 1.10). Однак це зменшення відбулося не завдяки підвищенню ефективності викори-

стання енергії, а завдяки скороченню промислового виробництва. Поступове зменшення використання енергоресурсів відбувалося до 2000 року, після чого споживання стабілізувалося і навіть зросло в 2003 році але в подальшому, з 2003 року до сьогодні спостерігається неухильне зменшення споживання енергоресурсів. І темпи цього зменшення також неухильно зростають [20-23].

Як видно на Рис. 1.10 зменшення споживання основних енергоресурсів відбувається практично однаково, за винятком споживання атомного палива, яке залишилося практично незмінним з 1990 року. Це пов'язано зі специфікою роботи атомних станцій. Тому питоме споживання атомної енергії зросло в наші дні до 25 %. Основними ж енергоресурсами в Україні є вугілля та природний газ. Питоме споживання різних видів енергоресурсів в Україні показано на Рис. 1.11.

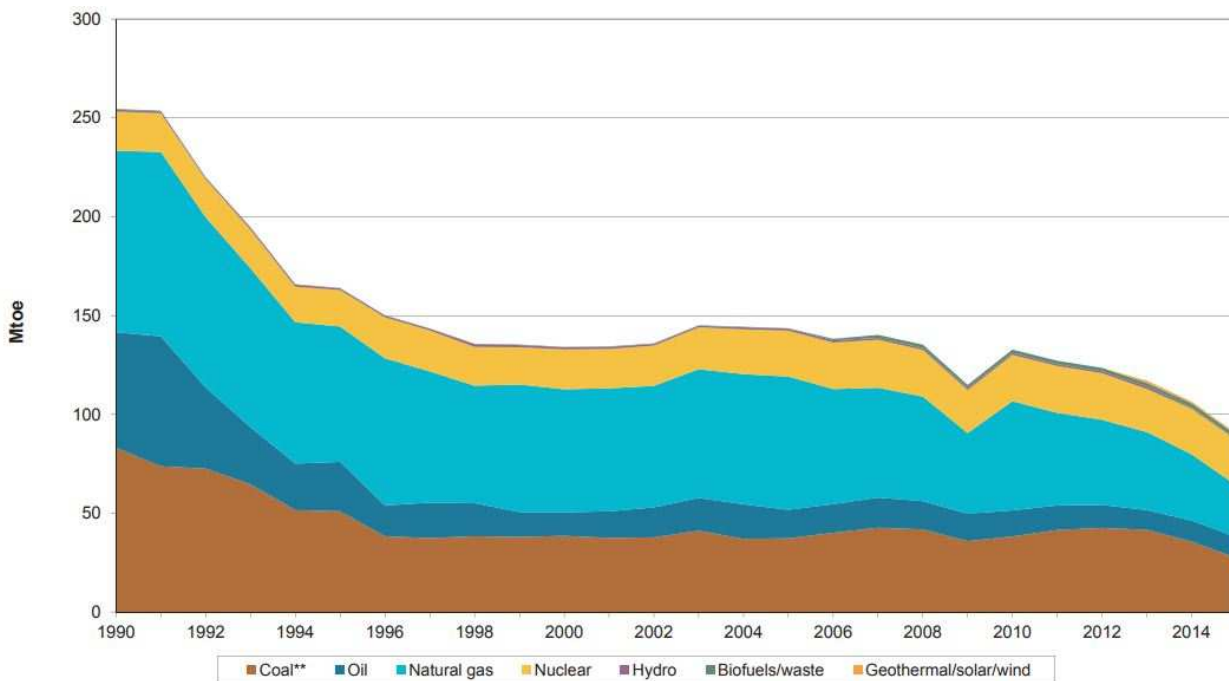


Рис. 1.10. Динаміка споживання основних енергоресурсів в Україні

Відновлювальні джерела складають менше 4 % загального енергоспоживання.

Таким чином енергетика України базується на невідновлювальних джерелах енергії [24]. Але невпинне зменшення енергоспоживання може бути індикатором позитивних змін в енергетичній політиці та енергоефективності країни взагалі. Для того щоб оцінити справжню картину

розглянемо основні тенденції зміни споживання енергоресурсів у порівнянні з деякими країнами Європи [25-37]. Для порівняння вважається за доцільне розглянути такі країни Європи як Німеччина, Данія та Польща. Німеччина характеризується найпотужнішою в Європі промисловістю, Данія – країна відома своєю енергоефективністю та широким використанням альтернативних та відновлюваних джерел енергії. Польща є сусідом України з приблизно такою ж чисельністю населення та економікою яка також пройшла шлях пов'язаний з раптовою зміною вартості енергоресурсів.

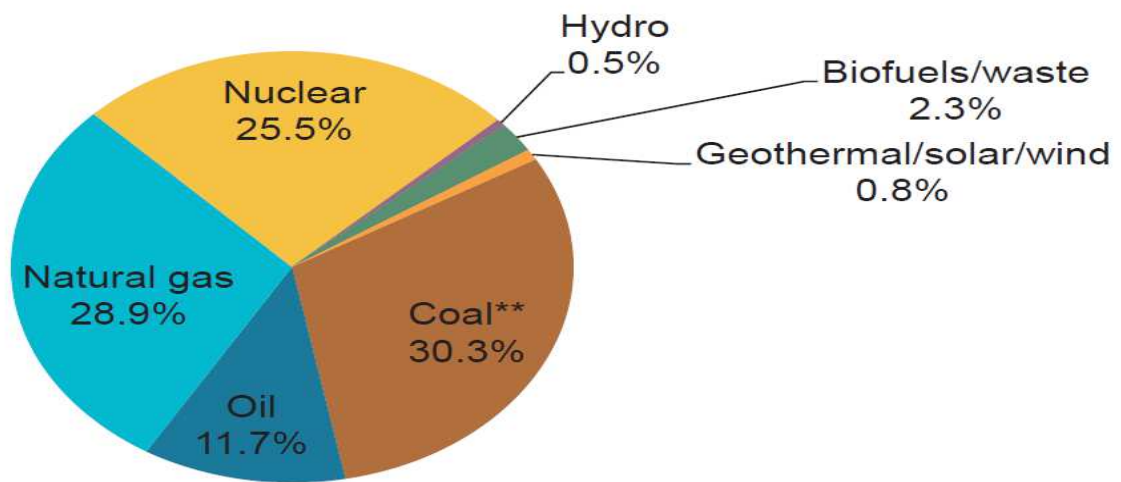


Рис. 1.11. Питоме споживання енергоресурсів в Україні.

Якщо порівняти динаміку загального споживання енергії Україною та країнами Європи, що представлена на Рис. 1.12, то безумовно найнижчим споживання енергії характеризується Данія, чисельність населення якої у 8 разів менша за чисельність населення України. Німеччина, як країна з найбільшим населенням з тих, що представлені на графіку, відповідно має й найбільше споживання паливно-енергетичних ресурсів.

З представлених країн Україна характеризується найбільшим темпом зменшення споживання паливно-енергетичних ресурсів. Якщо в 1990 році загальне споживання енергоресурсів в Україні було майже вдвічі більшим ніж у Польщі, то в 2014 році загальне споживання енергоресурсів в Україні досягло рівня Польщі і продовжує зменшуватись.

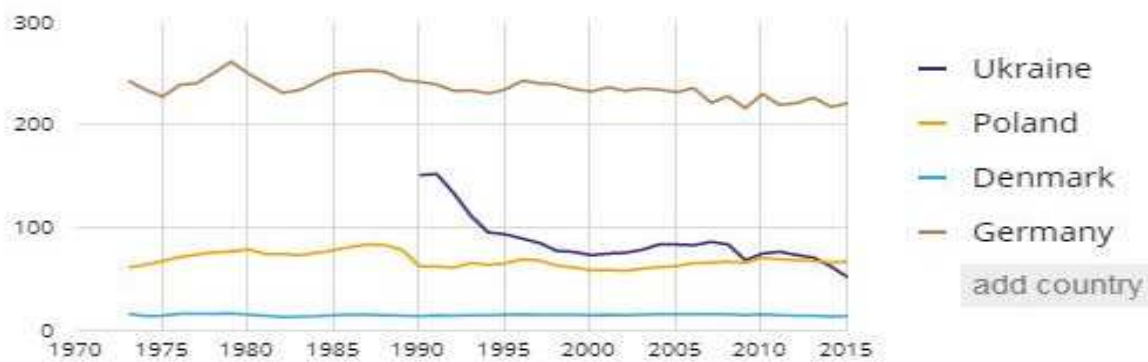


Рис. 1.12. Загальне споживання енергоресурсів у порівнянні з країнами Європи.

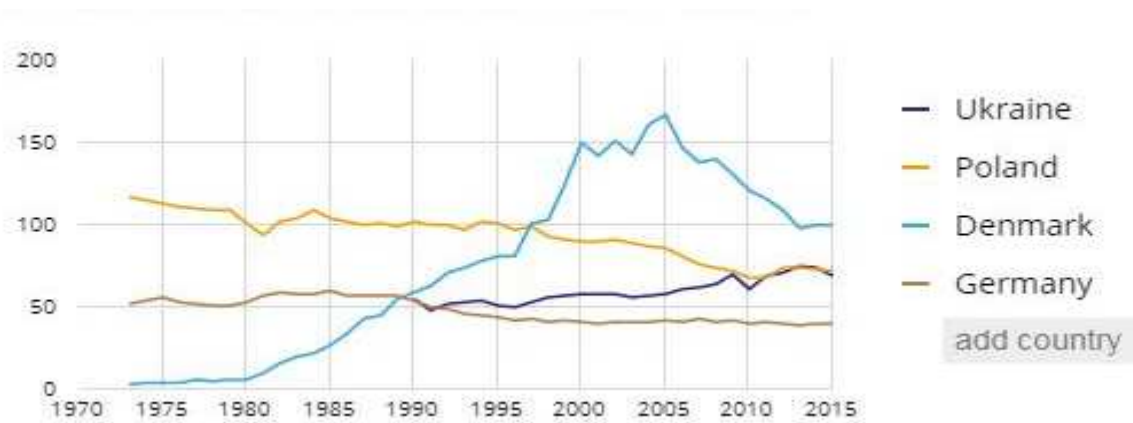


Рис. 1.13. Співвідношення енергії, що виробляється в країні, до тої, що споживається.

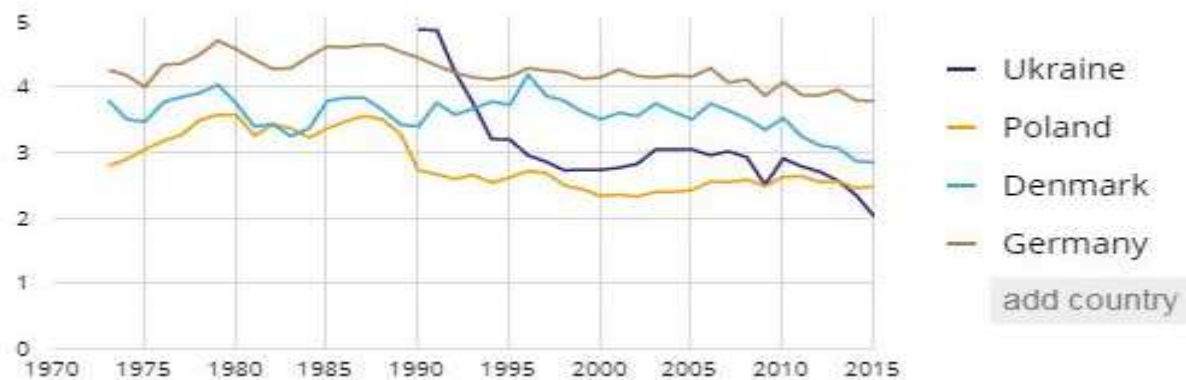


Рис. 1.14. Питоме споживання енергії на душу населення.

Важливим показником енергетичної безпеки країни є забезпеченість власними енергоресурсами. Цей показник характеризується співвідношенням кількості паливно-енергетичних ресурсів, що виробляються в країні до кількості ресурсів, що споживаються, і представлений на Рис. 1.13. Данія має 100% баланс між виробництвом і споживанням енергії, всі інші з представлених країн є енергодефіцитними.

Більш ефективним показником для порівняння є питоме споживання енергоресурсів на душу населення (Рис. 1.14). Найбільше енергії споживають у Німеччині – близько до 4 тон умовного палива на людину за рік. Споживання енергії Данією, хоч і є найменшим в абсолютних одиницях, але на одну людину в Данії приходится близько 3 тон умовного палива на рік, що перевищує споживання в Польщі та Україні. Питоме споживання енергоресурсів в Україні зменшилось з 5 тон умовного палива на людину в 1990 році до 2 тон в 2015 році. Таким чином в 2015 році в Україні витрати палива на людину були практично вповнину менші ніж у Німеччині, і на 10-20% менші ніж у Данії і Польщі.

Разом з тим аналіз графіку Рис. 1.15 свідчить про значну долю промисловості в загальному енергоспоживанні, що у 2015 році складала приблизно 40 %. Для порівняння в промислово розвинутій Німеччині ця доля складала 38 %, в Польщі – 35 %, а в Данії менше 20 %. Дані графіку Рис. 1.15 разом з даними графіку Рис. 1.14 свідчать про те, що населення в Україні споживає значно менше енергії ніж в Данії, Німеччині та Польщі.

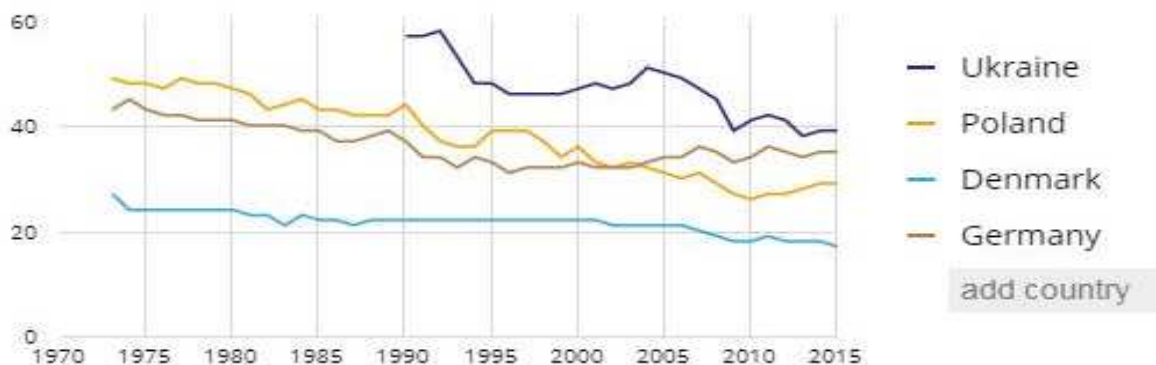


Рис. 1.15. Доля промисловості у загальному енергоспоживанні.

Причиною тому може бути більш ефективне використання енергії населенням, кращі кліматичні умови, нижчий рівень комфорту населення, або декілька з цих факторів разом. Але які б фактори не призводили до такої ситуації, саме промисловість визначає енергоємність валового внутрішнього продукту.

Енергоємність валового внутрішнього продукту (Рис. 1.16) в значній мірі характеризує ситуацію з ефективністю використання енергоресурсів в промисловості. Хоча на графіку видно суттєве зменшення енергоємності ВВП з 1996 по 2008 рік та поступове зменшення з 2010 по 2015 рік, однак на 2015 рік енергоємність ВВП України на порядок перевищувала енергоємність ВВП Данії та Німеччини, та в декілька разів була більшою за енергоємність ВВП Польщі.

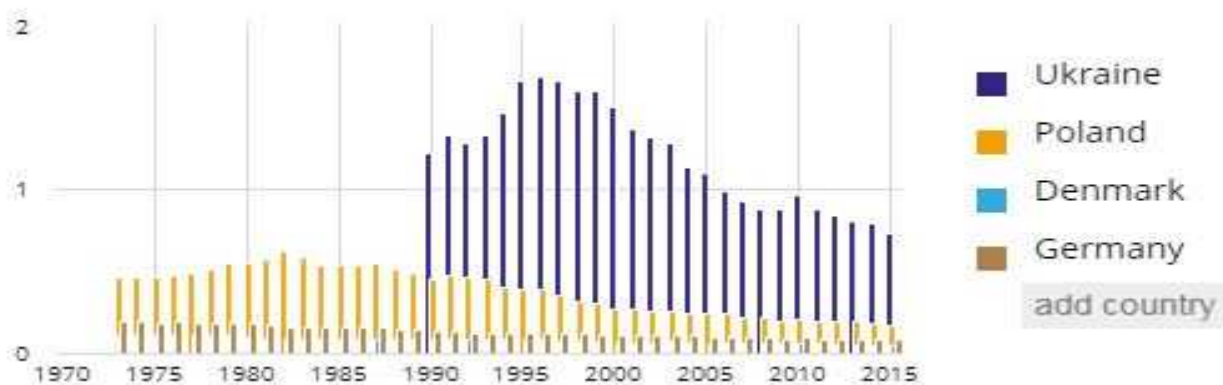


Рис. 1.16. Енергомiсткiсть ВВП.

Висновки з аналізу графіку Рис. 1.16 разом із вищенаведеними висновками з Рис. 1.15 та Рис. 1.14 свідчать про наявність значного потенціалу для підвищення енергетичної ефективності саме промислової сфери економіки України. Населення України споживає менше енергії ніж населення країн Європи. Неefективне використання енергії промисловими виробниками призводить до збільшення собiвартостi продукцiї, i, вiдповiдно, зменшення її конкурентоздатностi на зовнiшнiх ринках, або до перевитрат коштiв споживачiв цiєї продукцiї. [41-53]

Перевищення енергоємністю української економіки в три – чотири рази відповідних показників економічно розвинених країн робить Україну надзвичайно чутливою до умов імпортування природного газу та унеможливорює гарантування нормальних умов життєдіяльності громадян та установ бюджетної сфери[10–12].

1.5 Аналіз енергоспоживання в різних галузях АПК

Багато секторів промисловості в Україні мають споживання енергії на тонну продукції на 50 – 100 % більше, ніж відповідні показники в країнах ЄС (Таблиця 1.1). Очевидно питоме споживання зросло в результаті зниження виробництва, оскільки споживання енергії для багатьох технологічних процесів є фіксованим [54]. Слід зазначити, що більша частина використовуваного в даний час обладнання має низький ККД і була спроектована ще в той час, коли вартість енергії була дуже низькою.

Таблиця 1.1.

Питоме споживання енергії

Сектор	(ГДж/тонна продукції)	
	Україна	ЄС
Чавун і сталь	32	20
Цукор	1.8	0.9
Скло	14	7
Цегла	1.9	1.8
Цемент	6.3	3.8

Виробництво продуктів харчування – це енергоємна промисловість у всіх розвинених країнах [13,14]. Продовольчі технології розвиваються шляхом стабільного збільшення споживання енергії. Коефіцієнт енергоефективності харчового ланцюга становить менше 10 % [15].

Агропромисловий комплекс є найбільшим міжгалузевим комплексом, який включає декілька галузей економіки, націлених на виробництво та переробку сільськогосподарської сировини, а також отримання з нього продукції, та доведення до кінцевого споживача. За умови надзвичайно високої монополізації економіки, галузі переробної промисловості АПК

виявилися дуже чутливими до різких змін соціально-економічної ситуації в Україні.



Рис. 1. 17 Енергоспоживання в Україні

В останні роки агропромисловий комплекс займає лідируюче місце в Україні за обсягом споживаних (до 19 %) енергетичних ресурсів. При цьому, питомі витрати енергії в промисловій сфері за роки незалежності зросли майже на 35 % [16].

В паливно-енергетичному балансі України підприємства харчової промисловості займають лише 5 %, але і вони витрачають ПЕР на загальну суму близько 0,5 млрд. доларів США. У 2012 році підприємствами харчової промисловості спожито: палива – 2,22 млн. т.у.п., теплової енергії – 10,51 млн. Гкал. і електроенергії – 1,64 млрд. кВт.год. Теплова енергія у вигляді пари або гарячої води, отримана в процесі спалювання натурального палива, є одним із найдорожчих видів енергії на підприємствах харчової промисловості України. За технологічними особливостями виробництва продукції найбільше споживання теплової енергії відбувається на підприємствах цукрової, олійно-жирової, хлібопекарської та спиртової галузей: вони споживають близько 82 % паливно-енергетичних ресурсів харчової промисловості і є найбільш енергоємними галузями [17].

У структурі витрат на виробництво спирту частка палива складає до 25 %. В собівартості цукру частка ПЕР складає від 15 % до 25 % сукупних

витрат, в структурі переробки сировини цукрових буряків частка палива досягає 35 %.

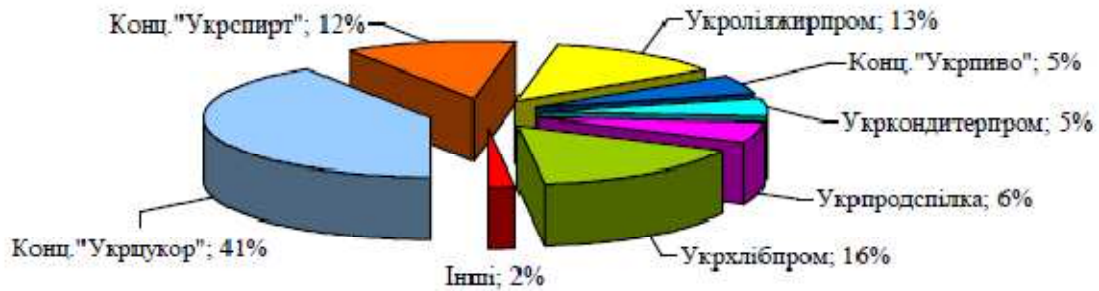


Рис. 1.18. Питома вага об'єднань харчової промисловості в споживанні енергії.

Питоме енергоспоживання підприємствами кондитерської промисловості коливається в межах: за паливом – 264,271–2415,911 кВт·год/т; за електричною енергією – 133,915–1000 кВт·год/т; за загально спожитою енергією – 310,95–2711,109 кВт·год/т. Така розбіжність обумовлена: різним спектром випуску продукції; різним рівнем енергоспоживання; недостовірністю інформації поданої у звітність самими підприємствами. Середній показник питомого теплоспоживання по галузі згідно статистичних даних складає 1103,127 кВт·год/т; електроспоживання – 353,541 кВт·год/т. Середній показник питомого повного енергоспоживання по галузі згідно статистичних даних складає близько 1456,668 кВт·год/т.

Питоме енергоспоживання підприємствами хлібобулочної промисловості коливається в межах:

- за паливом – 752,866 – 2049,855 кВт·год/т;
- за електричною енергією – 46,774–261,219 кВт·год/т;
- за загально спожитою енергією – 799,640–2311,774 кВт·год/т.

Така розбіжність може бути обумовлена різним складом продукції, що виробляється, різним обсягом випуску продукції навіть при однаковому її складі, а також різним обладнанням по рівню енергоспоживання. Середній показник питомого паливоспоживання по галузі згідно статистичних даних складає 1293,967 кВт·год/т, а електроспоживання по галузі згідно статистич-

них даних складає 116,944 кВт·год/т. Середній показник питомого загального енергоспоживання по галузі згідно статистичних даних складає 1410,911 кВт·год/т.

Питоме енергоспоживання підприємствами м'ясопереробної промисловості коливається в межах:

- 1) виробники ковбас – від 368,4 кВт·год/т до 4578,0 кВт·год/т, границі відрізняються у 20 разів; при відбракуванні кількох показників, що явно виходять за межі отриманої послідовності, границі звужуються від 664,5 кВт·год/т до 3572,8 кВт·год/т, границі відрізняються у 5 разів;
- 2) виробники м'ясних напівфабрикатів – від 229,574 кВт·год/т до 3744,47 кВт·год/т, границі відрізняються у 26 разів; при відбракуванні кількох показників, що явно виходять за межі отриманої послідовності границі звужуються від 990,8 кВт·год/т до 2310,53 кВт·год/т, границі відрізняються у 3 рази.

Середній показник питомого електроспоживання для підприємств, що виробляють ковбасні вироби становить 1632,763 кВт·год/т. Середній показник питомого електроспоживання для підприємств, що виробляють м'ясні напівфабрикати становить 954,4 кВт·год/т.

Таблиця 1.2.

Проблеми використання енергоресурсів в АПК

Завдання	Звичайні рішення	Гіпотези
Інактивація мікроорганізмів	Енергія переноситься на весь обсяг продукту з мікроорганізмами	Можна встановити адресу передачі енергії безпосередньо до мікроорганізму.
Обезводнювання продукту	Енергія постачається до проміжного потоку, який перетворює воду на пару.	Можна організувати адресну передачі енергії безпосередньо у воду в об'ємі продукції.
	Вся вода перетворюється на пар перед видаленням.	Можна організувати видалення води у двофазному потоці.
Вилучення цільових компонентів	Розчинення сполук та їх дифузія в екстракт.	Можлива додаткова передача нерозчинних компонентів з клітин та міжклітинного простору.

Основним процесом більшості харчових технологій є термічна обробка. Цей процес визначає якість кінцевого продукту, споживання енергії та його собівартість. Наукові та технічні суперечності між зростаючими вимогами до якості харчових продуктів, їх енергоємності та технології тепло- і масо- передачі є очевидними. Ряд основних харчових технологій парадоксально вирішує проблеми використання енергоресурсів (таблиця 1.2).

В агропромисловому комплексі України є можливості для зниження питомих енерговитрат.

В першу чергу слід звернути увагу на такі енерговитратні процеси як сушіння, ректифікація, випарювання, пастеризація і стерилізація. Так, наприклад, аналіз енерготехнологій процесів традиційного конвективного сушіння показує, що тільки близько 40 % енергії, що підводиться, витрачається на випаровування вологи з продукту. При цьому близько 70 % втрат енергії при конвективному сушінні відбувається з використанням сушильних агентів. Навіть в процесі пастеризації, проведеному в пастеризаційно-охолоджувальній установці, при наявності секції регенерації мають місце втрати тепла на доохолодження продукту.

1.6 Структури потоків енергії в найбільш енергоємних процесах

Дефіцит ресурсів, особливо енергетики, є однією з ключових проблем нашого часу. Навіть у найбільш розвинутих країнах відмічено дефіцит енергоресурсів [1]. Через брак енергоносіїв існує проблема нестачі продовольства, оскільки харчова промисловість є однією з найбільш енергоємних галузей у розвинутих країнах [2].

У виробництві харчових продуктів значні енергетичні втрати виникають у процесах концентрації сировини, а саме: сушіння, зневоднення, потовщення і т. д. [3]. Найбільш поширені методи виготовлення термообробки для подальшої передачі води в пару. При такому підході вплив високих температур на продукт неминучий, що негативно впливає на якість і призводить до втрат енергії. Для виробництва харчових концентратів

використовують зневоднені фруктові та рослинні сировини, що містять велику кількість вітамінних комплексів, органічних кислот, природних пігментів та інших цінних речовин [4]. Продукти тваринного походження містять велику кількість білків, необхідних організму [5]. Ефект від високих температур знищує більшість цих компонентів, тому поживна цінність продукту значно зменшується. Аналогічна ситуація спостерігається в процесах екстракції, де високі температури дозволяють інтенсифікувати дифузійні процеси [6].

1.6.1 **Проблеми сушіння.** Серйозні енергетичні проблеми характерні для промисловості де проводять дегідратацію сировини. Сушіння завжди є найбільш енергоємним процесом [13]. У той же час вимоги до безпеки харчових продуктів [14] стають все більш суворими, а екологічні умови експлуатації підприємства регулюються. Очевидно, що харчові технології мають бути переорієнтовані на інноваційні принципи вирішення проблем енергії та екології [15].

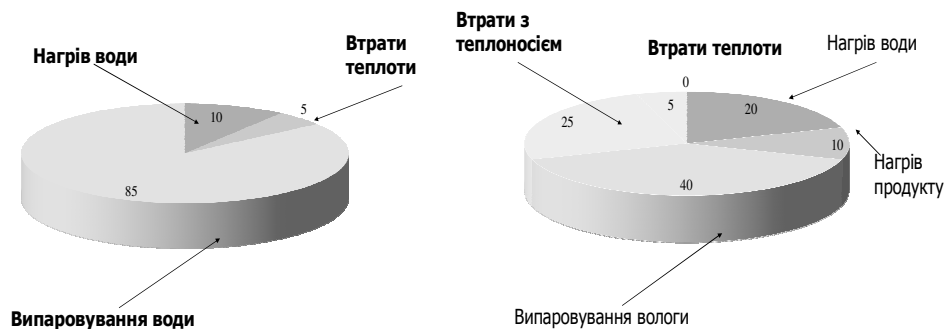


Рис. 1.19. Енергетика зневоднення

Видалення вологи є одним з основних завдань харчових технологій. При цьому використовуються два принципи: випаровування та сушіння.

Завданням цих процесів є перетворення води в пару. Однак споживання енергії на одиничну вологість одиниці дуже різні, що відображено на Рис. 1.19. [16]. Хоча коефіцієнт енергоефективності самого недосконалого проце-

су випаровування становить 85 %, одна з найкращих технологій сушіння не перевищує 40 % (Рис. 1.19.).

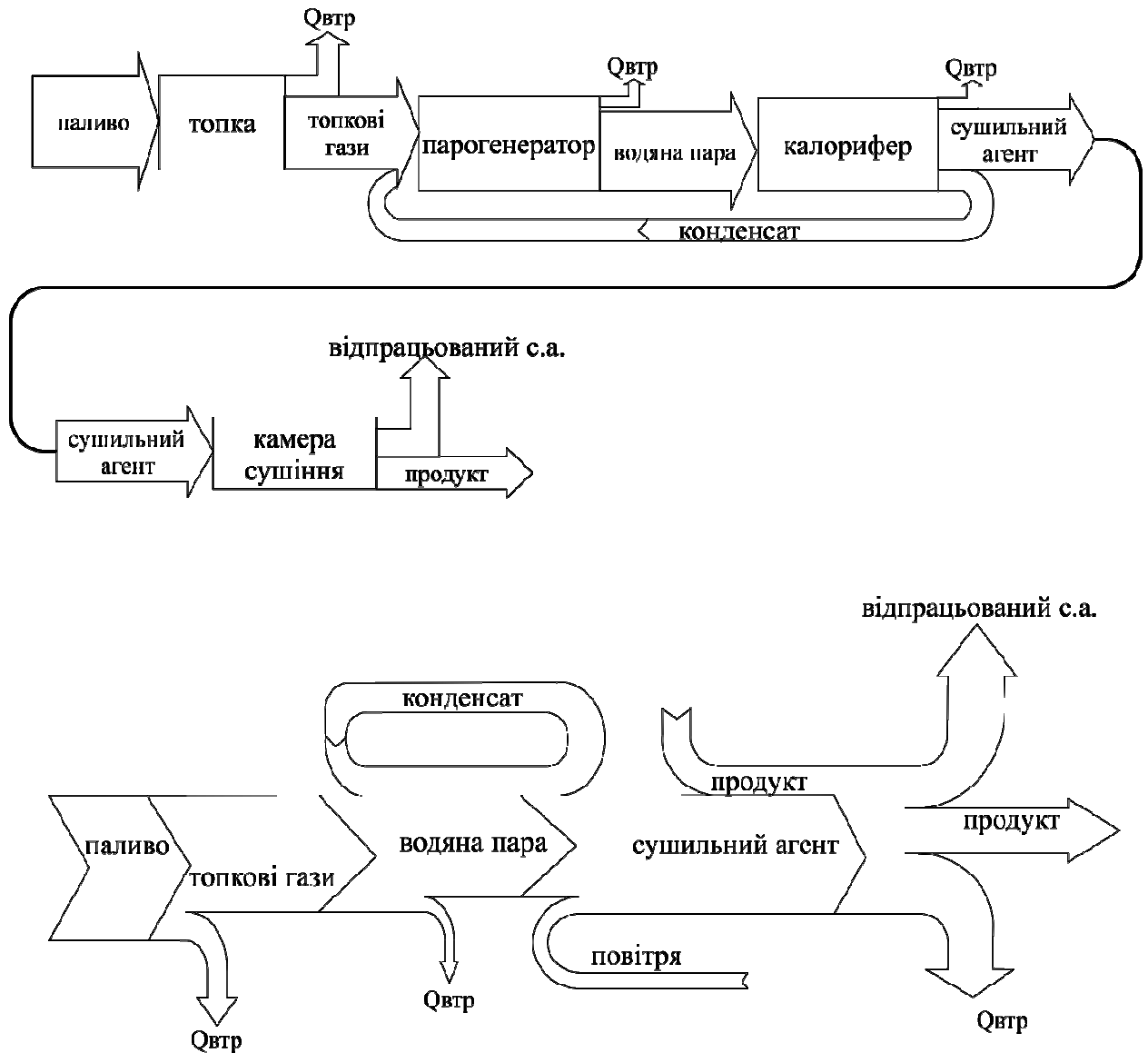


Рис. 1.20. Схема потоків енергії при конвективному сушінні та відповідна діаграма санкей.

Для аналізу цієї ситуації розглянемо загальну схему трансформації енергії при конвективному сушінні (Рис. 1.20). Енергія що виділяється при згорянні палива трансформується в енергію топкових газів, яка в парогенераторі трансформується в енергію водяної пари. В калорифері енергія водяної пари трансформується в енергію сушильного агента, яким є нагріте повітря, та конденсат водяної пари. В енергозощадливих технологіях конденсат водяної пари повертається в парогенератор. Енергія сушильного

агенту витрачається на нагрів продукту і вологи що знаходиться в ньому, та перетворення її на пару. Також на кожному з етапів трансформації мають місце втрати теплоти в навколишнє середовище.

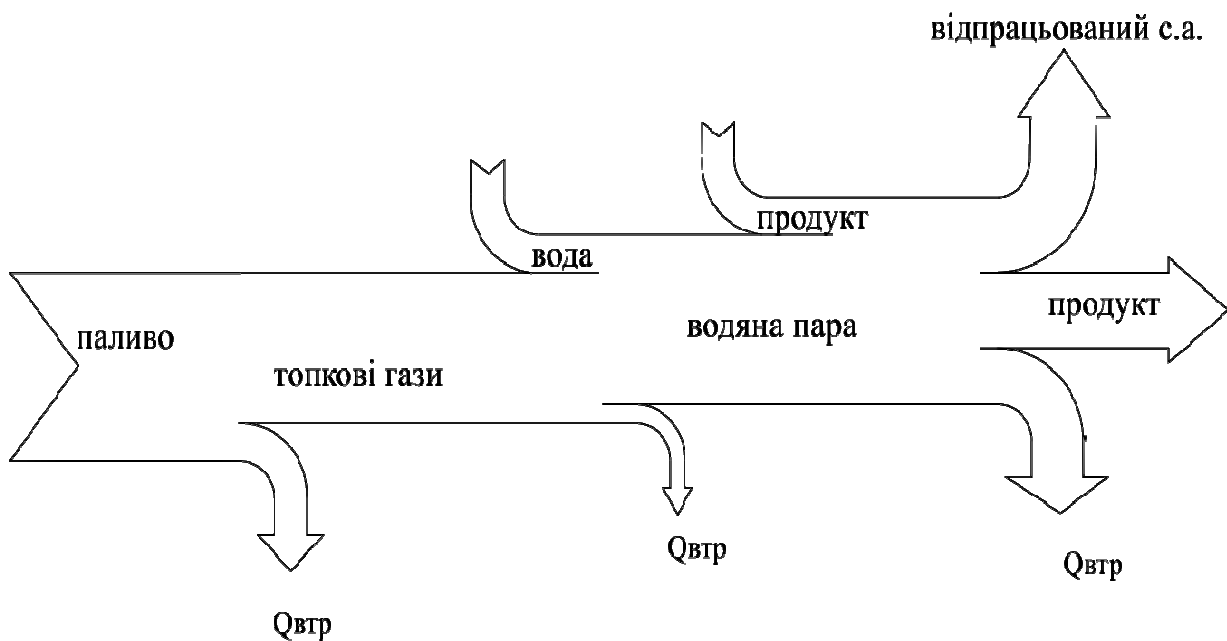
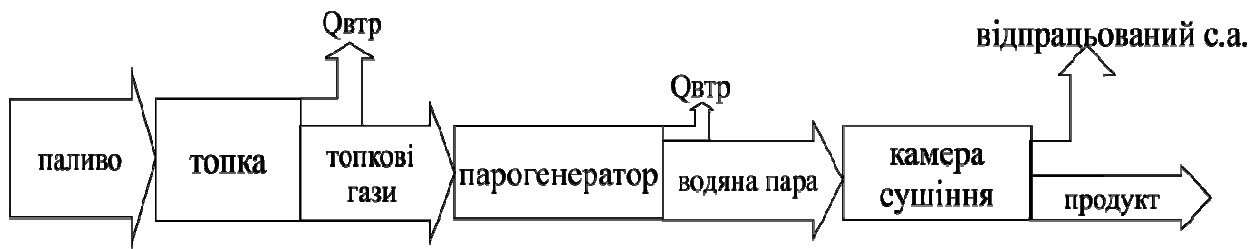


Рис. 1.21. Схема потоків енергії при конвективному сушінні перегрітою парою та відповідна діаграма санкей

Зменшити кількість етапів термотрансформації і відповідних втрат теплоти можна якщо використовувати у якості сушильного агента перегріту водяну пару (Рис. 1.21) або суміш топкових газів з повітрям (Рис. 1.22). Але при сушінні перегрітою водяною парою хоч і зменшується кількість етапів термотрансформації, але зростають втрати з відпрацьованим сушильним агентом. При сушінні сумішшю топкових газів з повітрям додатково виникає проблема забруднення харчового продукту канцерогенними речовинами що знаходяться у продуктах згоряння. Одним зі шляхів підвищення

енергоефективності процесу сушіння є часткова рециркуляція сушильного агента (Рис. 1.23).

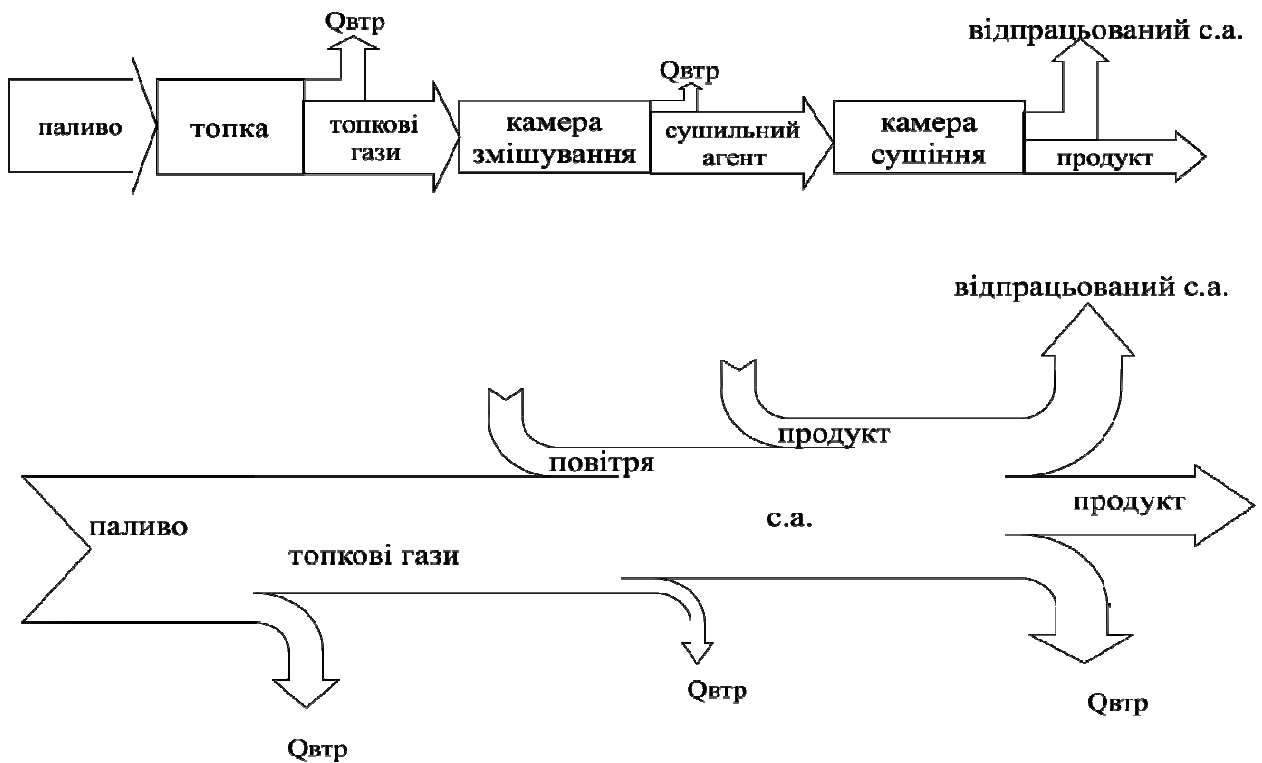


Рис. 1.22. Схема потоків енергії при конвективному сушінні сумішшю топкових газів з повітрям та відповідна діаграма саней

Однак коефіцієнт рециркуляції сушильного агента обмежений умовами масопереносу водяної пари від поверхні матеріалу в ядро потоку сушильного агента. В реальних процесах конвективного сушіння кількість енергії що втрачається разом із сушильним агентом залишається досить високою (25%). Також значна частина енергії розсіюється в продукті.

При використанні електричної енергії в усіх типах сушарок кількість етапів трансформації енергії значно зменшується. Так при конвективному сушінні електрична енергія трансформується безпосередньо в енергію сушильного агента, а при кондуктивному і радіаційному відразу передається продукту та вологі, що знаходиться в ньому.

При діелектричному сушінні енергія взагалі передається до полярних молекул води, що знаходяться в матеріалі. Але потрібно взяти до уваги що при виробництві та транспортуванні електричної енергії також мають місце

певні етапи трансформації енергії з відповідними втратами на кожному із них.

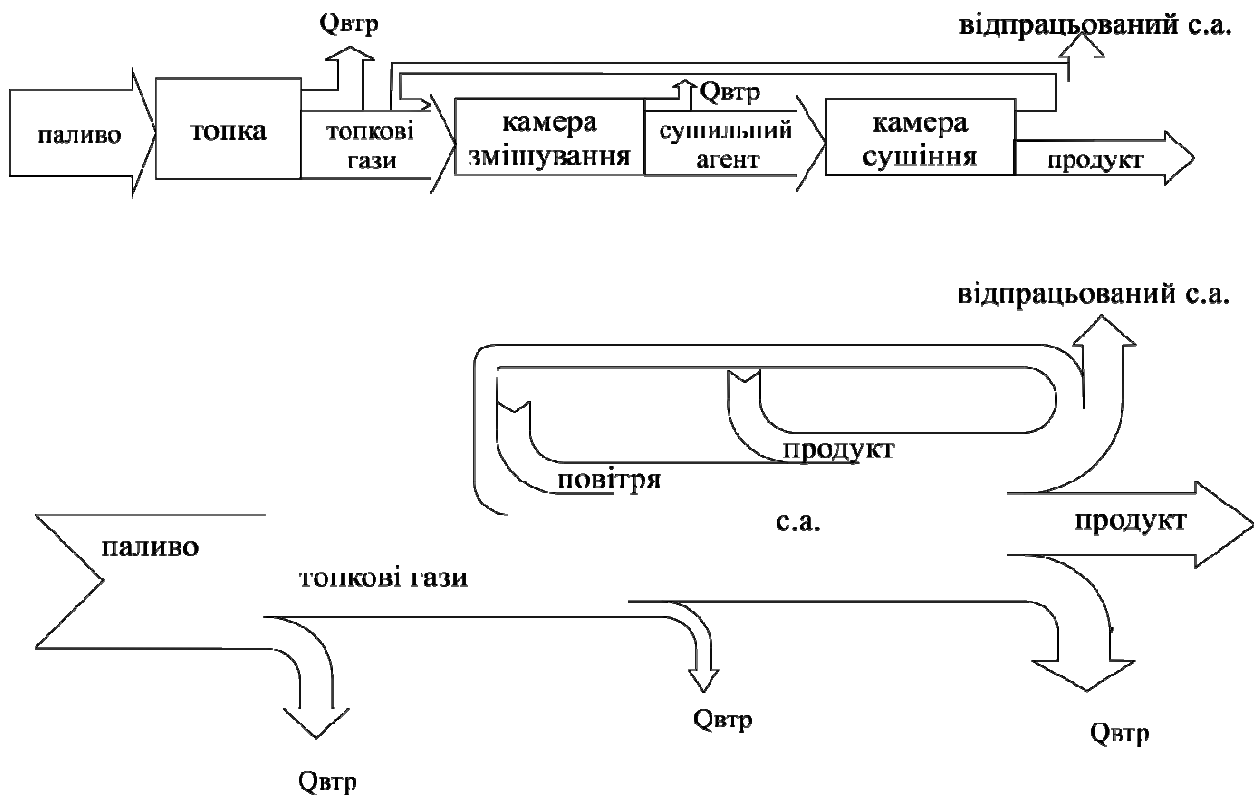


Рис. 1.23. Схема потоків енергії при конвективному сушінні з частковою рециркуляцією сушильного агента та відповідна діаграма санкей.

Для споживачів це відображається у вартості електричної енергії, яка в декілька разів більша за вартість теплової енергії, що можна отримати з твердого палива та природного газу.

1.6.2 П р о б л е м и к о н ц е н т р у в а н н я . Виробництво концентрованих продуктів є важливою галуззю АПК що дозволяє не тільки забезпечувати внутрішнє споживання, але й є важливою складовою в зовнішній торгівлі. Основними продуктами, перспективними на внутрішньому та зовнішніх ринках є концентровані соки, молоко та розчинна кава [81-94].

Ринок фруктів і фруктових соків специфічний тим, що часто основні споживачі продукції знаходяться на значній відстані від місця зростання цих продуктів. Також для багатьох продуктів характерна сезонність їх виробництва. У зв'язку з цим у світовій економіці широко розвинений ринок концентрованих соків. В діапазоні найбільших постачальників фруктових со-

ків з країн, що розвиваються, які завойовують частку ринку Європейського Союзу, в останні роки є: Молдова (концентрований яблучний сік), Чилі (менше 20 Brix яблучний сік), Україна (концентрований яблучний сік) і Філіппіни (суміші соків) [89]. Таким чином, виробництво концентрованих соків важливо не тільки для наповнення внутрішнього ринку, а й для експорту на зовнішні ринки, в тому числі в країни ЄС.

Для українського ринку кави, незважаючи на порівняно невеликий обсяг споживання щодо європейських країн (літ), характерна висока динаміка його росту (23,6% з 2010 по 2017 роки). Найбільш популярною в Україні є розчинна кава (63,8%) і в останні роки спостерігається тенденція до збільшення цього відсотку, так як розчинна кава є дешевшим в порівнянні з натуральною (література). А, отже, виробництво розчинної кави є необхідним в економіці України .

Для забезпечення тривалого зберігання, а також зниження транспортних витрат на міжнародному та внутрішньому ринках ведуть торгівлю концентрованим молоком в рідкому вигляді і сухим молоком. У 2014 році Україна займала 43 місце в рейтингу країн-експортерів сухого молока. Частка України на 2014 рік становила всього 0,07% від світового експорту. Протягом 2015 року Україна експортувала майже 37 тисяч тон сухого молока, що на 25% більше, ніж в 2014 році. Таким чином, Україна посіла шосте місце серед світових експортерів сухого знежиреного молока. Експорт молочних продуктів з України в січні-червні 2017 року склав 63,2 тисячі тонн. При цьому на молоко та вершки згущені припало 37% поставок (23,3 тисячі тон). І хоча виробництво згущеного молока в Україні в 2016 році впало до до 88 тисячі тонн, на експорт було відправлено 32 тисячі тонн (література). Таким чином виробництво сухого і згущеного молока є важливою галуззю харчової промисловості України.

Концентрований продукт отримують шляхом видалення з нього частини води. Основними способами видалення частини води з рідкого продукту є випарювання, виморожування і мембранні методи розділення.

При мембранних методах розділення продукт фільтрується через мембрани при тисках вище осмотичного. Застосування мембранних методів в харчовій промисловості дозволяє проводити очищення і концентрування розчинів без підігріву і випаровування. Вони використовуються також для підготовки технологічної води, стабілізації безалкогольних напоїв і виноградних вин, концентрування натуральних соків, пастеризації, вилучення цінних компонентів з технологічних стоків різних виробництв, очищення промислових стоків. Застосування мембранних процесів в харчовій технології дозволяє значно знизити енергоємність процесів зневоднення фруктових та овочевих соків, сиропів, екстрактів в порівнянні з процесами випарювання або виморожування, поліпшити якість і підвищити вихід одержуваних продуктів. У порівнянні з іншими методами мембранні методи мають наступні переваги: 1) відсутні фазові переходи при відділенні домішок, що дозволяє зводити до мінімуму витрати енергії на проведення процесів; 2) поділ можна проводити при низьких температурах води, які визначаються властивостями мембрани; 3) якщо виключити забивання мембрани, процеси мають безперервний характер. Аналіз літератури [82-85] показав, що незважаючи на значні переваги, мембранні методи розділення застосовуються, в основному, для очищення продуктів і не є ефективними для досягнення високих концентрацій продукту при великотоннажному виробництві зважаючи на значне підвищення осмотичного тиску з ростом концентрації. Також значні труднощі практичного застосування ультрафільтраційних методів обумовлені забрудненням мембран. Забруднення мембрани можуть викликати колоїдні і зважені частинки, органічні сполуки і малорозчинні компоненти розчинів, які осідають на мембрані в процесі концентрування.

Концентрування соків виморожуванням засноване на тому, що кристалізується розчинник, а розчинені речовини (цукри, кислоти та ін.) залишаються в розчині. Концентрування виморожуванням дозволяє зберегти властивості вихідного продукту. Цей напрям є перспективним і знайшов відображення в багатьох роботах [95-102]. Одним з нових напрямків в

кріоконцентруванні є блочне виморожування [102, 118-120]. Максимальна концентрація визначається фізико-хімічним складом соку, і перш за все його в'язкістю. В отриманих при концентруванні виморожуванням плодово ягідних і овочевих соках вміст розчинних сухих речовин становить 40 - 50%. Теоретично найбільш висока ступінь концентрації обмежена евтектичною точкою розчину, при якій неможливо відокремити воду у вигляді льоду. Концентрування виморожуванням складається з двох основних етапів: кристалізація і сепарування. На першому етапі частина знаходиться в соку води під дією низьких температур перетворюється в кристали льоду, на другому - концентрований розчин соку і лід, які мають різну щільність, поділяються під дією зовнішнього тиску, відцентрових або гравітаційних сил. Специфіка технологій кріоконцентрування призводить до значного ускладнення промислових установок, що забезпечують безперервний процес кріоконцентрування, або до необхідності організовувати періодичний процес з відповідними витратами.

Випарювання є одним з найбільш поширених методів концентрування і вважається найбільш розробленим і економічним [103, 104]. Незважаючи на те що теплота фазового перетворення води в пару на порядок більша за теплоту перетворення води в лід, сучасні випарні установки дозволяють досягти рівня енерговитрат, який можна порівняти з найкращими технологіями кріоконцентрування. Існує можливість частково вловлювати в дистиляційній колоні ароматичні речовини. Однак через те, що не вдається уникнути термічного розкладання деяких компонентів, що викликається ферментативними реакціями вже при 50-70 ° С, останнім часом великого поширення набули вакуум-випарні установки .

Традиційним шляхом підвищення енергетичної ефективності процесу при збереженні якості продукту є використання багатоступеневих ВВУ [109, 110]. Якщо вторинну пару, що утворилася під дією первинного джерела енергії, використовувати в якості гріючої в другому корпусі апарату, витрата енергії скоротиться приблизно на 50%.

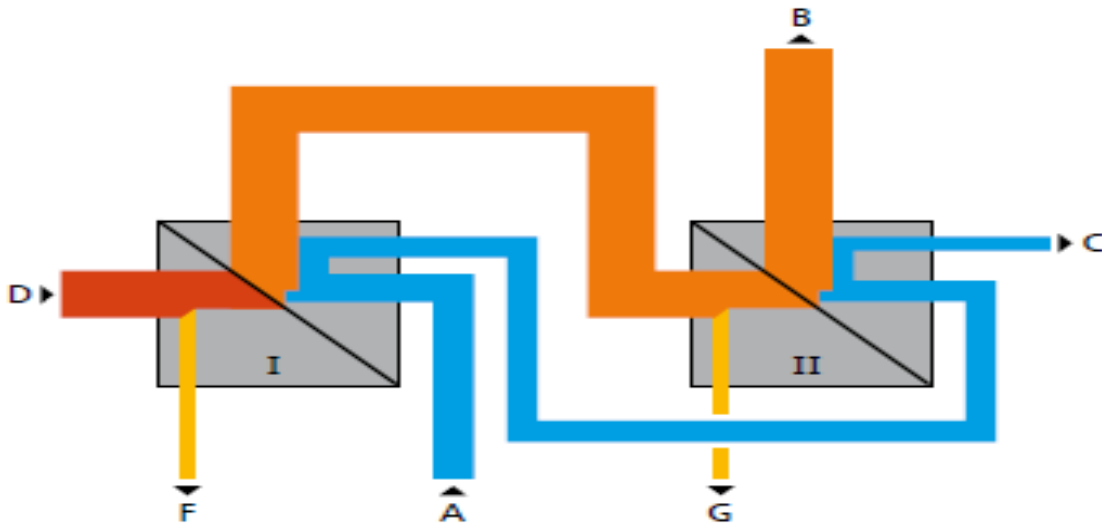


Рис. 1.24. Схема потоків енергії в двоступеневій ВВУ

Той же принцип можна використовувати в наступних корпусах і заощадити ще більше енергії [111]. Однак, зі збільшенням числа корпусів, різниця температур в кожному корпусі буде зменшуватися. З цієї причини нагрів поверхні кожного корпусу потрібно збільшити, щоб забезпечувати необхідну продуктивність по випареній волозі при меншій різниці температур. На практиці можна вважати, що площа поверхонь теплообміну в усіх корпусах зростає пропорційно числу корпусів. Отже, капітальна вартість установки значно збільшується, а додаткова економія енергії зменшується. Так, в триступеневому апараті витрата енергії скоротиться в середньому на 67%, в чотириступеневому – на 75%. Також для зниження витрат енергії на процес використовується і енергія вторинної пари, що відводиться [112].

Як видно енергія, що підводиться в установку з гріючою парою, видаляється з неї разом з конденсатом вторинної і гріючої пари а також відводиться в конденсаторі. Оцінити співвідношення підведеної і відведеної енергії дозволяють діаграми енергетичних потоків (Рис. 1.26 – Рис. 1.28.).

Існують схемні рішення організації роботи ВВУ, засновані на застосуванні різних варіантів пристроїв зі стиснення вторинної пари і повернення її в якості джерела тепла, такі як використання ежекторів [113, 114], застосування компресорів або газодувок [115], і різноманітні їх варіації.

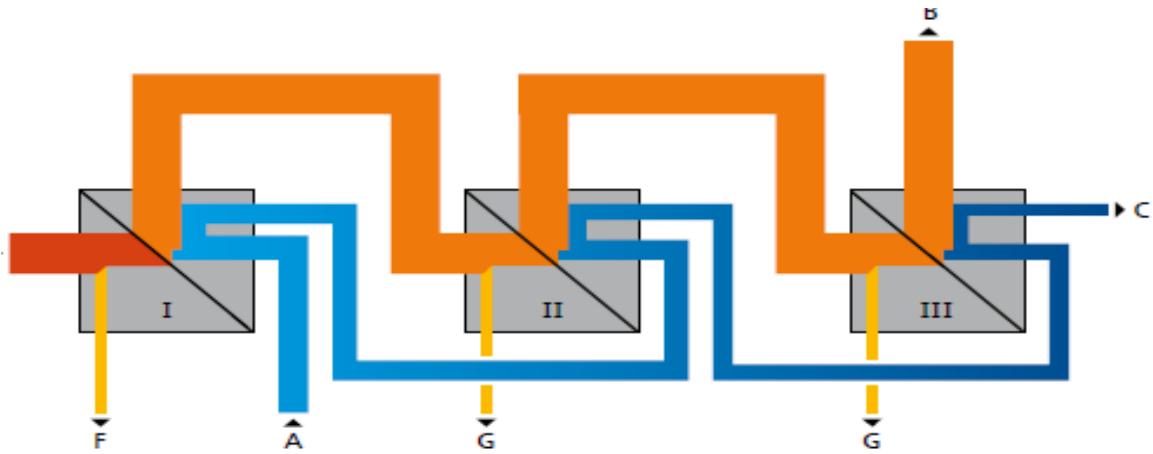


Рис. 1.25. Схема потоків енергії триступеневої ВВУ

Ефективність такого шляху вирішення проблеми енергозбереження сильно залежить від економічних показників цих пристроїв: зокрема ККД (цей параметр досить малий для ежекторів, в першу чергу). Не меншою мірою, це залежить від рівня відпрацювання цих пристроїв і даних по їх вартості. Так, парові ежектори працюють за принципом струменевого насоса. У них немає рухомих частин, що виключає механічне зношування.

Перевагою парових ежекторів є простота пристрою, дешевизна і надійність в роботі. Застосування парового ежектора аналогічно додаткового корпусу випарного апарату. Однак ККД його невисокий і складає не вище 40–50 %.

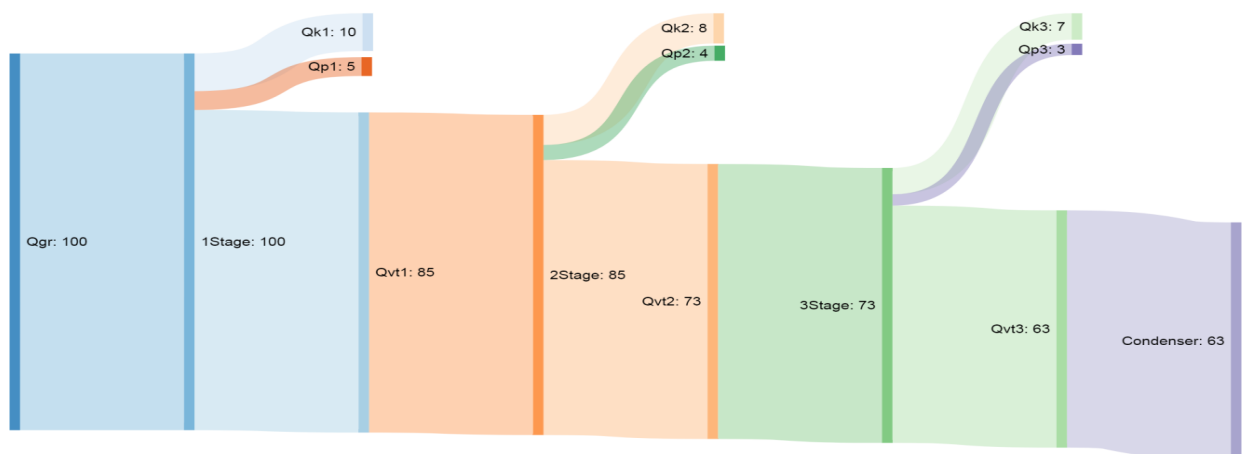


Рис. 1.26. Діаграма енергетичних потоків триступеневої випарної установки.

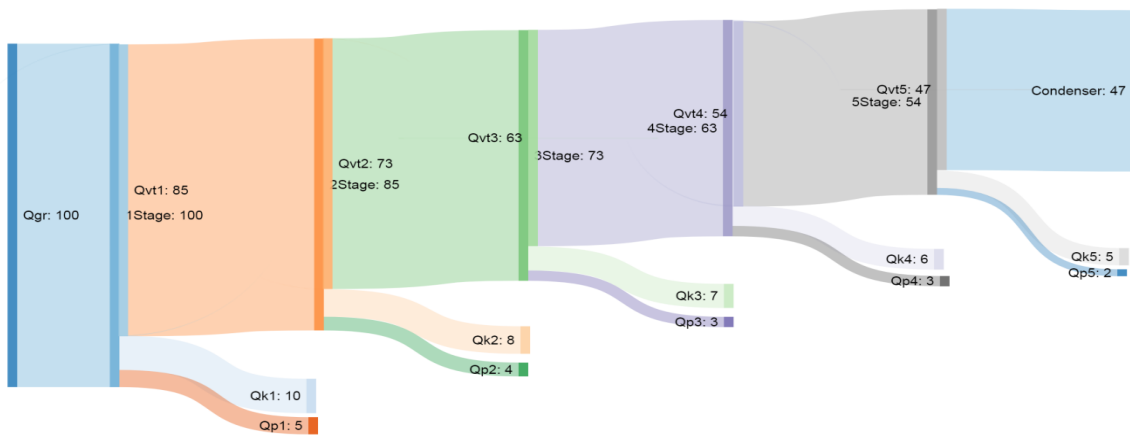


Рис. 1.27. Діаграма енергетичних потоків п'ятиступеневої випарної установки.

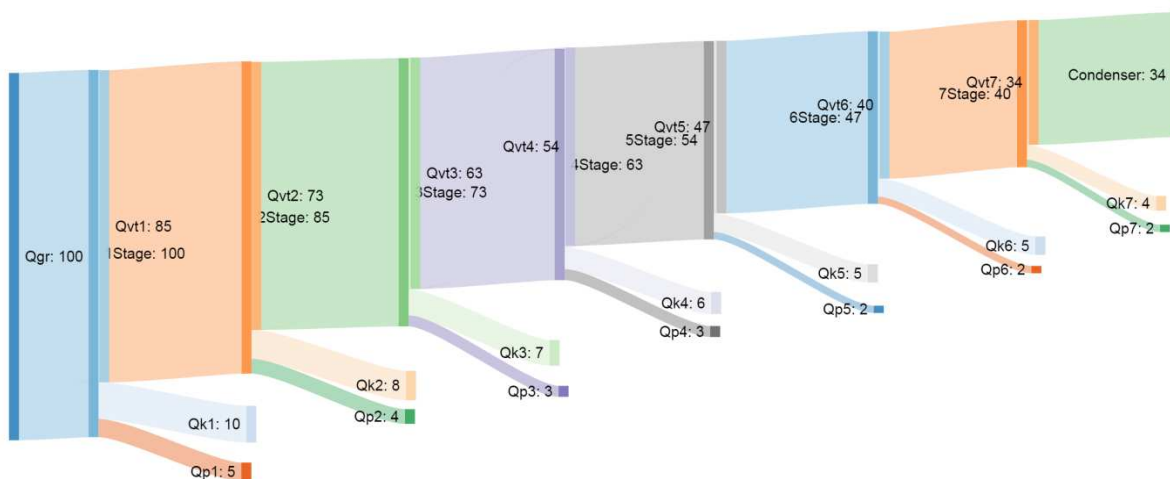


Рис. 1.28. Діаграма енергетичних потоків семиступеневої випарної установки.

Повне повторне використання прихованого тепла за допомогою механічної рекомпресії є найбільш технологічним способом експлуатації випарних апаратів [115]. Кількість електричної енергії, необхідної для стиснення вторинної пари до тиску пари, що гріє, значно менше ентальпії вторинної пари (тобто менше енергії, яку несе в собі вторинна пара). Принцип дії такого пристрою схожий з тепловим насосом. Енергія конденсату пари часто використовується для підігріву вихідного розчину. Повторне використання теплової енергії досягає 95 %. Кількість розсіюється теплоти при енергії, яка зазвичай відводиться охолоджуючою водою через конденсатор.

Залежно від робочих умов може знадобитися додавання невеликої кількості свіжої пари, або конденсація невеликої кількості надлишкової пари для підтримки такої схеми значно знижено, оскільки сам випарний апарат реутилізує той тепловий баланс випарного апарату і забезпечує стаціонарні робочі умови. У якості машин для стиснення пари в випарних установках використовуються високонапірні повітродувки або турбокомпресори. Додаткові капіталовкладення в пристрої для механічного стиснення роблять випарні апарати з МРП більш дорогими, ніж випарні апарати з ТРП. На світовому ринку лідерами по виробництву випарних установок з механічною рекомпресією пари є фірми Veolia Italia (Італія), GEA Wiegand (Німеччина). Дані установки відмінно зарекомендували себе при розрідженні до 0,4 атм. Однак для умов більш глибокого вакууму застосування установок з механічною рекомпресією стає менш ефективним через підвищення як капітальних, так і експлуатаційних витрат.

В останні роки виявилися популярними і перспективними схеми забезпечення роботи ВВУ на основі використання теплових насосів (ТН) в якості джерел підведення тепла [116, 117], які, при дотриманні вимог технології, можуть вирішувати і завдання відведення тепла, що виникають в ВВУ, пов'язані з конденсацією вторинної пари, що утворюється як побічний результат при випаровуванні. Такий апарат використовує два джерела (гарячий і холодний) для випаровування і конденсації вологи. Необхідні тепло і холод створюються вбудованим тепловим насосом (компресор і циркуляційний холодоагент). Споживання енергії знижується приблизно в 5 разів, оскільки велика частина енергії (прихована теплота) утилізується для вироблення нової пари. Рівень споживання електроенергії залежить від компресії проміжного середовища і представляє енергію, необхідну для повторного використання. Залежно від температури продукту, що надходить на випарювання, використовується або додаткова теплота від гарячого джерела, або холод від холодного. Таким чином, виникає задача об'єктивного порів-

няння схемних рішень технології ВВУ із застосуванням ТН і розробки найбільш ефективної конструкції при заданих режимних параметрах.

1.6.3 П р о б л е м и е к с т р а г у в а н н я . Екстрагування – важливий процес, що забезпечує отримання якісної концентрованої продукції тваринного та рослинного походження. Однак, в залежності від специфічних характеристик досліджуваної сировини, враховуються відповідно, нюанси екстрагування.

В технології екстрактів важливе місце займає швидкість екстрагування, (що в свою чергу, залежить від різниці концентрацій речовини що екстрагується в рідині, яка заповнює пори сировини і в основній масі розчинника, що знаходиться в контакті із поверхнею твердих часток) та дифузійний опір на кожній стадії протікання процесу. Одним із факторів прискорення процесу екстракції є подрібнення сировини, тому, що збільшується поверхня розподілу фаз, що веде до зменшення внутрішнього дифузійного опору. Однак, значне зменшення розмірів часток сировини може викликати нерівномірне протікання процесів в шарах екстрагованої сировини та викликати погіршення масообміну між часточками та рідиною. Відділення часточки сировини від рідини потребує значних енергетичних затрат, що впливає на процес протікання екстракції. На процес екстракції також впливає співвідношення між витрат мас екстрагенту та сировини. Чим більше співвідношення маси екстрагенту до маси сировини, тим в меншій мірі підвищується його концентрація при виділенні однієї і тої ж кількості екстрагованого продукту. До того ж в процесі екстрагування може змінюватися співвідношення витрати фаз, а також можуть змінюватися їх фізичні властивості [121].

В ході екстрагування послідовно протікають чотири простих процеси: проникнення розчинника в пори частинок сировини; розчинення компонента, що планується витягнути; перенесення його із середини частинки до її поверхні; перенос від поверхні речовини в об'єм екстрагенту. Дві перші стадії процесу можуть протікати швидше в порівнянні з двома іншими і тому їх можна не враховувати при аналізі динаміки процесу.

Найважливішим фактором, який впливає на ефективність екстракції є вибір екстрагенту. Основними вимогами, яким повинен відповідати обраний екстрагент є: висока вибірковість та швидкість розчинення; хімічно чиста та однорідна структура; низька температура кипіння; безпечність (не утворювати шкідливих побічних сполук з екстрагованими речовинами, не мати запаху); бути пожежо- і вибухобезпечним, дешевим.

В процесі екстракції важливу роль грають температура, розміри часток, перемішування екстрагента навколо твердих часток. Від температури залежить коефіцієнт дифузії, так як при досягненні певних температур фізичні характеристики певних часток можуть змінюватися. Відомо, що чим більші розміри в часток, тим повільніше протікає процес екстракції, однак, занадто малі розміри часток викликають їх злипання. Тому, організація процесу екстракції в киплячому полі, низькочастотні механічні та ультразвукові коливання, електроімпульсний вплив попереджують процес склеювання часток.

Досить поширеними є екстракційні установки з регенерацією екстрагенту та одностадійні – включаючи лише одну стадію екстракції і двостадійні, ті що включають як стадію екстракції, так і стадію реекстракції.

У випадку із одно стадійними екстракторами отримують готовий товарний продукт – розчин в екстрагенті. При використанні двостадійного екстрактора забезпечується регенерація екстрагента, а також більш глибоке очищення речовин від домішок.

Для ефективного протікання процесу екстракції, необхідно, щоб цей процес протікав швидко, особливо на своїй заключній стадії. [122]

Запропонований Лисянським С.В. процес екстрагування в режимі вакуумного кипіння екстрагенту забезпечує більшу швидкість та коротшу тривалість перебігу екстракції у порівнянні з іншими процесами екстракції. Суть даного методу полягає в тому, що масоперенос цільових компонентів в пористих частинках здійснюється виключно в результаті молекулярної дифузії. Однак цей метод є високовитратним з погляду використання енергії на

його проведення. Ця теорія визначила напрямок традиційних способів інтенсифікації процесу екстрагування: прискорення просочення сировини екстрагентів, оптимальне подрібнення сировини і перетворення його пористої структури, підвищення температури, раціональний підбір розчинників. Серед гідродинамічних способів інтенсифікації процесу найбільший вплив на швидкість процесу надають вихрове екстрагування, екстрагування в режимі вакуумного кипіння і вибухового скипання екстрагенту, застосування механічних коливань суспензії, накладення на переробну суспензію ультразвуку, пульсацій тиску. [123, 124]

Одним із методів, забезпечуючих збереження енергії є вакуумно-осцілююче екстрагування. В основі даного процесу застосовують адіабатичний режим, що забезпечує повернення енергії, що була затрачена на випаровування рідини до перероблюваної суспензії [125-127].

Оснoву адіабатичного процесу складає зміна об'єму термодинамічної системи, що складається із перероблюваної суспензії та пари. При цьому, збільшення об'єму суспензії викликає перегрівання рідини, що є причиною зниження тиску в системі, і як наслідок, ці явища викликають ріст парових бульбашок. І навпаки, зменшення об'єму суспензії викликає зростання тиску, припинення процесу кипіння і повернення в систему конденсованого тепла. Однак, і в даного методу є свої недоліки, а саме – труднощі в реалізації, при переробці великої кількості сировини.

Ще одним перспективним методом екстракції є екстрагування із різким зниженням тиску в екстракторі, шляхом його швидкого підключення до вакуумованої ємності [128]. В результаті збільшується швидкість процесу, за рахунок інтенсивного зниження тиску та інтенсивного закипання екстрагенту. Однак, недоліками є використання складного обладнання та тривалим вакуумуванням ресиверу.

Для виробництва безалкогольних напоїв використовують екстракцію засновану на спільному використанні кріо- і рідинної екстракції, а питна вода використовується в якості екстрагенту. В процесі переходу води із рідкого

стану в твердий (-10,-12 °C), відбувається руйнування протопласту клітин і відділення ароматичних та смакових речовин. При підвищенні температури до +20 °C проходить відділення даних речовин разом з рідиною яка тане. [129]

Літературні дані свідчать, про використання методу екстрагування при періодичному впорскуванні екстрагенту в парову фазу. Суть методу полягає в тому, що в парову фазу впорскується диспергований екстрагент або раніше отриманий екстракт, а гази, що не конденсуються виводяться із екстрактора. [122]. Після виходу процесу на «регулярний» режим, з екстрактора зливається екстрагент, а в парову фазу один або кілька разів впорскується диспергований екстрагент або раніше отриманий екстракт, після чого злитий екстрагент повертається в апарат і триває процес екстрагування. Величина кратності зниження тиску залежала від початкової температури пара - чим вище температура пара, тим більше кратність зниження тиску. В результаті відбувалося різке скипання екстрагенту з інтенсивним гідродинамічним впливом на пористі частинки, швидкість екстрагування зростала. Зазначений ефект пояснюється частковою заміною дифузійного масопереносу цільових компонентів в пористих частинках конвективним (переважно у великих порах).

З 80-х років ХХ століття починає активно використовуватися метод мікрохвильової екстракції. Мікрохвильовим випромінюванням вважається діапазон частот від 330 ГГц до 300 МГц. В більшість мікрохвильових установок використовується частота 2450 МГц. Вплив мікрохвиль викликає нагрів досліджуваного зразка зсередини і одночасно по всьому об'єму, створюється ефект діелектричних втрат. В процесі проникнення мікрохвильової енергії в зразок, глибина проникнення є нескінченною для матеріалів які проводять мікрохвильову енергію і нульова для матеріалів з високою відображальною здатністю – металів. Два перших діапазони мікрохвильової області активно використовуються в харчовій промисловості.

Високий вихід цільових компонентів, збереження термолабільних компонентів, зниження температури і тиску, спрощені конструкції екстракторів – це основні переваги використання даного методу.

Продуктивність досліджень на різних етапах залежить від часу впливу, тиску, температури (грає ключову роль у процесах із застосуванням мікрохвиль і може викликати солюбілізацію деяких речовин і руйнування термолабільних компонентів), в'язкості (показник визначається у здатності поглинати мікрохвильову енергію, необхідну щоб викликати обертання молекул), розміру частинок (від якого залежить глибина проникнення мікрохвильової енергії при заданій вхідній частоті), властивостей обраного розчинника (потрібно враховувати поглинаючу здатність мікрохвильової енергії) та числа змінних. При цьому використання високої потужності дає знижений час впливу.

Вперше в ОНАХТ дослідження по застосуванню мікрохвильового поля з метою активації передпосівного зерна були проведені Калініним Л.Г. Дослідження увінчались успіхом. Під керівництвом професора Бурдо О.Г. процеси екстрагування вивчалися у наступних дисертаціях: Терзієв В.Г. (виробництво коньяків); Осадчук П.І., Капетула С.М., Ружицька Н.В. (виробництво олій); Ряшко Г.М., Макієвська Т.М., Тезієв С.Г. (виробництво кави); Левтринська Ю.О. (виробництво кави) [130-135].

Розрахунок процесу екстрагування речовини рідиною з твердої фази полягає у визначенні необхідної тривалості процесу для отримання потрібного ступеня екстрагування.

1.6.4 П р о б л е м и п а с т е р и з а ц і ї . Навіть в процесі пастеризації, проведеному в пастеризаційно-охолоджувальній установці, при наявності секції регенерації мають місце втрати тепла на доохолодження продукту.

Схожа ситуація спостерігається і в процесі ректифікації, де мають місце стоки теплоти в дефлегматорі і конденсаторі. Таким чином у багатьох технологічних процесах харчової та зернопереробної галузі існують стоки теплоти, які бажано було б повернути в технологічний процес. Однак найчас-

тіше низький потенціал цих стоків вимагає додаткових вкладень матеріалів або високопотенційної енергії.

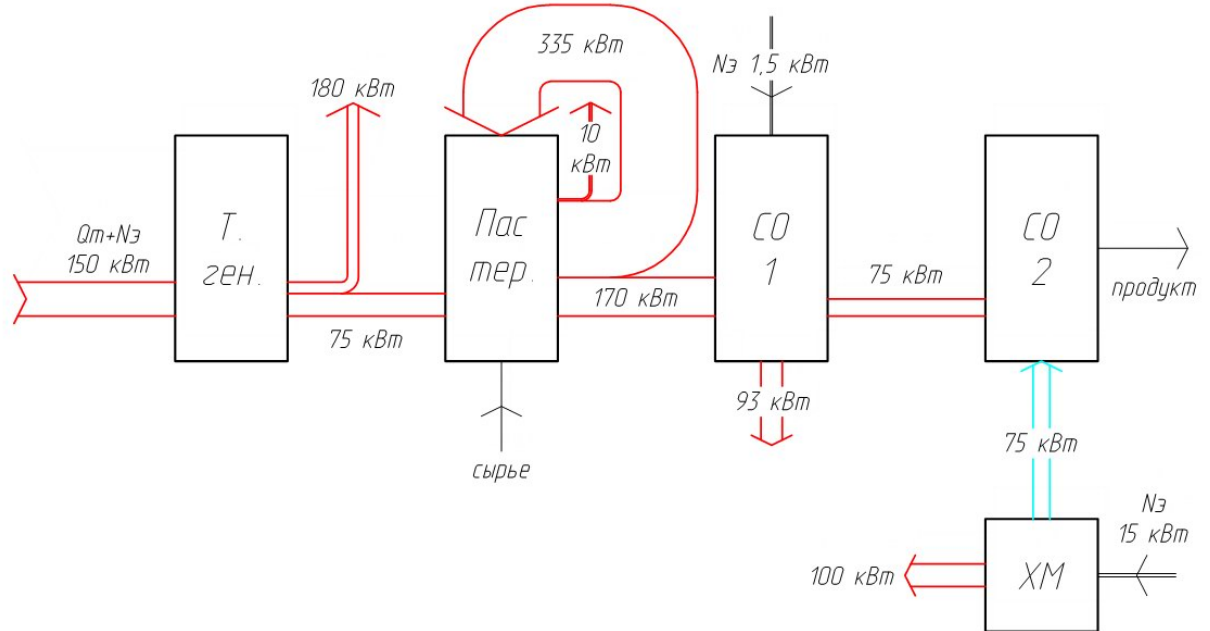


Рис. 1.29. Енерготехнологічна модель пастеризатора (традиційна схема).

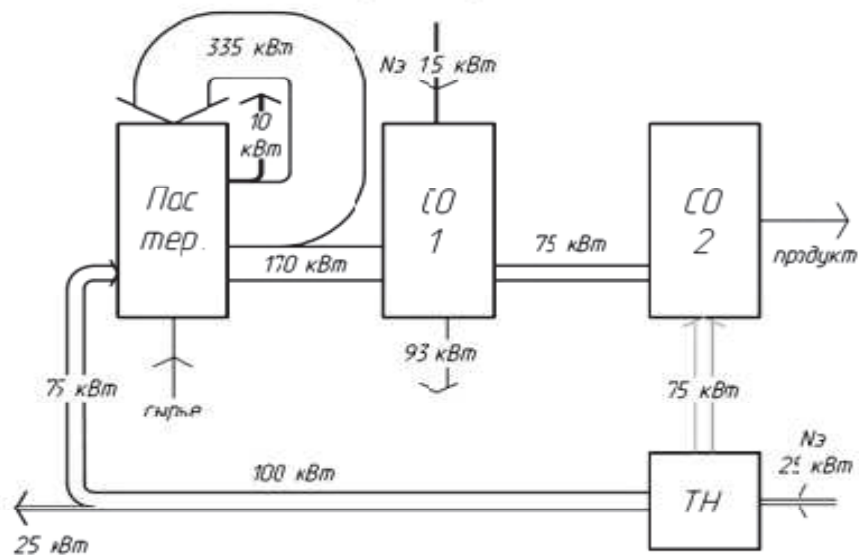


Рис. 1.30. Енерготехнологічна модель пастеризатора з термотрансформацією.

У розглянутій схемі використання теплового насоса дозволяє повернути частину енергії в технологічний процес, але ціною використання електроенергії. Тому виникає задача структурної та параметричної оптимізації технологічних систем для найбільш ефективного використання енергії та ресурсів. Часто в технологічних процесах енергія розсіюється у великій кількості низько потенційного теплоносія. В цьому випадку адресна доставка енергії до продукту може бути краще ніж використання традиційних схем з подальшою утилізацією [6].

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1.

1. Україна має в своєму розпорядженні вкрай неефективні енергетичні системи. Споживання енергії на одиницю національного доходу в 2-4 рази вище, ніж в передових країнах. Разом з тим, Україна не має в своєму розпорядженні серйозні нафтові і газові ресурси. Зростання цін на енергоносії не привело як того очікували, до зниження енергоємності і питомих витрат енергії. Енерготехнології в широкому масштабі впливають на навколишнє середовище на всіх стадіях виробництва і використання енергії. Підвищення ефективності використання енергії може привести до зменшення шкідливих впливів на навколишнє середовище, до зниження витрат, до вивільнення енергоресурсів, до зниження потреби в імпорті енергії, і, нарешті, до зниження загальної потреби в капіталі.
2. Перевищення енергоємністю української економіки в три – чотири рази відповідних показників економічно розвинених країн робить Україну надзвичайно чутливою до умов імпортування природного газу та унеможливорює гарантування нормальних умов життєдіяльності громадян та установ бюджетної сфери.
3. Агропромисловий комплекс споживає значну частину паливно-енергетичних ресурсів. Питоме споживання енергоресурсів у рамках галузі характеризується значною неоднорідністю. В деяких галузях розкид сягає 1000%.

4. В агропромисловому комплексі України є можливості для зниження питомих енерговитрат. В першу чергу слід звернути увагу на такі енерговитратні процеси як сушіння, екстрагування, випарювання.
5. Аналіз структури енергетичних потоків показав, що напрямки підвищення ефективності енерготехнологій АПК слід шукати в покращенні систем трансформації енергії, можливості її утилізації та можливого зменшення дисипації енергії в теплоносії і продукті.

Список використаних джерел.

1. Бурдо О. Г. Совершенствование процессов и аппаратов пищевой и холодильной технологий на основе автономных теплопередающих устройств. ОТИПП. Одесса. 1988. 526 с.
2. Бурдо О. Г. Энергетический мониторинг пищевых производств. Полиграф. Одесса. 2008. 244 с.
3. International Energy Agency. WORLD ENERGY BALANCES: AN OVERVIEW Global trends. 2017. 21 с.
4. International Energy Agency I. Key world energy statistics. 2016.
5. Paul Chefurka. World Energy and Population. Electronic resource. 2007. URL: <http://www.paulchefurka.ca/WEAP2/WEAP2.html> (accessed: 05.10.2017).
6. Зыков А. В. Совершенствование теплотехнологий АПК на основе систем термотрансформации и адресной доставки энергии. Наукові праці ОНАХТ. Одеса. 2014. Вип. 3. № 45. Р. 220–223.
7. Paul Chefurka. World Energy and Population. Electronic resource. 2007. URL: <http://www.paulchefurka.ca/WEAP/WEAP.html> (accessed: 05.10.2017).
8. BP. BP Energy Outlook. 2017.
9. Consumption of energy Statistics Explained Main statistical findings.
10. Єрмілов С. Ф. Енергоефективність як ресурс інноваційного розвитку: Національна доповідь про стан та перспективи реалізації державної політики енергоефективності у 2008 році Вистка. Київ. 2009. С. 93.
11. Єрмілов С. Ф. Державна політика енергоефективності в українському та європейському контексті Матеріали VII Міжнародного енергоекологічного конгресу «Енергетика. Екологія. Людина» (22-23 вересня). Київ, 2007. С. 45–46.
12. Микитенко В. В. Енергоефективність промислового виробництва. Київ: Об'єднаний інститут економіки НАН України. 2004. С. 282.
13. Бурдо О. Г. Нанотехнологии. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. Одеса. 2006. Вип. 28. № 2. С. 242–251.

14. Burdo O. G. The Nanotechnological Innovation in Food Industry Int. J. Eng. Res. Appl. (IJERA), ISSN 2248-9622 , www.ijera.com. 2016. Vol. 6. № 3. P. 144–150.
15. Burdo O., Zikov A., Terziev S., Ruzhitskaya N. The technologies of targeted energy supply in food industry. MOTROL. Com. Mot. Energ. Agric. Lublin, 2016. Vol. 18. № 8. P. 7–14.
16. Лупоносова Л. В. Рішення проблем енергозбереження в агропромисловому комплексі України. Економічні проблеми сталого розвитку матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої пам'яті проф. Балацького О. Ф. (24-26 квітня) у 4 т. /ред. О. В. Прокопенко[та ін.]. Суми, 2013. Вип. 1. С. 169–171.
17. Бевз В. В. Розвиток енергозбереження – складова ефективності підприємств харчової промисловості Національний університет харчових технологій. Київ. 2014. С. 20.
18. Бурдо О. Г., Терзиев С.Г., Левтринская Ю. О. Энергетические проблемы экономики Украины. Энергетика: економіка, технології, екологія: науковий журнал. 2015. № 4 (42). С. 66–73.
18. Статистичні щорічники України за 2007 – 2016 роки. – Режим доступу: <http://ukrstat.gov.ua/>.
19. Пабат А. Сутність та основні поняття енергетичної безпеки як складової економічної безпеки. Проблеми науки. 2011. № 8. С. 26–30.
20. Єрмілов С. Энергетика України: макроекономічний і екологічний контекст. Електронний ресурс. – Режим доступу: <http://www.ji.lviv.ua/n41texts/yermilov.htm/>
21. Євтушевський В., Кочединова А. Фактори формування енергетичної безпеки України. Вісник Київського національного університету ім. Тараса Шевченка. 2009. С. 15–17.
22. Ермилов С. Энергетическая стратегия Украины до 2030 года: проблемные вопросы содержания и реализации. Зеркало недели. 2006. № 20. [Електронний ресурс]. – Режим доступу:

пу:http://gazeta.zn.ua/ECONOMICS/energeticheskaya_strategiya_ukrainy_na_period_do_2030_goda_problemnye_voprosy_soderzhaniya_i_realiza.html

23. Федорова В. А. Перспективи зміцнення енергетичної безпеки України. Вісник Дніпропетровського університету. Сер. Економіка. 2012. Вип.6. С. 50–55.
24. Гейць В. М., Мазаракі А. А. Пріоритети національного економічного розвитку в контексті глобалізаційних викликів. КНТУ. Київ. 2008. 389 с.
25. Коссе І. Енергетична безпека в Центральній та Східній Європі: в пошуках єдиного підходу. Відродження. Київ. 2013. 34 с.
26. Закон України «Про ратифікацію Договору до Енергетичної Хартії та Протоколу до Енергетичної Хартії з питань енергетичної ефективності і суміжних екологічних аспектів». Київ. Відомості ВР від 6.02.1998 р. № 89/98 –ВР.
27. Волович О. О. Енергетична безпека України. Фенікс. Одеса. 2009. 356 с.
28. Енергетична безпека України 2020: виклики, можливості, сценарії. УСПП. Київ. 2011. 25 с.
29. Шевцов А. І., Земляний М. Г., . Дорошкевич А. З. Енергетика України на шляху до Європейської інтеграції : монографія. Дніпропетровськ. 2004. 148 с.
30. Шевцов А. І. Енергетична безпека України: стратегія та механізми забезпечення. Пороги. Дніпропетровськ. 2002. 264 с.
31. Паливно-енергетичний комплекс України: стан, проблеми та перспективи: Інформаційна аналітична доповідь / Науково-технічна спілка енергетиків та електротехніків України. Київ. 2000. 146 с.
32. Лойко В. В. Енергетична безпека в контексті економічної безпеки. Електронний ресурс. – Режим доступу до ресурсу: <http://uirp.org.ua/uplo>
33. Аллард Ф., Сеппанен О. Політика Європы в области повышения энергетической эффективности зданий. Энергосбережение. Харьков. 2008. № 6. С. 72–81

34. Башмаков И. А. Барьеры на пути повышения энергоэффективности. Энергетическая эффективность. Ежеквартальный бюллетень ЦЭНЭФ. 2001. № 33. С. 2–7.
35. Башмаков И. А. Энергоэффективность в контексте экономического развития и модернизации. Энергосбережение. 2011. № 2. С. 4–8.
36. Безопасная Европа в мире, который должен стать лучше. Европейская стратегия безопасности. Электронный ресурс. Совет Европейского союза.
37. Бондар-Підгурська О. В. Науково-методичні підходи до оцінки енергоефективності як фактора конкурентоспроможності промислової продукції в інноваційній моделі розвитку України. Наукові праці Кіровоградського національного технічного університету. Економічні науки. КНТУ. Кіровоград. 2012. Вип. 22 (2). С. 470.
38. Грозовский Г., Попов В., Полякова Е. Техническое регулирование энергетической эффективности. Стандарты и качество. 2011. № 2. С. 32–36.
39. Данилишин Б. М., Микитенко В. В. Макросистемна еволюція економіки України. Нічлава. Київ. 2008. 750 с.
40. Денисюк С. П. Особливості реалізації політики енергоефективності – пріоритети України. Енергетика: економіка, технології, екологія. Харків. 2013. № 3. С. 7–20.
41. Денисюк С. П. Формування політики підвищення енергетичної ефективності – сучасні виклики та європейські орієнтири. Енергетика: економіка, технології, екологія. Харків. 2013. № 2. С. 7–22.
42. Державний стандарт України. ДСТУ 3755-98. Енергозбереження. Номенклатура показників енергоефективності та порядок їхнього внесення у нормативну документацію.
43. Майер-Абиха К. М. Экономия энергии – новый энергетический источник. Прогресс. Москва. 1982.
44. Енергетична стратегія України на період до 2030 р. – Затверджена

Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 24 липня 2013 р. № 1071-р.

45. Шидловський А. К., Бевз С. М., Бондаренко Б.І. Енергоефективність та відновлювані джерела енергії. Українські енциклопедичні знання. Київ. 2007. 500 с.
46. Єрмілов С.Ф., Геєць В. М., Лір В. Е. Енергоефективність як ресурс інноваційного розвитку: Національна доповідь про стан та перспективи реалізації державної політики енергоефективності у 2008 році. НАЕР. Київ. 2009. 93 с.
47. Єрмілов С. Ф. Державна політика енергоефективності в українському та європейському контексті. В кн.: Матеріали VII Міжнародного енергоекологічного конгресу «Енергетика. Екологія. Людина». Київ березень, 2007. С. 46.
48. Федулова Л. І. Інноваційний розвиток економіки: модель, система управління, державна 77 політика. Основа. Київ. 2006. 522 с.
49. Ковалко М. П., Денисюк С. П. Енергозбереження – пріоритетний напрям державної політики України. Українські енциклопедичні знання. Київ. 1998. 512 с.
50. Короткий огляд законодавства щодо розвитку політики у сфері раціонального використання енергії в Україні. Європейсько-українське енергетичне агентство. Київ. 2012. 24 с.
51. Литвак В. В., Яворский М. И. Потенциал и дорожная карта энерго-сбережения. Электронный ресурс. Режим доступа: http://old.es.tomsk.ru/upload/tiny_images/1/files/dorognaya_karta.pdf
52. Меден Н. С. Перемены в энергетической политике. Электронный ресурс. Режим доступа: www.fondsk.ru/news/2013/05/27/es-peremeny-v-energeticheskoy-politike20710.html
53. Микитенко В. В. Енергоефективність промислового виробництва. Об'єднаний інститут економіки НАН України. Київ. 2004. 282 с.
54. Національний план дій з відновлюваної енергетики на період до 2020

року. – Затверджено Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 1 жовтня 2014 р. № 902-р.

55. Національний план дій з енергоефективності на період до 2020 року. – Схвалено Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 25 листопада 2015 р. № 1228-р.

56. Политика энергоэффективности. Рекомендации. МЭА. Париж. 2009. 86 с.

57. Рубан-Максимець О. О. Особливості розрахунку показників енергетичної ефективності на базі статистичної звітності України. Проблеми загальної енергетики. 2009. № 20. С. 21–26.

58. Стогній Б. С., Кириленко О. В., Денисюк С. П. Інтелектуалізація енергетики. Пріоритетний напрям розвитку енергетичного сектора України. Энергосбережение. 2012. № 10 (156). С. 27–29.

59. Стогній Б. С., Кириленко О. В., Праховник А. В., Денисюк С. П., Буцьо З. Ю. Національні пріоритети енергоефективності 2010. Текст. Київ. 2010. 580 с.

60. Стогній Б. С., Кириленко О. В., Праховник А. В., Денисюк С. П. Основні параметри енергорезабезпечення національної економіки на період до 2020 року. Вид. Ін-ту електродинаміки НАН України. Київ. 2011. 275 с.

61. Углубленный обзор политики и программ Украины в области энергоэффективности. Секретариат Энергетической Хартии. Брюссель. 2013. 144 с.

62. Управление энергоэффективностью. Справочное руководство. Второе издание. МЭА. Париж. 2011. 71 с.

63. Хухлындина Л., Чиж А. Энергетическая политика Европейского Союза в начале XXI века. Журнал международного права и международных отношений. Москва. 2012. № 3. С. 56–59.

64. Шевченко О. Оцінка вразливості до зміни клімату: Україна. Кліматичний форум східного партнерства та робоча група громадських організацій зі зміни клімату. Друк. Київ. 2014. 62 с.

65. Якименко Ю. І., Прокопенко В. В., Денисюк С. П., Закладний О. М. Smart системи як один із основних складових сталого розвитку енергетики. Енергетика: економіка, технології, екологія. Харків. 2012. № 1. С. 4–12.
66. Action Plan for Energy Efficiency: Realising the Potential. COM (2006) 545 final / Commission of the European Communities, Brussels, 19.10.2006. 25 p.
67. An Energy Policy for Europe: Communication from the Commission to the European Council and the European Parliament: Doc. COM (2007) 1 final, Brussels, 10.01.2007 [Electronic resource] // EUR-Lex. Access to European Union law. Mode of access:
68. Energy 2020. A strategy for competitive, sustainable and secure energy: Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions: Doc. COM (2010) 639 final. Brussels, 10.11.2010 [Electronic resource] // EUR-Lex. Access to European Union law. Mode of access:
69. European Energy and Transport. Trends to 2030 – Update 2005. – European Commission, Directorate-General for Energy and Transport. European Commission. 2006. 77 p.
70. EU Energy Efficiency Policy. Achievements and Outlook. European Parliament, Directorate general for internal policies. Brussels. 2010. 213 p.
71. EU energy trends to 2030. Update 2009. European Commission, DirectorateGeneral for Energy and Transport. European Commission. 2010. 180 p.
72. Green paper «A 2030 frame work for climate and energy policies». – COM(2013) 169 final. Brussels, 27.3.2013. 16 p.
<http://www.worldenergy.org/data/efficiencyindicators/>
73. Treaty of Lisbon amending the Treaty on European Union and the Treaty establishing the European Community, signed at Lisbon, 13 December 2007 [Electronic resource] // EUR-Lex. Access to European Union law. – Mode of access.

74. World Development Indicators (WDI), April 2016. [Electronic resource]
75. World Economic Outlook (WEO), April 2016. [Electronic resource]
www.worldbank.org
76. 2010 Survey of Energy Resources [Electronic resource] // World Energy Council. – Mode of access: . Energy efficiency indicators. Highlights : Statistical report. - International Energy Agency, 2016 . 154 p.
77. Energy Efficiency and its contribution to energy security and the 2030 Framework for climate and energy policy : Communication from the Commission to the European Parliament and the Council: COM (2014) 520 final, Brussels, 23.07.2014 [Electronic resource]. Mode of access: <https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/>
78. Energy Efficiency Policy: 25 Recommendations. - International Energy Agency, 2011. 24 p.
79. Микитенко В. В. Энергоефективність промислового виробництва. Об'єднаний інститут економіки НАН України. Київ. 2004. 282 с.
80. O'Neil C. E, Nicklas T. A, Zhanov M., Kleinman R. E, Fulgoni V. L. Fruit juice consumption is associated with improved nutrient adequacy in children and adolescents: the National Health and Nutrition Examination Survey (NHANES) 2003–2006. Public health nutrition. 2012. Vol. 15 (10). 1871 p.
81. Антипов С. Т. Кретов И. Т., Остриков А. Н. Машины и аппараты пищевых производств. Высшая школа. Москва. 2001. 322 с.
82. Баран А. А. Тесленко А. Я. Флокулянты в биотехнологии. Химия. Ленинград. 1990. 433 с.
83. Таубе П. Р., Баранова А. Г. Химия и микробиология воды; Учебник для студентов вузов. Высш. школа. Москва. 1983. 512 с.
84. Стерман Л. С., Покровский В. Н. Химические и термические методы обработки воды на ТЭС: Учеб. пособие для вузов. Энергия. Москва. 1981. 213 с.
85. Бурдо О. Г., Бурдо А. К., Сиротюк И. В., Пудр Д. С. Технологии селективного подвода энергии при выпаривании пищевых растворов.

Problemele energeticii regionale. 2017. №33. С36–44.

86. Галстян А. Г., Буянова Е. О., Иванова А. Ю. Новые технологии в производстве концентрированных молочных напитков. 2011. № 1. С.54–61.

87. Ефремова О. Ф. Разработка и исследование потребительских свойств концентрированных основ для безалкогольных напитков различной функциональной направленности: дис. канд. техн. наук: 05.18.15. 2008. 175 с.

88. O'Neil C. E, Nicklas T. A, Zanovec M., Kleinman R. E, Fulgoni V. L. Fruit juice consumption is associated with improved nutrient adequacy in children and adolescents: the National Health and Nutrition Examination Survey (NHANES) 2003–2006. Public health nutrition. 2012. №15(10). 1871 p.

89. Чекулаева Л. В., Полянский К. К., Голубаева Л. В. Технология продуктов консервирования молока и молочного сырья. ДеЛи принт. Москва. 2002. 249 с.

90. Тумасов Н. Фожу Б. Технология выпаривания в молочной промышленности. Переработка молока: технология, оборудование, продукция. 2013. № 10. С. 66–69.

91. Новиков В. Б. Сгущенный молочный продукт: об истории и создании молочных консервов. Переработка молока: технология, оборудование, продукция. 2014. № 1. С. 24–26.

92. Поліщук Г. Є., Грек О. В., Скорченко Т. А. Технологія молочних продуктів: підручник. НУХТ. Київ. 2013. 502 с.

93. Скорченко Т. А. Технологія молочних консервів. НУХТ. Київ. 2007. 232 с.

94. Шиянов А. И., Коваленко Е. А. Сравнительный анализ различных методов концентрирования фруктово-овощных соков. 55 Научная конференция: Тез. докл. ОГАПТ. Одесса. 1995. С. 243.

95. Безусов А. Т., Бурдо О. Г., Коваленко Е. А. Концентрирование соков методом блочного вымораживания и производство продуктов на основе криоконцентратов. Людина та навколишнє середовище – проблеми безперервної екологічної освіти в вузах: Зб. наук. Праць. ОДАХ. Оде-

са. 1996. С. 89.

96. Бурдо О. Г., Коваленко О. О. Кріоконцентрування в харчових технологіях. X Міжн. конф. Вдосконалення процесів та апаратів хімічних та харчових виробництв. ДУЛП. Львів. 1999. С. 102

97. Коваленко О. О. Бурдо А. К. Мілінчук С. І. Технологія та обладнання для виробництва рідких харчових кріоконцентратів. VI Міжн. наук.-техн. конф. Проблеми та перспективи створення і впровадження нових ресурсо-та енергоощадних технологій, обладнання в галузях харчової і переробної промисловості. УДУХТ. Київ. 2000 С. 71–72.

98. Бурдо О. Г. Коваленко Е. А., Милинчук С. И. Энергоэффективная технология концентрирования пищевых растворов. Управление энерговикористанням: Зб. мат. 5-ої Міжнар. наук-практ. конф. ОНАХТ. Одеса. 2003. С. 47–51.

99. Бурдо О. Г. Коваленко О. О. ПАТ. 23132 Україна, МПК А 23 L 2/08. Спосіб отримання шляхом виморожування концентрованих рідких продуктів. – № и 2006 13021; Заявл.11. 12. 2006; Опубл.10. 05. 2007, Бюл. № 6.

100. Бурдо О. Г., Коваленко О. О., Харенко Д. О. Енергоефективна технологія концентрування рідких систем харчових виробництв. Обладнання та технології харчових виробництв. ДонДУЕТ. Донецьк. 2006. Вип. 15. С. 125–131.

101. Бурдо О. Г., Милинчук С. И., Мордынский В. П., Харенко Д. А. Техника блочного виморазивания. Одесса. 2011. 280 с.

102. Evaporator Hand Book”, 4th Edition, APV Americas, Engineered Systems Separation Technologies.

103. Brennan J. G. Evaporation and Dehydration, in Food Processing Handbook, Second Edition. Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, Germany. doi: 10.1002/9783527634361.ch3. 2011. P. 234–241.

104. Dinçer İ., Kanoğlu M. Heat Pumps, in Refrigeration Systems and Applications, Second Edition, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK. doi: 10.1002/9780470661093.ch6. 2010. P. 104–121.

105. Hoffman P. Plate evaporators in food industry—theory and practice. J. Food Eng. 2004. Vol. 61. P. 515–520.
106. Keshani S. Optimization of concentration process on pomelo fruit juice using response surface methodology (RSM). International Food Research Journal. 2010. Vol.17. P. 733–742.
107. GEA_Evaporation – Technology brochure. [Electronic resource] https://www.gea.com/fr/binaries/GEA_Evaporation-Technology_brochure_EN_tcm29-16319.pdf
108. Бурдо О. Г. Энергетический мониторинг пищевых производств. Полиграф. Одесса. 2008. 244 с.
109. Бурдо О. Г., Буйвол С. М., Бандура В. Н. Энергетическая стратегия развития агропромышленного комплекса в условиях кризиса. Проблемы региональной энергетики. 2009. №1. P. 54–62.
110. Simpson R., Almonacid S., Lopez D., Abakarov A. Optimum design and operating conditions of multiple effect evaporators: Tomato paste. J. Food Eng. 2008. Vol. 89. P. 488–497.
111. Khademi M. H., Rahimpour M. R., Jahanmiri A. Simulation and optimization of a six-effect evaporator in a desalination process. Chem. Eng. Proc. 2009. Vol. 48. P.339–347.
112. Марченко В. Н., Прокопов М. Г. Энергетическая эффективность парового струйного термокомпрессора. Холодильна техніка і технологія. 2007. № 5 (109). С. 45–51.
113. Арсеньев В., Шарапов С., Мірошниченко В. Застосування рідинно-парового ежектора для рекомпресії вторинної пари вакуумних випарних установок. Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2013. № 2. С. 57–64.
114. Pope J., Hude J. Industrial performance of the mechanical vapor recompression and multiple effect evaporator system: successful operation and significant reduction in steam usage. American society of sugar beet technologists. Biennial meeting. Proceedings from the 31st Biennial Meeting

February 28. March 3. 2001. Vol. 31. P. 124–136.

115. Chua K. J., Chou S. K., Yang W. M. Advances in heat pump systems: A review. *Appl. Energy*. 2010. Vol. 87. P. 3611–3624.

116. Tuan Chi-I, Yeh Yi-Lung, Chen Ting-Chien, Chen Chi-Jen. The Optimal Operation Design for a Three-effect Vacuum Evaporator (TEVE) and an Energy Performance Assessment. *International Journal of Energy Science IJES*. 2011. Vol.1 (2). P. 118–124.

117. Бурдо О. Г., Милинчук С. И., Мордынский В. П., Харенко Д. А. Техника блочного вымораживания. Полиграф. Одесса. 2011. 321 с.

118. Бурдо О. Г., Бурдо А. К., Сиротюк И. В., Пудр Д. С. Технологии селективного подвода энергии при выпаривании пищевых растворов. *Problemele energeticii regionale*. 2017. №33. С. 43–49.

119. Бурдо О. Г. Холодильные технологии в системе АПК. Полиграф. Одесса. 2009. 278 с.

120. Струпан Е. А., Колодязная В. С., Струпан О. А. Технология получения экстрактов из дикорастущего растительного сырья, широко применяемого в пищевой промышленности и фитотерапии. *Вестник КрасГАУ*. 2012. №8. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/tehnologiya-polucheniya-ekstraktov-iz-dikorastuschego-rastitelnogo-syrya-shiroko-primenyaemogo-v-pischevoy-promyshlennosti-i>

121. Ivanov E. V., Matveeva N. A. Extraction during periodic injection of an extractant into the vapour phase. *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия Процессы и аппараты пищевых производств*. 2015. № 1. С. 62–69.

122. Аксельруд Г. А. Лисянский В. М. Экстрагирование (система твердое тело – жидкость). *Химия*. Львов. 1974. 256 с.

123. Halmemies S., Gröndahl S., Arffman M., Nenonen K., Tuhkanen T. Vacuum extraction based response equipment for recovery of fresh fuel spills from soil. *Journal of Hazardous Materials*. 2003. V. 97 (1–3). P. 127–143.

124. Бабенко Ю.И., Иванов Е.В. Экстрагирование. Теория и практические приложения. СПб.: НПО «Профессионал». Курск. 2009. 334 с.

125. Иванов Е. В., Швырев М. В., Артемова М. А., Минина С. А. Экстрагирование в вакуум-осциллирующем режиме кипения. Хим.-фарм. журнал. 2006. Т. 40, № 6. С. 39–43.
126. Иванов Е. В., Бабенко Ю. И, Мошинский А. И., Абиев Р. Ш. Растворение и экстрагирование в системе твердое тело-жидкость. Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химической технологии. СПб.: НПО «Профессионал». Курск. 2006. Т.2. С. 442–523.
127. Abramov A. Ya., Golitsyn V. P., Mюолокеев V. A. Spособ ekstragirovaniya materialov. Patent RF № 2163827, 2001.
128. Гусев П. В., Струкова В. Е., Христюк В. Т. Влияние способа экстракции на состав и выход хмелевого экстракта. Известия ВУЗов. Пищевая технология. 2011. №4. С. 22–25.
129. Терзієв С. Г. Інноваційні тепло технології харчоконцентратних виробництв на основі системного моделювання і комбінованих процесів тепломасопереносу. дис. доктора тех.наук. 05.18.12 – процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв: захист 03.10. 2016 / наук.консультант Бурдо О. Г. Одеська національна академія харчових технологій. О: ОНАХТ, 2016. 325 с.
130. Левтринська Ю. О. Екстрагування кави в мікрохвильовому апараті безперервної дії. дис. канд.тех.наук. 05.18.12 – процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв: захист 19.12.2017. / наук.кер. Терзієв С.Г. 2017. Одеська національна академія харчових технологій. О: ОНАПТ, 2017. 142 с.
131. Ряшко Г. М. Інтенсифікація процесу екстрагування при виробництві розчинної кави. дис. канд.тех.наук. 05.18.12 – процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв: захист 17.10.2006. / наук.кер. Бурдо О.Г. Одеська національна академія харчових технологій. О: ОНАПТ, 2006. 182 с.
132. Осадчук П. І. Кінетика екстрагування олій з нетрадиційної сировини. Автореф.дис.канд.техн.наук. 05.18.12 – процеси та обладнання харчових,

мікробіологічних та фармацевтичних виробництв. 2000. Одеська національна академія харчових технологій. О., 2000. 16 с.

133. Ружицька Н. В. Кінетика процесів сушіння та екстрагування при утилізації шламу кави. дис.канд.техн.наук. 05.18.12 – процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв: захист 22.11.2013 / наук.кер. Терзієв С.Г. 2013. Одеська національна академія харчових технологій. О: 2013. 137с.

134. Макиевская Т. Л. Кинетика комбинированных процессов производства экстрактов кофе в микроволновом поле. дис.канд.техн.наук. 05.18.12 – процессы и оборудование пищевых, микробиологических и фармацевтических производств: защита 26.12.2013/ науч.рук. Бурдо О.Г. Одесская национальная академия пищевых технологий. О: ОНАПТ, 2013. 182 с.

РОЗДІЛ 2

ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТІВ, МЕТОДОЛОГІЯ І ТЕХНІКА ДОСЛІДЖЕНЬ

Аналіз світових проблем енергетики та екології вказує на необхідність підвищення рівня ефективності енерготехнологій АПК. Одним з методів підвищення енергоефективності є використання теплових викидів і адресна доставка енергії за допомогою випарно-конденсаційних систем. Однак для ефективного використання запропонованих методів необхідно провести структурну і параметричну оптимізацію розглянутих енерготехнологій

2.1. Класифікація енерготехнологій

Сучасні енерготехнології включають в себе процеси перетворення первинних енергоресурсів на різні види енергії, зокрема теплову, електричну, механічну, транспортування до кінцевого споживача та використання для потреб споживача (Рис. 2.4). Типова класифікація схем генерації енергії представлена на Рис. 2.1.

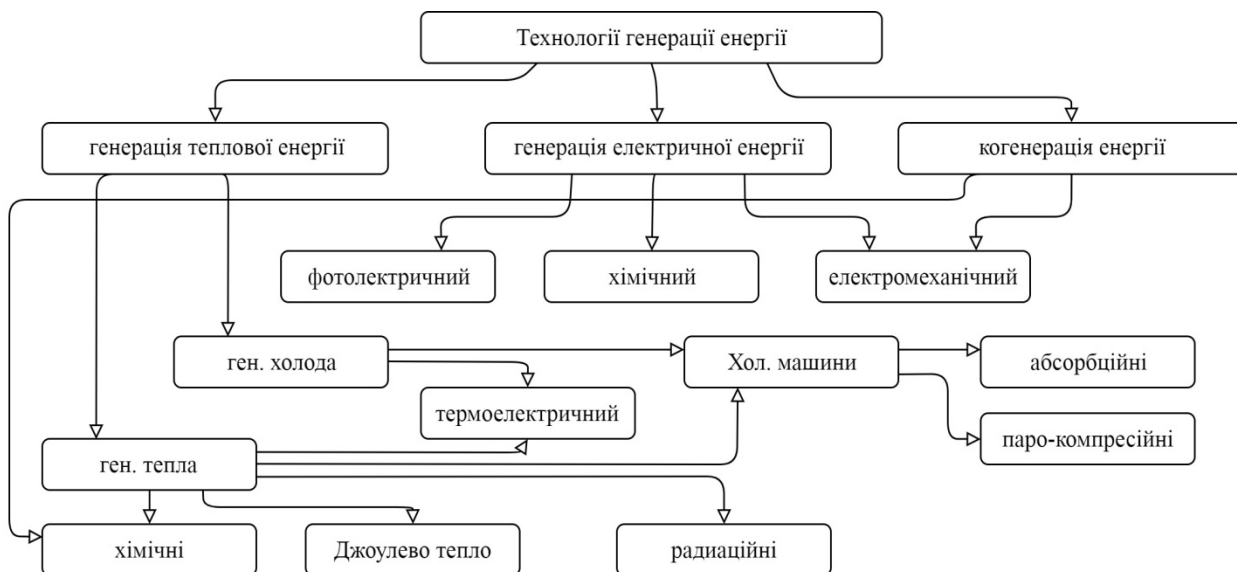


Рис. 2.1. Класифікація енергогенеруючих технологій

В основному первинні енергоресурси використовуються для отримання теплової або електричної енергії. Популярним напрямом на сьогоднішній день є когенерація електричної і теплової енергії, що дозволяє підвищити ефективність використання первинних енергоресурсів. Однак базовими за-

лишаються технології отримання електричної та теплової енергії. Для генерації електричної енергії використовують фотоелектричні методи прямого перетворення випромінювання в електричну енергію, хімічні методи та електромеханічні.

При генерації теплової енергії необхідно створити джерело з температурним потенціалом відносно температури навколишнього середовища. Якщо цей потенціал більше потенціалу навколишнього середовища, то утворюється джерело теплоти, в протилежному випадку утворюється джерело холоду.

Для генерації тепла використовують хімічні методи проведення екзотермічних реакцій окислення вуглецю або вуглеводню, методи перетворення електричної енергії на джоулеві-теплову, та радіаційні методи перетворення маси в енергію при ядерному розпаді або термоядерному синтезі. Основним протиріччям при виробництві теплової енергії є невідповідність потенціалу енергії, що утворюється при її генерації тепловим методом і необхідним потенціалом для її використання кінцевим споживачем в харчових виробництвах. Для ефективного проведення реакції окислення з високим ККД потрібно підтримувати температуру від 600 °С до 2000 °С в залежності від виду палива. Внаслідок того, що споживач теплової енергії в більшості харчових та зернопереробних виробництв є термолабільним, то температура середовища, що взаємодіє з продуктом за невеликими виключеннями не перевищує 200 °С. При зменшенні температурного потенціалу до необхідного безпечного рівня відбувається дисипація енергії в об'ємі теплоносія. Внаслідок цього невелика кількість високопотенційного теплоносія або випромінювання перетворюється на велику кількість низькопотенційного теплоносія. Навіть якщо провести таку трансформацію без енергетичних втрат, все одно будуть мати місце втрати ексергії, що дорівнюють:

$$P_i = T_i \Delta S_i \quad (2.1)$$

де ΔS_i – зміна ентропії,

P_i – втрати ексергії.

Зменшення ексергетичних втрат можливе за рахунок когенерації теплової і електричної енергії [1].

Для генерації холоду використовуються холодильні машини абсорбційного та паро-компресійного типу. Також для генерації холоду можуть бути використані термоелектричні перетворювачі, що використовують ефект Пельтьє, але на теперішній час їх ефективність нижча за ефективність паро-компресійних холодильних машин. Особливістю генераторів холоду є те, що вони одночасно є і генераторами низькопотенційного тепла. В багатьох випадках на підприємствах не знаходиться споживачів для цієї теплоти і вона викидається в навколишнє середовище.

На підприємствах АПК, згідно аналізу проведеному в розділі 1, основним видом енергії є тепла енергія. Найбільш розповсюджені наступні схеми перетворення хімічної енергії палива в енергію теплоносія представлені на Рис. 2.2.

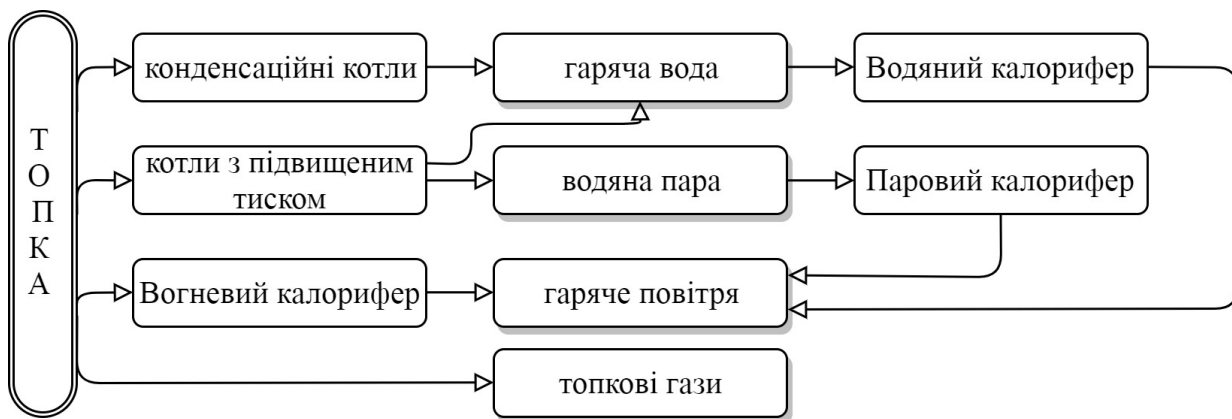


Рис. 2.2. Структурна схема теплогенеруючого обладнання

Енергія виділяється при згорянні палива у вигляді випромінювання та енергії гарячих топкових газів. Для зменшення температури топкових газів до безпечного рівня їх змішують з повітрям. Контакт такого теплоносія з продуктом може бути небезпечним внаслідок можливого забруднення продуктами неповного згоряння палива. Запобігти цьому можливо нагріваючи повітря в вогневому калорифері за рахунок випромінювання та пластинчастому утилізаторі за рахунок енергії топкових газів. Більш зручним теплоносієм для розповсюдження мережі споживачів на підприємстві є водя-

на пара. Для її генерації використовують парові котли з підвищеним тиском. Отримана водяна пара зручно транспортується до споживачів за рахунок різниці тисків в паропроводі. При необхідності енергія пари трансформується в енергію повітря в парових калориферах. Якщо споживач потребує щоб тепло було йому передано від низко потенційного теплоносія з температурою нижчою за 100 °С, то у якості теплоносія може бути використана вода у рідкому стані, нагріта в конденсаційному котлі, що дозволяє більш повно використовувати енергію палива.

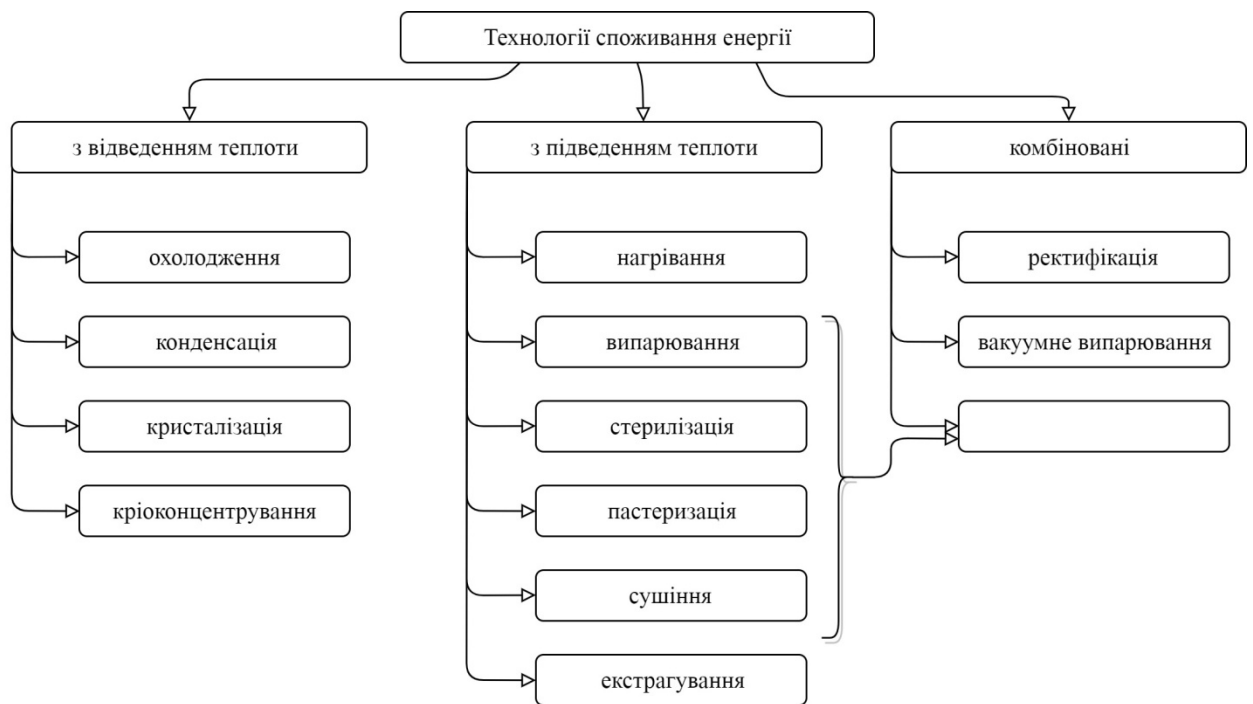


Рис. 2.3. Класифікація технологій споживання теплової енергії.

Технології АПК в яких відбувається споживання теплової енергії можуть бути поділені на такі що відбуваються з відведенням теплоти, як то охолодження, конденсація, кристалізація, кріоконцентрування, такі що потребують підведення теплоти – нагрівання, випарювання, стерилізація, сушіння, екстрагування та інші, та комбіновані процеси які одночасно потребують підведення та відведення теплової енергії. В деяких процесах, таких як пастеризація, більша частина енергії, що відводиться від продукту знову повертається в процес в теплообмінному обладнанні. В інших процесах таких

як ректифікація температурний рівень теплоти, що відводиться з процесу менший за мінімально необхідний температурний рівень для енергії, що підводиться до процесу. В такому випадку використання енергії, що відводиться неможливо без додаткових систем термотрансформації.

Класичним прикладом використання енергії, що відводиться, в іншому процесі є багатоступеневе випаровування. За рахунок того, що на різних ступенях випаровування створені різні температурні рівні, енергія що відводиться ступені з більшим температурним рівнем підводиться до ступені з меншим температурним рівнем.

2.2. Структурні моделі енерготехнологій

У відповідності до наведеної вище класифікації загальна структура енерготехнологій має вигляд наведений на Рис. 2.4

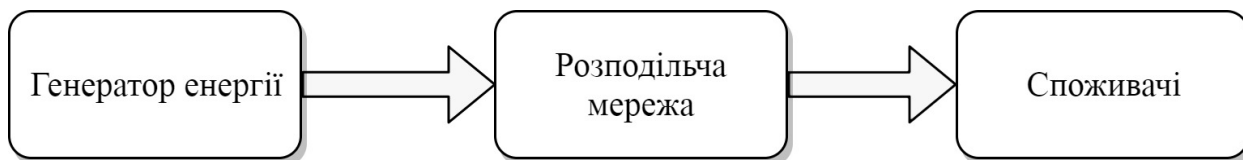


Рис. 2.4. Ланцюг перетворення енергії

Така схема є загальною для використання будь якого виду енергії. На кожному з етапів ланцюга перетворення енергії (Рис. 2.4) мають місце відповідні втрати при генерації енергії в розподільчій мережі та при споживанні кінцевими споживачами. Вочевидь кількість енергії, що надходить до кожного з елементів ланцюга зростає у напрямку кінцевого споживача до генератора енергії за рахунок втрат на кожному з елементів, що наглядно може бути представлено як цибулина споживання енергії [2,3]. Якщо зосередити увагу на ланцюжку перетворення саме теплової енергії, як такої, що найбільш споживана в харчовій та переробній промисловості то має сенс доповнити схему з Рис. 2.4 окремо виділивши ланцюжки перетворення тепла та холоду. Така схема представлена на Рис.2.5. В залежності від потрібного температурного рівня кінцеві споживачі розділені на споживачів тепла та споживачів холоду.

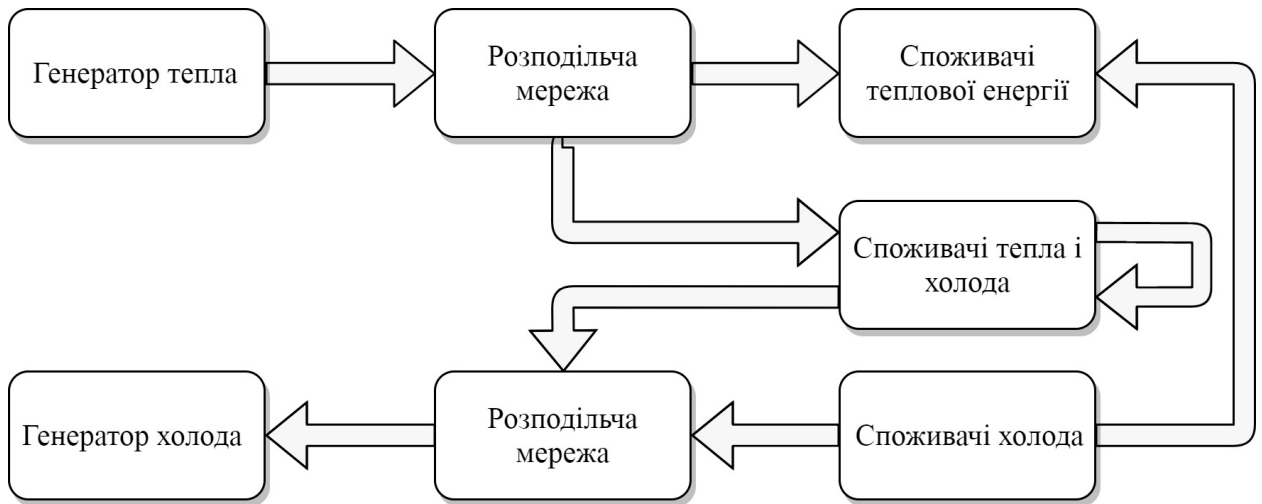


Рис.2.5. Загальна схема енергетичних потоків на виробництві.

У відповідності до класифікації технологій споживання енергії (Рис. 2.3) в технологіях, що проходять з підведенням теплоти кінцеві споживачі є споживачі тепла, в технологіях з відведенням теплоти – споживачі холоду, в комбінованих технологіях – споживачі тепла і холоду.

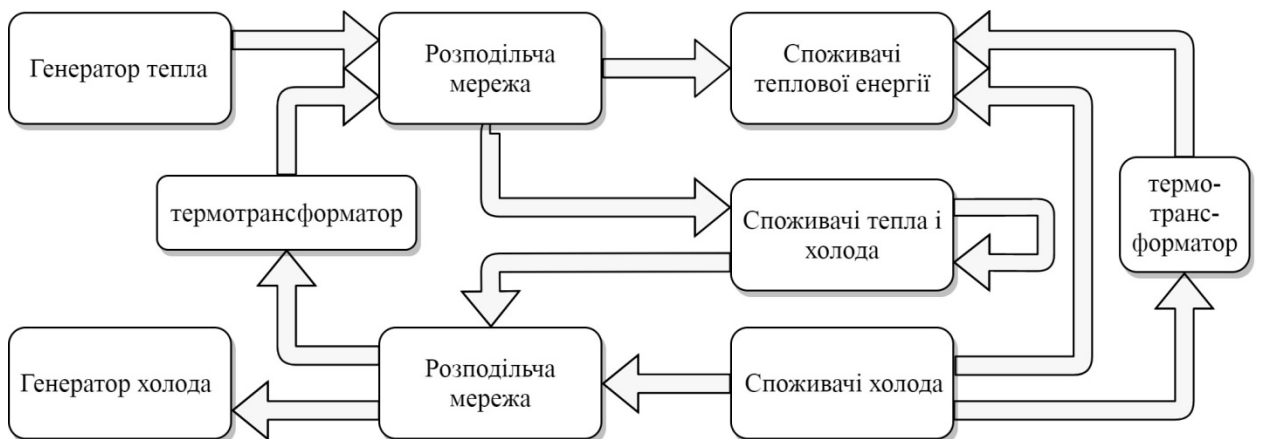


Рис. 2.6 Схема енергетичних потоків за наявності систем термотрансформації.

Для забезпечення споживачів теплом і холодом використовуються генератори тепла і холоду та відповідні розподільчі мережі. Приведена схема дозволяє організувати використання частини енергії від споживачів холоду для потреб споживачів тепла. Це дозволяє зменшити витрати на виробництво як тепла так і холоду. Але потенціал енергії що видається від споживачів холоду може буди недостатнім для безпосередньої її передачі споживачам теплоти. У багатьох процесах таким чином можливо тільки незначну частину

енергії, що потрібно відвести від споживачів холоду. Для збільшення потенціалу цієї енергії можливо використання термотрансформаторів (Рис. 2.6). У деяких процесах термотрансформатори дозволяють замінити генератори тепла і холоду. Тобто термотрансформатор може бути єдиним джерелом теплоти і холоду в системі.



Рис. 2.7. Енерготехнологічна схема конвективного сушіння харчових продуктів.

Схема (рис. 2.7) ілюструє, як енергія палива трансформується в продукт, враховує можливі втрати енергії. Представлена схема містить кілька рівнів перетворення енергії. Перший рівень – це перетворення хімічної енергії палива при його спалюванні в енергію топкових газів. Втрати теплоти в процесі горіння можуть мати місце через неповне згоряння палива, а також через ізоляцію корпусу агрегату і газоходів. Після цього можливо перетворення енергії топкових газів в енергію водяної пари. В процесі цього

перетворення мають місце незворотні втрати теплопередачі і теплові втрати транспортування теплоносіїв.

На 3 рівні енергія топкових газів або пари трансформується в енергію сушильного агента. На третьому рівні мають місце прямі втрати теплоти при транспортуванні, втрати в навколишнє середовище і з газами.

На 4 рівні відбувається безпосередньо технологічний процес передачі енергії зерну. Втрати теплоти враховують випромінювання і конвективну тепловіддачу від корпусу сушильної установки в навколишнє середовище, а також втрати теплоти відпрацьованим сушильним агентом, що йде, і втрати холостого ходу (розігрів установки).

Видно, що між паливом і продуктом використовується проміжний теплоносіїв. З термодинаміки відомо, що використання проміжного робочого тіла завжди пов'язане з додатковими незворотними втратами енергії.

Прості технічні рішення змішування продуктів згоряння з повітрям і використання цієї суміші в якості агента сушіння, дозволяє трохи знизити витрату палива, але досягається це ціною зниження екологічної безпеки висушеного продукту.

Втрати теплоти в процесі горіння можуть бути знижені при використанні низкопотенційної теплоти 4 рівня наприклад, для попереднього підігріву повітря перед калорифером. На 3 рівні утворюється скидний низькопотенційний потік енергії (з конденсатом). Цю енергію можна повернути на 2 рівень (при використанні пари).

2.3. Програма і методи досліджень (задачі аналітичного та експериментального моделювання, планування експерименту, оцінка достовірності результатів)

Системний аналіз енерготехнологій харчових і переробних виробництв показав що сучасні тепло технології АПК основані, як правило на використанні проміжного теплоносія для обробки сировини. Засобами інтенсифікації процесів тепло масообміну є підвищення швидкості руху теплоносія, тобто

його витрат. Але це пов'язано з підвищенням втрат енергії з відпрацьованим теплоносієм. Виникло протиріччя між новими вимогами енергоефективності та традиційними засобами удосконалення техніки. Для розв'язання виявленого протиріччя потрібно створити нові принципи організації термообробки харчової сировини для створення енергоефективних теплотехнологій. Представляється що таким принципом може бути використання ефекту адресної доставки енергії до мікрокапілярів сировини. Використання принципів спрямованої доставки енергії до рідкої фази харчової сировини, дасть можливість управляти потоками енергії і організувати локальний перегрів рідини, точково перевести її в парову фазу, що викличе зростання тиску в цій точці, і ініціює специфічний гідродинамічний двофазний потік з капіляра в напрямку його відкритого торця. При цьому, процес руху потоку буде супроводжуватися збільшенням діаметра еластичного капіляра. Це дозволить вирішити сучасну проблему створення тепломасобмінної апаратури при зменшенні витрат енергії. Таким чином виникає задача обґрунтувати перспективи новітніх принципів організації термообробки харчової сировини для створення енергоефективних теплотехнологій та розробити науково-практичні основи створення ефективних теплотехнологій АПК із використанням ефекту адресної доставки енергії і практичної реалізації цих технологій і інноваційної техніки. Системи адресної доставки енергії можуть бути створені на базі електромагнітних генераторів, або за допомогою ефективних тепловодів таких як теплові труби та термосифони. Використання термотрансформаторів також є складовою частиною ефективних енерготехнологій.

Розроблені положення повинні бути апробовані в найбільш енерговитратних виробництвах АПК де їх впровадження дасть максимальний економічний ефект. Для рішення поставлених задач сформована програма досліджень представлена на Рис.2.8. В рамках аналітичних досліджень проведено аналіз енергетичної ситуації в Україні і світі в результаті якого підтверджена актуальність досліджень пов'язаних з покращенням енергетичної ефективності підприємств харчової і переробної галузі, а, також, з'ясовані

перспективні напрями досліджень. Прийнято рішення зосередити увагу на процесах зневоднення, зокрема сушіння та концентрування, та екстрагування.

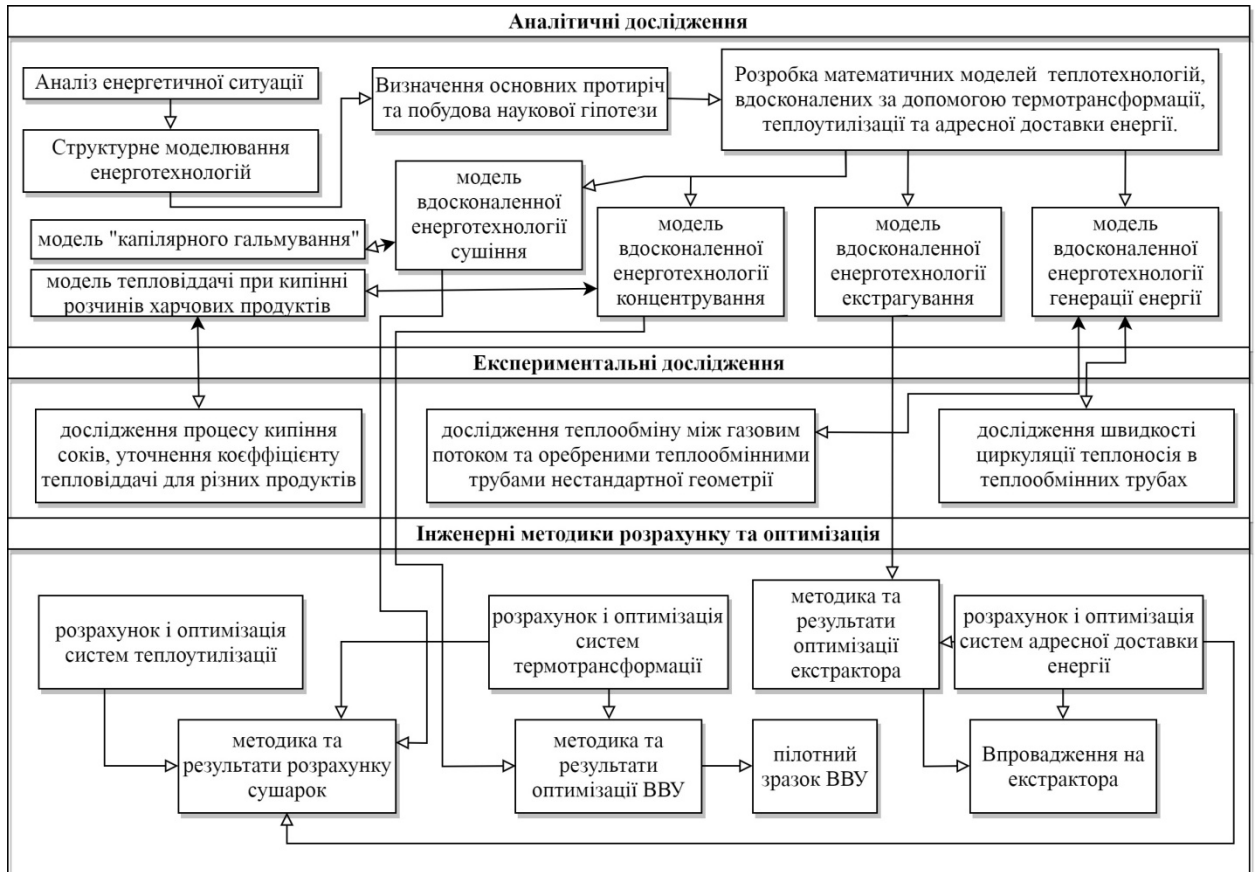


Рис.2.8. Програма досліджень.

Програма передбачає аналітичне моделювання теплотехнологій вдосконалених за допомогою систем термотрансформації та адресної доставки енергії. В якості об'єктів прийняті енерготехнології процесів сушіння, концентрування, екстрагування та процесів генерації енергії. Моделі процесів споживання та постачання енергії можуть бути об'єднані в цілісну енерготехнологічну систему, для дослідження якої використовуються методи системного аналізу та синтезу. Використання системного аналізу дозволяє перейти на більш високий рівень досліджень і розглядати проблеми енерготехнологічної системи в цілому. На першому етапі аналізу відбувається формулювання проблеми, що складається з висунування центрального питання проблеми підвищення енергетичної ефективності АПК України та приведен-

ня показників енергоємності до європейського рівня, констрадікції (фіксації протиріччя, між фактичним споживанням енергії та фізично необхідним мінімумом енергії для проведення технологічного процесу), фінітізації (можливого опису очікуваного результату) – використання систем термотрансформації та адресної доставки енергії дозволить споживати тільки необхідну кількість енергії.

Далі на основі аналізу структур енерготехнологічних систем з'ясовується єдність поставленої проблеми та шляхів її розв'язання. Проводиться декомпозиція загальної енерготехнологічної системи на підсистеми та виявляються локальні проблеми кожної підсистеми і шляхи їх вирішення. Для оцінки ефективності запропонованих рішень використовують методи математичного моделювання. Специфічність поставлених задач потребує доповнення існуючого аналітичного опису процесів.

Концепція аналітичного моделювання кожної підсистеми, що розглядається в роботі викладена далі в цьому розділі. Аналітичне моделювання визначає задачі для експериментальних досліджень. Отримані в результаті експериментальних досліджень залежності стануть основою для програм розрахунку вдосконаленого обладнання і технологічних схем. Процедури локальної оптимізації дозволять визначити раціональні режимні та конструктивні параметри обладнання.

Наступним етапом має бути синтез загальної енерготехнологічної системи та її параметрична оптимізація. При цьому параметри, що були отримані при локальній оптимізації окремих підсистем можуть не задовольняти умовам оптимальності системи. Тому доводиться використовувати спеціальні методи, детальніше викладені в розділі 9.

На останньому етапі роботи планується проведення виробничих випробувань запропонованих рішень їх економічна оцінка та впровадження у виробництво.

2.3.1 З а д а ч і а н а л і т и ч н о г о м о д е л ю в а н н я . Для побудови математичних моделей об'єктів використовувався детермінований

підхід. В якості основи дослідження енерготехнології в цілому використовуються балансові моделі. Це громіздкі стаціонарні моделі в основі яких знаходяться рівняння збереження маси та енергії. Ув'язка значної кількості об'єктів здійснюється за допомогою рівнянь теплопередачі. Моделювання окремих підсистем, що входять до енерготехнологічної системи, відрізняються фізичними уявленнями, тому їх моделі є специфічними для кожної технології.

Загальною для всіх підсистем є структура побудови математичної моделі. Вона складається з виділення об'єкта з середовища та визначення основних параметрів об'єкта, формування системи рівнянь, що пов'язують вхідні та вихідні параметри, запис початкових та граничних умов, можливе спрощення записаної системи рівнянь по пошук її рішення. У зв'язку з тим, що процедура рішення системи рівнянь не завжди є задачею, що може бути розв'язана у доступний проміжок часу, то загальноприйнятним є використання методів теорії подібності в цих задачах.

Крім того задачею аналітичного моделювання є розширення фізичних уявлень про механізми масо перенесення в дисперсному середовищі та в середині капілярно-пористого тіла при адресному підведенні енергії. Принципова схема підходу до моделювання процесів тепломасообміну, зокрема сушіння, полягає в наступному:

1. Приймається, що на першому етапі побудови математичних моделей процесів сушіння, слід сформуванати ту частину загальної структури, в якій, на основі врахування типу джерела енергії і теплових зв'язків з ним об'єкта сушіння, вирішується розрахунок нестационарних температурних полів в об'єкті. В рамках цього етапу також записуються умови рівноваги на границях розділу фаз, тобто на поверхнях випаровування.

2. На другому етапі формуються ті частини моделей, в яких на основі даних про структуру середовища (пористість, розміри пір, їх стабільність або нестабільність і т.д.) записуються ті рівняння, які визначають режими і закони руху маси видалення в процесі сушіння вологи. При цьому прий-

мається, що в залежності від типу об'єкта (суцільне пористе тіло; шар зерен; шар порошоків; тканину; плівка і т.д.) вибираються моделі руху як для вологи, що видаляється з внутрішніх поверхонь міні-або мікроканалів, так і з внутрішніх обсягів (особливо для харчових продуктів).

3. На третьому етапі записуються основні співвідношення, що зв'язують розподіли температур з величинами, якими визначаються «рушійні сили» локальних процесів перенесення маси. Приймається, що в межах елементарних осередків або обсягів, для визначення маси вологи, що видаляється, допустимо використовувати відомі формули масовіддачі, в яких присутні знайдені величини «рушійних сил», питомі поверхні випаровування і коефіцієнти масовіддачі. Формули для розрахунку локальних коефіцієнтів масовіддачі приймаються з відомих або прийнятих критеріальних формул. Цей елемент побудови загальної схеми розрахунку містить найбільший рівень невизначеності. Вважається, що спочатку допустимі різні форми вибору цих розрахункових формул, наприклад, з аналогії з процесами перенесення тепла і ін.

4. На четвертому етапі передбачається спільне об'єднання розрахункових співвідношень в якусь єдину загальну модель і здійснення розрахункових вправ, в яких в якості основної мети служить величина убутку вологи, за відповідний інтервал часу. При цьому можливий різний рівень цієї величини, в залежності від вимог технології: (видалення заданої кількості вологи, при якому не досягається повне осушення; глибший рівень осушення, при якому видаляється вся або майже вся волога з внутрішніх поверхонь структури; повне осушення не пов'язане з видаленням вологи належить матеріалу об'єкта; повне видалення всієї вологи, що включає ту, що належить самому матеріалу об'єкта і т.д.).

5. На завершення, може виявитися, що є необхідність у коригуванні співвідношень в початкових етапах (1, 2 та ін.) За результатами кінцевого етапу (4). Це буде означати, що потрібно здійснення відповідної процедури послідовних наближень.

Характерною рисою, що може мати місце під час адресної доставки енергії до продукту є виникнення в продукті додаткових градієнтів температури і тиску, що направлені від середини продукту до його границь. Ці градієнти спричиняють рух рідкої фази із середини матеріалу, що прискорює процес конвективної дифузії. Додатковою задачею аналітичних досліджень є знаходження показника, що характеризує інтенсивність переносу, що викликаний адресною доставкою енергії, з урахуванням також, і сил гальмування потоку, що виникають при цьому.

2.3.2 *З а д а ч і е к с п е р и м е н т а л ь н о г о м о д е л ю в а н н я .*
У відповідності до розробленого плану досліджень, для розробки енергоефективного обладнання, потребують експериментальної перевірки та уточнення значення коефіцієнтів тепловіддачі при процесах тепломасообміну.

2.3.2.1 *Визначення коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні харчових розчинів.* В процесі оптимізації конструктивних і режимних параметрів нових конструкцій ВВУ з тепловими насосами постало завдання уточнення коефіцієнта тепловіддачі від поверхні випарника до харчового продукту. В даний час процес тепловіддачі при кипінні рідин досить вивчений і число розрахункових співвідношень для визначення коефіцієнта тепловіддачі вимірюється десятками [4]. Один і той же масив досвідчених даних про коефіцієнти тепловіддачі при кипінні різних рідин задовільно описується різними – щодо впливу поверхневого натягу, в'язкості, теплоти випаровування і інших властивостей рідини – емпіричними формулами, що пояснюється в [5] взаємозалежністю різних теплофізичних властивостей рідин. В [6] наведені і проаналізовані найбільш відомі на сьогоднішній день залежно, які з достатньою достовірністю і теоретичною обґрунтованістю описують процес теплопередачі при кипінні рідин. Є також моделі, в яких враховується структура поверхні нагрівача за допомогою фрактальних розмірностей [7]. В [8] зазначалося, що відсутність замкнутого математичного опису процесу і велика кількість факторів, що впливають на тепловіддачу при кипінні, роблять вибір узагальнених змінних довільним. Очевидно, що вибір залежності для

визначення коефіцієнта тепловіддачі повинен визначатися її достовірністю і зручністю практичного використання. У нашому випадку необхідно врахувати, що має місце кипіння не чистої рідини, а розчину, яким є багато рідкі харчові продукти. Незважаючи на те, що існує безліч досліджень по кипіння рідких сумішей, кипіння розчинів нелетких компонентів приділялася увага тільки з точки зору визначення пружності парів над поверхнею розчину. Однак, незважаючи на це, в довідниках є досить повна інформація тільки по температурах кипіння розчинів цукру і NaCl. Для інших харчових розчинів інформація неповна і, в основному, носить приватний характер. Особливо це стосується розчинів з високою концентрацією сухих речовин. Особливістю багатьох харчових розчинів є їх підвищена, а нерідко дуже висока в'язкість. Однак, згідно з Толубинським [9], внутрішні характеристики кипіння розчинів визначаються властивостями розчинника, і число Pr практично не впливає на них, а теплообмін при кипінні розчинів, в загальному, характеризується тими ж закономірностями, що і теплообмін при кипінні чистих рідин. Тому немає ніяких труднощів при використанні для розчинів рівняння подібності (2).

$$Nu = 75K^{0,7} Pr^{-0,2} \quad (2.2)$$

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho - \rho_{\text{п}})}}$$

$$K = \frac{q}{r\rho_{\text{п}}d_0f}$$

де: $\rho_{\text{п}}$ – густина парової бульбашки,

d_0 – діаметр парової бульбашки,

f – частота відриву бульбашок.

Підставивши в рівняння 1 властивості води і пари при температурі кипіння 100 °C отримаємо:

$$\alpha = 3,46 \times q^{0,7} \quad (2.3)$$

Також в [9] зазначено, що швидкість росту парових бульбашок $\omega'' = d_0 f$ при кипінні водних розчинів визначається властивостями розчинника (води) і її пари і вельми слабо залежить від властивостей розчиненої речовини, в'язкості і числа Прандтля розчину. Тому величину ω'' при кипінні водних розчинів практично можна вважати рівною ω'' при кипінні води. Таким чином, щоб скористатися рівнянням 1 для визначення коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні розчинів необхідно знати їх теплофізичні властивості та величину фізико-хімічної депресії. Підставивши значення теплофізичних властивостей продукту в рівняння 2, можна отримати залежності коефіцієнта тепловіддачі при кипінні розчинів з різними концентраціями. У загальному вигляді ці залежності можуть бути представлені рівнянням виду:

$$\alpha = A_c \times q^{0,7} \quad (2.4)$$

де A_c – константа, що залежить від розчину і водяної пари.

Виявляється, що швидкість кипіння і тепловіддача знятого молока при зниженому тиску значно більше, ніж у чистій воді в тих же умовах. Навпаки, у деяких водних розчинів помітне збільшення швидкості кипіння в порівнянні з водою спостерігається при підвищеному тиску [10]. Тому для конкретних продуктів необхідно уточнення значення константи A_c .

Для експериментального визначення залежності коефіцієнту тепловіддачі від величини щільності теплового потоку вимірювалась різниця температур між поверхнею нагрівача та киплячим продуктом. Коефіцієнт тепловіддачі визначався як відношення теплового потоку вихідного від одиниці поверхні електрообігрівача до рідини до різниці температур між поверхнею нагрівача і рідиною ΔT .

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T} \quad (2.5)$$

Значення щільності теплового потоку визначалось як:

$$q = \frac{U \cdot I}{F_p} \quad (2.6)$$

де U – напруга, що підводилась до електронагрівача,

I – сила струму,

F_p – площа поверхні електронагрівача.

Кількість повторних дослідів визначається згідно [11–13].

2.3.2.2 Визначення коефіцієнтів тепловіддачі при конвективному теплообміну оребрених поверхонь з специфічним типом оребрення. Для максимального використання потенціалу інноваційних схем та технологій, що розробляються, доцільно використання ефективних тепловодів. Використання специфічних типів оребрення дозволяє зменшити масогабаритні характеристики обладнання, що передає теплову енергію, але невисока точність визначення коефіцієнтів теплопередачі викликає необхідність використовувати при розрахунках відповідні коефіцієнти запасу, що в свою чергу не дозволяє використовувати оптимальні значення конструктивних та режимних параметрів обладнання. Для уточнення значень цих коефіцієнтів необхідні експериментальні дослідження.

Повітря в канал подавалось за допомогою відцентрового вентилятора. Для регулювання витрати і швидкості повітря передбачений шибер. Швидкість повітря в каналі вимірювалася за допомогою анемометра. Число Рейнольдса визначалося по швидкості у вузькому перерізі, яка визначалася за рівнянням нерозривності потоку.

Кількість теплоти, що виділяється електронагрівачем, вимірювали за допомогою вольтметра і амперметра. Вимірювання температури повітря здійснювали мідь-константовими термопарами. На поверхні труби було встановлено вісім термопар. Градування термопар здійснювалася по ртутному термометру з ціною поділки $0,1$ °C. Похибка вимірювання температури склала $0,2$ °C.

Після досягнення стаціонарного режиму здійснювали всі необхідні вимірювання.

Коефіцієнт тепловіддачі визначався за формулою:

$$\alpha = \frac{Q}{S * \Delta t} \quad (2.7)$$

Де Q – теплова потужність, Вт

$$\Delta t = t_{ct} - t_{возд} \quad (2.8)$$

S – зовнішня поверхня теплообміну труби, м²

$$S = \pi H_{тр} \left(d + \frac{2h}{t} (d + h) \right) \quad (2.9)$$

де H_{тр} – висота труби

d – діаметр труби

h – висота ребра

t – крок між ребрами.

2.3.2.3 Перевірка стабільності природної циркуляції при кипінні розчину в вертикальних трубах, та визначення швидкості циркуляції парорідинної суміші. Робоча чарунка (експериментальний канал) включає в себе: сам канал з трубки того ж діаметру, висоти, матеріалу, які приймалися в початкових умовах для розрахунків; гріють зовнішню поверхню цієї трубки елементів (прості електронагрівачі), в яких електричні параметри повинні забезпечувати максимально можливі за даними розрахунків щільності теплових потоків; зовнішнього судини, що грає роль імітатора зовнішнього об'єму. Його розміри можуть бути прийняті, виходячи з таких міркувань: зовнішній діаметр приблизно в 2 – 2,5 рази більше зовнішнього діаметра макета робочого каналу; висота на 40 – 50 см більше висоти робочого каналу. У дослідній перевірці стійкості природної циркуляції передбачається заповнення цієї судини на 80 % водою разом з робочим каналом; конденсатора, що імітує роботу реального конденсатора і забезпечує умови стаціонарного теплового режиму в експериментальній установці; системи охолодження конденсатора, що складаються з трубопроводів підвідних і відвідних охолоджуючу воду, насоса, допоміжних ємностей, якщо такі будуть потрібні для

збору води і відведення тепла в навколишнє середовище; системи вимірювань, що забезпечують фіксацію кризи тепловіддачі на робочому каналі, включаючи систему збору та комп'ютерної обробки експериментальної інформації. У систему вимірювань також повинні входити елементи, здатні фіксувати електричні параметри, для розрахунку на їх основі щільності підводиться теплового потоку. У ній також повинні бути кошти для вимірювання витрати охолоджуючої води і температур води на вході і виході.

Передбачається наступний порядок дій:

1) Після виготовлення деталей і комплектації всіх необхідних засобів, приладів, сполучних проводів і трубок проводиться монтаж і обкатка установці з перевіркою всіх дій, включаючи систему вимірювань, систему охолодження (умови циркуляції) і ін.

2) Здійснюється запуск установки з імітацією стійкого стаціонарного режиму роботи.

3) Здійснюється, в покроковому режимі, підйом щільності теплового потоку аж до значень в 1,5 рази перевищують їх максимальне значення із записом температури стінки на зовнішній поверхні робочого ділянки.

4) Записуються і обговорюються отримані результати і при необхідності все повторюється на ділянці з іншими параметрами: наприклад, іншого діаметра або іншої висоти.

2.3.3 Оцінка достовірності результату. Прямі та непрямі вимірювання фізичних величин здійснювалися за допомогою спеціальних технічних засобів, за методиками, описаними в п. 2.3.1, 2.3.2. Похибки прямих вимірювань залежали від класу точності застосовуваних приладів, засобів вимірювання і умов проведення дослідів.

Оцінка похибок експерименту проводилася за рекомендаціями [20-26], згідно з якими необхідно враховувати (за умови виключення систематичних похибок [23,24]) невиключні залишки систематичних похибок [21-25] і випадкові похибки вимірювань, що визначають розкид експериментальних точок

і враховуються систематичною обробкою даних. При аналізі точності теплофізичних вимірювань зазвичай [21] виходять з того, що невиключні залишки систематичних похибок розподілені всередині довірчого інтервалу 2θ по нормальному закону розподілу з довірчою ймовірністю $P = 0,95$.

Прийняті допущення полегшують розрахунок похибок, так як, на жаль, виробниками приладів не проведена стандартизація вказаних ними похибок (деякі автори вказують, що в згаданих інтервалах відхилень лежать 95 – 99 % всіх показань приладів) [25,26]. Насправді відхилення вимірювальних приладів можуть бути розподілені не за нормальним законом розподілу (ряд авторів рекомендують рівно імовірний розподіл поряд з нормальним [25]), однак припущення про нормальний закон розподілу, досить вивчено з математичної точки зору, є апроксимацією багатьох розподілів, реально необхідних при вимірах. Крім того, заміна одного виду розподілу іншим призводить до невеликих (до 10 %) в підсумковій оцінці похибок [20,21].

Довірча межа невиключеного залишку систематичної похибки визначення параметрів розраховувалася як:

$$\delta\theta_{\alpha} = \sqrt{\sum_i (\delta\theta_i)^2} \quad (2.10)$$

де $\delta\theta_i$ – межа невиключеного залишку i -й систематичної похибки, яка оцінювалася виходячи з похибок вимірювальних засобів.

Вплив випадкових похибок на величину середньоквадратичного відхилення S_{α} визначалося за формулою:

$$S_{\alpha} = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x_i} \right)^2 S_i^2} \quad (2.11)$$

де S_i – середнє квадратичне відхилення i -го фактора.

Величина середнього квадратичного відхилення усередненого значення α визначалася як:

$$S_{\bar{\alpha}} = \frac{S_{\alpha}}{\sqrt{n}} \quad (2.12)$$

де n – число вимірювань в i -й усередненій точці.

Результуюча похибка вимірювань визначалася розкидом окремих вимірювань щодо середнього значення S_α і невиключеними залишками систематичних похибок σ_α :

$$\sigma_\alpha = t_\Sigma \cdot \sigma \quad (2.13)$$

де t_Σ – коефіцієнт, що враховує композицію розподілів випадкових похибок S_α і невиключених залишків систематичних похибок σ_α ;

$\sigma = \sqrt{\sigma_\alpha^2 + S_\alpha^2}$ – середньоквадратичне відхилення результату вимірювань [24, 25];

σ_α – середньоквадратичне відхилення для довірчої ймовірності $\alpha=0,68$.

Згідно [24, 25] t_Σ визначається як:

$$t_\Sigma = \frac{t_\sigma \sigma_\alpha + t_{s\bar{\alpha}}}{\sigma_\alpha + S_{\bar{\alpha}}} \quad (2.14)$$

де t_σ – коефіцієнт, що враховує співвідношення між довірчим інтервалом і середнім квадратичним відхиленням систематичної похибки,

t_s – коефіцієнт, що враховує співвідношення між довірчим інтервалом і середнім квадратичним відхиленням випадкової похибки.

Таблиця 2.1

Апаратурні похибки

Найменування величини	Позначення	Одиниці виміру	Діапазон вимірювання	Відносна похибка
ЭДС термопар	e	мВ	-1- 10	0.2 ... 1.8
Температура	t	⁰ С	10-200	0.4 ... 0.7
Лінійні виміри	l	м	0-1	1.5 ... 1.8
Маса	m	кг	0-5	1.5
Об'єм	V	м ³	0-0,01	1.5...1.8
Напруга	U	В	0-30	1.5
Сила струму	I	А	0-3	1.5
Час	τ	с	0-1000	0.02...2.5

Похибка результатів непрямих вимірювань залежить від похибок прямих вимірювань незалежних одна від одної величин. При цьому максимально

можливе значення абсолютної похибки результатів непрямих вимірювань виражалось сумою всіх приватних похибок прямих експериментів.

Похибки прямих вимірювань наведені в табл. 2.1

Оцінка похибок обчислення чисел подібності приведена в табл. 2.2

Таблиця 2.2

Похибки результатів експериментальних досліджень

Величина	Розмірність	Інтервал значень	Абсолютна погрішність	Відносна погрішність
w	м/с	0 – 4	$2 \cdot 10^{-2}$	5
a	Вт/(м ² К)	0 - 110	2	1.8
a	Вт/(м ² К)	0 – 10 ⁵	10 ³	1
Nu	—	0 - 300	5	1.6
Re	—	180 – 10 ⁵	3*10 ⁴	7
Π ₁	—	3 - 15	0.6	4
Eu	—	0 - 1	0.12	4

2.4. Визначення енергетичного та ексергетичного ККД (показників енергоефективності, якості) основних процесів харчових виробництв

Загальна ефективність системи залежить не тільки від ефективності теплогенеруючого та тепловикористовуючого обладнання, але і від їх взаємної термодинамічної відповідності, що дозволяє мінімізувати втрати при передачі енергії від генератора до споживача.

Енергетичну якість обладнання характеризують критеріями ефективності. В першу чергу до них відноситься ККД.

$$\eta_e = \frac{I_1 - I_2 - q_2}{I_1} \quad (2.15)$$

де: I_1 – підведена енергія,

I_2 – відведена енергія,

q_2 – відведена теплота.

Для оцінки ефективності теплообміну можливо використовувати критерій [14]:

$$\varepsilon = \frac{W_r(t_{r1} - t_{r2})}{W_{min}(t_{r1} - t_{r2})} = \frac{W_x(t_{x1} - t_{x2})}{W_{min}(t_{r1} - t_{r2})} \quad (2.16)$$

де: w_r – водяний еквівалент гарячого потоку, w_x – водяний еквівалент холодного потоку, w_{min} – найменший водяний еквівалент, t_{r1} – температура

гарячого потоку на вході, t_{r2} температура гарячого потоку на виході, t_{x1} – температура холодного потоку на вході, t_{x2} – температура холодного потоку на виході.

Характеризує відношення теплової потужності теплообмінника до максимально можливої.

Усі теплові процеси супроводжуються зниженням якості та деградацією теплової енергії. Для оцінки якості енергії, використовують поняття ексергії.

Втрати ексергії:

$$\Pi_i = T_i \Delta S_i \quad (2.17)$$

А ексергетичний ккд:

$$\eta'_e = \frac{E_{\Pi} - \sum \Pi_i}{E_{\Pi}} = \frac{E_R}{E_{\Pi}} \quad (2.18)$$

де: E_{Π} – ексергія потоку

$\sum \Pi_i$ – сумарні втрати ексергії.

Відношення ексергії що підводиться до ексергії що відводиться.

$$E_{\tau} + E_p = \left[Q \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T} \right) + G \cdot R \cdot T_{o.c} \cdot \Delta p / p_{\text{вих}} \right].$$

$$E_p = T_{o.c} \Delta S_p = -T_{o.c} R \int_{p_{\text{вх}}}^{p_{\text{вих}}} \frac{dp}{p} = T_{o.c} R \ln \frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вих}}}, \quad (2.19)$$

де: $T_{o.c}$ – температура навколишнього середовища, R – газова стала,

$p_{\text{вх}}$ – тиск на вході, $p_{\text{вих}}$ – тиск на виході, Δp – перепад тиску на вході і виході.

$$\eta_e = \frac{\Delta E_K}{\Delta E_T} \quad (2.20)$$

де ΔE_K – збільшення ексергії теплоносія, що підігрівається,

ΔE_T – зменшення ексергії теплоносія, що нагріває.

2.5. Задачі і методи оптимізації

Для синтезу дійсно енергоефективних установок необхідно провести оптимізацію конструктивних і режимних параметрів установки.

Рішення оптимізаційних задач інноваційних систем взагалі і інноваційних систем сушіння, концентрування, екстрагування та генерації енергії зокрема неможливо без математичного моделювання. З огляду на складності і різноманіття структури енергетичної систем в даний час використовуються кілька математичних моделей для розв'язання оптимізаційних задач.

Метод вибору оптимальних параметрів установок, заснований на дослідженні просторів параметрів R_n шляхом рівномірного його заповнення точками x_j , $j = 1, 2, \dots, N$, по всій поверхні. В кожній із x_j обчислюється значення цільової функції Z . Отримана інформація використовується в процедурі вдосконалення завдання і пошуку оптимального рішення.

Для оцінки ступеня рівномірності розподілених послідовностей доцільно звернутися до методу, розробленого в [24].

Багатовимірні точки $x_j = \{x_{1j}, \dots, x_{nj}\}$ послідовності знаходяться за співвідношеннями $x_{ij} = x_i^h + q_{ij} (x_i^g - x_i^h)$, $i = 1, 2, \dots, n, j = 1, 2, \dots, N$, тобто x_i^g, x_i^h – відповідно верхня і нижня межі варіювання і-того параметра, N – число пробних точок рівномірно розподіленої послідовності $x_1 \dots x_N$; $0 < q_{ij} < 1$.

Далі рекомендується послідовно переходити в околиці точок, де отримані найкращі результати, поступово уточнюючи границі x_i^g, x_i^h . Для звуження простору пошуку слід використовувати додаткову інформацію, отриману шляхом дослідження спрощених залежностей або наближених рішень.

У загальному випадку термічний критерій оптимальності має вигляд [27]

$$Z_{\Sigma} = \left(\frac{\sum_n C_n P_n + \overline{K}_n}{\sum_k e_k} \right) \quad (2.21)$$

де C_n , P_n – вартість і річне споживання ексергії із зовнішніх джерел;
 \overline{K}_n – річні капітальні та інші, пов'язані з ними витрати в n-му елементі;
 e_k – річна витрата ексергії для отримання k-го продукту.

Вираз (2.21) приймає більш простий вигляд для ряду окремих випадків.

$$Z_{\Sigma} = \min \left(\frac{\sum_n C_n P_n + \sum_n \overline{K}_n}{B} \right) \quad (2.22)$$

де B – вихід продукту (продуктивність установки).

Таким чином, завдання оптимізації в загальному випадку може бути зведена до пошуку екстремуму функції

$$Z_{opt} = \min Z_{\Sigma} \quad (2.23)$$

Або для параметричної оптимізації

$$\eta_{opt} = \max \eta_e^{\Sigma} \quad (2.24)$$

де η_e^{Σ} – сумарний ексергетичний ККД.

При цьому застосовуються три різних підходи до визначення величини ККД:

- перший підхід заснований на визначенні відношення ексергетичних потоків на виході і вході системи [25]

$$\eta = \frac{\sum E_{ex}}{\sum E_{вих}} \quad (2.25)$$

- другий підхід заснований на виділенні корисного ефекту [26]

$$\eta = \frac{\sum E - \sum D}{\sum E} \quad (2.26)$$

- третій підхід пов'язаний з урахуванням E^{tr} , яка обчислюється з чисельника і знаменника виразу [27]:

$$\eta = \frac{\Sigma E - E^{tr}}{\Sigma E - E^{tr}} \quad (2.27)$$

Підхід (2.25) є найпоширенішим, проте при наявності наскрізних потоків ексергії (в теплообмінних апаратах) він непридатний, тому що може призводити до значень ККД більше 1. При підході (2.26) в залежності від того що розуміти під втратами ексергії можлива неоднозначність визначення ККД. При підході (2.27) має місце неоднозначність або навіть його неприйнятність в залежності від того, що розуміти під E^{tr} . У зв'язку з цим виникають певні труднощі при складанні ексергетичного балансу системи, потрібно чітко логічне обґрунтування отриманого корисного ефекту і фактичних витрат ресурсу. Очевидно, більш наочно з економічної точки зору використовувати річне споживання і вартість палива в критерії (2.22).

Застосування математичних методів оптимізації обладнання удосконаленого за допомогою систем термотрансформації та адресної доставки енергії ускладнюється характером математичних моделей установки, складною структурою теплових потоків і відповідно наявністю локальних мінімумів критерію оптимальності. У зв'язку з цим представляється необхідним провести поетапну оптимізацію кожного елемента обладнання і відповідний аналіз впливу конструктивних параметрів проєктованих блоків на техніко-економічні показники установки, а потім провести серію комп'ютерних експериментів для визначення оптимальних конструктивних та режимних параметрів.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

1. Основним протиріччям при виробництві теплової енергії є невідповідність потенціалу енергії, що утворюється при її генерації

тепловим методом і необхідним потенціалом для її використання кінцевим споживачем в харчових виробництвах. Рішення цього протиріччя потребує встановлення додаткових ступенів трансформації енергії, що призводить до відповідних енергетичних та ексергетичних втрат.

2. Розглянуто структурні моделі теплотехнологій харчових виробництв. Встановлено, що структурна недосконалість теплотехнологій може бути джерелом втрат енергії. Запропоновано використання методів системного аналізу для удосконалення структури трансформації потоків енергії на підприємствах АПК.
3. Сучасні теплотехнології АПК засновані, як правило на використанні проміжного теплоносія для обробки сировини. Засобами інтенсифікації процесів тепло масообміну є підвищення швидкості руху теплоносія, тобто його витрат. Але це пов'язано з підвищенням втрат енергії з відпрацьованим теплоносієм. Виникло протиріччя між новими вимогами енергоефективності та традиційними засобами удосконалення техніки.
4. Для обґрунтування перспективи новітніх принципів організації термообробки харчової сировини для створення енергоефективних теплотехнологій сформульовано основні положення постановки математичного моделювання, засновані на феноменологічному підході. Поставлено задачі аналітичних та експериментальних досліджень. Показана необхідність отримання точних методик визначення коефіцієнтів тепловіддачі для проведення процесів оптимізації конструктивних та режимних параметрів енергоспоживаючого та енергогенеруючого обладнання.
5. Викладено необхідні для експериментального моделювання методики визначення: коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні розчинів, коефіцієнтів тепловіддачі від поверхонь з специфічним типом ореб-

рення, швидкості циркуляції паро-рідинної суміші в кип'ятільних трубах.

6. Наведено методики узагальнення результатів експериментів і оцінка похибки вимірювань. На основі матеріалів 1 і 2 розділів представлена загальна структура програми досліджень (Рис.2.8). Детально матеріали розділів викладені в монографії [15] і в публікаціях [16–19].

Список використаних джерел.

1. Бурдо О. Г. Технологии адресной доставки энергии и термотрансформации при производстве продуктов питания. Проблемы региональной энергетики. 2016. Vol. 31. № 2. P. 55–68.
2. Праховник А. В., Розен В. П., Разумовский О. Б. Энергетический менеджмент: Учебное пособие. Нот.ф-ка. Киев. 1999. 184 р.
3. Энергоаудит. Пособие для слушателей образовательных курсов по энергетическому менеджменту. Электронный журнал энергосервисной компании Экологические системы. 2004. № 2. 230 с.
4. Ягов В. В. Научное наследие Д. А. Лабунцова и современные представления о пузырьковом кипении. Теплоэнергетика. 1995. № 3. P. 2 – 10.
5. Лабунцов Д. А. Обобщенные зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей. Теплоэнергетика. 1960. № 5. P. 76–81.
6. Овсянник А. В. Моделирование процессов теплообмена при кипении жидкостей. ГГТУ им. П. О. Сухого. Гомель. 2012. 284 р.
7. Solodov A. P. Computer Model of Nucleate Boiling In Convective Flow and Pool Boiling. Philadelphia: Taylor & Francis. 1999. P. 231–238.
8. Ягов В. В. Теплообмен при развитом пузырьковом кипении жидкостей. Теплоэнергетика. 1988. № 2. P. 4–9.
9. Толубинский В.И. Теплообмен при кипении. Наук. думка. Киев. 1980. 316 р.
10. Несис Е. И. Кипение жидкостей. Успехи физических наук. 1965. Vol. 87. № 4. P. 615–653.
11. Евсюков В. Методика работы над кандидатской диссертацией. ЛитРес, 2017.
12. Boiko A., Voronkova M. Reliable Method Ensuring Required Accuracy of an Experiment in Mechanical Engineering. Proc. Irkutsk State Tech. Univ. 2016. Vol. 20. № 9. P. 10–16.
13. Мусина О. Н. Планирование и постановка научного эксперимента. Directmedia. 2015. 88 с.

14. Kays W. M., William M., London A. L., Alexander L. Compact heat exchangers. Krieger Pub. Co. 1984. 335 p.
15. Бурдо О. Г. Смирнов Г. Ф. Инновационные теплотехнологии АПК на основе тепловых труб. Инвац. Одесса. 2014. Вип. 1. С. 12–15.
- 16.. Зыков А.В. Методы моделирования процессов сушки. Повышение энергетической эффективности пищевых и химических производств. 2007. Р. 55–59.
17. Терзиев С. Г., Левтринска Ю. О., Зиков О. В. Оптимізація поточних мікрохвильових екстракторів кави. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. Vol. 98. № 3. Р. 106–111.
18. Захаров М. Д. Новітні теплотехнології в харчових виробництвах. Вісник державного університету «Львівська політехніка». Проблеми економії енергії. 1999. № 2. Р. 129–132.
19. Бурдо О. Г., Мілінчук С. І., Зиков О. В. Нові теплотехнології зерносушіння. Наук.-вироб. журнал. 2006. Вип. 1. Р. 16–21.
- 20.Сергеев О. А. О точности абсолютных измерений теплофизических характеристик веществ. Исследования в области тепловых измерений. Энергия. Луцк. 1976. Вып. 187 (247). С. 32–40.
- 21.Кудряшова Ж. Ф., Рабинович С. Г. Методы обработки результатов наблюдений при косвенных измерениях. Методы обработки результатов наблюдений при измерениях. ВНИИМ. Липецк. 1975. Вып. 172 (234). С. 3–58.
- 22.Кудряшова Ж. Ф., Рабинович С. Г., Резник К. А. Рекомендации к методам обработки результатов наблюдений при прямых измерениях. Методы обработки результатов наблюдений при измерениях. ВНИИМ, Липецк. 1972. Вып. 134 (194). С. 5–113.
- 23.Рабинович С. Г. Погрешности измерений. Энергия, Луцк. 1978. 261 с
- 24.Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M. Thermal Design and Optimization. NBC. Dallas. 1996. 411 p.
- 25.Бродянский В. М. Термодинамический анализ низкотемпературных про-

цессов (конспект лекций). Изд-во МЭИ. Москва. 1966. 105 с.

26. Сорин М. В. Бродянский В. М. Методика однозначного определения эксергетического КПД технических систем преобразования энергии и вещества. Изв. ВУЗов. Серия Энергетика. 1985. №1. С. 60–65.
27. Костенко Г. Н. Термодинамически объективная оценка эффективности тепловых процессов. Пром. теплотехника. 1983. Т. 5. №4. С. 70–73.

РОЗДІЛ 3

СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЙ

Забезпечення людства енергетичними ресурсами є однією з ключових проблем теперішнього часу. Особливо це стосується харчових технологій, які вважаються одним з лідерів по споживанню енергетичних ресурсів в економічно розвинених країнах світу [1, 2]. На сучасному етапі виробники продуктового харчування стикаються з жорсткими регламентаціями з безпеки харчових продуктів, питомої енергоємності технології та екологічну чистоту підприємства. Комплексне вирішення цих проблем перспективно для харчових систем. Зниження кількості спожитої енергії не тільки підвищить енергетичний ККД процесу і знизить собівартість продукту, але і зменшить рівень термічного впливу на продукт. В результаті в продукті зберігаються термолабільні і біологічно активні компоненти харчової сировини. А це дозволить випускати харчові продукти, які стануть відповідати вимогам функціонального харчування. Основним процесом більшості харчових технологій є термічна обробка. Саме цей процес визначає якість готового продукту, витрати енергії і собівартість його виробництва. Очевидні науково технічні протиріччя між зростаючими вимогами до якості харчового продукту, енергоємності його виробництва і технікою тепломасопереноса. На харчових виробництвах спостерігаються значні втрати енергії в процесі перетворення води в пару при протіканні процесів сушіння. Термічна обробка нерідко призводить до перегріву, а також до погіршення якості продукту. При сушінні фруктової і овочевої сировини дія високих температур руйнує цінні компоненти, такі як вітаміни, антиоксиданти і ароматичні речовини, які в ній містяться. Результатом служать відчутні втрати значної частини корисних властивостей продукту. У процесах екстрагування високі температури руйнують багато компонентів, які бажано зберегти в продукті.

Таким чином, традиційні теплотехнології обробки харчової сировини призводять до двох основних проблем: перевитрати енергії і втрат якості продукту.

3.1 Аналіз специфіки теплотехнологій харчових виробництв

Виробництво їжі є енергоємною галуззю в усіх індустріально розвинених країнах світу [1-3]. Харчові технології розвиваються по шляху стабільного зростання рівня споживання енергетичних ресурсів. Якщо ввести поняття енергетичний коефіцієнт корисної дії (ККД) продовольчого ланцюжка, то він не перевищить 10 % [4].

Серйозні енергетичні проблеми характерні для тих галузей харчової промисловості, продукція яких вимагає зневоднення сировини, а це завжди є енергоємною технологією. Одночасно посилюються вимоги по безпеці харчових продуктів і регламентуються екологічні умови роботи підприємства. Вочевидь, що харчові технології, слід переводити на інноваційні принципи рішення енергоекологічних проблем.

3.2 Роль енергії в формуванні якості готового продукту

Більшість технологічних процесів харчових виробництв протікає при тепловій або холодильній обробці продукту. Причому організація теплових режимів цих виробництв визначає і органолептичні показники готової продукції, і витрати енергії на її переробку, і продуктивність апаратів.

Основним показником, природно, є харчова цінність продукту. Але формалізація поняття якості харчового продукту виявляється складною задачею при моделюванні. Якість харчового продукту чисельно оцінюється методами кваліметрії як результат динамічного поєднання окремих властивостей, кожна з яких може мати різну значимість. Однак, нестабільність показників сировини тваринного і рослинного походження (м'ясо, риби, зерна, овочів, фруктів, і ін.), деякий суб'єктивізм в органолептичних оцінках (особливо зовнішнього вигляду, смаку, запаху) не дозволяє встановити загальноприйняті кількісні зв'язки між показниками харчової і товарної якості продукту, властивостями сировини і різними параметрами технологічного процесу. Тому, основним кількісним показником процесу теплової і холодильної обробки продукту залишається температура.

Харчовий продукт є досить термочутливим матеріалом. На його якість впливає і рівень температур, і тривалість процесу термообробки. Практично будь-яка технологія харчового виробництва в тій чи іншій мірі визначається процесами підведення або відведення тепла (стерилізація, пастеризація, концентрування, випічка, зберігання та ін.). Рациональний режим термообробки зменшує, а іноді практично виключає бактеріальні і ферментативні зміни в продукті. Розуміння впливу рівня температур на перебіг в продукті хімічних реакцій дає можливість ефективного управління процесами при зберіганні або виробництві продукту. Правильна оцінка енергії інактивації ферментів [1–4] і енергії руйнування мікроорганізмів дозволила розробити сучасні промислові способи стерилізації, засновані на короткочасній обробці продукту при підвищених температурах.

Неправильна організація підведення або відведення теплоти може привести до небажаного зниження показників харчової і товарної якості продукту: проникненню канцерогенних фракцій в продукт, погіршення смаку, кольору, запаху, викликати пригар продукту, його псування.

Проблеми забезпечення ефективного підведення енергії, адресної її доставки до елементів харчової сировини можуть вирішуватися на базі сучасних пристроїв – теплових труб, термосифонів, мікрохвильового випромінювання та інших видів пристроїв.

3.3 Роль енергії в проблемах екології

Поняття і принципи екоіндустрії завойовують популярність в розвинених країнах і країнах, що розвиваються [1, 5]. Але щодо харчових технологій – це напрямок практично не розвивається. Разом з тим, саме екоіндустрія здатна в комплексі вирішувати суперечливі завдання, які стоять перед сучасними харчовими технологіями. Звісно ж, що визначення цього напрямку можна сформулювати наступним чином. Екоіндустрія АПК – це послідовний, безперервний ланцюг технологічних процесів, які забезпечують максимальну енергетичну ефективність, мінімальний термічний вплив на харчову сировину, гранично низьке навантаження на атмосферу і літосферу.

Синтез екоіндустріальної технології повинен ґрунтуватися на сучасних принципах організації процесів переносу. У лабораторії «Харчових нанотехнологій» Одеської національної академії харчових технологій (ОНАХТ) використовуються наступні підходи [5 – 9]:

- принципи адресної доставки енергії до елементів харчової сировини;
- наноенерготехнології;
- вакуумні та хвильові технології; комбіновані технології;
- ініціювання бародиффузії;
- механо-дифузійні явища.

Харчові продукти, отримані за запропонованими принципами, практично повністю збережуть функціональні властивості сировини, їх виробництво вимагає менших витрат енергії, а глибока переробка і безвідходні технології зведуть до мінімуму навантаження на навколишнє середовище.

3.4 Іноваційні підходи до енерготехнологій в харчових виробництвах

Класифікація інноваційних підходів включає два напрямки: градієнтні і безградієнтні (Рис. 3.1). В основі нових підходів лежать наступні гіпотези.

Гіпотеза 1: Сучасні технічні засоби (високоєфективні тепловідводи – теплові труби і термосифони) дозволяють організувати адресну доставку енергії до поверхні сировини в усьому обсязі; впливати на прикордонний шар в'язкого і дисперсного продукту самим модулем, що передає теплоту. Комплексні дослідження таких систем проведені в роботах [8,9].

Гіпотеза 2: Використання електромагнітних джерел енергії дозволить організувати адресну доставку енергії безпосередньо до вологи в продукті, що може ініціювати потужний бародифузійний потік вологи з твердої фази продукту. Традиційні способи сушіння характеризуються суто дифузійним потоком J_d , який послідовно долає дифузійні опору капілярів R_k і масовіддачі в середовище R_s . Ці способи є градієнтними, і їх характер істотно

відрізняється від пропонованих об'ємних (безградієнтних) технологій. При бародифузії виникає потік J_b , який долає гідравлічний опір R_b .

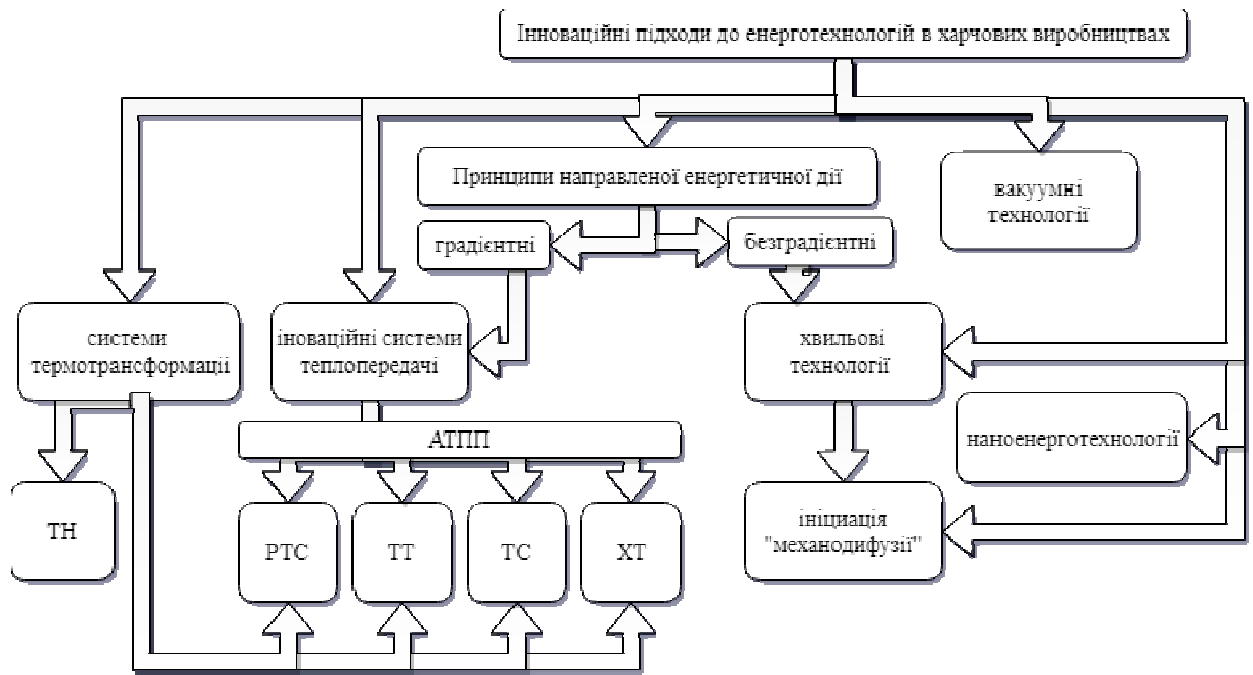


Рис. 3.1 . Сучасні принципи організації енергопідводу

ІСТП - інноваційні системи теплопередачі; СТТ - системи термотрансформації; СНЕД - система направленої енергетичної дії.

Якщо в традиційних схемах градієнти температур T і вологовмісту W не збігаються, то при об'ємному підводі енергії максимальні значення температур і вологовмісту знаходяться в глибині продукту. Саме цей фактор дозволяє в умовах електромагнітного поля (ЕМП) ініціювати з капілярної структури потужний гідродинамічний потік, механізм якого викладено в [5].

Застосування при зневодненні зерна адресної доставки енергії безпосередньо до вологи в об'ємі продукту дозволить ініціювати потужний гідродинамічний потік, який виникає при взаємодії електромагнітного поля з полярними молекулами вологи в капілярах. Це призведе до видалення води не тільки в паровій фазі, а й туманом, що істотно підвищить інтенсивність тепломасопереносу за рахунок різкого зниження внутрішнього дифузійного опору, зменшення енергетичних витрат і часу процесу зневоднення. У разі мікрохвильової (МХ) сушки з капілярів за рахунок бародифузії може спо-

стерігатися потік суміші вологої пари і крапель води. Склад такої суміші і характеризує питомі витрати енергії на процес зневоднення. Чим більше частка крапель – тим менше витрат енергії. Позитивний ефект досягається за рахунок того, що в схемі МХ-сушіння менше число трансформаторів енергії, відсутні елементи транспорту енергії і вище значення ефективності використання енергії в МХ-генераторі в порівнянні з традиційним конвективним сушінням.

3.5 Основні конструкції теплогенеруючих апаратів

Нові принципи конструювання теплотехнічних апаратів харчових виробництв можна розвинути на основі замкнутих випарно-конденсаційних контурів (парових камер), перевагою яких є мала інерційність і високий ступінь ізотермічності теплообмінної поверхні.

Принципово нові теплотехнічні схеми можуть створюватися на основі спеціальних конструкцій автономних теплопередавальних пристроїв (АТПП) – підсилювачів теплового потоку, теплових реле і трансформаторів, стабілізаторів температури та ін. Автономний теплопередавальний пристрій – це високоефективний тепловід, в якому основне перенесення тепла здійснюється у формі прихованої теплоти пароутворення теплоносія, що циркулює у внутрішньому об'ємі. В автономному тепло передавальному пристрої (АТПП) реалізується замкнутий випарно-конденсаційний цикл. За функціональними ознаками автономні теплопередавальні пристрої можна розділити на класи, серед яких найбільшого поширення набули термосифони і теплові труби. Також існує клас холодильних труб та клас пристроїв спеціального призначення до яких відносяться ТТ-тріод, АТПП- перетворювач енергії, газокеровані ТТ та ін.

Серйозною перевагою автономних теплопередавальних пристроїв є можливість створення різноманіття конструкцій які в повній мірі відповідають специфіці конкретної технічної задачі. Теплова труба визначається як випарно-конденсаційне герметичний пристрій з використанням капілярних сил, що служить для передачі теплоти і працює по замкнутому циклу. Висока

ефективність, здатність за певних умов переносити великі теплові потоки і сприймати високі щільності теплових потоків затвердили перспективність ТТ в космічній техніці, в схемах охолодження радіоелектроніки та обчислювальної техніки.

Нові перспективи в техніці охолодження харчових продуктів можуть відкритися при створенні холодильних труб, принципово нового класу автономних теплопередавальних пристроїв, утилізуючих тепло, що переноситься для виробництва штучного холоду. Термодинамічні схеми різних видів АТПП (рис. 3.1) підкоряються першому і другому законам термодинаміки, і вирішують різні завдання. Більшість завдань пов'язано з підведенням теплової енергії до продукту або до потоку проміжного теплоносія (рис. 3.1, а). Рівень температур в цій схемі вище навколишнього середовища. Охолодження продукту при температурах нижчих, ніж навколишнє середовище, проводиться за схемою (рис. 3.1, б).

Конструкції АТПП з холодильним ефектом (холодильні труби) перетворюють тепло, що відводиться в холод (Q_0) і є генераторами штучного холоду (рис.3.2, в). Можливі конструкції, коли передане тепло частково трансформується в механічну енергію (N), яка може використовуватися для різних завдань (рис.3.1, г).

Найпростішим випадком системи з АТПП є об'єкт, в якому присутня одна ТТ або один ТС. У цих умовах основна задача цих елементів - відведення теплоти від одного елемента (джерела виділення теплоти) і перенесення цієї теплоти до іншого елемента, в якому створена можливість відведення цієї кількості теплоти. При цьому дуже важливими є умови організації процесів підведення і відведення теплоти такі як: тип і форма контактів на зовнішніх поверхнях ТТ і ТС, Форма і механізми теплообміну (контактний теплообмін; конвекція до рідкої, дисперсної або газової середох; випромінювання та ін.), геометрія поверхні, її механічні та теплофізичні властивості і т.п.

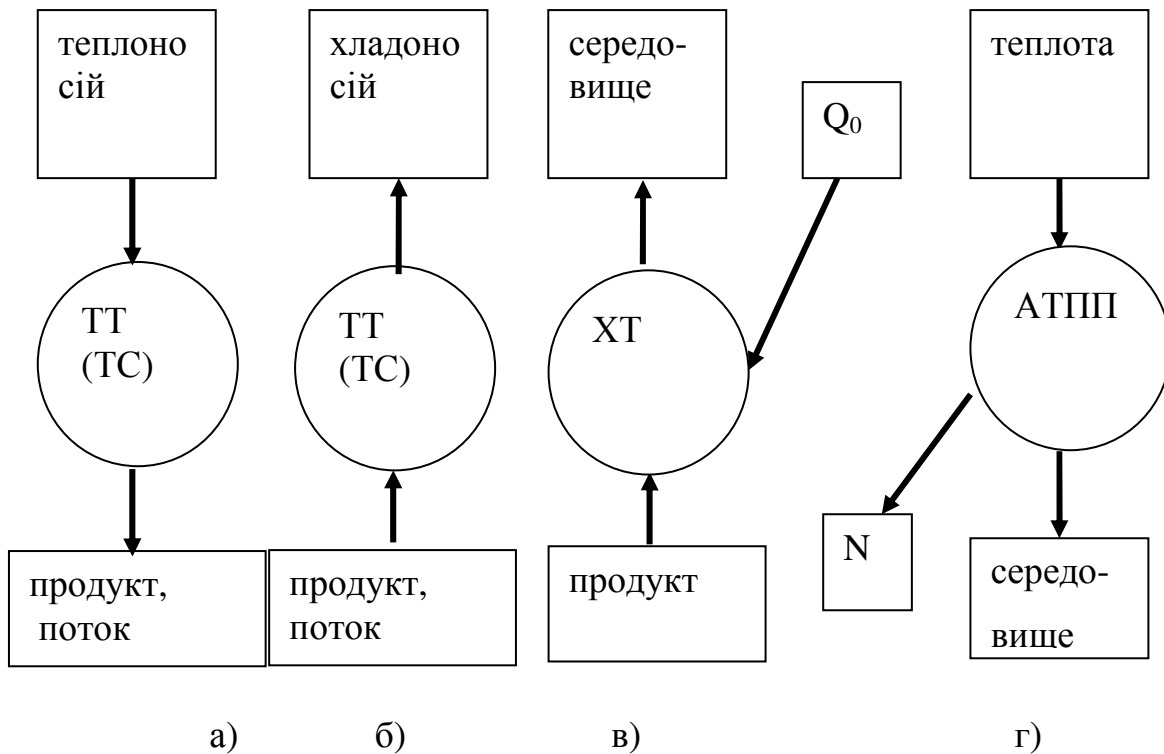


Рис. 3.2 . Термодинамічні схеми процесів с АТПШ.

Для АТПШ в повній мірі можна застосувати принципи класифікації теплових труб, докладно викладених в [13]. Розширення сфери застосування АТПШ, різноманіття конструвальних рішень в процесах і апаратах харчових виробництв вимагають в даній роботі тільки більш детальної класифікації по конструктивним ознаками (рис.3.2).

Широкий інтерес до теплових труб та інших типів АТПШ пояснюється унікальними властивостями цих пристроїв [10 – 19].

Визначимо переваги різних типів АТПШ.

1) Автономність. Технологічна схема з ТТ (або ТС) містить ряд незалежних однотипних елементів, що мають однакові характеристики. Апарат з ТТ простий в монтажі і в експлуатації, допускає швидку розбірку для профілактики і ремонту в будь-яких умовах. ТТ і ТС не вимагають для роботи ніяких допоміжних пристроїв.

2) Простота конструкції, пов'язана з відсутністю рухомих вузлів деталей і низькі масогабаритні характеристики.

3) Відсутність витрат енергії на транспортування теплоносія (перекачування рідини здійснюється силами поверхневого натягу або гравітації).

4) Безшумність, висока надійність в роботі.

5) Високий ступінь безпеки системи (у зв'язку з малою кількістю робочого тіла всередині АТПП).

6) Надзвичайно низький внутрішній термічний опір. Теплові труби-надпровідники тепла. Кількість тепла, яке може бути перенесено за рахунок прихованої теплоти пароутворення зазвичай на кілька порядків більше кількості тепла, яке може передаватися в конвективній або в кондуктивній системі.

7) Висока ізотермічність гріючої поверхні.

Перераховані вище достоїнства випередили коло технічних завдань, які доцільно вирішувати на основі АТПП.

1. Високоєфективна теплова зв'язок джерел і стоків теплоти. Теплопередача між потоками середовищ, що змішуються.

2. Забезпечення високої теплової провідності систем, вузлів, конструкцій.

3. Трансформація теплових потоків, тобто висока щільність теплового потоку на ділянці теплопідводу і низька на ділянці відводу тепла і навпаки.

4. Вирівнювання температурного поля, згладжування пульсацій температури. Термостатування об'єктів.

6. Створення на основі ТТ теплових перемикачів, теплових діодів, генераторів штучного холоду.

Все це дає підставу вважати теплові труби і термосифонного перспективними і досконалыми пристроями для передавання тепла теперішнього часу.

Визначимо коло завдань, які доцільно вирішувати, застосовуючи АТПП в теплотехнологіях АПК, і з цього кола виділимо найбільш перспективні.

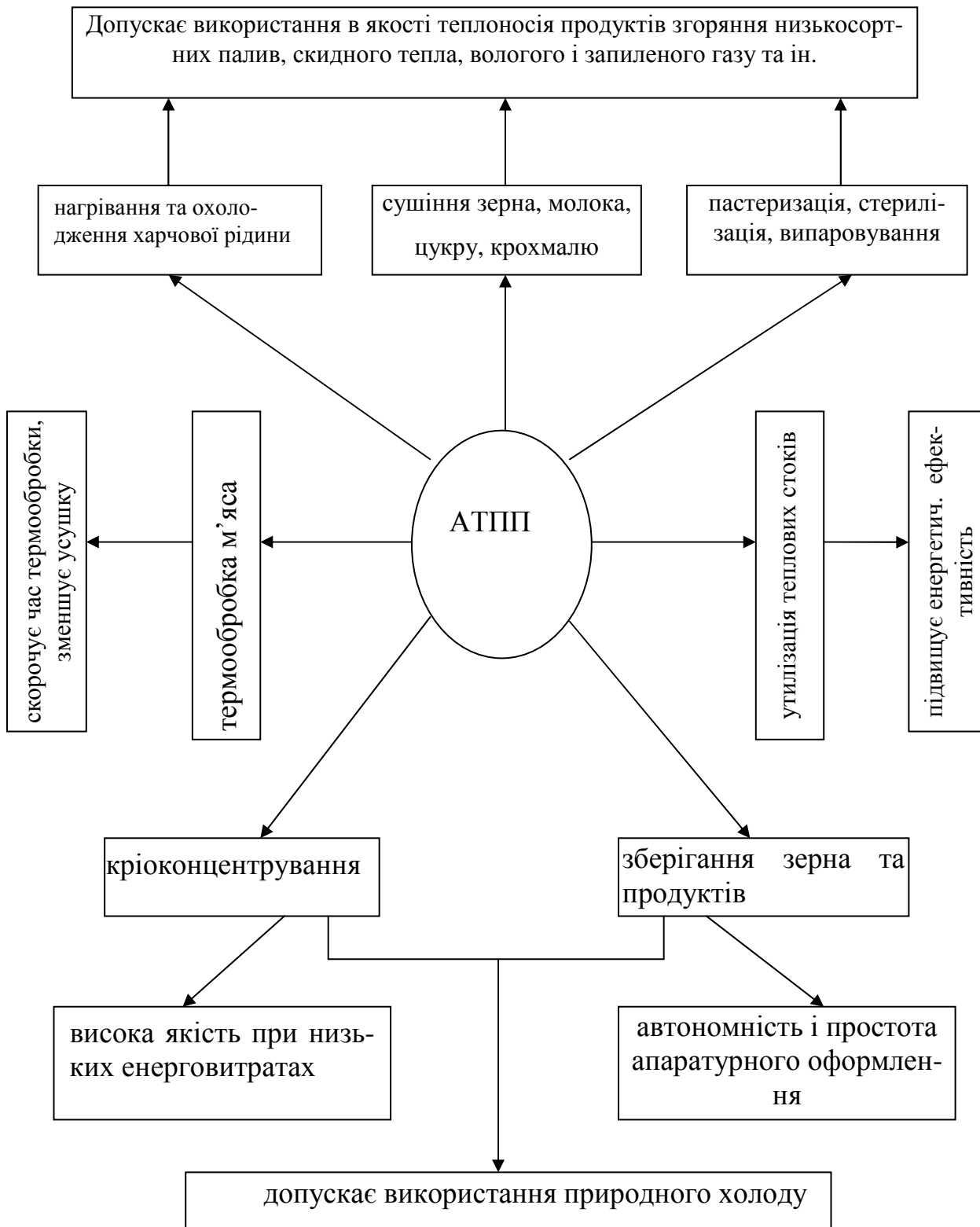


Рис. 3.3 Галузі використання термотрансформаторів.

Вітчизняний досвід і світова практика застосування ТТ в радіоелектроніці та обчислювальній техніці, в електротехніці і в енергетиці, в металургійній і в хімічній промисловості, в медицині і в інших галузях техніки дозволяє сподіватися, що ТТ можуть бути корисні для інтенсифікації

процесів, вдосконалення машин і апаратів харчових виробництв [9, 10, 19 – 26].

На першому етапі класифікуємо основні процеси термообробки харчових продуктів (рис.3.3) з урахуванням переваг та можливостей ТПУ (рис.3.2). Виділимо групи завдань, у яких визначальним є внутрішній термічний опір продукту, є відомі жорсткі регламентації по температурі, що гріє поверхні, або її відхилень, які супроводжуються утворенням пари або твердої фази.

Позитивний ефект, який очікується від застосування АТПП в різних галузях харчової і переробної промисловості, ілюструється рис. 3.3.. На рис.3.3. показано, що на основі АТПП можуть бути створені принципово нові типи теплообмінників [27 – 46]. Наприклад, «зерно-зерно», «вологий газ-зерно» та інші утилізатори, регенератори і рекуператори.

Коло завдань, які можна вирішувати в теплотехнології АПК на основі АТПП, надзвичайно широке. Природно, не всі завдання однаково перспективні, не всі рішення в даний час знайдені.

Однак, на основі виконаної класифікації очевидно, що напрямок використання АТПП в теплотехнологіях АПК є новим, актуальним і перспективним, представляючим науковий інтерес як для харчової теплотехнології, так і для теорії і практики самих АТПП.

Слід зазначити, що теплові труби допускають надзвичайно високу інтенсивність обігріву і передачі теплоти.

Деякі типи ТТ переносять до 10 КВт на см^2 перерізу труби, при цьому питомі теплові потоки в зоні нагріву досягають більше 1 КВт/ см^2 .

Умови переробки та зберігання харчової продукції та сировини висувають завдання розширення функціональних можливостей АТПП. До таких завдань відносяться розробка на основі АТПП ефективних вимикачів і підсилювачів теплового потоку, стабілізаторів температури, реалізація в АТПП холодильних і теплонасосних циклів.

Комплексне вирішення цих проблем може стати основою створення інженерних методів розрахунку процесів і апаратів з ТТ і ТС, які необхідні

для оптимізації параметрів схем, для проведення об'єктивного техніко-економічного порівняння з альтернативними варіантами.

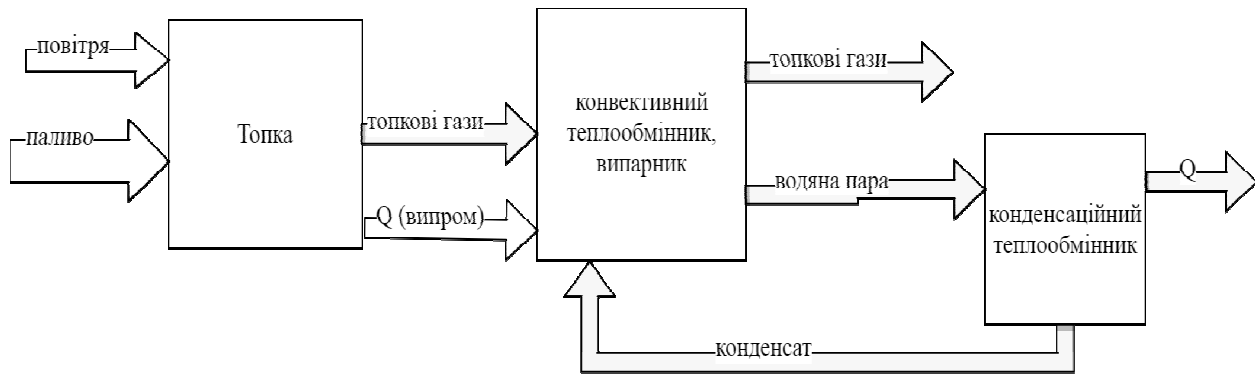


Рис. 3.4. Інноваційне теплогенеруюче обладнання.

Прикладом інноваційного теплогенеруючого обладнання з використанням двофазних випарно-конденсаційних систем є схема Рис. 3.4. Випарно-конденсаційна схема дозволяє ефективно доставляти тепло споживачам, вакуумна випарно-конденсаційна схема дозволяє більш повно використовувати теплоту топкових газів, вакуумна випарно-конденсаційна схема дозволяє зменшити температуру поверхні, що контактує з продуктом при збереженні низького внутрішнього термічного опору.

3.6 . Аналіз енерготехнологічних схем теплогенеруючого обладнання

Для аналізу енерготехнологічних схем доцільно використання системного підходу. Розглянемо енерготехнологічну модель конверсії енергії на її шляху до споживача. Як було зазначено основним протиріччям при виробництві теплової енергії є невідповідність потенціалу енергії, що утворюється при її генерації тепловим методом і необхідним потенціалом для її використання кінцевим споживачем в харчових виробництвах. Це пов'язано зі специфікою харчових виробництв. Теплову енергію на виробництвах отримують, у більшості випадків, шляхом спалювання органічного палива, адіабатична температура згоряння якого перевищує 2000 °С. Харчовий продукт, в свою чергу, є досить термолабільним матеріалом і потребує на порядок менших температур для збереження своєї якості і харчової цінності.

Рішення цього протиріччя потребує встановлення додаткових ступенів трансформації енергії (Рис. 3.5).

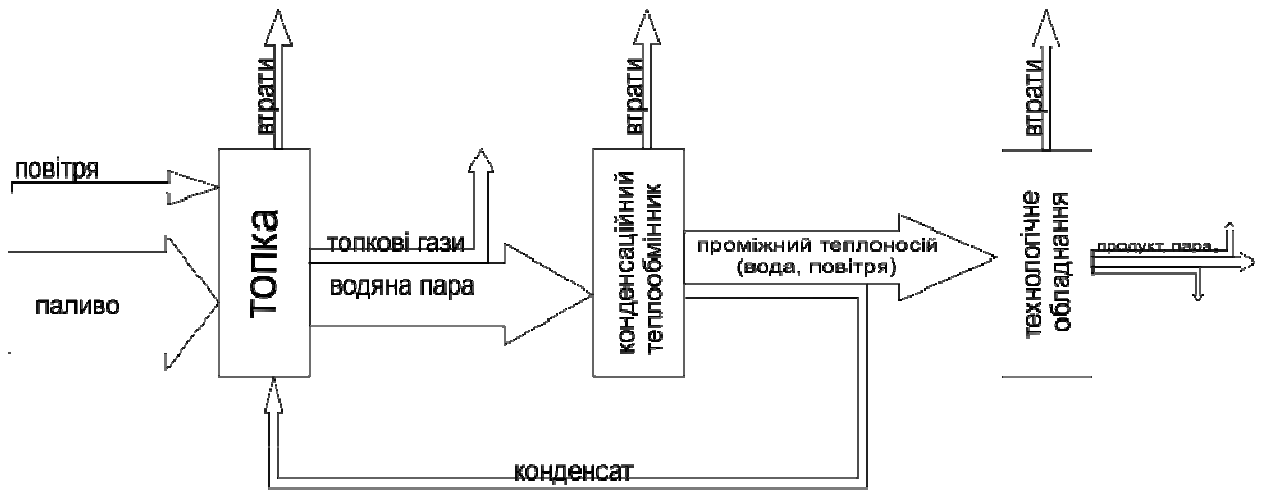


Рис. 3.5. Узагальнена схема ланцюжка перетворення енергії

Чотирирівнева схема представлена на (Рис. 3.6)

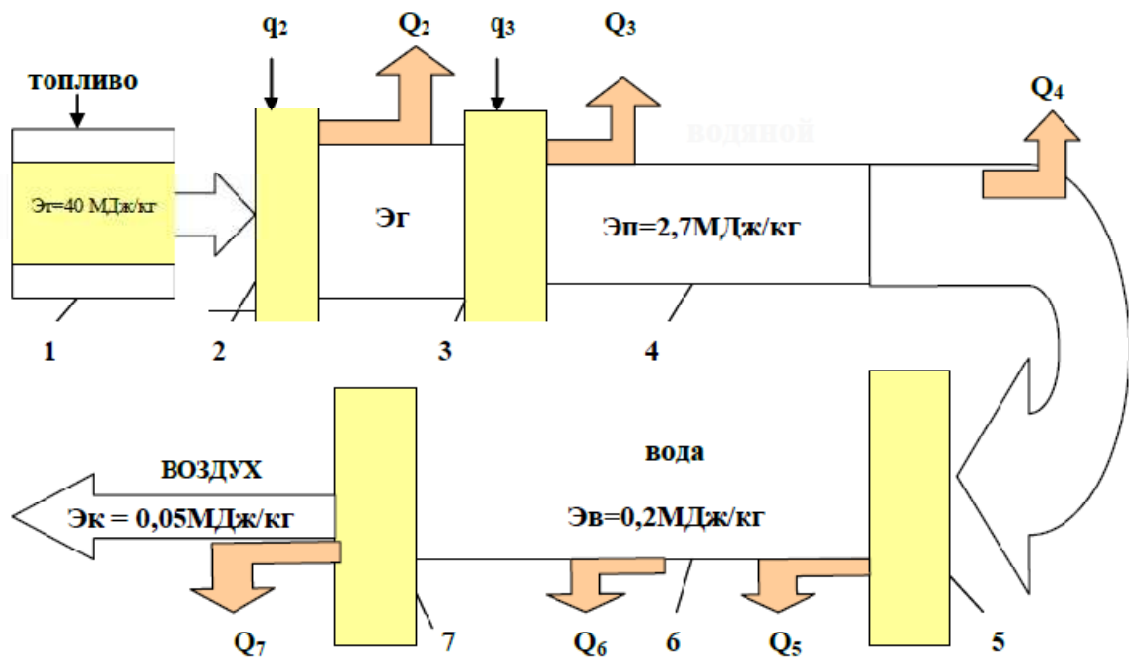


Рис. 3.6 . Естафетна модель конверсії енергії

Паливо при згорянні в пальниковому пристрої 2 трансформується з втратами Q_2 в енергію топкових газів E_g , яка в парогенераторі 3 перетворюється в енергію водяної пари E_p . При цьому, неминучі втрати Q_3 . У кожному трансформаторі енергії і в будь-якому транспортуючому елементі неминучі втрати. Видно (Рис. 3.6) як знецінюється енергія палива в системі.

Представлена енерготехнологічна модель (Рис. 3.6) містить 4 рівні перетворення енергії. 1 рівень – це перетворення хімічної енергії палива при його спалюванні в енергію топкових газів. Ефективність 1 рівня визначається ККД, яке враховує відношення енергії газів (E_{Γ}) до енергії палива (E_T):

$$\eta_1 = \frac{\mathcal{E}_{\Gamma}}{\mathcal{E}_T} = \frac{\mathcal{E}_T - Q_2}{\mathcal{E}_T} \quad (3.1)$$

Втрати теплоти в процесі горіння Q_2 можуть бути знижені при використанні низькопотенційної теплоти 2 рівня Q_3 , наприклад, для підігріву палива і дуттєвого повітря (q_2).

На 2 рівні енергія топкових газів трансформується в енергію водяної пари (E_{Π}). ККД цього рівня:

$$\eta_2 = \frac{\mathcal{E}_{\Pi}}{\mathcal{E}_{\Gamma}} = \frac{\mathcal{E}_{\Gamma} - (Q_2 + Q_3)}{\mathcal{E}_{\Gamma}} \quad (3.2)$$

В процесі перетворення E_{Γ} в E_{Π} мають місце теплові втрати Q_2 і Q_3 , які враховують незворотні втрати при теплопередачі і транспортуванні теплоносіїв. Частково енергію Q_2 можна використовувати для попереднього підігріву живильної води (q_3).

На 3 рівні енергія пари трансформується в енергію гарячої води (E_B). По паропроводу 4 пара розподіляється по системі бойлерів 5, від яких з відповідними втратами (Q_5 і Q_6) гаряча вода розходить по калориферам 7. ККД, кожного окремого бойлера виразиться співвідношенням

$$\eta_{3i} = \frac{\mathcal{E}_{Bi}}{\mathcal{E}_{\Pi}} = \frac{\mathcal{E}_{\Pi} - (Q_{6i} + Q_{5i})}{\mathcal{E}_{\Pi}} = 1 - \frac{Q_{6i} + Q_{5i}}{\mathcal{E}_{\Pi}} \quad (3.3)$$

На 4 рівні відбувається безпосередній процес передачі енергії споживачу (ЕК), а відповідний ККД рівня обчислюється:

$$\eta_{4j} = \frac{\mathcal{E}_{Kj}}{\mathcal{E}_{Bj}} = \frac{\mathcal{E}_{Bj} - Q_{7j}}{\mathcal{E}_{Bj}} = 1 - \frac{Q_{7j}}{\mathcal{E}_{Bj}} \quad (3.4)$$

Втрати теплоти Q_7 враховують втрати теплоти з використанням теплоносієм, втрати в навколишнє середовище за рахунок конвективного та радіаційного теплообміну, втрати на нагрівання продукту (у випадку коли за технологічною операцією нагрів продукту не потрібен, або після нагрівання потрібно охолодження).

Втрати енергії спричинені при її трансформації, транспортуванні та використанні можна встановити, якщо виробити загальний принцип дослідження структури складових цих втрат. Звісно ж, що таким принципом можуть бути коефіцієнти трансформації маси M , теплоємності C і термічного потенціалу, температури T . Тоді на будь-якому рівні ієрархічної моделі (Рис. 3.6) можна встановити ступінь впливу складових теплового балансу на коефіцієнт енергетичної ефективності. Наприклад для першого рівня:

$$\varepsilon_1 = \Psi_m \Psi_c \Psi_t, \quad (3.5)$$

де: Ψ_m – коефіцієнт трансформації маси,

Ψ_c – коефіцієнт трансформації теплоємності,

Ψ_t – коефіцієнт трансформації термічного потенціалу.

$$\Psi_m = G_T / G_{T'}; \Psi_c = c_{pT} / c_{pT'}; \Psi_t = t_T / t_{T'}. \quad (3.6)$$

Тоді загальна енергетична ефективність схеми, що складається з n рівнів:

$$\varepsilon_n = \frac{\dot{E}_K}{\dot{E}_T} = \prod_{n=1}^n \prod_{j=1}^3 \Psi_{nj} \quad (3.7)$$

Ясно, що чим більше рівнів перетворення енергії, тим більше складових в співвідношенні (3.7), тим нижче ε . Перший висновок з (3.7), в загальному, досить тривіальний, енергетична ефективність знижується з появою проміжних теплоносіїв. Однак, з (3.7) слідує інший важливий висновок, що ефективність ε пропорційна коефіцієнту трансформації Ψ_m . Таким чином, в розімкнених теплотехнічних циклах важливо наближати коефіцієнт трансформації маси Ψ_m до значення 1.

На основі запропонованих коефіцієнтів трансформації для системного аналізу багаторівневих енерготехнологічних схем важливо розвинути і методику прогнозування можливостей підвищення їх ефективності.

Для визначення резерву і потенціалу енергоефективності досліджуваних схем введемо поняття "невикористана потужність" (N_c). В якості граничного теоретичного значення N_c^T слід вважати площу ABCD (Рис. 3.7), тобто теплові втрати однорівневої схеми при ідеальному тепловому режимі теплоприймача.

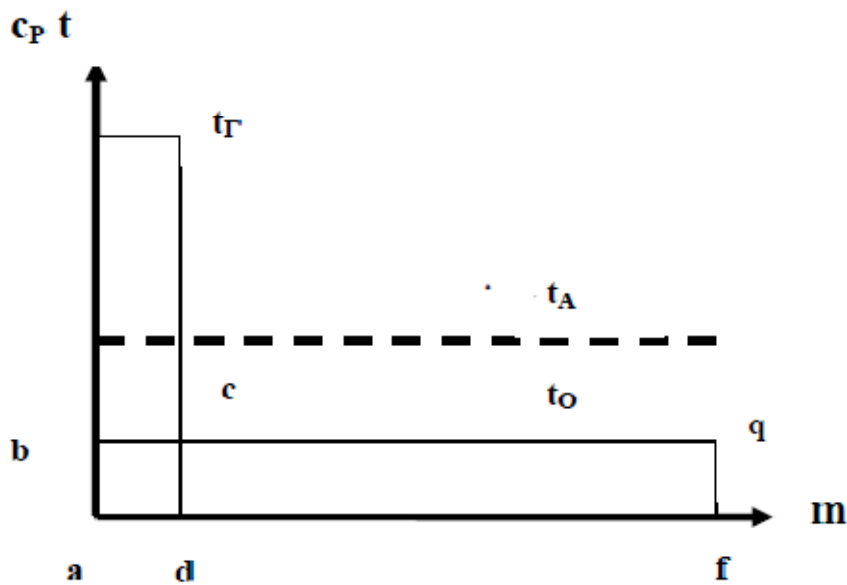


Рис. 3.7 . Діаграма «тепломісткість - витрати»

Таким режимом буде виконання рівності між температурами газів і навколишнього середовища. Крім того, встановимо значення технічно досяжних втрат потужності для однорівневої схеми (N_{cg}), що враховує наявність доцільної різниці температур між газами і навколишнім середовищем. Тоді можна простежити динаміку реальних значень N_c в часі і зробити висновок про резерв, потенціал енергозбереження та прогнозувати ефективність проектів.

Саме для підвищення коефіцієнтів трансформації на кожному рівні потрібно оцінити ефективність використання температурного потенціалу в теплообмінному обладнанні. Як було зазначено вище доцільною є реалізація таких термотрансформаторів на основі замкнутих випарно-конденсаційних

контурів. Ефективність використання температурного потенціалу кожним теплоносієм для теплообмінника з ТТ пропонується оцінювати наступними залежностями:

$$\eta_1 = \left[\frac{1 + 1/(\alpha L T)}{1 + 1/\alpha T} - 1 \right] \left[\frac{1}{T} - 1 \right]^{-1} \quad (3.8)$$

$$\eta_2 = \left[1 - \frac{1 + \alpha L T}{1 + \alpha T} \right] [1 - T]^{-1} \quad (3.9)$$

де L – довжина теплообмінника.

За допомогою L доцільно досягати максимуму критерію $Q / (M_{\text{ТТ}})$.

$$\frac{Q}{M_{\text{ТТ}}} = \left[\rho_{\text{СТ}} \delta_{\text{СТ}} \frac{1}{\alpha_1 T_1} \left(1 - \frac{1 + \alpha L T}{1 + \alpha T} \right) + \frac{1}{\alpha_2 T_2} \left(\frac{1/(\alpha L T) + 1}{1/(\alpha L + 1)} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (3.10)$$

де: $M_{\text{ТТ}}$ – маса теплообмінника

На основі (3.10) вирішується завдання про вибір раціонального співвідношення довжин випарника і конденсатора. Обмеження полягають у тому, що матеріал теплообмінника, початкові різниці температур α_1 , α_2 задані. Функція $Q/M_{\text{ТТ}} = f(L)$ істотно залежить від α , отже від витрат теплоносіїв і їх теплофізичних властивостей. Для спеціальних випадків, при фіксованих значеннях η_1 і η_2 раціональне значення L буде зміщено щодо значення, розрахованого по (3.10).

Більш суворим є вартісний підхід в задачах оптимізації. Можливо для знаходження мінімальної річної вартості експлуатації апарату треба продиференціювати рівняння повної вартості по одному з параметрів до витрат електроенергії на роботу вентиляторів, і отриманий вираз прирівняти до нуля. Ця операція виконується окремо для випарника і конденсатора. Переймаючись площею фронтальної поверхні випарника і конденсатора, проводяться чисельні розрахунки оптимізованого апарату, визначаються його геометричні розміри, параметри потоків (швидкості, перепади тиску). Варіанти порівнюються за вартісними показниками.

У роботах ОНАХТ [47 – 49] функціонал носить економічний характер, він представлений в загальному вигляді і може рекомендуватися для аналізу різних конструкцій, які працюють в різних схемах руху теплоносіїв.

3.7 . Перспективи використання низкопотенційних теплових викидів

Значного скорочення витрати палива в існуючих топках можна домогтися, утилізуючи теплоту продуктів згорання в утилізаторах і використовувати його для нагріву зовнішнього холодного повітря, що надходить на дуття в топку і нагрів в камеру змішання.

Відомим ефективним способом зниження витрати енергії є утилізація теплоти відпрацьованого теплоносія. Це найбільш економічний і оперативний шлях підвищення ефективності використання палива, при якому зберігаються без змін основне обладнання та технологічні режими. Однак сушильний агент, що відпрацьовував – специфічний. Особливістю відпрацьованого теплоносія в багатьох харчових технологіях є те, що гарячий потік являє собою складну композицію газу, водяної пари і пилу харчового продукту. Так наприклад практично всі технологічні процеси на комбікормових і зернопереробних підприємствах супроводжуються інтенсивним виділенням пилу. Що застосовується на цих підприємствах пилеуловлювальне обладнання – циклони не завжди забезпечують необхідний ступінь очищення від дрібних фракцій пилу. Запилене повітря, що видаляється від технологічного обладнання для переробки насіння соняшнику, містить частинки пилу розміром від часток мікрметра до декількох міліметрів.

Серед існуючих методів розділення рідких сумішей процес ректифікації є одним з найбільш енергоємних через високу теплоту паротворення компонентів суміші. У науковій літературі питання розробки енергозощаджуючих способів ведення процесів ректифікації розглядається багатьма ученими.

Найбільш очевидним способом зниження витрат теплоти на установках для ректифікації є використання теплоти потоків, що йдуть (гарячих), для на-

грівання тих, що входять. Оскільки в звичайній одноколонній установці ректифікації основні енергетичні витрати пов'язані з витратою гріючої пари в кип'ятильнику (кубі колони) і в підігрівачі початкової суміші, то теплота кубового залишку може бути використана для підігріву початкової суміші.

Таблиця 3.1

Теплові викиди основних процесів харчової і переробної галузі.

Процес	Вид викиду	використання
Випаровування	Вторинна пара	Підігрів продукту.
	Конденсат гріючої пари	Повертається в парогенератор
Пастеризація	Теплота пастеризованого продукту	Підігрів продукту, що йде на пастеризацію
Сушіння	теплота відпрацьованого сушильного агенту	Підігрів повітря що йде в топку, або калорифер
	теплота висушеного зерна	Підігрів сирого зерна
Екстрагування	теплота шламу	
Ректифікація	теплота кубового залишку	підігрів початкової суміші
	теплота пари, що виходить з колони у верхній частині	підігрів початкової суміші в кип'ятильнику

У тих випадках, коли неможлива проста рекуперація, для використання низкопотенційного теплоносія, наприклад пари, що виходить з колони у верхній частині, застосовують каскадне використання тепла або тепловий насос.

За наявності декількох колон ректифікацій, по аналогії з багатокорпусною випарною установкою, застосовують різні варіанти багатоколонної (двоколонною) ректифікації при обігріві подальшої колони парами, що виводяться зверху попередньою, і за рахунок роботи колон під різним тиском, тобто велика частина пари зверху високотемпературної колони конденсується в кип'ятильнику низькотемпературної колони, повністю замінюючи гріючу водяну пару. Економічний ефект залежить від різниці температур в кип'ятильнику і флегмового числа. Системи з теплообміном між потоками різних ректифікаційних колон, що конденсуються і випаровуються, доцільно

використовувати при достатній позитивній різниці температур між верхом однієї колони і низом іншої.

При відсутності можливості використання пари з верху колони для обігріву інших апаратів його часто стискають в компресорі з отриманням пари вищого потенціалу, достатнього для того, щоб застосовувати стислу пару в кип'ятильнику тієї ж колони.

Одним з методів підвищення енергопотенціалу теплоносія (пари) з метою рекуперації тепла в процесі ректифікації є використання ректифікаційних установок з термокомпресією пари (тепловим насосом). У них теплота фазового переходу пари, що відбирається з колони ректифікації, йде на створення парового потоку в колоні. Температура циркулюючого в системі теплоносія, за допомогою якого передається тепло з низького рівня в конденсаторі на вищий в кип'ятильнику, підвищується у компресорі. Теплоносій випаровується в конденсаторі, його пари стискаються в компресорі до тиску, при якому температура конденсації теплоносія буде вища за температуру кипіння кубового продукту. Потім теплоносій прямує в кип'ятильник, де конденсується, випаривши частину кубової рідини.

Слід зазначити, що найбільша втрата термодинамічної ефективності обумовлена необоротністю процесів при адіабатичній ректифікації в порівнянні з оборотною. Тому одним з головних напрямків у розробці енергозберігаючих схем процесу ректифікації є наближення реального процесу до термодинамічно оборотної ректифікації. Це може бути досягнуто заміною адіабатичної ректифікації на протитечійну конденсацію і протитечійне випаровування. Однак сама по собі така заміна в тій чи іншій схемі ще не означає зниження витрати енергії. Це зменшення може бути досягнуто за умови, того що теплообмін із зовнішнім середовищем в процесі неадіабатичних ректифікації протікає при змінних температурах холодоагенту і теплоносія, відповідних температурі в даному перетині колони. Якщо ж температури холодоагенту і теплоносія будуть постійні по всій висоті секції, то, очевидно, виграшу у витраті енергії отримати не можна, оскільки, поряд зі

зменшенням втрат від незворотності процесу масообміну, в таких умовах будуть збільшуватися термодинамічні втрати в процесі теплопередачі.

Особливим різновидом конденсаційно-випарного способу розділення рідких сумішей є система з внутрішніми теплоінтегрованими колонами НІDіС, де компресор стискає пару з виснажувальної частини колони для подачі її в зміцнюючу частину з підвищеним тиском. Таким чином, тепло може бути передано внутрішньо зі зміцнювальної секції в виснажувальну секцію. Внаслідок нагрівання та охолодження потік пари буде максимальним поблизу тарілки живлення та знижуватися до кінців. Це призводить до безперервної зміни поперечного перерізу по висоті. Система з внутрішньо тепло-інтегрованими колонами істотно знижує незворотні втрати змішування всередині секцій і, таким чином, знижує потребу в зовнішньому теплопостачанні. При цьому потрібно витратити роботу стиснення і при оцінці цього способу енергозбереження враховувати суму витрат енергії в компресорі і експлуатаційних (теплових) витрат. Метод НІDіС користується підвищеною увагою в Японії. Принципова схема концепції концентричної НІDіС показана на рис.3.8.

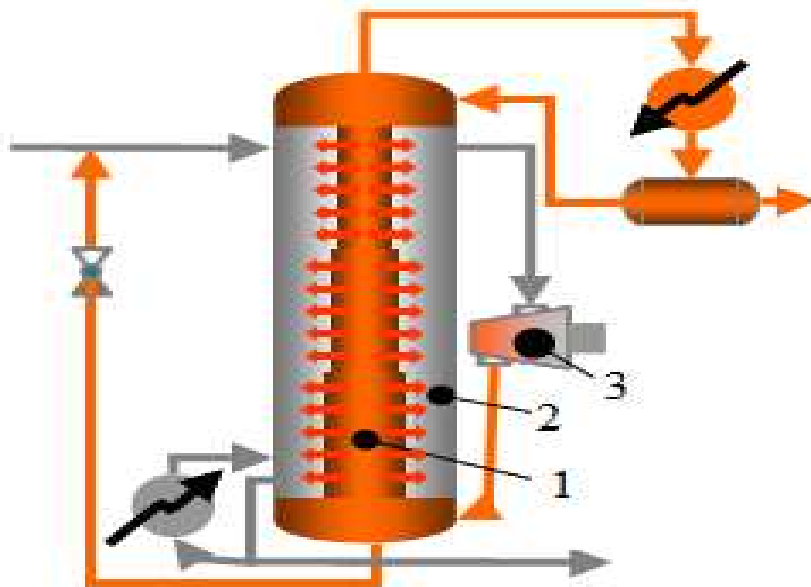


Рис. 3.8. Принципова схема концепції концентричної НІDіС
1 – колона укріплення, 2 – колона виснаження, 3 – компресор.

Підвищити ефективність такої колони можна використовуючи теплові труби для передачі тепла з колони виснаження в колону укріплення. Однак підвищення тиску в колоні зміцнення зміщує азеотропну точку в бік менших концентрацій легколеткого компонента.

Відповідно до закону Вревського при підвищенні тиску розчини з низькою концентрацією спирту, приблизно до 30 – 40 мас.%, утворюють пари з більшим вмістом спирту, а розчини з високою концентрацією спирту – пари з меншим вмістом спирту. Таким чином, для зниження висоти колони і, відповідно, капітальних витрат має сенс знижувати тиск саме в колоні зміцнення бражної колони. Схему, подану на рис. 3.8 вочевидь є сенс використовувати для епіюраційної колони. Остаточні висновки про найкращу конструкцію БРУ можна зробити оцінивши суму капітальних витрат (вартості устаткування) і експлуатаційних витрат (вартості енергії).

Для кількісної оцінки енергоспоживання на першому етапі можна використовувати поняття мінімальної енергії або мінімальної витрати пари (V_{min}), де допускаються секції з нескінченним числом тарілок. Таким чином, ці величини незалежні від заданих умов проектування установки.

3.8 Методи зниження потенціалу теплоносія перед використанням

Окремою проблемою є проблема зниження потенціалу теплоносія перед використанням. З позиції енергоефективності доцільно було б використовувати теплоносій з найвищим потенціалом. Але об'єктом дії теплоносія є харчовий продукт. Вплив підвищених температур може привести до погіршення якості, або, навіть, псування харчового продукту. З іншого боку при контакті рідкого харчового продукту з теплообмінною поверхнею можуть виникнути локальні перегріву пристінного шару продукту з інтенсивним його кипінням і утворенням шару осаду на теплообмінній поверхні. Для використання низько потенційних джерел енергії їх температурний потенціал, в багатьох випадках, недостатній. Тому постає проблема ефективного зни-

ження потенціалу теплоносія з найменшими втратами, або використання термотрансформатору для підвищення потенціалу енергії, наприклад, теплових викидів. Для ефективного зменшення потенціалу теплоносія перспективною є когенерація теплової та електричної енергії. Проблема вибору параметрів теплоносія для процесу випарування в ВВУ розглянута в [5–8].

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

1. Основним протиріччям при виробництві теплової енергії є невідповідність потенціалу енергії, що утворюється при її генерації тепловим методом і необхідним потенціалом для її використання кінцевим споживачем в харчових виробництвах. Рішення цього протиріччя потребує встановлення додаткових ступенів трансформації енергії.

2. У відповідності до вимог сучасності, синтез екоіндустріальної технології повинен ґрунтуватися на інноваційних принципах організації процесів переносу до яких відносяться: принципи адресної доставки енергії до елементів харчової сировини; наноенерготехнології; вакуумні та хвильові технології; комбіновані технології; ініціювати бародифузію та механо-дифузійні явища. Харчові продукти, отримані за запропонованими принципами, практично повністю збережуть функціональні властивості сировини, їх виробництво вимагає менших витрат енергії, а глибока переробка і безвідходні технології зведуть до мінімуму навантаження на навколишнє середовище.

3. Проблеми забезпечення ефективного підведення енергії, адресної її доставки до елементів харчової сировини можуть вирішуватися на базі сучасних пристроїв – теплових труб, термосифонів, мікрохвильового випромінювання та інших видів пристроїв.

4. Методи адресної доставки енергії дозволяють вирішувати крім традиційної теплової задачі, ще й задачу інактивації мікроорганізмів та руйнування кліткових стінок.

5. Запропонована випарно-конденсаційна схема дозволяє ефективно доставляти тепло споживачам, більш повно використовувати теплоту топкових газів, зменшити температуру поверхні, що контактує з продуктом при збереженні низького внутрішнього термічного опору.

6. На основі запропонованих коефіцієнтів трансформації для системного аналізу багаторівневих енерготехнологічних схем можливо прогнозування можливостей підвищення ефективності енерготехнологій.

Список використаних джерел

1. Tregub N., Zykov A., Kapreluants L. Dietary supplements based on selenium containing culture of lactic acid bacteria. Харчова наука та технологія. 2017. Vol. 11. № 2. С. 11–17.
2. Zykova N. Development of the biotechnology for obtaining a dietary supplement from the selenium-containing probiotic cultures *Lactobacillus acidophilus* 412/307 and *Bifidobacterium vifidum* 1. EasternEuropean J. Enterp. Technol. 2018. Vol. 1. P. 11–91.
3. Burdo O. Using of the Wave Technologies in Intensification Processes of Heat and Mass Transfer. EUREKA Phys. Eng. 2017. Vol. 4. № 4. P. 18–24.
4. Kaprelyants L., Zykov A., Tregub N. Technology of production biological active additive based on selenium containing culture of bifidobacterium. Харчова наука та технологія. 2017. Vol. 11. № 1. P. 32–36.
5. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В., Резниченко Д. Н. Системный анализ энергоэффективности ВВУ с тепловым насосом. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 2015. № 47 (2). P. 168–172.
6. Бурдо О. Г. Технологии адресной доставки энергии и термотрансформации при производстве продуктов питания. Проблемы региональной энергетики. 2016. Vol. 31. № 2. P. 55–68.
7. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В. Проблема выбора лучшего технического решения для обеспечения вакуум выпарной установки подводом тепла. Промышленная теплотехника. 2016. Vol. 38. № 5. P. 32–39.
8. Smirnov H. F., Zykov A. V, Reznichenko D. N. The determinaton of energy source optimal parameters for vacuum evaporation. Наукові праці ОНАХТ. 2017. Vol. 80. № 1. P. 133–137.
9. George M., Howe J. Energy industry. Process Safety an 2012–2013 / The Institution of Chemical Engineers. Published by Elsevier B. V. – 2013. – 233 p.

10. Boye I., Arcand Y. Green Technologies in Food Production and Processing. Springer Science & Business. – 2013. Vol. 2. – P. 23–31.
11. Wang X. Winds of change: East Asia's sustainable energy future. World Bank. Washington. – 2010. – 154 p.
12. Burdo O. G. Energeticheskie paradoksyi ekonomiki. Energy paradoxes of the economy. Problemele energeticii regionale. Chisinau. 2013. №1 (21). P.67–74.
13. Бурдо О. Г. Совершенствование процессов и аппаратов пищевой и холодильной технологий на основе автономных теплопередающих устройств. Дис. д.т.н., Одесса. 1988. 526 с.
14. Бурдо О. Г. Энергетический мониторинг пищевых производств. Полиграф. Одесса. 2008. 244 с.
15. Смирнов Г. Ф., Бурдо О. Г. Моделирование процессов в тепловых трубах и термосифонах. Полиграф. Одесса. 2012–294 с.
16. Васильев Л. Л., Конев С. В. Теплопередающие трубки. Минск. 1972. 151 с.
17. Васильев Л. Л., Конев С. В., Хроленок В. В. Интенсификация теплообмена в тепловых трубах. Минск. 1983. 152 с.
18. Дан П., Рей Л. Тепловые трубы. Пер. с англ. Москва. 1979. 272 с.
19. Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Ягодкин И. В. Физические основы тепловых труб. Москва. 1978. 256 с.
20. Чи С. Тепловые трубы. Теория и практика. Москва. 1981. 208 с.
21. Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Ягодкин И. В. Технологические основы тепловых труб. Москва. 1980. 160 с.
22. Семена М. Г., Гершуни А. Н., Зарипов В. К. Тепловые трубы с металловолокнистыми капиллярными структурами. Киев. 1984. 215 с.
23. Бурдо О. Г. Эволюция сушильных установок. Полиграф. Одесса. 2010. 368 с.

24. Burdo O. G., Hou Zengqi., Miao Yongxiang. Heat Regimes Providing of Apparatus on Heat Pipes Basis. Proc. Int. Symp. on Heat Pipe Research and Application. China. Shanghai. 1991. V.1. P. 271–274.
25. Burdo O. G., Terzsiev S. G., Peretyaka S. N. Energy–saving Food Technologies on Heat Pipe Exchanger Basis. Proc. 9–th Int. Heat Pipes. Conf. Albuquerque. New Mexico. USA. 1995. P.7–14.
26. Burdo O. G., Terzsev S. G., Knuish A. I., Kovalenko E. A. The New Ways of organization Heat Transfer in Food Industry Apparatuses /Proc. 5–th Int. Heat Pipes Symp. Australia. Melbourne. 1997. P.7–14.
27. Burdo O. G., Terzsiev S. G., Knuish A. I., Kovalenko E. A. The New Ways of organization Heat Transfer in Food Industry Apparatuses. Proc. 5–th Int. Heat Pipes Symp. Australia. Melbourne. 1997. P.71–74.
28. Бурдо О. Г. Холодильные технологии в системе АПК. Полиграф. Одесса. 2009. 288 с.
29. Бурдо О. Г., Милинчук С. И., Мордынский В. П., Харенко Д. А. Техника блочного вымораживания. Полиграф. Одесса. 2011. 294 с.
30. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Энергия. Москва. 1981. 245 с.
31. Петухов Б. С. Теплоотдача и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. Энергия. Москва. 1967. 441 с.
32. Кошкин В. К., Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А. Нестационарный теплообмен. Машиностроение. Москва. 1973. 327 с.
33. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах. Машиностроение. Москва. 1981. 225 с.
34. Лыков А. В. Тепломассообмен. Справочник. Энергия. Москва. 1972. 570 с.
35. Смирнов Г. Ф., Цой А. Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно – пористых структурах. Из – во МЭИ. Москва. 1999. 440 с.

36. Бурдо О. Г. Эволюция сушильных установок. Полиграф. Одесса. 2010. 368 с.
37. Бурдо О. Г., Зиков О. В., Воскресенська О. В. Энергосберегающие схемы экологично безопасных зерносушарок. Зерно і хліб. 2005. № 4. С. 18–19.
38. Васильев Л. Л., Киселев В. Г., Матвеев Ю. Н., Молодкин Ф. Ф. Теплообменники – утилизаторы на тепловых трубах. Под редакцией Колыхана Л.И. Наука и техника. Минск. 1987. 341 с.
39. Захаров М. Д., Бурдо О. Г., Зиков О. В., Мілінчук С. І. Новітні теплотехнології в харчових виробництвах. Вісник держ. ун - ту Львівська політехніка. Львів. 1999. №3. С. 21–26.
40. Бурдо О. Г., Зиков О. В., Гайда С. Нові принципи термообробки зерна. Наукові праці ОДАХТ. Одеса. 1999. №20. С. 223–229.
41. Мельник Б. Е., Малин Н. И. справочник по сушке и активному вентилированию зерна. Москва. 1980. 175 с.
42. Окунь Г. С. Энергетика зарубежных зерносушилок. Механизация и электрификация сель. хоз-ва. 1980. №2. С. 60–62.
43. Петухов Б. С. Справочник по теплообменникам в 2-х т. Пер. с англ. Энергоатомиздат. Москва. 1987. 560 с.
44. Исаев С. И., Кожинов И. А., Кожинов В. И. Теория тепломассообмена. Москва. 1979. 485 с.
45. Кэйс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. Энергия. Москва. 1967. 223 с.
46. 8.11. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Энергия. Москва. 1975. 488 с.
47. Бурдо О. Г., Калинин Л. Г. Прикладное моделирование процессов переноса в технологических системах. Друк. Одесса. 2008. 348 с.
48. Burdo O. State of the art on heat pipe technology in the Odessa academy of food technology. International seminar and work-shop. Belarus. Minsk. 1995. Vol. P. 22–25.

49. Burdo O. G., Terziev S. G., Zykov A. V. Optimization of Heat Pipes and Mass Recovery. 5–th Int. Seminar Heat Pipe, Heat Pumps, Refrigerators, September, 8–11. Belarus. Minsk. 2003. P. 161–166.
50. Гришин М. А., Атаназевич В. И., Семенов Ю. Г. Установки для сушки пищевых продуктов: справочник. Агропромиздат. Москва. 1989. 234 с.
51. Станкевич Г. М., Страхова Т. В., Атаназевич В. І. Сушіння зерна. Київ. 1997. 352 с.
52. Burdo O. G., Hou Zengqi, Miao Yongxiang. Heat Regimes Providing of Apparatus on Heat Pipes Basis. Proc. Int. Symp. on Heat Pipe Research and Application, Shanghai (China). 1991. Vol. 1. P. 271–274.

РОЗДІЛ 4

ОСНОВИ ТЕОРІЇ «КАПІЛЯРНОГО ГАЛЬМУВАННЯ» В УМОВАХ АДРЕСНОЇ ДОСТАВКИ ЕНЕРГІЇ

Пропонується новий підхід до теоретичного аналізу процесу сушіння капілярно-пористих матеріалів. Основу цього підходу складає припущення про існування в процесах сушіння деяких механізмів гальмування. Зокрема при сушінні шарів зерна, мають місце мінімум дві форми такого гальмування, що пов'язано з уявленням про те, що вся волога в цьому середовищі складається, як мінімум з двох частин. Це – волога на зовнішній поверхні зерен та волога всередині самих зерен. Остання може мати в свою чергу різні форми і масштаби, що вимагає врахування цих відмінностей у формах існування вологи. Також деякі з розглянутих механізмів мають місце і в інших процесах, пов'язаних з перенесенням вологи із середини капілярно пористого тіла, зокрема при інтенсифікації процесу екстрагування.

4.1. Механізми адресної доставки енергії

В багатьох процесах харчових виробництв є необхідність передачі енергії до вологи, що знаходиться в середині твердого тіла. Це стосується, насамперед, таких процесів як зневоднення (сушіння) та екстрагування. При традиційній доставці енергії вона передається спочатку до продукту, температура якого збільшується, і далі від продукту енергія передається до вологи. Для організації такого процесу необхідна наявність позитивної різниці температур між продуктом і вологою, що знаходиться в ньому, тобто значна частина енергії витрачається непродуктивно на нагрівання продукту.



Рис. 4.1. Традиційна схема доставки енергії

Схема адресної доставки енергії характеризується іншим напрямком. При організації адресної доставки, енергія потрапляє до внутрішньої

вологи, яка має в ній потребу. В подальшому можлива передача частини енергії до продукту, але ця енергія буде значно меншою ніж при традиційній схемі, температура продукту також буде меншою у порівнянні з традиційною схемою. Мінімізувати втрати енергії на нагрів продукту при адресній доставці енергії можливо якщо забезпечити доставки тільки необхідної кількості енергії.



Рис. 4.2. Схема адресної доставки енергії

Враховуючи, що більша частина сухого матеріалу харчових продуктів є діелектриками вважається доцільним забезпечити реалізацію схеми адресної доставки енергії (Рис. 4.2) за допомогою мікрохвильового випромінювання. Мікрохвильове випромінювання практично без розсіювання проникає крізь шар сухого продукту за рахунок його діелектричних властивостей. Основна частина енергії МХ випромінювання поглинається молекулами води, що знаходиться в продукті. Ця енергія витрачається на підвищення температури, та на розрив зв'язків між молекулами води, та перехід частини з них у пароподібний стан. Враховуючи капілярну внутрішню структуру багатьох харчових продуктів можна припустити виникнення додаткових рушійних сил в середині капілярів, що викликають рух рідини в капілярах і видалення вологи із продукту і у рідкій фазі.

Електотеплофізична модель пов'язаних процесів, що мають місце при мікрохвильовому способі адресної доставки енергії представлена на Рис. 4.4. В процесі адресної доставки енергії за допомогою мікрохвильового поля можна виділити також декілька рівнів конверсії енергії.

Так на першому рівні відбувається перетворення електричної енергії в енергію мікрохвильового випромінювання (ККД перетворення 65 – 95 %). На другому рівні відбувається перетворення енергії електромагнітних хвиль в теплову.

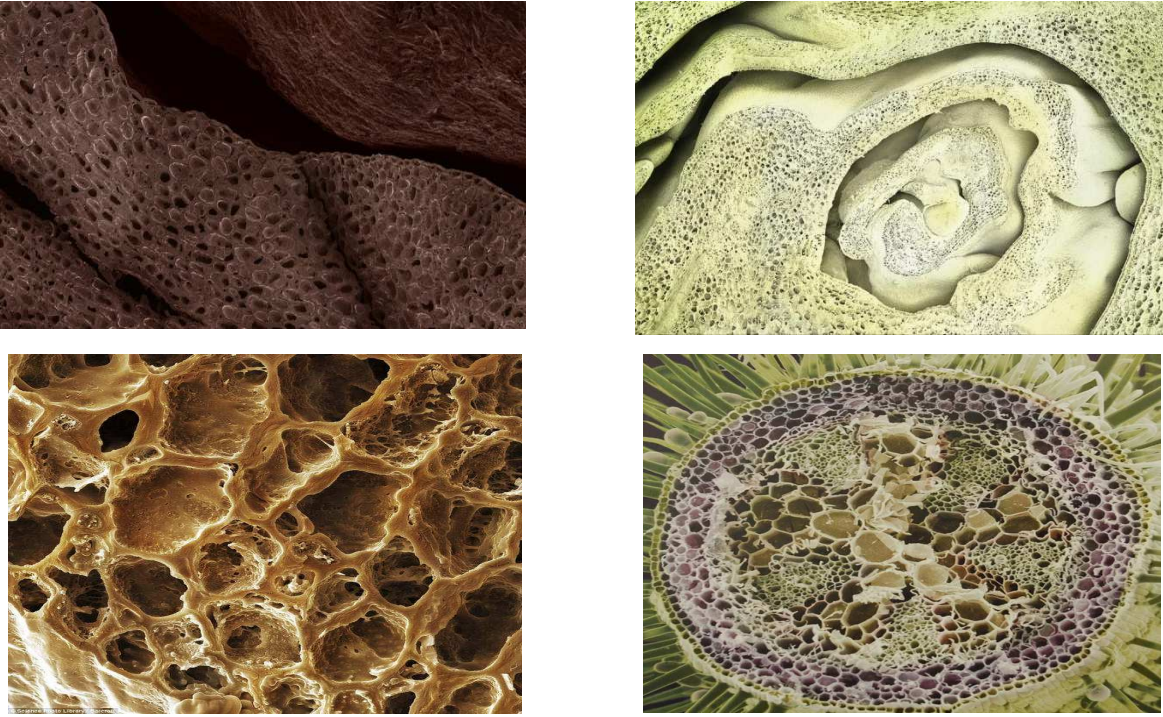


Рис. 4.3. Внутрішня структура харчової сировини



Рис. 4.4. Електротеплофізична модель пов'язаних процесів масо переносу

На цьому етапі мають місце втрати енергії, що розсіюється в навколишнє середовище та в сухому продукті. Внаслідок нерівномірності напруженості електромагнітного поля [1–3] та структури самого матеріалу в

процесі нагріву можливі локальні перегріву рідини в яких можливо формування точкових центрів пароутворення. В точках локального перегріву відбуваються процеси підвищення тиску, що спричиняє бародифузію із точкових джерел [4–7]. Крім того локальні підвищення тиску є рушійною силою, що викликає рух рідини з капіляру на поверхню. Разом з рухомою рідиною на поверхню можуть виноситись і цільові компоненти, що не розчиняються у ній і не можуть бути перенесені за рахунок молекулярної дифузії. Для того, щоб описані процеси мали місце необхідна певна щільність потоку енергії, що забезпечує швидкість перегріву більшу за швидкість релаксації температурних напружень. Крім того, за наявності парової фази в капілярі, для забезпечення руху рідкої фази градієнт тиску, що виник в капілярі, повинен перевищувати гідравлічні опори та капілярні сили.

4.2. Математичні моделі процесів перенесення в капілярах

Для розрахунку умов виникнення процесу перенесення рідкої фази в середині капіляру створимо спрощену модель у вигляді циліндричного капіляру заповненого рідиною, на окрему частину якого впливає мікрохвильове випромінювання. Щільність потоку випромінювання визначається згідно закону Бугера:

$$I = I_0 \cdot e^{-ak \cdot x} \quad (4.1)$$

де: I – щільність потоку випромінювання що попадає на поверхню капіляра, I_0 – щільність потоку випромінювання що попадає на поверхню продукту, ak – коефіцієнт затухання випромінювання в продукті, x – відстань до капіляра.

Спрощена модель процесів, що відбуваються в капілярах капілярно-пористого тіла представлена на рис. 4.5. Мікрохвильове випромінювання проникає всередину капілярно-пористого тіла і розсіюється в вологі, що знаходиться всередині капілярів.

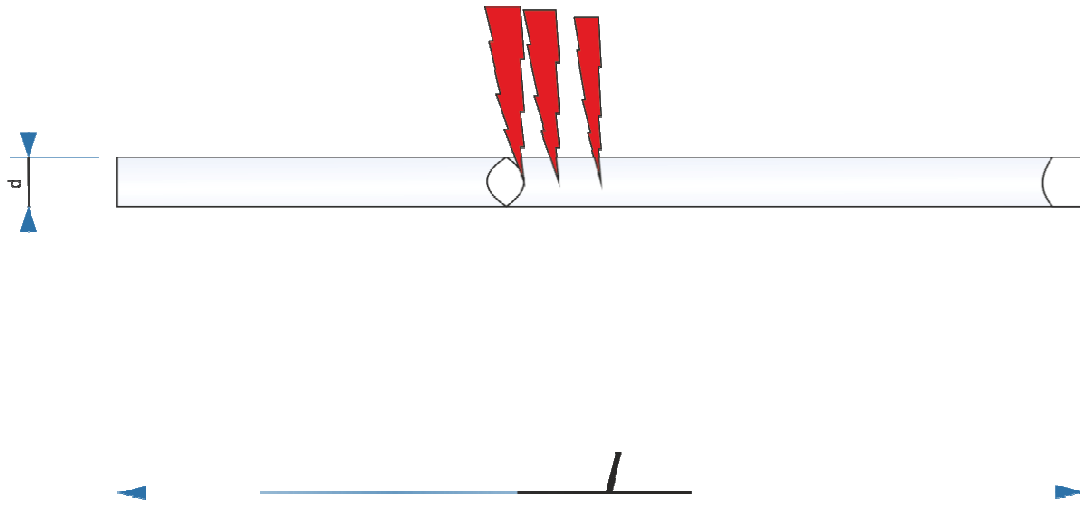


Рис. 4.5. Спрощена модель

Для запропонованої моделі запишемо рівняння теплопровідності:

$$\rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{d}{d\tau} T \right) = \nabla (\lambda \cdot \text{grad}(T)) + q_v \quad (4.2)$$

де: ρ – густина, τ – час, λ – коефіцієнт теплопровідності.

приймаючи, що λ не залежить від напрямку потоку теплоти запишемо:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + w * \text{grad}(T) = a \nabla^2 T + \frac{q_v}{c_p \rho} \quad (4.3)$$

де: w – швидкість, a – коефіцієнт температуропровідності,

T – температура.

За відсутності фазових переходів інтенсивність внутрішніх джерел теплоти визначається інтенсивністю поглинання потоку мікрохвильового випромінювання:

$$q_v = - \frac{dI}{dx} \quad (4.4)$$

де: I – потік випромінювання,

x – просторова координата, у напрямку проникнення випромінювання.

При наявності фазових переходів рівняння для визначення інтенсивності внутрішніх джерел енергії має бути доповнено теплотою, що витрачається на утворення газових бульбашок $L\nu$:

$$q_v = - \frac{dI}{dx} - \frac{\partial L\nu}{\partial V \partial \tau} \quad (4.5)$$

Для випадків коли коефіцієнт затухання випромінювання в продукті не залежить від координати x , рівняння 4.5 може бути записано як:

$$q_v = I_0 * ak * e^{-ak*x} - \frac{Lv}{\Delta V \Delta \tau} \quad (4.6)$$

де: ak – коефіцієнт затухання випромінювання.

Коефіцієнт затухання випромінювання в продукті може бути визначений за наступною формулою:

$$ak = \frac{f}{\sqrt{2 \cdot c}} \cdot \sqrt{\epsilon - (\sqrt{1 + \text{tg}(\delta)} - 1)} \quad (4.7)$$

де: c – швидкість світла;

$\text{tg}\delta$ – тангенс кута діелектричних втрат;

ϵ – коефіцієнт діелектричної проникності.

У випадку коли відома довжина хвилі випромінювання та дійсна частина коефіцієнту діелектричної проникності коефіцієнт затухання випромінювання може бути розрахований за наступним рівнянням:

$$ak = \frac{2\pi}{\lambda} * \sqrt{\epsilon'} \text{tg}\delta \quad (4.8)$$

де: λ – довжина хвилі випромінювання,

ϵ' – дійсна частина коефіцієнту діелектричної проникності.

Припускаючи, що основна частина випромінювання поглинається саме водою, що знаходиться в продукті є сенс зосередити увагу на визначенні значення цього коефіцієнта для води, що знаходиться в продукті та з'ясувати характер змін значень цього коефіцієнта уздовж ліній проникнення мікрохвильового випромінювання. В роботі [8] виявлена залежність коефіцієнта поглинання НВЧ випромінювання в воді від температури. Результати, представлені в роботі [8] можуть бути апроксимовані поліномом четвертого ступеню:

$$ak = 7 * 10^{-8} * t^4 - 2 * 10^{-5} * t^3 + 0,002 * t^2 - 0,0971 * t + 2,3143 \quad (4.9)$$

де: t – температура продукту.

Таким чином формула 4.6 може бути використана тільки за умови ізотермічності шару продукту на шляху НВЧ випромінювання або навколо точки в межах в яких можна вважати температуру однаковою. У тому випадку, коли температура продукту за напрямом руху випромінювання не є однаковою аналітичне рішення рівняння 4.5 залежить від внутрішньої геометрії продукту, що значно ускладнює його отримання. Тому для практичних розрахунків складних об'єктів слід використовувати чисельні методи, наприклад МКЕ або МКР.

В точках локального перегріву можливо локальне підвищення тиску, що спричиняє рух рідини в капілярах. Згідно з [9] зростання тиску при зростанні температури може бути розраховано за наступним рівнянням:

$$P = P_0 + \frac{8\alpha^T}{\alpha^P \pi^2} (T - T_0) * \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1 - e^{-a(2m-1)^2 \frac{\pi^2 \tau}{d^2}}}{(2m-1)^2} \quad (4.10)$$

де: α^T – коефіцієнт термічного розширення рідини; α^P – коефіцієнт стискування, що визначається швидкістю звуку в рідині; P_0 – початковий тиск, T_0 – початкова температура; T – поточна температура.

Максимально можливий тиск можна визначити за формулою:

$$P_{max} = P_0 + \frac{\alpha^T}{\alpha^P} (T - T_0) \quad (4.11)$$

а коефіцієнт стискування:

$$\alpha^P = \frac{1}{\rho_0 * c^2} \quad (4.12)$$

де: ρ_0 – густина рідини при температурі T_0

В процесі нагрівання також змінюється і густина рідини. Ця зміна може бути розрахована наступним чином:

$$\rho = \rho_0 (1 - \alpha^T (T - T_0) + \alpha^P (P - P_0)) \quad (4.13)$$

За наявності фазових переходів зростання тиску в рідині на початковому етапі може бути визначено:

$$P = P_0 + \frac{1}{\alpha^P * d} \sqrt{\frac{2\lambda_v \tau (T - T_*) / \ln(P_*/P_0)}{P_0 * \ln(P_*/P_0)}} \quad (4.14)$$

$$T_s = T_*/\ln (P_*/P_0) \quad (4.15)$$

де: T_* , P_* – емпіричні параметри, що визначаються на основі табличних даних.

За наявності фазових переходів потрібно урахувати, що частина енергії йде на пароутворення. Робота утворення парової бульбашки залежить від розмірів цієї бульбашки.

$$L_v = \frac{3}{4} \pi \sigma R^2 \quad (4.16)$$

де: R – радіус бульбашки,

σ – коефіцієнт поверхневого натягу.

Швидкість зростання парової бульбашки визначаємо використовуючи критерій Якоба:

$$Ja = \frac{c_p \Delta T \rho}{r \rho_v}$$

$$\frac{dR}{d\tau} = \beta \frac{a}{R} Ja \quad (4.17)$$

де: ρ_v – густина пари, r – теплота пароутворення,

ΔT – різниця між температурою рідини та температурою насичення.

Мінімальне значення перегріву можна визначити за умови, що максимальний радіус парової бульбашки, що виникає в капілярі не перевищує діаметр капіляру.

$$d_k > \frac{4T''\sigma}{r \rho_v \Delta T} \quad (4.18)$$

де: T'' – температура насиченої пари,

ΔT – значення перегріву.

Внаслідок виникнення локального надлишкового тиску в капілярі може виникнути направлений рух рідини. Але для початку руху градієнт тиску повинен перевищити тиск протидіючих сил таких як гідрофобні частинки пилу, адсорбовані на поверхні меніска з повітря молекули ПАР, які знижують σ_{12} , підвищення тиску повітря при його стисканні в капілярі, бульбашки паропо-

вітряної суміші та інші чинники капілярного гальмування. Також у випадку якщо поверхня продукту знаходиться в повітрі, як в процесі сушіння, то можлива ситуація поглиблення зони випаровування в глибину капіляра і виникнення в наслідок цього капілярного тиску, дія якого навпаки прискорює рух рідини. З урахуванням сил інерції, «капілярного гальмування» та «капілярного прискорення» рівняння Пуазейля для визначення швидкості руху рідини в капілярах запишемо у наступному вигляді

$$w = \frac{d_k^2}{32 * Lk * \mu} * \left(\Delta P - \sum_{i=0}^n \frac{2\sigma}{1/R_{1i} - 1/R_{2i}} - \rho * Lk \frac{\partial w}{\partial \tau} \right) \quad (4.19)$$

де: R_{1i} , R_{2i} – радіуси кривизни поверхонь, що обмежують кожній рідинний прошарок; Lk – довжина капіляра.

Таким чином можна розрахувати кількість рідини, що видаляється з капіляру під впливом адресної доставки енергії.

4.3. Методика знаходження чисельних рішень

Для знаходження чисельного рішення задачі перенесення вологи в середині капіляру під дією адресного впливу мікрохвильового випромінювання використаємо метод сіток. Враховуючи співвідношення діаметру і довжини капіляру будемо розглядати задачу як одновимірну, до вісь x співпадає з осьюовою лінією капіляру. Враховуючи довжину капіляру $l_k = x_k - x_0$ визначимо розрахункову область і покриємо її сіткою що дасть можливість визначити шаг за просторовою Δx координатою та за часом $\Delta \tau$.

$$\Delta x = x_n - x_{n-1} \quad \Delta \tau = \tau_m - \tau_{m-1} \quad (4.20)$$

де: x_n – поточне значення координати, x_{n-1} – попереднє значення координати, τ_m – поточне значення часу, τ_{m-1} – попереднє значення часу.

Запишемо існуючі диференційні рівняння у вигляді кінцевих різниць, використовуючи явну схему Ейлера.

$$\frac{T_{i,k+1} - T_{i,k}}{\Delta \tau} + w_{i,k} \cdot \frac{T_{i,k} - T_{i-1,k}}{\Delta x} = a_{i,k} \cdot \frac{T_{i+1,k} - 2T_{i,k} + T_{i-1,k}}{\Delta x^2} + f_{i,k} \quad (4.21)$$

де $fi_{i,k} = \frac{qv_{i,k}}{c_{p_{i,k}}\rho_{i,k}}$ – внутрішні джерела енергії,

$T_{i,k+1}$ – значення температури у наступний момент часу,

$T_{i,k}$ – поточне значення температури,

$T_{i+1,k}$ – значення температури в наступній просторовій точці,

$T_{i-1,k}$ – значення температури в попередній просторовій точці.

Важливим фактором є вибір шагу за часом $\Delta\tau$. Низьке значення шагу призведе до суттєвого збільшення часу обчислювань, а велике може привести до нестійкості системи. Для забезпечення стійкості задаємо шаг таким, щоб числа Куранта 4.22 не перевищували 1.

$$Ck_{i,k} = \frac{2\Delta\tau \cdot a_{i,k}}{\Delta x^2} \quad Ek_{i,k} = \frac{\Delta\tau}{\Delta x} w_{i,k} \quad (4.22)$$

Тоді рівняння 4.21 буде мати вигляд:

$$T_{i,k+1} - T_{i,k} + Ek_{i,k} \cdot (T_{i,k} - T_{i-1,k}) = \frac{Ck_{i,k}}{2} \cdot (T_{i+1,k} - 2T_{i,k} + T_{i-1,k}) + fi_{i,k} \cdot \Delta\tau \quad (4.23)$$

Після перетворень отримаємо рівняння для визначення розподілення температур та тисків в часі і просторі:

$$T_{i,k+1} = \left(\frac{Ck_{i,k}}{2} + Ek_{i,k} \right) \cdot T_{i-1,k} + (1 - Ek_{i,k} - Ck_{i,k}) \cdot T_{i,k} + \frac{Ck_{i,k}}{2} \cdot T_{i+1,k} + \Delta\tau \cdot fi_{i,k} \quad (4.24)$$

$$P_{i,k+1} = P_{i,k} + \frac{8\alpha T_{i,k}}{\alpha P_{i,k} \cdot \pi^2} \cdot (T_{i,k+1} - T_{i,k}) \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1 - e^{-a_{i,k}(2 \cdot m - 1)^2 \cdot \frac{\pi^2 \cdot \Delta\tau}{d^2}}}{(2 \cdot m - 1)^2} \quad (4.25)$$

де: $P_{i,k+1}$ – значення тиску у наступний момент часу,

$P_{i,k}$ – поточне значення тиску.

Далі використовуючи рівняння з підрозділу 4.2 визначаємо поля температур тисків та швидкостей згідно з алгоритмом (Рис. 4.7).

За наявності фазових переходів в точках пароутворення виникає надлишковий тиск внаслідок якого рідина в капілярі рухається зі швидкістю w , яка може бути визначена в залежності від густини води і пари:

$$w = 4 \frac{\Delta L_v}{r \cdot \Delta \tau} \cdot \frac{1}{\pi dk^2} \cdot \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho} \right) \quad (4.26)$$

де ΔL_v – робота збільшення парової бульбашки від радіусу R_1 до R_2 ,

dk – діаметр капіляра.

Враховуючи, що

$$R_2 = R_1 + \Delta R \quad (4.27)$$

та представивши рівняння 4.17 у вигляді різниць

$$\Delta R = \beta \cdot \frac{a}{R_1} \cdot Ja \cdot \Delta \tau \quad (4.28)$$

отримаємо :

$$\Delta L_v = \frac{3 \cdot \pi \cdot a \cdot \rho \cdot \beta \cdot \sigma \cdot c_p \cdot \Delta T \cdot \Delta \tau \cdot \left(2 \cdot r \cdot \rho_v \cdot R_1^2 + a \cdot \rho \cdot \beta \cdot c_p \cdot \Delta T \cdot \Delta \tau \right)}{4 \cdot R_1^2 \cdot r^2 \cdot (\rho_v)^2} \quad (4.29)$$

а тиск на границі розподілу фаз дорівнює:

$$\Delta P = 32\mu \cdot w \cdot \frac{L_k}{dk^2} + \frac{2\sigma}{R_1} + \rho \cdot L_k \cdot \frac{\Delta w}{\Delta \tau} \quad (4.30)$$

де Δw – різниця між попереднім і теперішнім значенням швидкості,

L_k – довжина капіляра.

У випадку коли діаметр парової бульбашки досягає діаметру капіляра (рис. 4.6 б) поверхня контакту фаз перестає зростати і робота збільшення об'єму парової бульбашки дорівнює:

$$\Delta L_{v2} = \Delta P \cdot \Delta x \cdot \pi dk^2 \quad (4.31)$$

тоді швидкість рідини може бути визначена як:

$$w = \frac{dk^2 \cdot r \cdot \left(\Delta P - \frac{Lk \cdot \rho \cdot \Delta w}{\Delta \tau} - \frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \Theta}{dk} \right)}{128 \cdot Lk \cdot \mu \cdot \Delta P \cdot \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho} \right)} \quad (4.32)$$

де Θ – крайовий кут змочування.

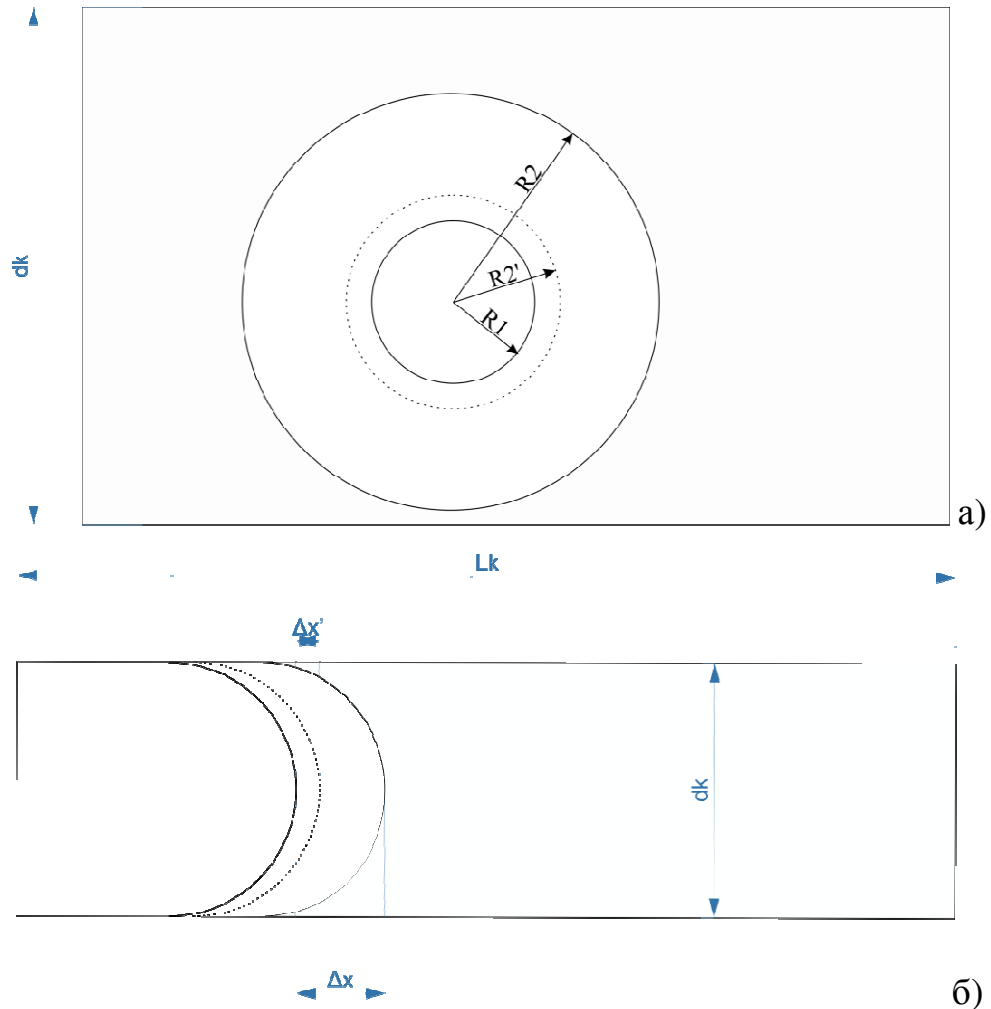


Рис. 4.6. Зростання парової бульбашки в капілярі.

Важливим етапом при моделюванні процесів тепломасообміну в капілярах за умови адресної доставки енергії є визначення моменту початку механізму переносу за рахунок конвективної дифузії спричиненої наявністю внутрішнього градієнту тиску. Для моделювання течії рідини в каналах під дією перепаду тиску використовують критеріальне рівняння залежності числа Ейлера від числа Рейнольдса виду:

$$Eu = A * Re^k \quad (4.33)$$

де: A, k – емпіричні константи.

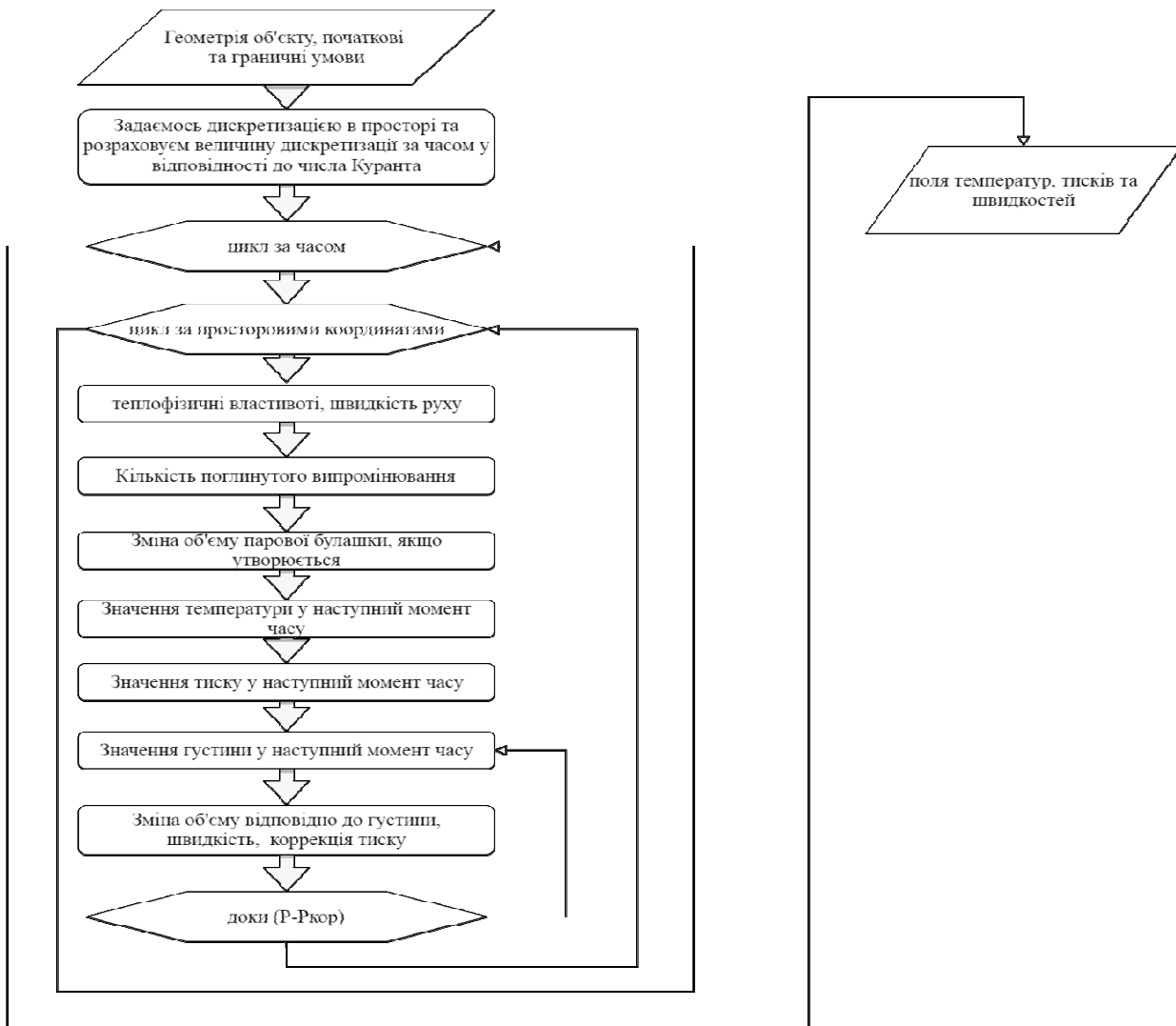


Рис. 4.7 Алгоритм знаходження чисельних рішень.

Враховуючи що внаслідок дії випромінювання відбувається перетворення частини рідини на пару виникає рух рідини в капілярах швидкість якого може бути розрахована як відношення зміни в часі об'єму, що займала рідина яка перетворилась на пару:

$$\omega = \frac{dV}{d\tau \cdot S} \quad (4.34)$$

Враховуючи, що об'єм може бути виражений як відношення маси до густини, а маса рідини, що перетворилася на пару дорівнює відношенню енергії мікрохвильового випромінювання, що розсіюється в капілярі до теплоти пароутворення, та вважаючи переріз капіляру таким, що має форму кола діаметром d , отримаємо:

$$\omega = \frac{4 \cdot N_p \cdot \Delta p}{\pi \cdot d^2 \cdot r_v \cdot \rho_v \cdot \rho_w} \quad (4.35)$$

де N_p – потужність мікрохвильового випромінювання, що розсіюється в капілярі ,

Δp – різниця густин рідкої та парової фази,

r_v – питома теплота пароутворення,

ρ_v – густина парової фази,

ρ_w – густина рідкої фази.

Підставивши отримане значення швидкості в формулу для визначення числа Рейнольдса маємо модифіковане:

$$Re_p = \frac{N_p \cdot \Delta p}{d \cdot r_v \cdot \rho_v \cdot \mu_w} \quad (4.36)$$

де μ_w – коефіцієнт динамічної в'язкості рідкої фази.

Для випадку, коли у капілярі відбувається фазове перетворення тиск в середині парової бульбашки може бути визначений за рівнянням Менделєєва-Клайперона:

$$\Delta P = \rho_v \cdot R_v \cdot T_2 \quad (4.37)$$

де R_v – газова стала для речовини, що перейшла у газоподібний стан,

T_2 – температура в середині газової бульбашки.

Тоді модифіковане число Ейлера набуває вигляд:

$$Eu_p = \frac{R_v \cdot T_2 \cdot d^4 \cdot r_v^2 \cdot \rho_v^3 \cdot \rho_w}{N_p^2 \cdot \Delta p^2} \quad (4.38)$$

Вплив капілярного гальмування може бути врахований за допомогою капілярного числа:

$$C_p = \frac{\mu_w \cdot \omega}{\sigma_w} \quad (4.39)$$

підставивши значення швидкості з формули 4. отримаємо модифіковане капілярне число

$$C_{pp} = \frac{N_p \cdot \mu_w \cdot \Delta \rho}{d^2 \cdot r_v \cdot \rho_v \cdot \rho_w \cdot \sigma_w} \quad (4.40)$$

Тоді рівняння має вигляд:

$$E_{up} = A * Re_p^k * C_{pp}^n \quad (4.41)$$

де n – емпірична константа.

Також характер процесів переносу у капілярах може характеризувати відношення сил «капілярного прискорення» до сил «капілярного гальмування»:

$$K_z = \frac{F_{acc}}{F_{dec}} \quad (4.42)$$

Враховуючи

$$F_{acc} = \frac{N_p}{w}; \quad F_{dec} = \frac{2\sigma}{R} \quad (4.43)$$

та рівняння 4.35 отримаємо:

$$K_z = \frac{R r_v \rho_v \rho_w}{\Delta \rho \sigma_w} \quad (4.44)$$

Процес конвективного перенесення в капілярі починається при $K_z > 0,5$, звідки отримаємо значення мінімального радіусу капіляра при в якому при існуючих умовах відбудеться процес капілярного перенесення або «механо-дифузії»:

$$R_{min} = 1/2 \frac{\Delta \rho \sigma_w}{r_v \rho_v \rho_w} \quad (4.45)$$

4.4. Модель сушіння зернового шару при кондуктивному підведенні енергії з урахуванням механізмів капілярного гальмування

Проблеми теоретичного опису такого складного процесу як сушіння зерна в шарі традиційно ґрунтувалися на підходах, свого часу, запропонованих і розвинених школою акад. А.В. Ликова. При успіхах, що були досягнуті при такому підході, на жаль, не досить ясно представлялися в ньому елемен-

тарні процеси тепло - масопереносу в межах малих обсягів шару, в яких здійснювався цей процес. Видається, що також не виявлялися з необхідною ясністю взаємозв'язки в процесах тепло- і масопереносу, особливості цих зв'язків на різних стадіях процесу сушіння.

Специфічним є також процес тепломасообміну в умовах направленої енергетичної дії. Ця дія, як було зазначено вище, може здійснюватися за допомогою електромагнітного поля, або за допомогою ефективних теплопроводів, якими є двофазні випарно-конденсаційні пристрої, зокрема теплові труби і термосифони.

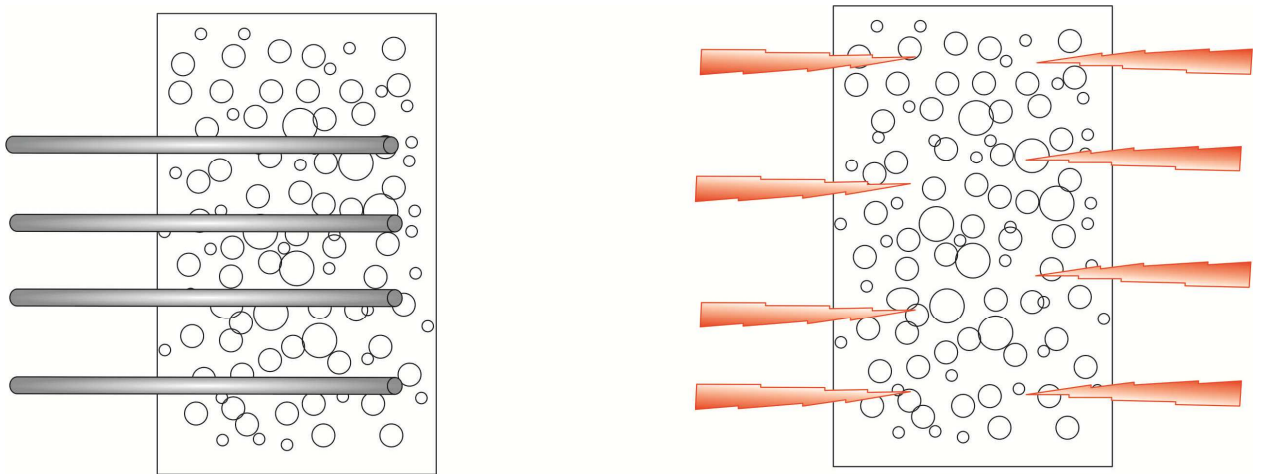


Рис. 4.8. Схема адресного кондуктивного і діелектричного енергопідводу.

При кондуктивному енергопідводі можлива реалізація квазістаціонарних або нестаціонарних умов тепломасообміну. Стаціонарні умови підігріву шару зерна в шаровому підігрівачі були розглянуті в [10–12]. Схеми представлені в [13–15] реалізують нестаціонарний процес тепломасообміну. Виходячи з розуміння, що в цьому нестаціонарному процесі істотно змінюються в часі не тільки основні параметри, але і фізичні картини процесу, передбачається, що в цілому весь процес слід розглядати як такий, що складається з декількох етапів (стадій), кожній з яких відповідає «своя» фізична картина і модель, що відповідає їй. З урахуванням складності реального процесу запропонована модель обмежена наступними припущеннями та фізичними уявленнями:

1. Первинним в процесі є прогрів шару від гарячих поверхонь.

2. В процесі прогріву змінюється співвідношення між прогрітими частинами шару і частинами шару з приблизно постійною температурою. Це співвідношення повинно враховуватися в першу чергу, і воно може бути знайдено з рішення відповідної задачі нестационарної теплопровідності.

3. У моделі першого наближення допустимо при використанні рішень рівняння нестационарної теплопровідності замінити реальну геометрію тривимірного шару складної форми картиною плоского шару еквівалентної товщини і використовувати для опису в моделі еквівалентні фізичні параметри [2] (питому теплопровідність, теплоємність і ін.).

4. У цій же моделі допустимо для першої стадії вважати, що потрібна оцінка часу, необхідного для випаровування такої кількості вологи, яка необхідна для насичення «початкової частини» порового об'єму шару вологою до рівноважного стану. Ця «початкова частина» може бути прийнята умовно рівній товщині (або її половині) першого шару зерен, прилеглого до поверхні, що гріє.

5. Визначення цього інтервалу часу означає початок пароутворення, тобто є початком процесу сушіння.

6. В рамках першої стадії передбачається, що розвивається процес випаровування вологи з зовнішньої поверхні зерен в межах перегрітої частини шару, яка визначена раніше. «Рушійною силою» цього процесу є перепад парціальних тисків водяної пари всередині порового об'єму перегрітої частини шару. При цьому цей перепад визначається як різниця між парціальним тиском на зовнішній поверхні перегрітої частини зернового шару і середнім парціальним тиском всередині порового об'єму цієї частини шару.

7. Концентрація (масштаб парціального тиску) водяної пари і повітря всередині цієї частини порового об'єму визначається з таких міркувань: З одного боку відбувається «винесення повітря» разом з вологою, що випаровується. Середня швидкість цього виносу визначається умовами «фільтрації пара і повітря» з порового об'єму. Ця фільтрація здійснюється

під дією деякого градієнта тисків, пропорційного «рушійному натиску». З іншого боку має місце дифузія повітря із зовнішнього середовища в поровий простір. Баланс цих «впливів» і визначає динаміку зміни відповідного парціального тиску всередині порового об'єму для активної (істотно перегрітої) частини шару.

Якщо встановлено розподіл температур в обсязі зернового шару його попереднім розрахунком і визначена та його частина K_{10} , в якій з першого моменту встановлюється початкова температура, близька до температурі зовнішній поверхні нагрівання: $T_1 = T_{10}$, то, починаючи з нульового моменту часу $\tau = 0$, починається процес випаровування всередині порового об'єму з частини зовнішньої поверхні зернового шару, яка покрита вологою.

4.4.1. Моделі розподілів нестационарних полів температур і пов'язаних з ними «рушійних напорів» масовіддачі при заданих умовах сушіння. В якості попереднього етапу перед початком стабільного процесу випаровування з внутрішньої поверхні зернового шару природно припустити, що в перший момент випаровується волога буде «насичувати» внутрішній обсяг зернового шару паром до моменту поки щільність внутрішнього обсягу в частині перегрітої до початкової температури $T_1 = T_{10}$ дорівнюватиме рівноважного значення при даній температурі, тобто рівною $\rho''(T_{10} = T_{s0})$. Це означає, що потрібно випарувати кількість вологи рівну:

$$\Delta M_{10} = V_{10} \cdot \varepsilon \cdot K(\tau) \cdot [\rho''(T_{s0}) - \rho''(T_{EM0})] \quad (4.46)$$

де: V_{10} – об'єм шару, ε – пористість шару, $K(\tau)$ – частина, яку становить вже (в даний момент) перегріта зона зернового шару, ця частина, природно, залежить від часу, оскільки зі зміною часу змінюється і частка перегрітої зони шару; $\rho(T_{s0})$ – щільність пари в початковий момент, $\rho(T_{EM0})$ – щільність пари при температурі навколишнього середовища.

Для того, щоб визначити час, необхідний, щоб забезпечити випаровування цієї маси пара, слід знайти коефіцієнт масовіддачі для умов всередині

об'єму зернової маси і помножити його на поверхню перегрітої частини шару і на рушійну силу процесу, тобто на різницю парціальних тисків при тих же температурах: $T_{S0}; \dots; T_{EM0}$. Це означає, що слід розрахувати величину β_I – коефіцієнт масовіддачі, перейти до цього ж параметру β_{PI} по парціальним тискам, тобто:

$$\beta_{PI} = \frac{\beta_I}{RT_I} \quad (4.47)$$

Так як всі параметри процесу масовіддачі при сушінні найтіснішим чином пов'язані з температурами, то неодмінним початковим кроком в моделі розрахунку процесу масовіддачі будуть відповідні розрахунки нестационарної теплопровідності. Якщо такого рішення поки немає, то замість нього можна взяти якийсь лінійний закон (тобто провести лінеаризацію). Наприклад, вважати, що:

$$K(\tau) = a + b \cdot \tau \quad (4.48)$$

де a, b – сталі.

Коефіцієнти в цьому рівнянні можуть бути визначені з лінеаризації результатів розрахунку нестационарної теплопровідності. Густина пароповітряної суміші в поровом обсязі розраховується відомим чином [2]:

$$\rho_{VG} = \rho_{H2O} \cdot C_{H2O} + \rho_{AR} \cdot (1 - C_{H2O}) \quad (4.49)$$

де: ρ_{VG} – густина пароповітряної суміші, ρ_{H2O} – густина води, ρ_{AR} – густина повітря, C_{H2O} – теплоємність води.

при температурі, яку визначимо з рішення рівняння теплопровідності при граничних умовах, пов'язаних з теплопередачею. Тобто це означає, що на поверхні шару, що прилягає до поверхні нагрівання, температура буде обчислена, використовуючи спільне рішення рівняння нестационарної теплопровідності і рівняння теплопередачі при відомому коефіцієнті тепловіддачі. Позначимо:

$$Z_{11} = \frac{T(0, \tau) - T_i}{T_\infty - T_i}; \dots Y_{11} = \frac{(\bar{\alpha}) \cdot \sqrt{a \cdot \tau}}{\lambda_E} \quad (4.50)$$

і для $X = 0$ маємо таку таблицю даних по [1]

Таблиця 4.1

Таблиця коефіцієнтів рівняння 4.50

Z11	0.06	0.11	0.2	0.27	0.33	0.42	0.6	0.8	0.9	1.0
Y11	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	1.0	2.0	3.0.	∞

У розрахунках температур на границі зернового шару потрібно використовувати дані цієї таблиці або будь-яку коректну їх апроксимацію, у вигляді залежності $T(0, \tau)$ від параметра Y_{11} .

Для таких часів оцінка початкових перегрівань дає значення:

$$Z_{11} = Y_{11} * 0,51 - 0,65 \quad (4.51)$$

Чому відповідатимуть температури $T(0, \tau)$ рівні, відповідно:

$$T(0, \tau) = Z_{11} \cdot (T_S - T_{EN}) + T_{EN} \quad (4.52)$$

де: T_S – температура насиченої пари в середині термосифону,

T_{EN} – температура навколишнього середовища.

Для правильного, хоча і наближеного визначення парціального тиску, концентрації парів і повітря в поровому просторі не досить користуватися тільки рівнянням фільтрації, що дозволяє визначати швидкість фільтрації. Необхідно до цього додати рівняння масопереносу, при знайденій швидкості фільтрації, враховувати масове – дифузійне перенесення повітря із зовнішнього середовища в поровий простір. Загальна щільність масового потоку повітря з порового об'єму в зовнішній простір визначається як різниця між фільтраційним потоком, обумовленим швидкістю фільтрації і зворотним дифузійним потоком і, так як повітря є інертним компонентом, то ця загальна щільність повинна дорівнювати нулю. Тобто це означає, що ми маємо таке рівняння для визначення парціального тиску в поровому просторі:

$$\rho_A \cdot \left(1 - \frac{P_{VH}}{P_0}\right) \cdot W_0 = -D_P \cdot \frac{d[P_0(1 - P_{VH}/P_0)]}{dZ} \quad (4.53)$$

$$W_0 = \frac{\Delta P_{10}}{\Delta L} \cdot \frac{K_f}{\mu_{VG}}; \Delta P_{10} \cong \Delta P_{VH}. \quad (4.54)$$

де: P_0 – тиск сухого повітря в зовнішньому середовищі, P_{VH} – тиск сухого повітря в поровому просторі, ΔP_{10} – перепад тиску між поровим простором та навколишнім середовищем, W_0 – швидкість «винесення повітря» з порового простора, ρ_A – густина сухого повітря, μ_{VG} – коефіцієнт динамічної в'язкості пароповітряної суміші, ΔL – довжина зони перенесення, K_f – коефіцієнт опору, D_P – коефіцієнт дифузії.

При спільному розгляді цих двох формул отримаємо наступне:

$$\rho_A \cdot \left(\frac{P_0 - P_{VH}}{P_0}\right) \cdot \frac{\Delta P_{10}}{\Delta L} \cdot \frac{K_f}{\mu_{VG}} = -D_P \cdot \frac{d[P_0 - P_{VH}]}{dZ} \quad (4.55)$$

Це ж рівняння може бути представлене так:

$$\frac{d[P_0 - P_{VH}]}{P_0 - P_{VH}} = -\frac{K_f}{\mu_{VG}} \cdot \frac{\Delta P_{10}}{\Delta L} \cdot \frac{\rho_A}{P_0 \cdot D_P} \cdot dZ \quad (4.56)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$\ln[P_0 - P_{VH}] = -\frac{K_f}{\mu_{VG}} \cdot \frac{\Delta P_{10}}{\Delta L} \cdot \frac{\rho_A \cdot Z}{P_0 \cdot D_P} + const \quad (4.57)$$

Стала може бути знайдена з наступної природної граничної умови коли $Z=0$ та $P_{VH} = P_{EN}$. Це означає, що рішення має такий вигляд:

$$\ln \frac{P_0 - P_{VH}}{P_0 - P_{EN}} = -\frac{K_f}{\mu_{VG}} \cdot \frac{\Delta P_{10}}{\Delta L} \cdot \frac{\rho_A \cdot Z}{P_0 \cdot D_P} \quad (4.58)$$

тоді:

$$P_0 - P_{VH} = [P_0 - P_{EN}] \cdot \exp\left\{-\frac{K_f}{\mu_{VG}} \cdot \frac{\Delta P_{10}}{\Delta L} \cdot \frac{\rho_A \cdot Z}{P_0 \cdot D_P}\right\} \quad (4.59)$$

Необхідні розрахунки температур в початковій стадії процесу сушіння – прогріванні зернового шару проводять від значень чисел $Fo=10^4-10^3$ і до $Fo \geq 1-3$.

Прийнявши характерний розмір для цієї ділянки рівним головному розміру зерна L (наприклад його товщині, або довжині) обчислюють то значення часу, при якому теплова хвиля пройде цю відстань:

$$Fo \approx \frac{a_E \cdot \tau}{L^2} \approx 1; \dots \tau \approx \frac{L^2}{a_E}; \dots \quad (4.60)$$

Визначити ту частку, яку займає на цій стадії перегріта зона від загальної товщини зернового шару, можна як:

$$f_1(\tau) = 0.05 + 25.3 \cdot Fo \quad (4.61)$$

Можна не використовувати цю апроксимацію для кривої, яка описує залежність ширини зони істотного перегріву від числа Фур'є, а безпосередньо знаходити результати рішення задачі нестационарної теплопровідності.

Рівняння, що визначає зміну середньої температури шару зерна, що нагрівається, заданих розмірів, може бути отримано як рівняння енергії при нестационарному нагріванні системи, що складається з пристрою, що гріє, (випарний термосифон має масу M_1 і питому теплоємність C_1 , а, також масу заправки теплоносія M_2 і її теплоємність C_2 і теплоту фазового переходу r), зернового шару з своєю масою і теплоємністю C_3 , в якому і здійснювався процес сушіння. Це рівняння, не враховує витрати тепла на сам процес сушіння, так як для цього необхідне знання результату процесу сушіння (маси віддаленої вологи в динаміці), має наступний вигляд:

$$Q = (M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2) \cdot dt_1 / d\tau + \rho_3 \cdot \delta_3 \cdot S_3 \cdot C_3 \cdot dt_3 / d\tau + r \cdot V_2 \cdot d\rho_2 / d\tau \quad (4.62)$$

Між поточними значеннями температур існує зв'язок, що визначається умовами тепло-масопереносу. Врахування цього зв'язку і зіставлення масш-

табів окремих складових показали, що в початкові моменти часу ця формула може мати такий вигляд:

$$dt_1 / d\tau = Q / [(M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2)] \quad (4.63)$$

З цього випливає, що весь початковий період сушіння за цією технологією пов'язаний з нестационарним режимом нагріву, коли основні температури гріючої поверхні і зернового шару будуть змінюватися в часі. Цю обставину слід враховувати в розрахунках процесів масовіддачі. Слід також в рівнянні енергії враховувати витрати тепла, пов'язані з його відведенням від зовнішніх поверхонь ТС в навколишнє середовище. Таке врахування призводить до наступного рівняння:

$$Q = (M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2) \cdot dt_1 / d\tau + \rho_3 \cdot \delta_3 \cdot S_3 \cdot k_3 \cdot C_3 \cdot dt_3 / d\tau + \alpha_3 \cdot [t_1 - t_{oc}] \cdot S_{32} \quad (4.64)$$

де: $S_{32} = (1 - k_3) \cdot S_3$ – масштаб зовнішньої поверхні ІТС, від якої відводиться тепло в навколишнє середовище. Оскільки, як раніше зазначалося, можна знехтувати другою складовою, то рівняння (4.57) стає помітно простіше. Його рішення приймає вигляд:

$$t_1 - t_{oc} = \frac{A_1}{B_1} \cdot [1 - \exp(-B_1 \cdot \tau)]$$

$$A_1 = Q / (M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2)$$

$$B_1 = \alpha_3 \cdot S_{32} / (M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2) \quad (4.65)$$

Якщо для визначального розміру прийнято, що він дорівнює повній товщині шару $L = \delta_{30}$, рішення задачі нестационарної теплопровідності для визначення температури нагрітого зернового шару 4.26 має наступний вигляд:

$$t_{3i} = t_{oc} + Z_{11i}(t_{3i-1} - t_{oc})$$

$$Z_{11i} = \operatorname{erf}\left(\frac{1}{2\sqrt{Fo_i}}\right) - \exp\left[\frac{\alpha_{22}}{\lambda_{\text{эф}}}\cdot L_1 \cdot \frac{(a_{22})^2}{(\lambda_{\text{эф}})^2} \cdot a_e \cdot \tau_i\right] \times$$

$$\times \operatorname{erfc}\left[\frac{1}{2\sqrt{Fo_i}} + \frac{\alpha_{22}}{\lambda_{\text{эф}}}\sqrt{a_e \cdot \tau_i}\right] \quad (4.66)$$

де: α_{22} – коефіцієнт тепловіддачі; $\lambda_{\text{эф}}$ – ефективний коефіцієнт теплопровідності в зерновому шарі; L_1 – визначальний розмір зернового шару; Fo_{0i} – число Фур'є до моменту часу (в схемі розрахунку); a_e – ефективний коефіцієнт температуропровідності; τ_i – масштаб часу.

Цьому відповідає частина шару, в якій здійснюється нагрів, товщиною:

$$\delta_0 = \sqrt{C_0 \cdot a_e \cdot \tau_i} \quad (4.67)$$

де: C_0 – стала, що залежить від розмірів зерновки.

Врахування перемішування шару було запропоновано зробити за аналогією того, як впливає турбулентне перемішування на інтенсивність переносу тепла в рідинних турбулентних струменях [13]. Потрібна формула з [13] має такий вигляд:

$$a_e = a_0 + \varepsilon_0 \cdot W_i \cdot L \quad (4.68)$$

де: a_0 – дійсна величина коефіцієнта температуропровідності; ε_0 – емпіричний коефіцієнт; W_{10} – швидкість руху суцільного середовища; L – визначальний розмір.

4.4.2 Моделі руху пароповітряної суміші з внутрішніх об'ємів та процесу масовіддачі при випаровуванні, що реалізують сам процес сушіння. Передбачається, що початковим джерелом видалення вологи, що випарувалася є підвищення тиску в пароповітряної суміші під дією перепаду тисків між надлишковим тиском, що виникає як наслідок випаровування з вологої поверхні і тиском в зовнішньому середовищі, що оточує тіло. Цей рух можна розглядати як «фільтрацію» пароповітряного потоку з внутрішніх

просторів нагрітої зони, в яких має місце випаровування в навколишнє середовище. Пропонується при цьому використовувати відоме рівняння фільтрації, що відповідає лінійному закону Дарсі і має такий вигляд:

$$W_{1i} = \frac{\Delta P_{1i} \cdot K_{fi}}{S_{1i} \cdot \mu_{1i}} \quad (4.69)$$

де: W_{1i} – швидкість фільтрації пароповітряної суміші під впливом рушійного напору, $\Delta P_{1i} = P_{1i} - P_0$ – різниця тисків в обсязі нагрітої зони і в навколишньому середовищі; P_{1i} – надлишковий тиск усередині, що виникає як наслідок випаровування; K_{fi} – коефіцієнт проникності; S_{1i} – площа живого перетину, через яку фільтрується пароповітряна суміш, μ_{1i} – коефіцієнт динамічної в'язкості пароповітряної суміші.

У різниці тисків від'ємником є повний тиск за межами шару, тобто в навколишньому середовищі. Для визначення проникності при відомих даних по складу зернового шару (розмір зерен, пористість шару та ін.) припустимо користуватися відомими розрахунковими формулами Кармана - Козені або їм подібними, що мають такий вигляд:

$$K_{fi} = const \cdot \varepsilon_i^3 \cdot D_0^2 / (1 - \varepsilon_i)^2 \quad (4.70)$$

де: $const$ – емпірична стала;

K_{fi} – коефіцієнт проникності i -ого шару;

D_0 – визначальний розмір (характерний розмір);

ε_i – пористість шару.

Для розрахунків процесів масовіддачі при випаровуванні всередині шару необхідні коефіцієнти масовіддачі. Зазвичай, для них залежності не відомі, а в багатьох випадках важко обумовлений. Пропонується на даному етапі, використовувати залежно з [11], використовуючи наявні формули для процесу внутрішньої тепловіддачі і масовіддачі у вигляді:

$$\delta_1 = \frac{2}{0,664} \frac{x}{\sqrt{Re_x}} \approx 3 \frac{x}{\sqrt{Re_x}}$$

$$\beta = \frac{v}{\delta_1 \text{Sc}^{\frac{m-1}{m}}}$$

$$\alpha = \rho c_p \frac{v}{\delta_1 \text{Pr}^{\frac{m-1}{m}}}$$

(4.71)

де δ – товщина гідравлічного приграничного шару,
 x – визначальний розмір в числі Рейнольдса.

Щільність потоку маси в «рухомій нагрітій зоні» визначається з відомого рівняння масовіддачі:

$$j_{E1} = \beta_p \cdot (P_w - P_{Ei}) \cdot S_y \cdot (2 \cdot \delta_{bi} \cdot \pi \cdot D_t + \delta_{bi}^2) \cdot L_t \quad (4.72)$$

де: j_{E1} – локальна щільність потоку маси з внутрішньої поверхні випаровування; β_p – локальний коефіцієнт масовіддачі; P_w – парціальний тиск водяної пари над внутрішньою поверхнею випаровування; P_{Ei} – парціальний тиск всередині «рухомої нагрітої зони»; S_y – питома поверхня випаровування в одиниці об'єму; δ_{ei} – змінна величина в часі товщини нагрітої зони; D_t – зовнішній діаметр цієї зони.

Істотним додатковими елементами моделі є процедури, що враховують як в самому процесі сушіння виникають механізми, що пригнічують інтенсивність цього процесу, що викликають гальмування.

4.4.3 Модель формування «капілярного механізму гальмування» процесу сушіння зернового шару. Передбачається, що перший такий механізм пов'язаний з видаленням вологи, що знаходиться на внутрішній, але зовнішній поверхні випаровування. У різних об'єктах цей механізм проявляється по-різному. У випадку, який відноситься до сушіння шару зерна, випаровування вологи з зовнішньої поверхні зерен призводить до зниження її обсягу і, як наслідок, до

стоншування відповідної плівки рідини, що веде до її переміщення до вузьких місць шару: до місць контактів окремих зерен. Так як це має місце при випаровуванні, то в цих місцях контактів «заглиблюються», в міру випаровування, криволінійні границі розділу фаз пара + рідина. При цьому кривизна цих границь розділу зростає, що веде до появи істотного за величиною «капілярного тиску» що знижує «рушійну силу» процесу масовіддачі [16,17].
Схема розрахунків які відповідають цим положенням:

$$V_i = M_i / \rho_0 = [(M_0 - M_{2i}) - \sum (\Delta M_i)] / (N_{1i} \cdot m \cdot \rho_0) \quad (4.73)$$

де: V_i – обсяг залишку поверхневої вологи, який залишився до i -ого моменту часу; M_i – маса поверхневої вологи, яка залишається в зерновому шарі до i -ому моменту часу; M_0 – повна маса вологи в шарі; M_{2j} – маса вологи всередині елементів (зерен) шару; ΔM_i – спад вологи як результат її випаровування на кожному i -му моменті часу; N_{1i} – число елементів (зерен) в одиниці об'єму; m – число контактів кожного зерна; ρ_0 – густина вологи (води).

Виходячи зі знання залишку поверхневої вологи, і припускаючи, що в моменти часу, що відповідають йому, він розподіляється, головним чином, в місцях контакту елементів (зерен) шару, можна зробити оцінку радіусу кривизни криволінійної границі розділу фаз, припускаючи, що цей радіус пов'язаний з масштабом об'ємів рідини в місцях її розміщення кубічним законом, тобто між цим обсягом і радіусом кривизни справедливо співвідношення:

$$R_{0i}^3 \approx const \cdot V_i \quad (4.74)$$

де: $const$ – емпірична стала,

R_{0i} – радіус кривизни криволінійної границі розділу фаз.

Знання цього радіусу дозволяє обчислити відповідний йому «капілярний тиск» наступним чином:

$$\Delta P_{\sigma} = 2 \cdot \frac{\sigma}{R_{0i}} \quad (4.75)$$

де: $\Delta P_{\sigma i}$ – перепад тисків рідина пар над криволінійною межею розділу фаз, що знижує «рушійний напір» процесу випаровування, тобто масовіддачі.

Коли цей радіус кривизни стає близьким до радіусів внутрішніх каналів середовища, що осушується (в даному випадку це зерна), тоді настає перехід до випаровування вологи з внутрішніх каналів. При цьому можуть мати місце наступні проблеми. В таких малих за розмірами каналах рух пароповітряної суміші перестає бути суцільним, тобто він підпорядковується закономірностям молекулярних течій. На внутрішніх поверхнях цих каналів при випаровуванні повинні мати місце скачки температур і тисків. Не завжди відома необхідна вихідна інформація по таким розрахункам, включаючи відомості про розміри цих каналів, їх розподілі і т.д. Зрозуміло, що аналіз процесу видалення вологи з внутрішніх каналів стане джерелом свого механізму гальмування. При цьому можливі різноманітні фізичні причини виникнення та розвитку таких внутрішніх каналів. Вони можуть бути присутніми в внутрішніх обсягах об'єкта від самого початку; можуть виникати як результати фізичних, біологічних (для харчових продуктів), хімічних або механічних або різних комбінацій цих впливів.

Розглянемо їх, залучаючи умовну схему, що ілюструється малюнком.

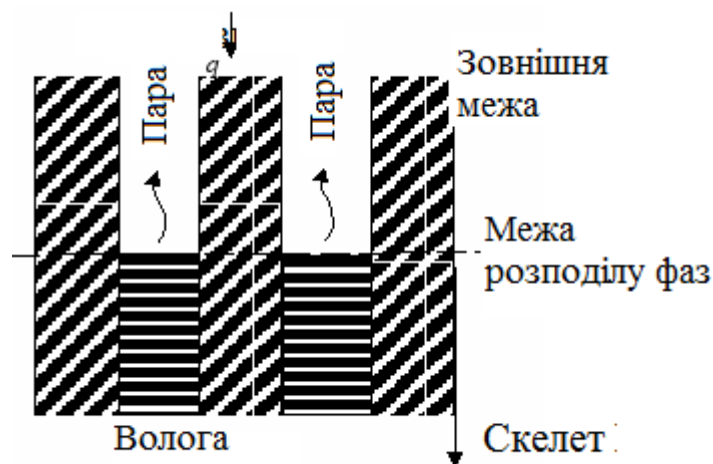


Рис.4.9. Умовна схема, що ілюструє суть моделі внутрішнього випаровування

Заштриховані косою стовпи – елементи скелета; горизонтальна штрихування – волога в капілярі; криволінійні стрілки – вихід пара, його дифузія в

парогазову суміш знаходиться над межею поділу фаз у капілярі. Зазор між зовнішнім кордоном і межею поділу фаз і є те, що в моделі позначено як δ .

Позначимо частку об'єму «готового» до другої стадії через $Z_1(\tau)$, тоді в цьому об'ємі рівному V_0 , де V_0 – повний об'єм шару, що піддається сушінню (обезводненню). Якщо N – число зерен в одиниці об'єму, розміром D_0 , то поверхня внутрішнього фронту випаровування товщиною δ буде дорівнює:

$$S_1 = 4 \cdot \pi \cdot (D_0 - 2 \cdot \delta)^2 \cdot N \quad (4.76)$$

Маса випарюваної вологи до моменту формування цього фронту випаровування буде наступною:

$$M_1(\tau) \approx 4 \cdot \pi \cdot (D_0 - 2 \cdot \delta)^2 \times \delta(\tau) \cdot N \cdot \varepsilon_1 \cdot \rho \quad (4.77)$$

де: ε_1 – об'ємна концентрація внутрішньої вологи, випарюваної за інтервал часу від «початку» другої стадії від 0 до τ_1 .

З іншого боку, для випаровування цієї вологи з внутрішнього об'єму зерна потрібно «подолати» опір масопередачі в сумі 2х складових.

Внутрішній опір, обумовлений дифузією внутрішньої вологи до зовнішньої поверхні зерен, його масштаб може бути визначений таким чином як:

$$R_1 = \delta(\tau) / D_{1M} \quad (4.78)$$

Тобто це означає, що загальне масообмінний опір є наступна сума:

$$R_0 = R_1 + 1/\beta_1 \quad (4.79)$$

де: β_1 – зовнішній коефіцієнт масовіддачі.

«Рушійний напір» процесу масопередачі Δp_0 – дорівнює різниці парціальних тисків водяної пари на границі внутрішнього шару P_1 і парціального тиску в цій же зоні шару P_{20} . Це означає, що маса вологи, що видаляється зсередини зерен визначиться виходячи з умови її втрат всередині за схемою:

$$\frac{dM_1(\tau)}{d\tau} = 4 \cdot \pi \cdot (D_0 - 2 \cdot \delta)^2 \cdot \rho \cdot d\delta/d\tau \cdot N \cdot \varepsilon_1 \cdot Z_1(\tau) \quad (4.80)$$

З іншого боку цей «відведення» маси визначається рівнянням масопередачі, тобто умовою:

$$\begin{aligned} P_1[t(\delta, \tau)] - P_{20}[t, \tau] \cdot \left[\frac{1}{\beta_1} + \frac{\delta}{D_{iM}} \right]^{-1} \cdot 4 \cdot \pi \cdot (D_0 - 2 \cdot \delta)^2 \cdot N \cdot Z_1(\tau) = \\ = 4 \cdot \pi \cdot (D_0 - 2 \cdot \delta)^2 \cdot N \cdot Z_1(\tau) \cdot \rho \cdot d\delta/d\tau \end{aligned} \quad (4.81)$$

де: $[t(\delta, \tau)]$ – температура на границі внутрішнього шару.

Звідси випливає рівняння, що визначає динаміку внутрішнього фронту випаровування:

$$\left[\frac{1}{\beta_1} + \frac{\delta}{D_{iM}} \right] \cdot d\delta = (P_1[t(\delta, \tau)] - P_{20}[t, \tau]) \cdot (1/\rho) \cdot d\tau \quad (4.82)$$

Інтеграл рівняння має вигляд

$$1/\beta_1 \cdot \delta + \frac{\delta^2}{2(D_{iM})} = \{P_1[t(\delta, \tau)] - P_{20}[t, \tau]\}/\rho \cdot \tau + \text{const.} \quad (4.83)$$

Стала визначається з природної початкової умови коли починається друга стадія $\tau = 0$; $\delta = 0$; тобто $\text{const} = 0$. І рівняння, що описує другу стадію, на основі динаміки випаровування внутрішнього шару має вигляд:

$$\delta = \frac{D_{1p}}{\beta_{1p}} \cdot \left(\sqrt{1 + A_1 \cdot \tau \cdot \frac{\Delta P_{1i}}{\rho} \cdot \frac{\beta_{1p}^2}{D_{1p}}} - 1 \right) \quad (4.84)$$

де: A_1 – емпіричний коефіцієнт, коригуючий припущення моделі.

З цього рівняння для кожного моменту часу визначається положення фронту випаровування в другій стадії. Важливе значення в цих розрахунках має знання коефіцієнта дифузії вологи в процесі внутрішнього випаровування.

Прийmemo до уваги, що перший етап в другій стадії визначається формуванням на зовнішній поверхні зернового шару, «готового» до другої стадії фронту випаровування в глибині первинних каналів зерен. За даними [18] діаметр внутрішніх каналів зерна рамен $2.5 \cdot 10^{-7}$ см. Якщо прийняти, що вільна поверхня розділу фаз на зовнішній поверхні зерна становить лише 10 – 20 %, тоді об'єм шару води, який повинен бути випарений, щоб забезпе-

чити створення такої межі розділу складе $(3.54 - 7.08) \cdot 10^{-15} \text{ м}^3$. Використовуючи відомості про тепловий потік на зовнішній поверхні зерна, який має місце в момент переходу від першої стадії сушіння до другої, знайдемо час за який зможе відбутися цей процес випарювання. Визначимо цю величину. З цією метою розрахуємо ту щільність теплового потоку на зовнішній поверхні зерна, що буде відповідати закінченню першої стадії і початку другої. Використовуємо формулу:

$$q(T_s) = -\lambda_E \cdot \frac{dT_{0I}}{dX} \Big|_{X=0} = \frac{\lambda_E \cdot (T_s - T_{EV})}{\sqrt{\pi \cdot a_E \cdot \tau}} \quad (4.85)$$

За допомогою рівняння 4.60 можна визначити час переходу від першої до другої стадії процесу. Відстежуючи зміни в кожній зоні, можна встановлювати для кожної з цих зон, моменти почав переходу від «капілярного механізму» гальмування процесу сушіння до «внутрішнього випаровування».

Гідравлічний опір при русі пара в таких каналах не повинен розраховуватися за формулами руху в каналах суцільного середовища. Будемо вважати, проте, що для попередніх орієнтовних оцінок це припустимо, з урахуванням того, що дійсні втрати тиску при течії в таких каналах будуть істотно більше.

4.4.4 Узагальнююча система рівнянь масопереносу в шарі дисперсного матеріалу. Розрахунок заснований на визначенні для кожного моменту часу товщини прогрітого шару, в межах якого відбувається випаровування, за формулою (4.73) і вирішенні системи рівнянь матеріального балансу, що враховує матеріальні потоки в прогрітому шарі – випаровування з поверхні, фільтрація крізь шар матеріалу, дифузю водяної пари і повітря:

$$\left\{ \begin{aligned}
 \frac{dG1}{d\tau} &= \beta [P_n - (P_{pv} + dP_{pv})] \cdot V \cdot S_y \\
 \frac{dG2}{d\tau} &= \frac{K_f}{\delta_{30} \cdot \mu} \cdot [(P_{sl} + dP_{sl}) - P_0] \cdot \rho_a \cdot S_y \cdot V \\
 \frac{dG3}{d\tau} &= \frac{D_{op}}{R_v T1} \cdot \frac{(P_{pv} + dP_{pv}) - P_{pv0}}{D_t - \frac{\delta_e}{2}} \cdot \pi \cdot L_t \cdot (D_t + 2\delta_e) \\
 \frac{dG4}{d\tau} &= \frac{D_{op}}{R_a T1} \cdot \frac{(P_{pv} + dP_{pv}) - P_{pv0}}{D_t - \frac{\delta_e}{2}} \cdot \pi \cdot L_t \cdot (D_t + 2\delta_e) \\
 dM &= dG1 - dG2 - dG3 + dG4 \\
 dM &= dM_a + dM_v \\
 dM_a &= -\frac{1}{1+x} dG2 + dG3 \\
 dM_v &= dG1 - \frac{x}{1+x} dG2 - dG3
 \end{aligned} \right. \quad (4.86)$$

де: $dG1/d\tau$ – потік водяної пари з поверхні зерна, $dG2/d\tau$ – фільтраційний потік крізь шар матеріалу, $dG3/d\tau$ – дифузійний потік водяної пари, $dG4/d\tau$ – дифузійний потік повітря, M_a – маса сухого повітря в прогрітому шарі, M_v – маса водяної пари в прогрітому шарі, P_{pa} – парціальний тиск сухого повітря в прогрітому шарі, P_{pv} – парціальний тиск водяної пари в прогрітому шарі, P_{sl} – тиск пароповітряної суміші в прогрітому шарі, P_0 – тиск в навколишньому середовищі, P_{v0} – парціальний тиск водяної пари в навколишньому середовищі, L_t – довжина термосифона, D_t – діаметр термосифона, $T1$ – температура пароповітряної суміші в прогрітому шарі, x – ступінь сухості.

Враховуючи, що

$$\begin{aligned}
 P_{sl} &= P_{pv} + P_{pa} \\
 dP_v &= \frac{R_v \cdot T1}{V_a} \cdot dM_v \\
 dP_a &= \frac{R_a \cdot T1}{V_a} \cdot dM_a \\
 dP_{sl} &= dP_a + dP_v
 \end{aligned} \quad (4.87)$$

Система 4.86 може бути перетворена до виду:

$$ZX\ 48 \cdot dM_a^4 + ZX\ 53 \cdot dM_a^3 + ZX\ 54 \cdot dM_a^2 + ZX\ 55 \cdot dM_a + ZX\ 56 = 0 \quad (4.88)$$

коренем якого є зміна маси сухого повітря в шарі за час Δt . Рішення рівняння 4.87 дозволяє визначити зміну маси водяної пари в прогрітому шарі і кількість вилученої вологи.

$$dG1 = \left[dG3 + dM_v - \frac{dM_a \cdot (M_v + dM_v)}{M_a + dM_a} \right] \quad (4.89)$$

Так як, зміна маси шару відбувається тільки за рахунок видалення вологи ($\Delta M = dG1$), то використовуючи залежності 19 – 22 можна визначити зниження рушійної сили процесу випаровування вологи з поверхні за рахунок капілярного гальмування. Це зниження рушійної сили враховується при розрахунку процесів в прогрітому шарі в наступний момент часу.

Коефіцієнти в рівнянні 4.81 являють собою комплекси фізичних параметрів, що вважаються сталими за час Δt . Процедура їх отримання представлена в додатку А.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4

1. При використанні електромагнітних джерел енергії класичні процеси теплопередачі відсутні, а взаємодія цієї енергії і харчової сировини призводить до дисипації ЕМ енергії в теплову в результаті взаємодії з полярними молекулами рідкої фази.

2. Потужність такого гідродинамічного потоку визначається співвідношенням сил інерції потоку і сил «капілярного гальмування», які залежать від питомої потужності електромагнітної енергії, властивостей харчової сировини і його структури.

3. Запропонований підхід є новим кроком в описі внутрішніх механізмів процесу сушіння. Він корисний для поглиблення аналізу внутрішнього механізму процесів сушіння. Він може бути розвинений для різних об'єктів сушки, з урахуванням конкретних їх особливостей.

4. Отримано число подібності, яке враховує співвідношення сил «капілярного прискорення» і «капілярного гальмування» і дозволяє оцінити інтегральну продуктивність локальних джерел дифузії.

Список використаних джерел

1. Владимирович О. С. Электротехнологии в сельском хозяйстве. Учебник. 2016. 221 с.
2. Именохоев И. Технология СВЧ - Нагрева: потенциал и границы. С. 1 –16.
3. Studio С. Т. Исследование распределения напряженности СВЧ поля в зерновом слое. 2015. Т. 3. С. 207–215.
4. Бурдо О. Г. Технологии адресной доставки энергии и термотрансформации при производстве продуктов питания. Проблемы региональной энергетики. 2016. Т. 31. № 2. С. 55–68.
5. Burdo O. Development of wave technologies to intensify heat and mass transfer processes. EasternEuropean J. Enterp. Technol. 2017. Т. 4. Р. 11–88.
6. Burdo O. The technologies of targeted energy supply in food industry. MOTROL. Com. Mot. Energ. Agric. 2016. Т. 18. № 8. С. 7–14.
7. Burdo O. и др. Using of the Wave Technologies in Intensification Processes of Heat and Mass Transfer. EUREKA Phys. Eng. 2017. Т. 4. № 4. С. 18–24.
8. Князев В. Ю. Проникновение микроволнового излучения в воду (эффект самопросветления). Журнал технической физики. 2003. Т. 73. № 11. С. 9–12.
9. Шагапов В. Ш. Динамика роста давления жидкости в замкнутом объеме при ее нагревании. Вестник УГАТУ. 2013. Т. 1. № 54. С. 6–7.
10. Бурдо О. Г., Зиков О. В., Гайда С. Нові принципи термообробки зерна. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 1999. № 20. С. 223–229.
11. Зиков О. В. Екологічно безпечні схеми і апарати з термосифонами для термообробки зерна. Одеська Національна Академія харчових технологій. 2004. №1. С. 33–36.
12. Бурдо О. Г., Снежкін Ю. Ф., Зиков О. В. Блочна зерносушарка МПК 7

- F26B17/10: пат. 10877. Україна: 12, 2005.
13. Бурдо О. Г., Безбах І. В., Зиков О. В. Підвищення енергоефективності рекуперативної зерносушарки. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 2014. № 45 (2). С. 190–195.
 14. Зыков А. В., Смирнов Г. Ф. Теоретический анализ процессов сушки зерна во вращающемся испарительном термосифоне. Наукові праці ОНАХТ. Одесса. 2011. №2. С. 11–16.
 15. Бурдо О. Г., Безбах І. В., Зиков О. В. Пристрій для сушіння дисперсних матеріалів: пат. 97592. УКРАЇНА, 2015. № 6.
 16. Зыков А. В., Смирнов Г. Ф. Моделирование процессов сушки на основе механизма капиллярного торможения. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 2015. № 47 (1). С. 73–78.
 17. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В. Механизмы «капиллярного торможения» в процессах сушки. XV Минский международный форум по тепло- и массообмену. 2016. Т. 3. С. 202–206.
 18. Гинзбург А. С. Влага в зерне. Энергия. Москва. 1969. 224 с.

РОЗДІЛ 5

РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ПРОЦЕСІВ СУШІННЯ І ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЇХ РЕАЛІЗАЦІЇ.

Процеси сушіння є однією з найбільш енергоємних операцій. Повідомлялося, що сушка становить від 12 % до 20 % споживання енергії в промисловому секторі. Типові адіабатичні сушарки становлять близько 85 % всіх промислових сушарок, де повітря нагрівається шляхом спалювання висконних видів палива до того, як їх проштовхують через продукт. Цей тип сушіння вимагає високоенергетичних витрат через неефективність таких сушарок.

Для сушіння зерна в Україні застосовують сушильні апарати різних типів. Найбільше поширення й найбільшу продуктивність мають шахтні зерносушарки. В Україні на долю цих сушарок припадає більше 80 % діючих установок із продуктивністю від 2 до 50 т/год. Шахтні сушарки більшої продуктивності (до 120 т/год.) використовують у термінальних елеваторах США й Канади, але для європейських промислових установок найбільш характерна продуктивність від 2 до 10 т/год. [1].

5.1. Аналіз існуючого потенціалу енергоефективності процесів сушіння

Аналіз парку сушильної техніки в Україні показує, що в 48 % випадків експлуатуються застарілі шахтні агрегати вітчизняного виробництва. Досить високий відсоток використання шахтних сушарок закордонного виробництва – 38 %. Близько 10 % підприємств використовують вітчизняні й закордонні сушарки, що дає можливість порівнювати їх технологічні й експлуатаційні характеристики, а також більш ефективно забезпечувати сушіння різних культур. Близько 4 % аграріїв використовують інші типи сушильного устаткування, наприклад мобільні сушарки, а також агрегати колонкового типу.

Із закордонних шахтних сушарок використовуються американські агрегати (45 %), італійські й польські зерносушарки (14 %), турецькі (7 %).

Близько 21 % зерносушарок оснащені зерносушарками інших типів і країн-виробників. Причому вдосконалення ділянки сушіння у виробників перебуває тільки на 3 місці (16 %).

Але застосування шахтних зерносушарок приводить до досить високих енерговитрат – 5 МДж/кг і вище. З другого боку, незалежно від конструкції сушарки, кожний вид зерна, для знімання вологості зерна на 1 % вимагає однакової кількості теплоти. Отже, у конструкторів різних сушарок існує однакове завдання – донести теплоту до зерна, зробивши втрати мінімальними. Чим краще вирішене таке цільове завдання, тим менше експлуатаційні витрати на сушіння.

Для технологій зерносушіння характерні три проблеми: енергетика, екологія та безпека зернового продукту. В даний час в Україні сушку зерна здійснюють сумішню топкових газів і повітря в шахтних установках при конвективному способі зневоднення. Не можна вважати, що використовувані технології зерносушіння відповідають сучасним вимогам ні з точки зору енергетики та екології, ні безпеки продукту.

На більшості підприємств зернопереробної промисловості України сорт палива не регламентується, процес горіння не автоматизується, контроль канцерогенних компонентів в продуктах згорання і в сушильному агенті не проводиться. Все це не виключає можливість проникнення канцерогенних речовин в зерно і далі в борошно і в хліб. Самостійною проблемою є безпека насінневого зерна [2,3].

Конвективні способи сушіння зерна пов'язані з переміщенням значних обсягів теплоносія. Викиди теплого відпрацьованого теплоносія зумовлюють низьку ефективність використання енергетичних ресурсів.

Основними ресурсами, які витрачаються підприємством при сушінні зерна, є паливо. У загальному балансі його частка становить 90 %. Структурна схема розподілу потоків теплової енергії наведена на рис.5.1. Представлений тепловий баланс характерний для шахтних зерносушильних установок, які найбільш поширені в галузі. [4–6]

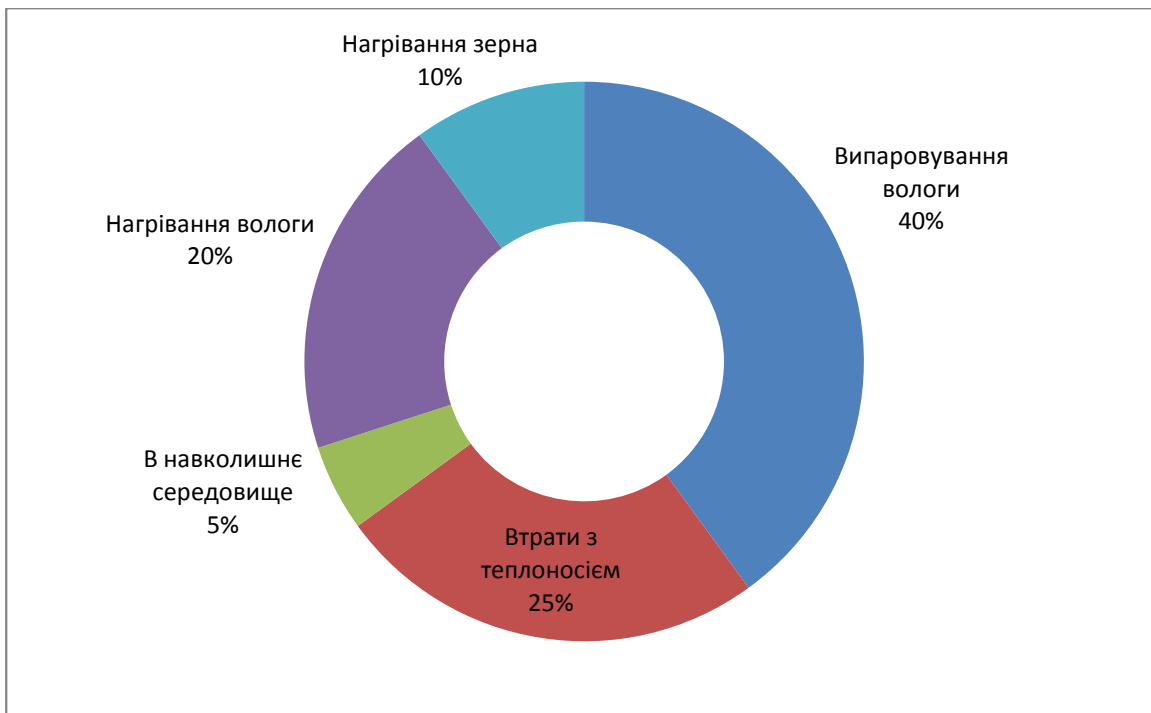


Рис. 5.1. Енергетика зерносушіння (цифри в %).

Видно, що, якщо вважати корисною ту енергію, яка витрачається на випаровування вологи з зерна, то енергетичний ККД технології становить 40 %. Викиди теплоносія є тепловими і пиловими забруднювачами навколишнього середовища.

Значного скорочення витрати палива в існуючих топках можна домогтися, утилізуючи теплоту продуктів згорання в утилізаторах, використовуючи його для нагріву зовнішнього холодного повітря, що надходить в топку і нагріває камеру змішання.

Однак для генерації екологічно чистого сушильного агента необхідно здійснити повне розділення високотемпературних продуктів згорання топки з потоком зовнішнього чистого повітря.

Практично всі технологічні процеси на комбікормових і зернопереробних підприємствах супроводжуються інтенсивним виділенням пилу. На цих підприємствах застосовується пилоуловлювальне обладнання – циклони, однак вони не завжди забезпечують необхідний ступінь очищення від дрібних фракцій пилу. Запилене повітря, що видаляється від технологічного обладнання для переробки насіння соняшнику, містить частинки пилу розміром від часток мікрметра до декількох міліметрів.

Проблеми енергетики і екології технологій сушки [2] загострюються з розвитком енергетичної кризи в Україні, з ростом вартості палива. В значній мірі це стосується технологій сушки зерна, вдосконалення яких вимагають врахування тенденцій розвитку техніки, усунення недоліків обладнання. Головними параметрами, які визначають завдання модернізації, є екологічна безпека продукту і питомі витрати енергії на зневоднення.

Часто відпрацьоване повітря просто випускається в навколишній навколишнє повітря. Це явище викликає стурбованість з приводу погіршення стану навколишнього середовища, тому бажано знизити споживання енергії у всіх секторах.

Розрахунки ефективності корисні при оцінці продуктивності сушарки, пошуку поліпшень і при проведенні порівнянь між різними класами сушарок, які можуть бути альтернативою відносно конкретної операції сушки. Ефективність енергії для конвективних сушарок зазвичай розраховується на основі температури сушильного середовища на вході, виході і температурі навколишнього повітря.

Основний підхід до обчислення енергетичної ефективності K полягає в тому, щоб взяти відношення енергії, необхідної E_r , до поданої енергії E_s :

$$K = E_r / E_s$$

Енергоефективність при сушінні має очевидне значення, оскільки споживання енергії є настільки великою складовою витрат на сушіння. В основному це просто співвідношення мінімальної енергії, необхідної для фактично споживаної енергії. Але через складну взаємодію їжі, води та сушильного середовища, що часто є повітрям, треба розробити ряд заходів щодо ефективності, кожен з яких підходить для конкретних обставин та процесів. Розрахунки ефективності корисні при оцінці продуктивності сушарки, пошуку покращень та порівнянні між різними класами сушарок, які можуть бути альтернативами для певної операції сушіння.

Потрібно надати тепло для відділення води від їжі. Мінімальна кількість тепла, яка видаляє потрібну воду, забезпечує необхідну приховану

теплоту випаровування, тому одним із показників ефективності є співвідношення цього мінімуму до фактично забезпеченої для даного процесу енергії. Тепло можна також додати до цього мінімуму, оскільки це додане тепло в їжі часто не може бути економічно відновлено.

Ще одним корисним вимірюванням для сушіння повітря, наприклад, у сушарках для розпилення, є тепловий баланс, без обміну теплом з навколишнім середовищем. Корисне тепло, що передається в їжу для його сушіння, відповідає падінню температури в сушильному повітрі, а тепло, яке повинно бути подано, відповідає підвищенню температури повітря в повітряному нагрівачі. Отже, ефективність цієї адіабатичної сушки повітря, η , може бути визначена:

$$\eta = (T_1 - T_2)/(T_1 - T_a)$$

де: T_1 – температура сушильного агента на вході в сушильну камеру,

T_2 – температура сушильного агента на виході з сушильної камери,

T_a – температура навколишнього середовища.

На сьогоднішній день досить чітко позначені принципи енергозбереження в процесах сушіння, до основних з яких відносяться максимальне використання теплоти відпрацьованого сушильного агента за рахунок його рециркуляції [6]; використання теплових труб і термосифонів для здійснення низькотемпературного і низьковитратного сушіння; використання вторинних енергоресурсів; математичне моделювання, що забезпечує максимальну міру кінетичної, гідродинамічної і термодинамічної відповідності; оптимізація і управління процесами сушки і теплової обробки, що запобігають втраті тепла і електроенергії.

5.2. Схеми реалізації систем адресної доставки енергії термотрансформації і теплоутилізації, в процесах сушіння

При вдосконаленні технологій сушки можна сформулювати чотири магістральні напрями:

1. Забезпечення екологічної безпеки процесу сушіння.

2. Утилізація теплоти викидів відпрацьованого сушильного агента.
3. Регенерація теплоти продукту.
4. Конструювання принципово нових, енергетично ефективних установок, які забезпечують високу якість продукту.

Вдосконалення способів підведення тепла безпосередньо пов'язане з інтенсифікацією теплообміну і зниженням питомих витрат тепла. Однією з можливостей підвищення ефективності організації сушильних процесів є вдосконалення методів підведення теплоносія.

Поділ теплоносія на два потоки, один з яких циркулює по контуру «теплової генератор – зона нагріву продукту – теплової генератор» і за допомогою конденсаторів теплових труб (ТТ) нагріває продукт перед сушінням, після чого в калорифері з ТТ гріє повітря до температури сушильного агента і повертається в теплогенератор, а інший потік – гаряче повітря з калорифера продувається крізь продукт, зволожується і викидається в атмосферу, дозволить до 40% теплоносія пустити на рециркуляцію, що істотно знизить втрати енергії з відпрацьованим теплоносієм. Конструкція зони нагріву сировини на основі ТТ забезпечує екологічну безпеку, організацію рівномірного підведення енергії до продукту і ефективно його перемішування і погодить темпи процесів тепло- і масопереносу. Тепловий ККД такої блокової сушарки підвищується до 60%. Та якщо зняти з повітря задачу теплоносія, а залишити йому функцію тільки дифузійної середовища, організувати адресний підведення енергії до потоку зерна системою ТТ, випарники яких обігріваються топковим газом (або будь-яким іншим джерелом енергії), то можна повністю забезпечити попереднє нагрівання зерна за рахунок енергії викидів з зони сушіння, скоротити час і енергетичні витрати і гарантувати отримання безпечного продукту.

У техніці сушіння широке застосування знаходять теплові труби і термосифони, які дозволяють довести зерносушильні установки до високої енергетичної досконалості відносно використання, утилізації і рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента. При цьому значно знижуються

витрати енергії (до 30 %), а здійснення «м'яких» режимів сушіння дозволяє отримати висушене зерно високої якості. Використання термосифонів дозволяє вирішити серйозне науково-технічне протиріччя, яке характерно для традиційних конвективних схем. Для підвищення коефіцієнтів тепло- і масообміну збільшують швидкість руху теплоносія, тобто масова витрата в сушильній камері. Теплоносій готується змішуванням газів з повітрям. Значні обсяги переміщеного потоку теплоносія пов'язані з відчутними втратами енергії з відпрацьованим теплоносієм. Застосування термосифонів різко знижує ці втрати. Необхідні режими забезпечуються трансформацією теплового потоку співвідношенням поверхонь випарних і конденсаційних зон термосифонів.

На основі цих висновків і досвіду ОНАХТ в термообробці дисперсних матеріалів запропоновано ряд технологічних схем термообробки зерна.

Одним з достоїнств ТТ є їх ефективність в схемах теплопередачі між двома газовими потоками, які не можна змішувати. Пропонується використувати це достоїнство для генерації екологічно чистого сушильного агента (Рис. 5.2).

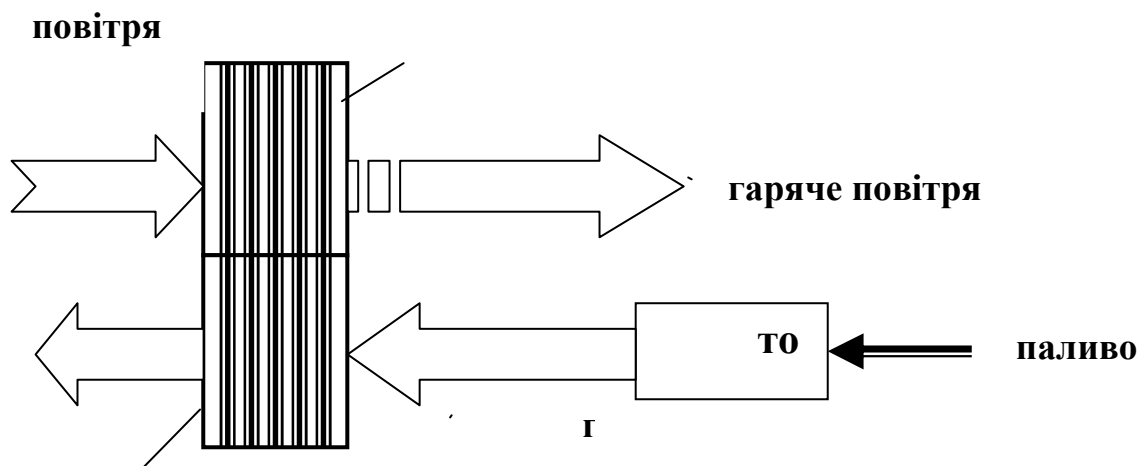


Рис. 5.2. Схема термосифонного теплогенератора

Принципова схема такого теплогенератора включає топку і термосифонний калорифер, що складається з камери нагріву повітря 1 і охолодження газу 2. Теплопередача від гарячих газів до повітря здійснюється за допомо-

гою пучка термосифонів, випарні ділянки яких розміщені в камері 1, а конденсаційні – в камері 2 (Рис. 5.2).

Таким теплогенератором комплектується шахтна зерносушарка (Рис. 5.3). Використання термосифонів за схемою (Рис. 5.3) гарантує безпечні режими сушіння зерна. Теплотехнічні достоїнства ТТ забезпечують енергетично ефективні процеси зневоднення.

Запропонована схема (Рис. 5.3) передбачає конвективне сушіння зерна повітрям, нагрітим від топкових газів в теплообміннику з тепловими трубами. Поділ потоків продуктів згоряння і агента сушіння захищає зерно від канцерогенних забруднень в процесі сушіння.

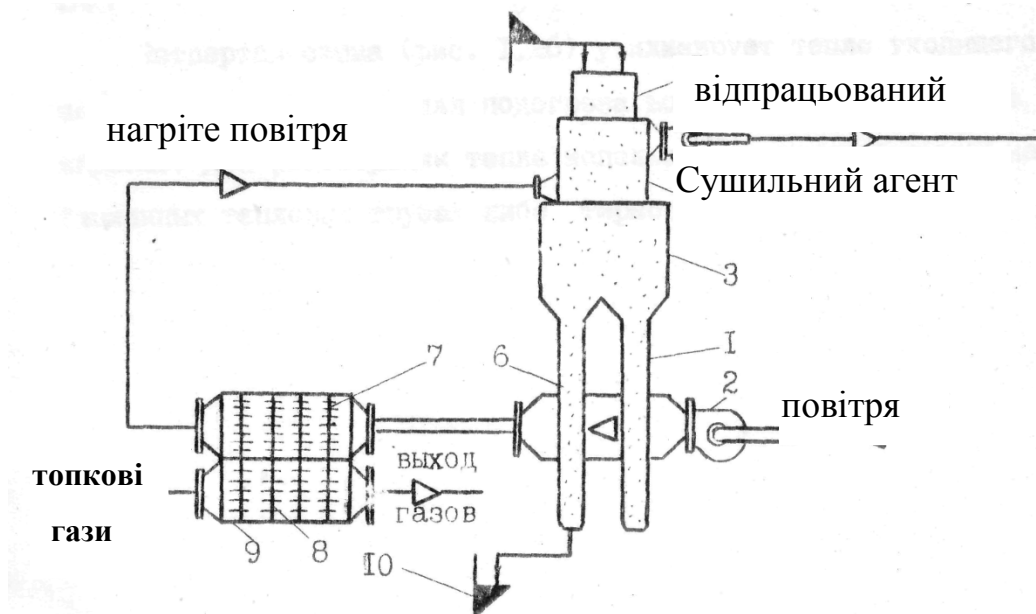


Рис. 5.3. Конвективна сушка зерна повітрям. 1 – шахта остаточного охолодження; 2 – вентилятор; 3 – бункер теплового обміну; 4 – камера нагріву; 5 – бункер; 6 – шахта проміжного охолодження; 7 – конденсаційні зони ТТ; 8 – випарні зони ТТ; 9 – калорифер; 10 – норія.

При цьому світовий досвід експлуатації термосифонних теплообмінників системи "газ-повітря" дозволяє розраховувати на високі теплотехнічні параметри такого калорифера.

Схема забезпечує високу якість продукту, особливо раціональна при сушінні насінневого зерна, але вимагає серйозних досліджень для створення високоефективних калориферів на основі двофазних термосифонів.

Унікальні особливості теплових труб можна використовувати для створення принципово нових конструкцій апаратів для термообробки зерна. Ставиться завдання здійснювати теплопередачу від газів до зерна за допомогою термосифонів, не допускати контакту продукту з топковими газами.

За першою схемою топкові гази проходять через камеру обігріву 4, в якій розміщені випарні ділянки 2 теплових труб. Від конденсаційних ділянок 3 тепло передається потоку сипучого середовища, який рухається протитечею гравітаційним щільним шаром в сушильній камері.

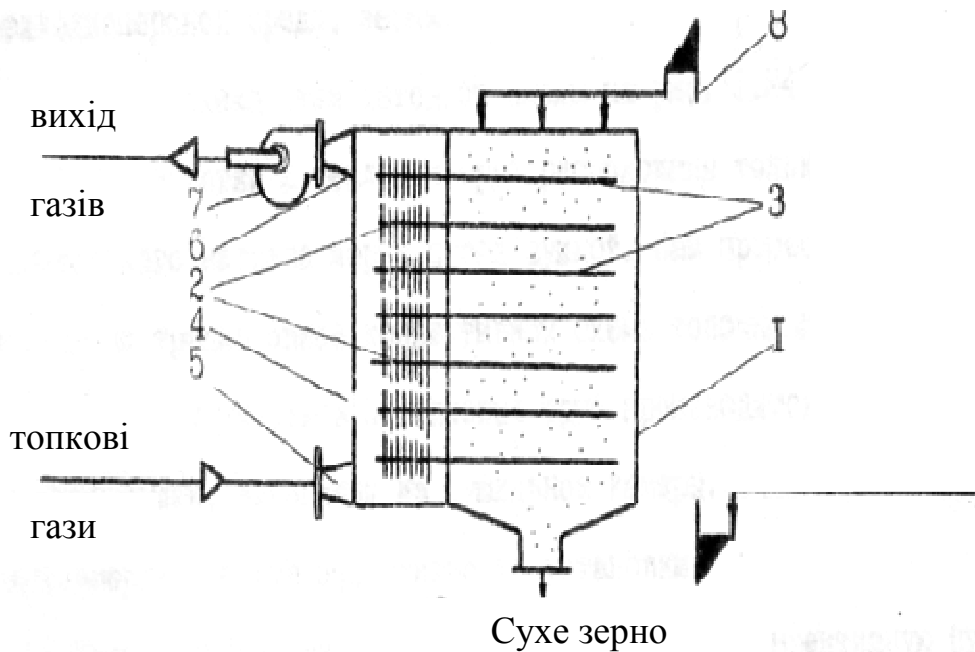


Рис. 5.4. Шаровий рекуператор для дисперсного середовища:

1 – сушильна камера; 2 – випарні зони ТТ'; 3 – конденсаційні зони ТТ; 4 – камера обігріву; 5 – дифузор; 6 – конфузор; 7 – вентилятор; 8 – норія.

Друга конструкція відрізняється від схеми на Рис. 5.4 тим, що конденсаційні ділянки 3 теплових труб розташовані тільки в камері попереднього нагрівання зерна перед сушінням. Сам процес сушіння здійснюється за традиційною конвективною схемою топковими газами або чистим повітрям. Обігрів випарних ділянок 2 теплових труб проводиться відпрацьованим сушильним агентом, що виходять із сушильної камери, або ж топковими газами.

Вихідними даними для розрахунку термосифонного шарового підігрівача (Рис. 5.4) є: масова витрата зерна G_3 , його теплоємність C_{p3} , температура відповідно, на вході T'_3 і на виході T''_3 . Відомі: масова витрата теплоносія G_Γ і його температура на вході в газохід T'_Γ .

Зниження вологості в підігрівачі не більше 0,8 %, тому основним термічним опором є термічний опір при перенесенні теплоти від ТС до зерна, опором же в процесі масообміну при випаровуванні вологи з зерна можна знехтувати. Для цих умов температура теплоносія на виході з газоходу дорівнює:

$$T''_\Gamma = T'_\Gamma - \frac{W_3}{W_a} (T''_3 - T'_3) \quad (5.1)$$

де відповідні значення водяних еквівалентів:

$$W_3 = G_3 c_{p3} \quad ; \quad W_a = G_\Gamma c_{p\Gamma} \quad (5.2)$$

Визначається живий перетин для теплоносія і зерна:

$$f_a = G_\Gamma / (\rho_\Gamma v_\Gamma) \quad ; \quad f_3 = G_3 / (\rho_3 v_3) \quad (5.3)$$

Швидкість потоку зерна V_3 вибирається в межах 8 ... 30 мм/с. Швидкість руху сушильного агента приймається 6 ... 10 м/с.

Крок між ТС SI вибирається з умови $(SI - D) > 3,3 dz$. Для обраної швидкості шару зерна раціональне значення діаметру термосифона $D = 30 \dots 40$ мм. При еквівалентному діаметрі зернівки $dz = 3,6$ мм $SI > 45 \dots 55$ мм.

Теплообмінник доцільно вписувати в габаритні розміри шахт зерносушарки, ширина яких lk , а глибина Bk . Приймавши за основний габарит Bk , визначимо довжину конденсаційних ділянок ТЗ:

$$l_k = \frac{f_3 s_1}{B_k (s_1 - D)} \quad (5.4)$$

Крок SI може визначатися за умови компонування випарних ділянок з урахуванням параметрів обрешітки:

$$s_1 = d_T + 2h + \delta_T \quad (5.5)$$

де δ_T – зазор між торцями ребер сусідніх ТС,

d_T – діаметр термосифона,

h – висота ребер.

Практично δ_T може дорівнювати 0, а висота ребер повинна бути такою, щоб задовольнялася умова $h < 2 / m_p$, де параметр оребрення визначається коефіцієнтом тепловіддачі від теплоносія до випарників ТС (α_a), теплопровідністю (λ_p) і товщиною (δ_p) ребра:

$$m_p = \sqrt{\frac{2\alpha_a}{\lambda_p \delta_p}} \quad (5.6)$$

При відомих параметрах оребрення випарників ТС можна обчислити довжину випарних ділянок ТС:

$$l_e = \frac{f_a}{B_{\beta} \left[1 - \frac{1}{s_1} \left(d_T + \frac{2\delta_p h_p}{s_p} \right) \right]} \quad (5.7)$$

де s_p – крок між ребрами.

Поверхня теплообміну на 1 ТС на ділянці підведення теплоти розраховується за рівнянням:

$$F_{II} = \pi l_e \left\{ \left[d_T \left(1 - \frac{\delta_p}{s_p} \right) \right] + \frac{2}{s_p} \left[(d_T + 2h_p)^2 - d_T^2 \right] \right\} \quad (5.8)$$

Надалі визначається повний термічний опір ТС (R_{TC}), що включає як внутрішні, так і зовнішні опори:

$$R_{TC} = \left(\frac{1}{\alpha_a} + \varepsilon + \frac{1}{\alpha_{II}} \right) \frac{1}{F_{II}} + \left(\frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_K} \right) \frac{1}{F_K} \quad (5.9)$$

де ε – термічний опір забруднення зовнішньої поверхні.

У формулі (5.9) використовується коефіцієнт тепловіддачі (α_u), приведений до повної поверхні об'єкта ТС:

$$\alpha_\epsilon = \alpha_k \left[1 - (1 - E) \frac{F_p}{F_u} \right] \quad (5.10)$$

де E – коефіцієнт ефективності ребра

Поверхність ребер на 1 ТС:

$$F_p = \frac{l_k}{S_p} \{ 1,57 [(d_T + 2h_p)^2 - d_T^2] + \pi \delta_p (d_T + 2h_p) \} \quad (5.11)$$

Для розрахунку α_u і α_k залучаються схеми розрахунку теплофізичних характеристик теплоносія.

Інтенсивність тепловіддачі від ТС до потоку зерна розраховується за рекомендаціями [7,8].

При $D < D_{kp}$

$$Nu = 1,13 Pe^{0,11} (D/d_3)^{0,93} (S_1 S_2 / D^2)^{-0,18}, \quad (5.12)$$

При $D \geq D_{kp}$

$$Nu = 1,59 Pe^{0,11} (D/d_3)^{0,6} (S_1 S_2 / D^2)^{-0,18} \quad (5.13)$$

для шахових пучків ТС і

$$Nu = 1,03 Pe^{0,14} (D/d)^{0,76} (S_1 S_2 / D^2)^{-0,12} \quad (5.14)$$

для коридорних пучків ТС.

За числом Нуссельта визначається коефіцієнт тепловіддачі від ТС до зерна. На останньому етапі розрахунку визначається число рядів ТЗ по вертикалі:

При прямомотці:

$$n = \frac{\frac{R_{TC}}{B_K} s_1 \left[\ln \frac{t'_a - t''_a}{t''_a - t'_3} \right]}{\frac{1}{W_a} - \frac{1}{W_3}} \quad (5.15)$$

При протитоці:

$$n = \frac{\frac{R_{TC}}{B_K} s_1 \left[\ln \frac{t'_a - t''_a}{t''_a - t'_3} \right]}{\frac{1}{W_a} - \frac{1}{W_3}} \quad (5.16)$$

Варіюючи геометричними параметрами шахти, характеристиками оребрення визначаються варіанти компоновування підігрівача, з яких вибирається раціональне число рядів і загальне число термосифонів N [9].

Схема (Рис. 5.4) дозволяє підвищити енергетичну ефективність установки і гарантувати безпеку продукту, оскільки виключає безпосередній контакт продуктів згоряння із зерном.

З проблем, які позначені в 5.2, важливою є утилізація теплоти дисперсного продукту, що виходить із сушильної установки. Теплопередачу від одного потоку сипучого матеріалу до іншого потоку можна здійснити за допомогою пучка термосифонів [1, 3, 7].

В такому апараті випарні ділянки ТС розташовуються в гарячому шарі, а конденсаційні – в вихідному матеріалі, який рухається щільним гравітаційним шаром. Теплота від гарячого зерна призводить до випаровування рідини в ТС, при цьому пар, що утворився надходить в зону конденсації ТС і передає теплоту фазового переходу потоку холодного зерна. Недоліком апарату є те, що реалізується прямоочний рух середовищ. Відомо, що такі схеми мають більш низьку термодинамічну ефективність, ніж протиточні. Однак за допомогою ТС можна створити і протиточний регенератор (Рис. 5.5).

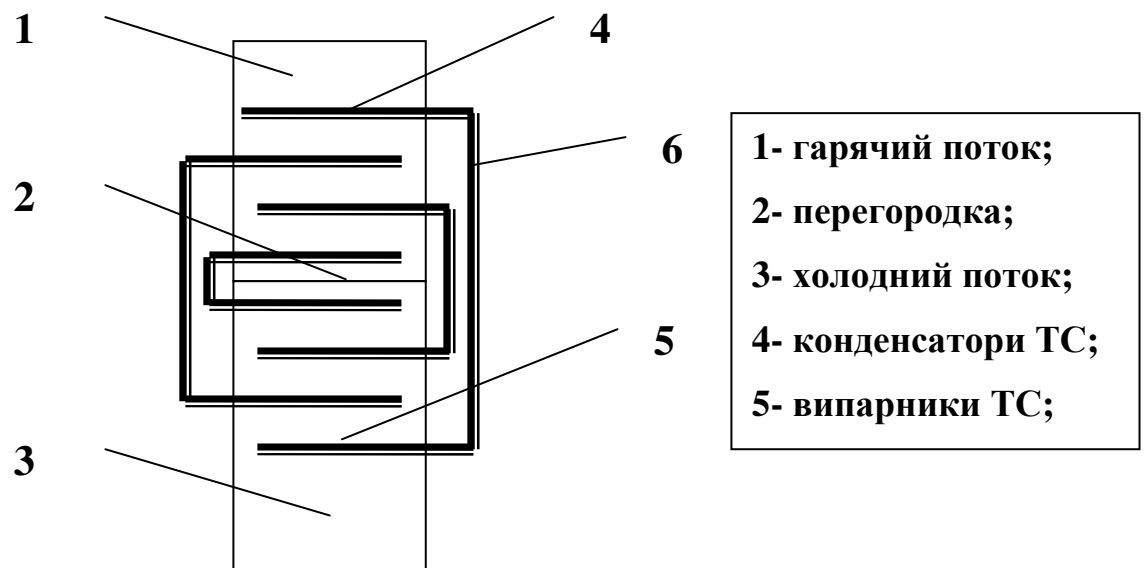


Рис. 5.5. Протиточний термосифонний регенератор теплоти сипких середовищ.

Конструкція теплопередаючих модулів у вигляді П-подібної трубки дозволяє при прямоточному русі сипучих середовищ реалізувати в апараті ефект протитока і отримати високі значення температурного ККД.

Усунути прямий контакт топкових газів з продуктом і створити ефективну сушильну установку – це важливі проблеми, які слід вирішувати для підвищення якості зерна. Вище показано, що у зв'язку з цим перспективні конструкції зерносушарок з теплопередачею від газів до зерна за допомогою ТТ. Принципово, що такі установки є циліндричні або прямокутні шахти, в яких розміщені конденсаційні ділянки теплових труб або термосифонів. У шахті через пучки ТС рухається щільний гравітаційний шар зерна

Ці ідеї покладені в основу розроблених в ОНАХТ сушарок з ТТ для термообробки зерна або іншого дисперсного матеріалу[8].

При подальшому вдосконаленні конструкції [9] використовувався вміст тепла, отриманий при сушінні парів для попереднього підігріву продукту (Рис. 5.6). Пара з парозбірного колектора 1 вентилятором 2 подається в канал 3, в який введено випарні ділянки 4 пучка теплових труб 5. Часткова утилізація парів знижує енергоспоживання установки.

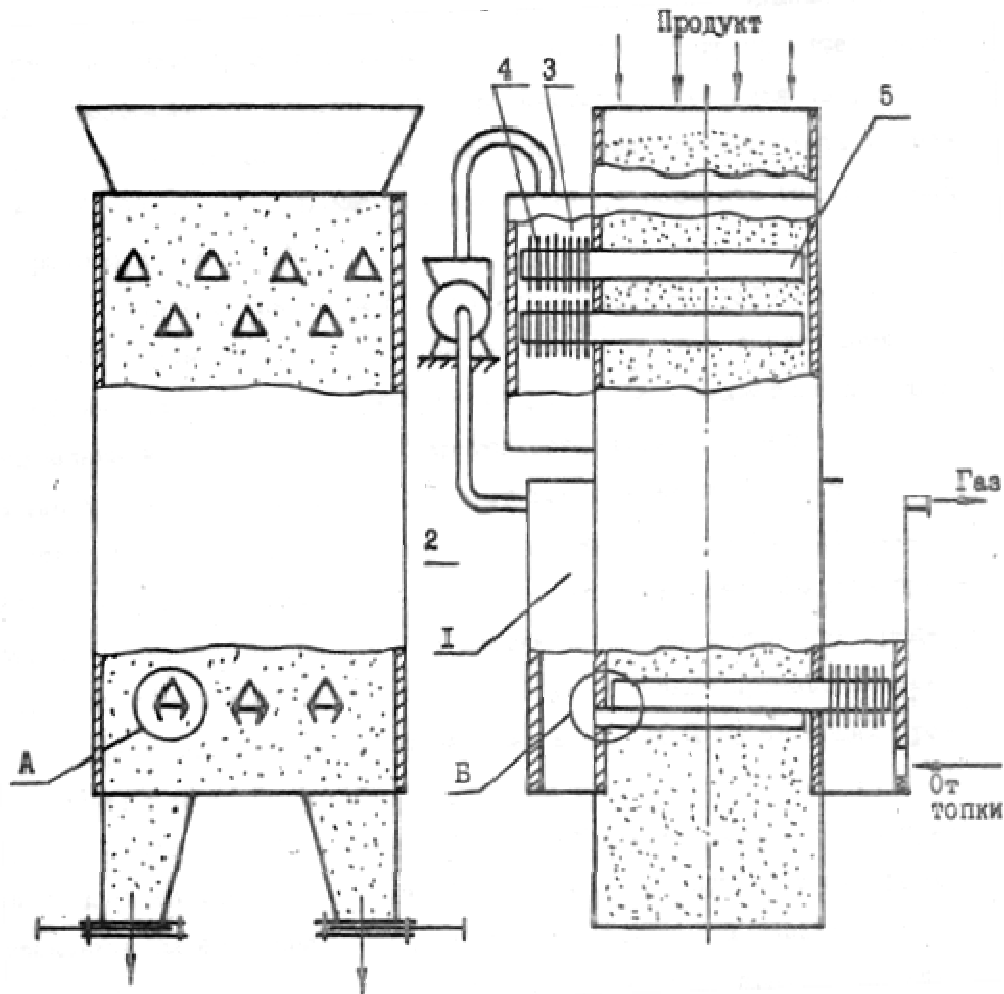


Рис. 5.6. Сушильна установка з тепловими трубами

У розглянутому вище випадку парова суміш має достатній вміст тепла, але невисоку температуру. Для підвищення ефективності утилізації теплоти в [8] передбачена системна термотрансформація. Для цього в кінці газоходу встановлений котел-утилізатор, що генерує робочий пар для пароструйного ежектора. Реалізується теплонасосний ежекторний цикл. Пароповітряна суміш стискається в ежекторі і направляється в конденсатор, де зріджується, віддаючи тепло через теплові труби зерну. Конденсат через фільтр-уловлювач частково повертається в котел-утилізатор, частково відводиться з установки у вигляді гарячої води. Все це дозволяє утилізувати не менше 50 % теплоти, що утворилася при сушінні, і підвищити тепловий ККД, в середньому, на 12...15 %.

В установці для пропарювання зерна круп'яних культур [9] теплові труби суміщені з закріпленими над ними підводячими коробами для подачі

підігрітого повітря. ТТ в шаховому порядку розміщені в бункері для попереднього підігріву зерна. За допомогою ТТ зерну передається тепло від високозволоженої (87 ... 95%) і досить нагрітої суміші, температура якої досягає (92 ... 98) °С. Розрахунки показують, що використання ТТ для попереднього підігріву гречки забезпечує рівномірність попереднього підігріву зерна, на 14 % збільшує продуктивність пропарювача, знижує на 13 % витрати пари на операції пропарювання і на 6 % – на сушіння.

Біологічні процеси, які протікають в зерновій масі при зберіганні, призводять до нагрівання, підвищення температури в глибині зернового шару. Значні габарити силосу і високий термічний опір зернової маси визначають істотні нерівномірності в рівнях температур. У центральних зонах силосу виникають осередки сильно перегрітого зерна, що може стати причиною псування продукту і, навіть, його загоряння. Тому, періодично зернову масу охолоджують, пропускаючи її через зерносушарку.

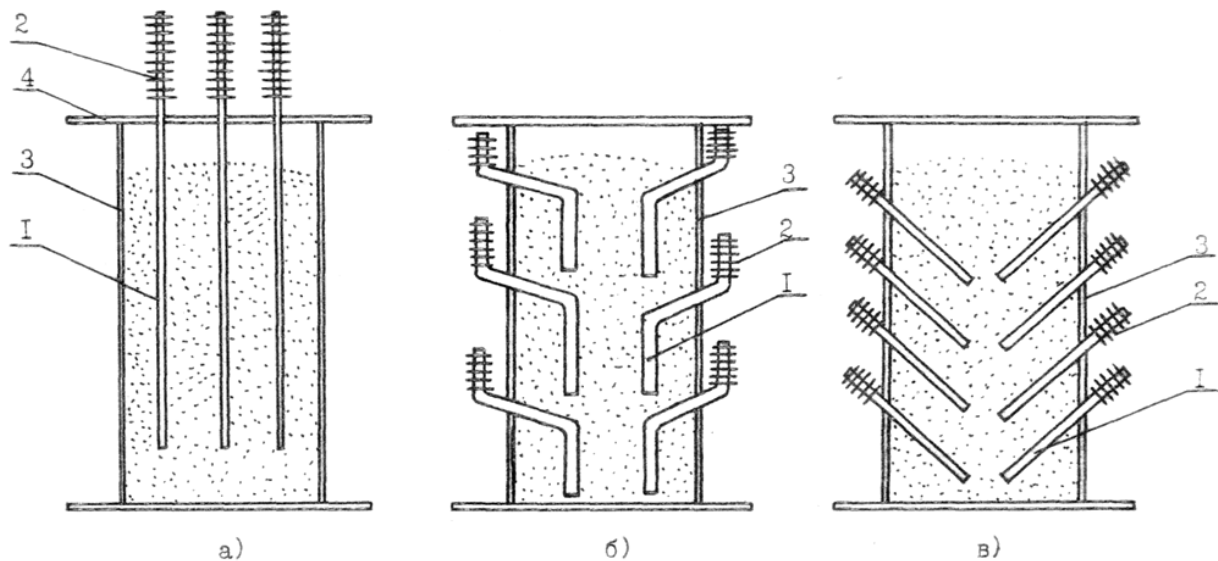


Рис. 5.7. Схема установки термосифонів в силосах: 1 – випарники термосифонів; 2 – конденсатори термосифонів; 3 – бокова стінка силосу; 4 – кришка силосу.

Разом з тим, такі операції проводять в осінньо-зимовий період, коли температура навколишнього середовища не висока. Це призводить до необхідності здійснювати локальне відведення теплоти з термічних центрів

силосів за допомогою двофазних термосифонів. Принципова схема їх монтажу приведена на Рис. 5.7.

Пропонована система забезпечить підтримку помірних температур в об'ємі силосу, дозволить уникнути травмування зерна через його переміщення для операцій охолодження.

Безумовно, практичне впровадження запропонованих вище установок вимагає перегляду усталених принципів конструювання сушильної техніки, модернізації існуючих технологій. Необхідно виконати комплексні дослідження механіки руху зернового потоку, кінетики теплових і масообмінних процесів. Серйозні дослідження процесів тепломасообміну в таких специфічних умовах допоможуть серйозно розвивати запропоновані напрями.

Аналітичне та експериментальне моделювання процесів є необхідною базою для створення і впровадження нових і ефективних зразків сушильної техніки та апаратів для теплової обробки зерна. Прикладами такої техніки є зразки блокової і рекуперативної зерносушарок [3, 9].

Основна технічна ідея схеми полягає в тому, що пропонується частину теплоносія пустити на рециркуляцію по контуру: "тепловий генератор – камера нагріву сушильної установки – тепловий генератор" (Рис. 5.8) [6].

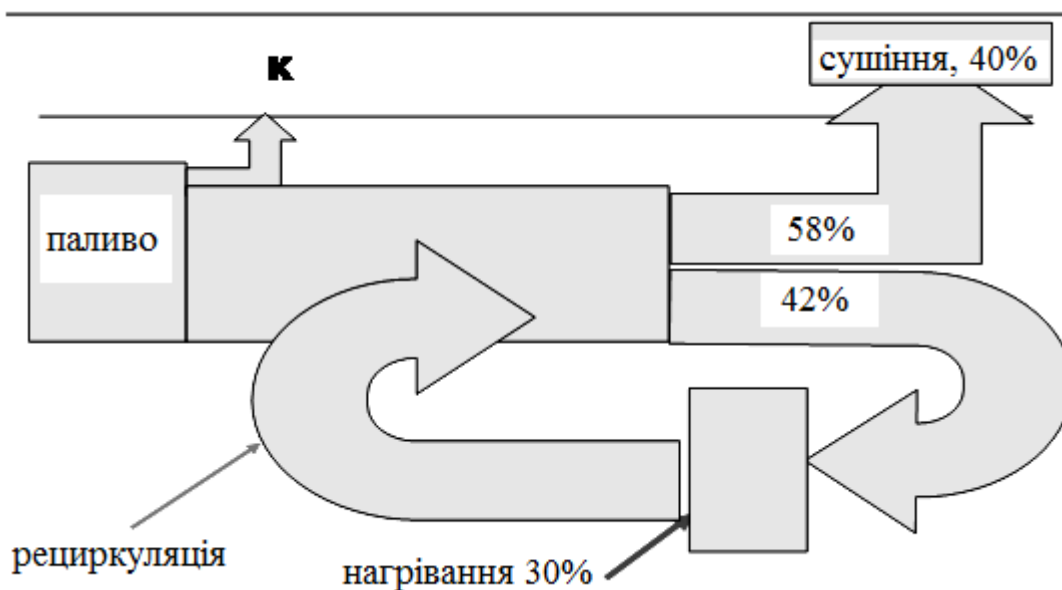


Рис. 5.8. Схема потоків теплоносія в блоковій зерносушарці

З теплового балансу виходить, що частка потоку, який рециркулює, складе 42 % від загального. Отже, на 10 % зменшаться втрати теплоти з викидами теплоносія. Такий підхід реалізований в схемі блокової зерносушарки, розробленої на кафедрі процесів і апаратів ОНАХТ [3, 7, 8]. Для організації теплопередачі в установці використані двофазні термосифони. Витрати викидів сушильного агента в блоковій зерносушарці знижені на 42 ... 44 %, а це дає можливість при досягненні екологічної безпеки сушки знизити енергоємність процесу. Ефект забезпечується за рахунок глибокої рециркуляції частини відпрацьованого теплоносія.

5.3. Модифікована блочна зерносушарка

Зменшити кількість ступенів трансформації енергії і тим самим підвищити енергетичну ефективність сушарки можливо якщо розташувати випарники теплових труб безпосередньо в топковій камері. Конструктивно випарна секція теплових труб виконується у вигляді вакуумного водотрубно-го котла, що приведено у розділі 8.

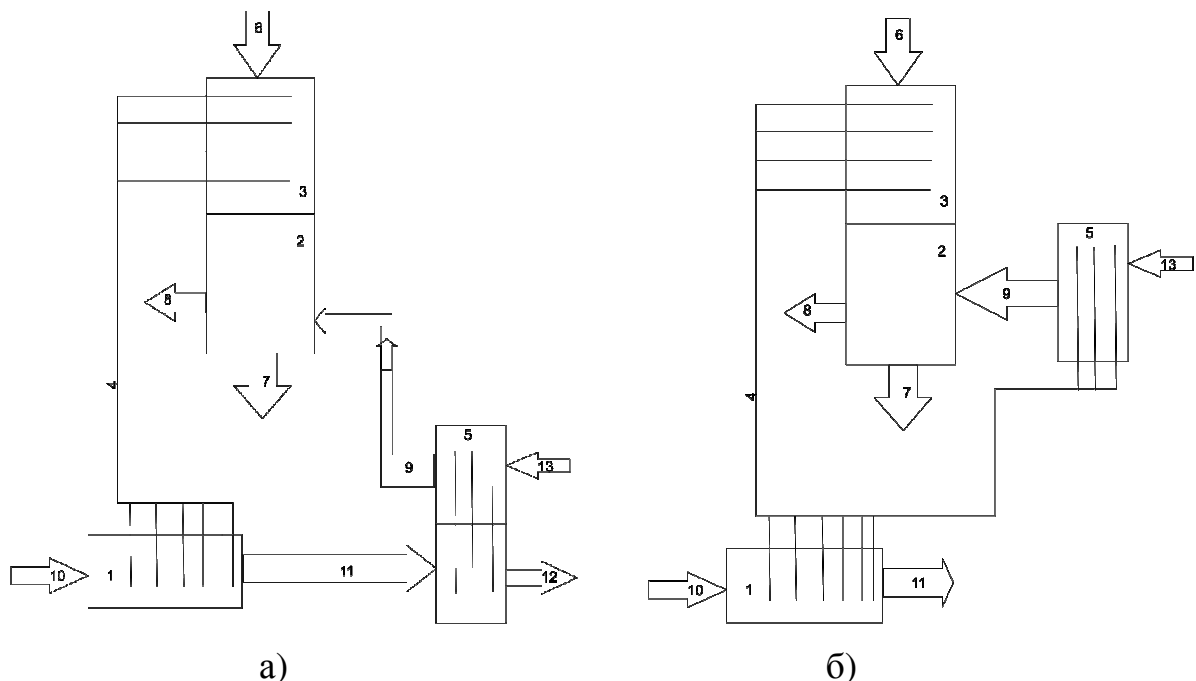


Рис. 5.9. Модифікована блочна сушарка

Модифікована блочна зерносушарка Рис. 5.9 (а) складається з теплогенератора 1, сушильної шахти 2, шарового підігрівача зерна 3, двофазного випарно – конденсаційного контуру 4, термосифонного калорифера 5. Зерно-

вий потік 6 потрапляє в шаровий підігрівач 3, де розташовані конденсаційні ділянки двофазного випарно-конденсаційного контуру. Підігріте в шаровому підігрівачі зерно потрапляє в сушильну шахту 3, де крізь нього проходить потік сушильного агента 9, підігрітого в термосифонному калорифері 5. Випарні ділянки двофазного контуру розташовані в топковій камері теплогенератора 1, де сприймають теплоту від факелу та продуктів згоряння шляхом випромінювання та конвекції. Використання випарно-конденсаційного контуру дозволяє ефективно передавати теплоту від продуктів згоряння шару сипкого матеріалу. Вакуум, створений в двофазному контурі дозволяє зменшити температуру кипіння проміжного теплоносія, що призводить до збільшення температурного напору, а, відповідно, і покращення умов теплопередачі в теплогенераторі, а також, покращення його масогабаритних характеристик. До того ж, вакуумування двофазного контуру призводить до зменшення температури конденсації проміжного теплоносія в шаровому підігрівачі, що потрібно для збереження якості продукту.

Продукти згоряння 11 потрапляють в газохід калорифера 5, де розташовані випарники термосифонів. Конденсатори термосифонів розташовані в газоході в який поступає навколишнє повітря 13, що нагрівається до температури сушильного агента 9.

Запропонована схема дозволяє ефективно передати теплоту від продуктів згоряння до зернових продуктів і сушильного агенту, забезпечуючи екологічну чистоту продукту.

Конструктивно випарники калорифера 5 також можуть бути розташовані в корпусі теплогенератора 1 Рис. 5.9 (б). Це дозволяє більш зручно компоновати блочну зерносушарку замінивши частину повітропроводів на паро- та конденсатопроекти, які мають значно менші діаметри.

У випадку якщо за технологією потрібні більш високі температури сушильного агенту можлива інша компоновка модулів блочної сушарки Рис. 5.10. В такій схемі сушильний агент нагрівається за допомогою двофазного контура в теплогенераторі, а топкові гази, що йдуть, потрапляють в газо-

хід шарового підігрівача. Зде за допомогою термосифонів підігрівають продукт. Тим самим ефективно використовується теплота продуктів згоряння.

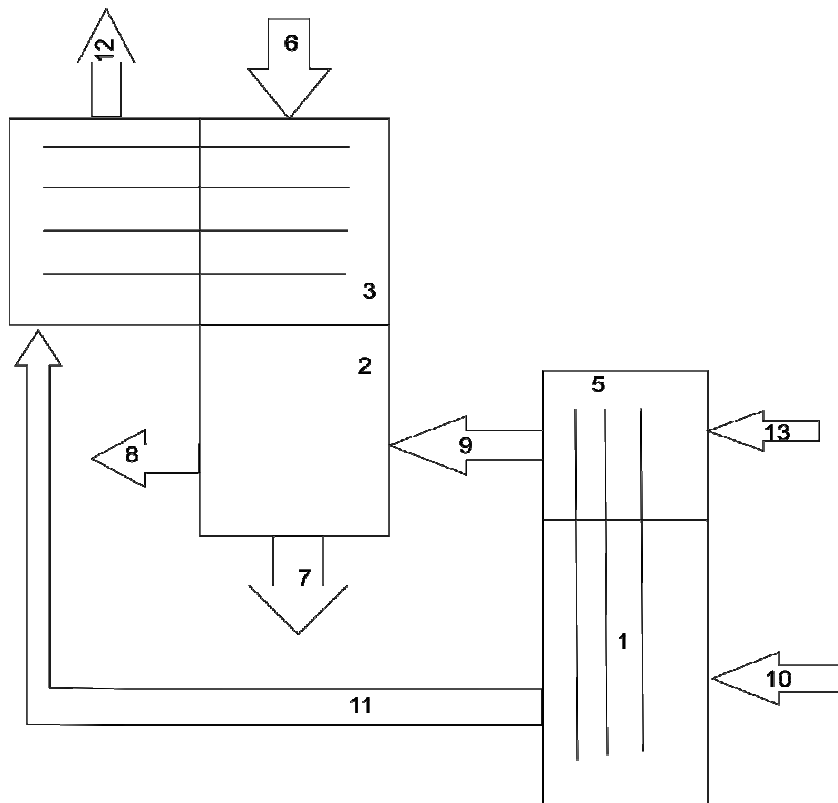


Рис. 5.10. Модифікована блочна сушарка

Для розрахунку і оптимізації запропонованих необхідно розробити методику розрахунку і оптимізації теплогенераторів з двофазними контурами.

5.4. Вакуумна сушарка з двофазним контуром

Використання адресної доставки енергії за допомогою двофазного випарно-конденсаційного контуру дозволяє підтримувати рівномірність прогріву продукту, може забезпечити максимальні швидкості сушіння продукту при збереженні його якості. Особливо це набуває значущості при сушінні термолабільних продуктів в умовах вакууму. В вакуумних установках в процесі сушіння створюється максимальна рушійна сила, але проблемою сучасної вакуумної сушильної техніки є питання підтримки стабільного тиску в апараті. Проблема пов'язана з ростом гідравлічного опору каналів відводу пари, яке різко підвищується при збільшенні продуктивності. Тому, традиційні вакуумні випарні апарати і сушарки для термолабільної сировини працюють в режимі постійного відкачування повітря і парів води з

робочої камери за допомогою вакуум-насоса. На це витрачається до 5% споживаної енергії, ускладнюються умови експлуатації установки.

У більшості конструкцій вакуумних сушарок енергія, необхідна для здійснення процесу видалення вологи, підводиться від полиць, в яких циркулює теплоносіє. Як правило, це повітря або вода. Така схема підведення енергії має істотні недоліки: температура теплоносія по поверхні полиць різна. Це впливає на якість готового продукту, підвищує тривалість сушіння.

В роботі формулюється гіпотеза: «в умовах стабільного вакууму поверхню для конденсації пари можна розташовувати всередині сушильної камери і відводити з установки не пару, а конденсат, що значно знизить гідродинамічний опір лінії відведення вологи, що видаляється, спростить експлуатацію і дасть можливість чітко контролювати кінетику видалення вологи по витраті конденсату. При цьому організація ефективного підведення енергії при граничних умовах 1 роду забезпечується за рахунок теплопередачі за допомогою двофазного випарно-конденсаційного контуру». Для реалізації цього положення необхідно вирішити дві технічних проблеми. По-перше, забезпечити надійну конструкцію системи вакуумування. По-друге, розробити інноваційну систему підведення енергії.

Запропоноване наукове положення реалізовано в основі розробленої вакуумної сушильної установки. По-перше, стінка для конденсації парів, що видаляються з сировини розташовується всередині вакуумної камери. По-друге, підведення теплоти до продукту відбувається за допомогою двофазного випарно-конденсаційного контуру. Схема розробленої установки приведена на Рис. 5.11. Установка складається з вакуумної сушильної камери 1, в якій на піддонах 2 розміщується шар сировини. Піддони встановлюються на полицях 3, які є конденсаторами двофазної випарно-конденсаційної системи, що складається з парогенератора 4, паропроводу, парового колектора 6, колектора конденсату 7 і конденсатопроводу. Пара, що утворюється при сушінні конденсується на холодній поверхні 5, що охолоджується охолоджу-

вальної рідиною. Вакуум в камері 1 забезпечується за допомогою вакуум-насосу (ВН).

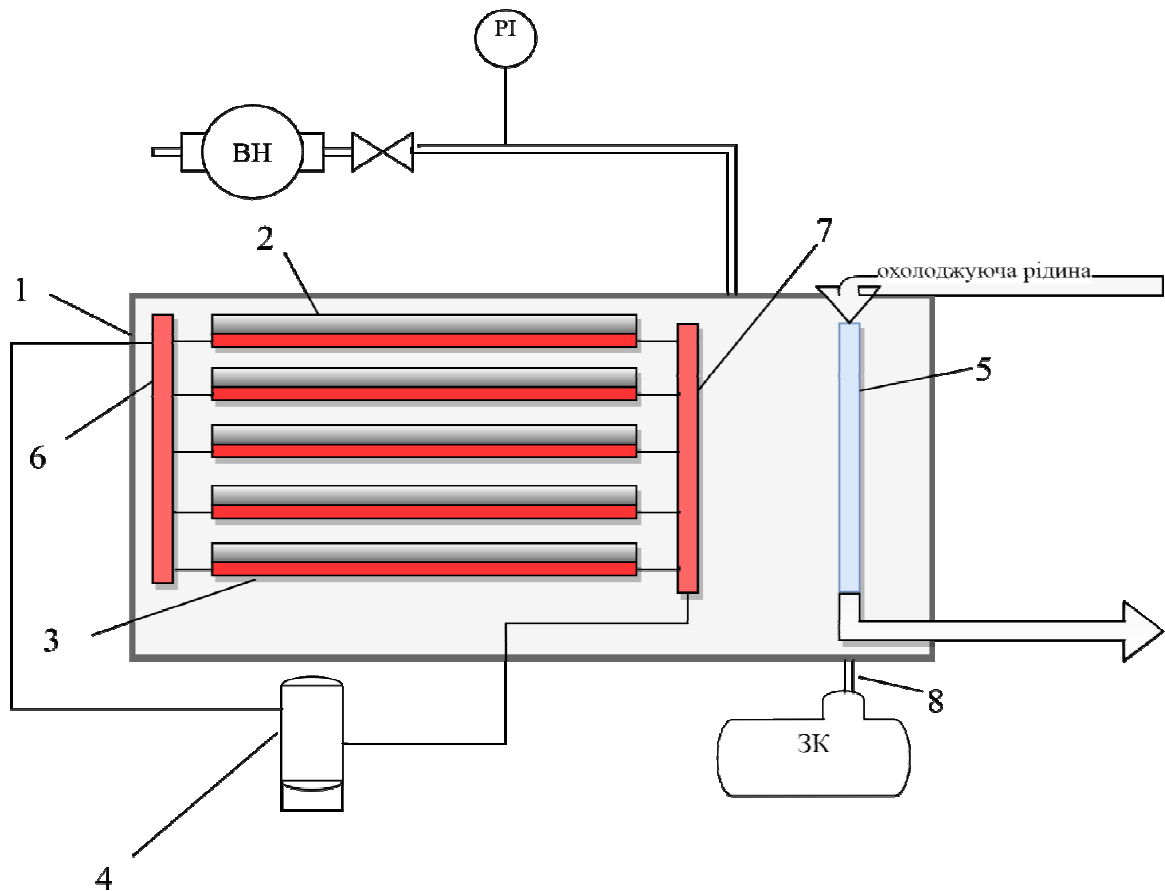


Рис. 5.11. Вакуумна сушарка з термотрансформатором.

Для дослідження вакуумної сушарки була використана рослинна сировина, а саме морква, буряк та яблука. Сушіння проводилось в умовах тиску в камері 10 кПа, та температури на поверхні полиць 60 °С. Крива сушіння яблук представлені на Рис. 5.12, а криві сушіння буряка і моркви представлені на Рис. 5.13. Узагальнена крива сушіння представлена на Рис. 5.14. Як видно з графіка, максимальна швидкість сушіння N_s сягає 0,1 %/хв. Користуючись методом приведеної швидкості сушіння [10,11]

$$\tau = \frac{1}{N} \left[(W_1 - W_c) + A \int_{W_p}^{W_1} \frac{dw}{(W - W_p)^m} + \beta (W_c - W_2) \right] \quad (5.17)$$

та враховуючи що для яблук моркви та буряка показник m що характеризує вид зв'язку вологи з матеріалом та фізико-хімічні властивості матеріалу

дорівнює 1 можемо визначити коефіцієнти A та β для розрахунку тривалості сушіння.

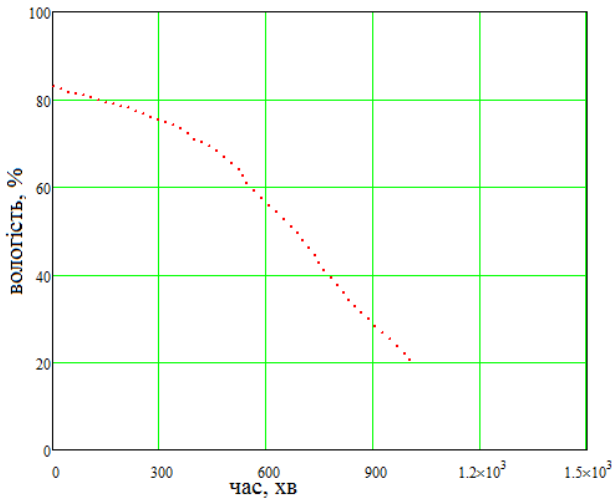


Рис. 5.12. Крива сушіння яблук

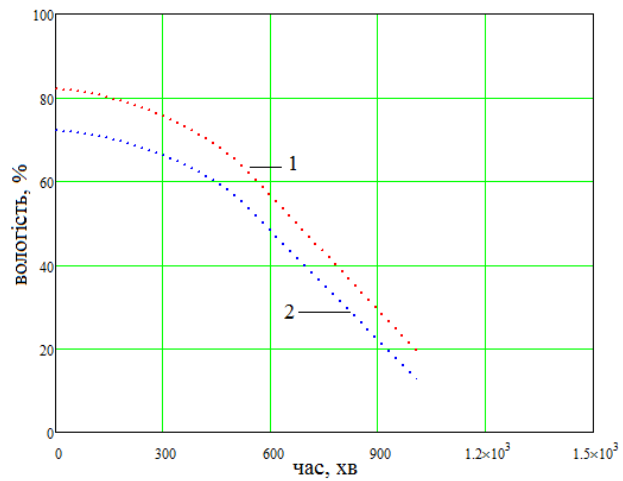


Рис. 5.13. Криві сушіння буряка (1) та моркви (2).

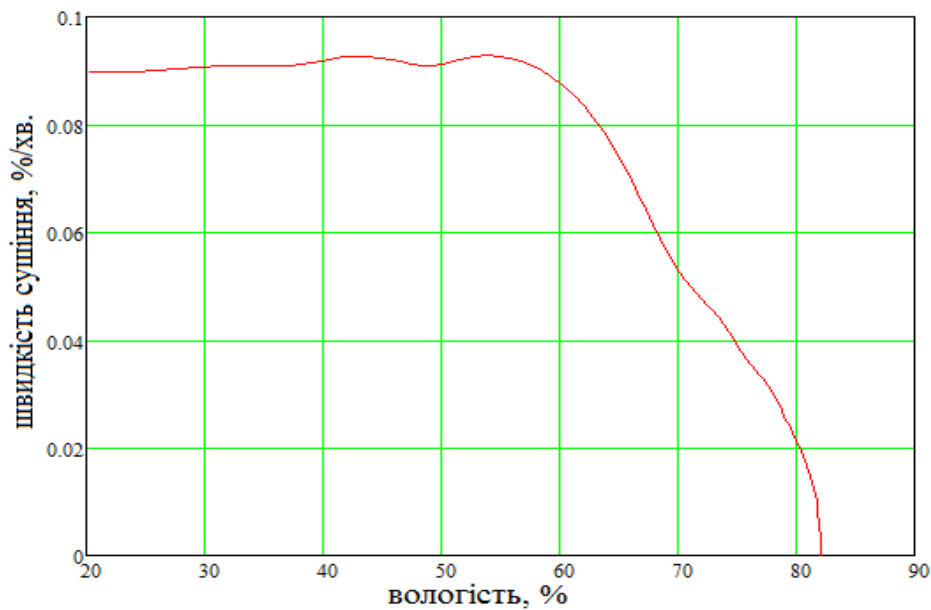


Рис. 5.14. Узагальнена крива швидкості сушіння.

$$\tau_x = \frac{1}{N_s} \left[(W_1 - W_k) + A \cdot \ln \left(\frac{W_k - W_p}{W_2 - W_p} \right) + \beta \cdot (W_k - W_2) \right] \quad (5.18)$$

Але розрахунки за рівнянням показують відхилення від експериментальних даних, тому рівняння було модифікована за умов вакуумного сушіння в рівняння 5.19, що добре узгоджується з експериментальними даними.

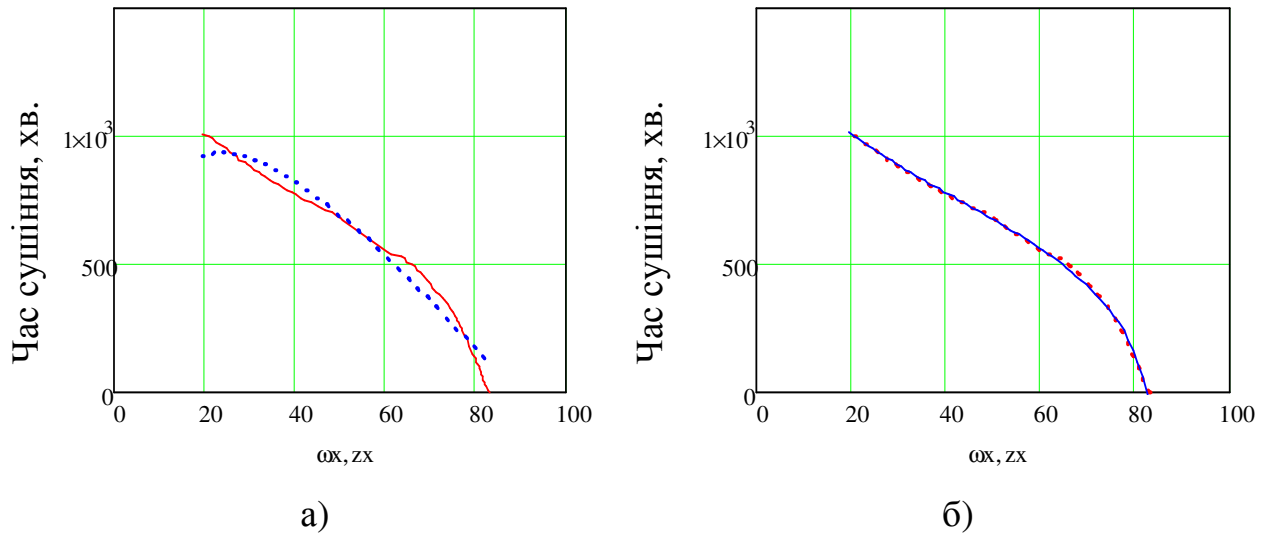


Рис. 5. 15. Залежність часу сушіння від вологості матеріалу розрахована за формулою 5.18 а) та 5.19 б) у порівнянні з експериментальними значеннями.

$$\tau_x = \frac{1}{N_s} \left[\text{const1} + A \cdot \ln \left(\frac{W_n - W_2}{W_2} \right) + \beta \cdot (W_n - W_2) \right] \quad (5.19)$$

Де const1=69%, A=20%, $\beta=0.012$.

Для сушіння мідій були використані такі ж режими як і для сушіння рослинної сировини.

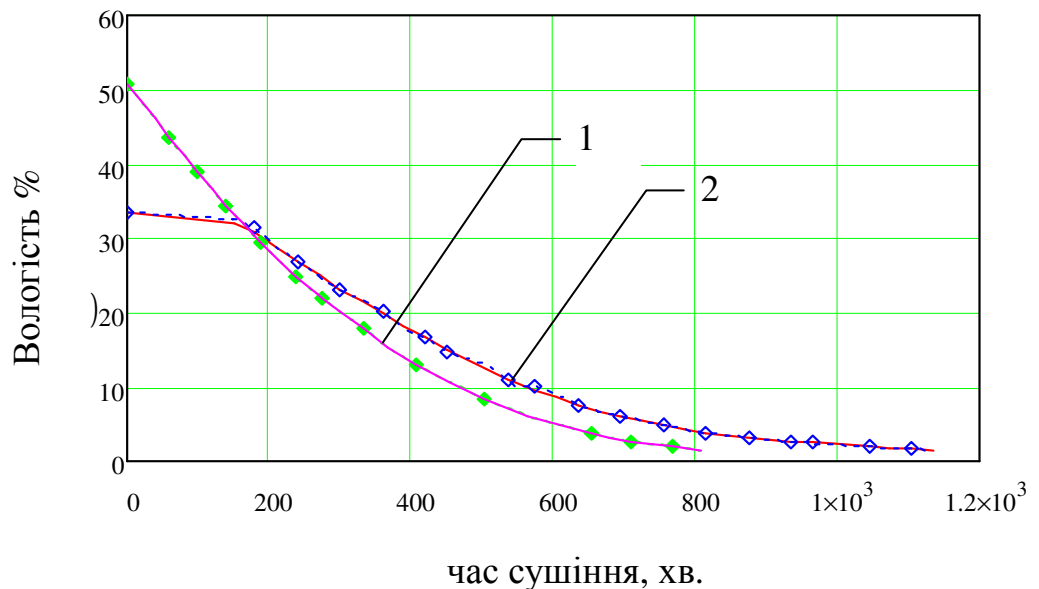


Рис. 5.16. Криві сушіння мідій при початковій вологості $W_1=50\%$ (1) і $W_1=35\%$ (2).

Мідії висушувались разом з оболонкою у подрібненому вигляді. Досліди проводили як з попереднім зневодненням продукту центрифугуванням, так і без нього.

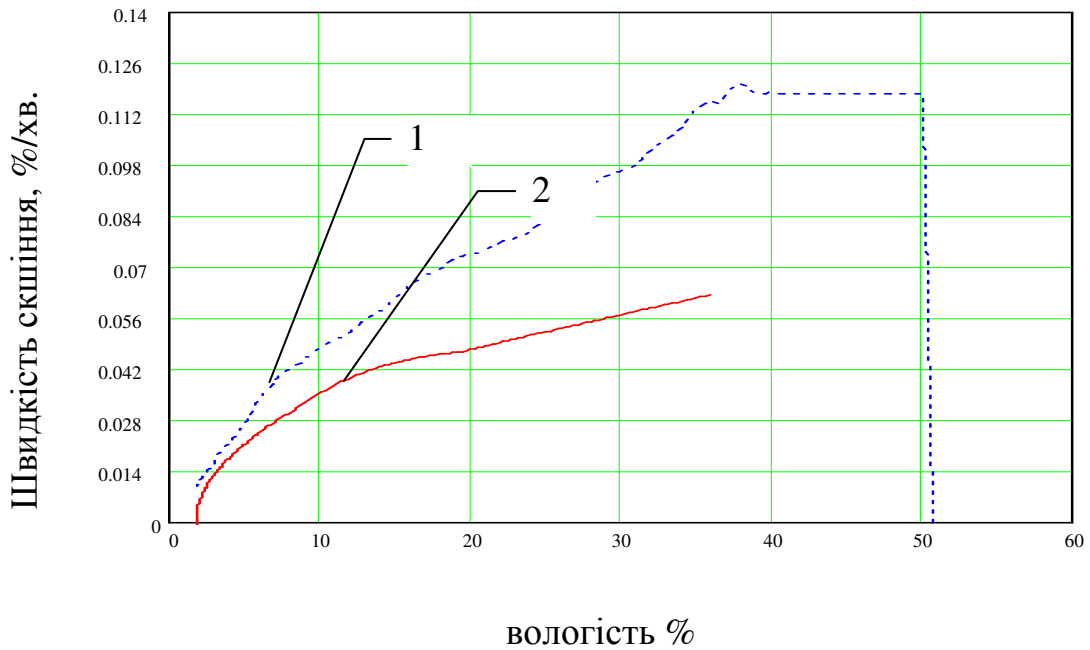


Рис. 5.17. Криві швидкості сушіння при початковій вологості $W_1=50\%$ (1) і $W_1=35\%$ (2).

Розрахунок часу сушіння по методу приведеної швидкості сушіння за формулою 5.18 добре збігається з експериментальними даними Рис. 5.18.

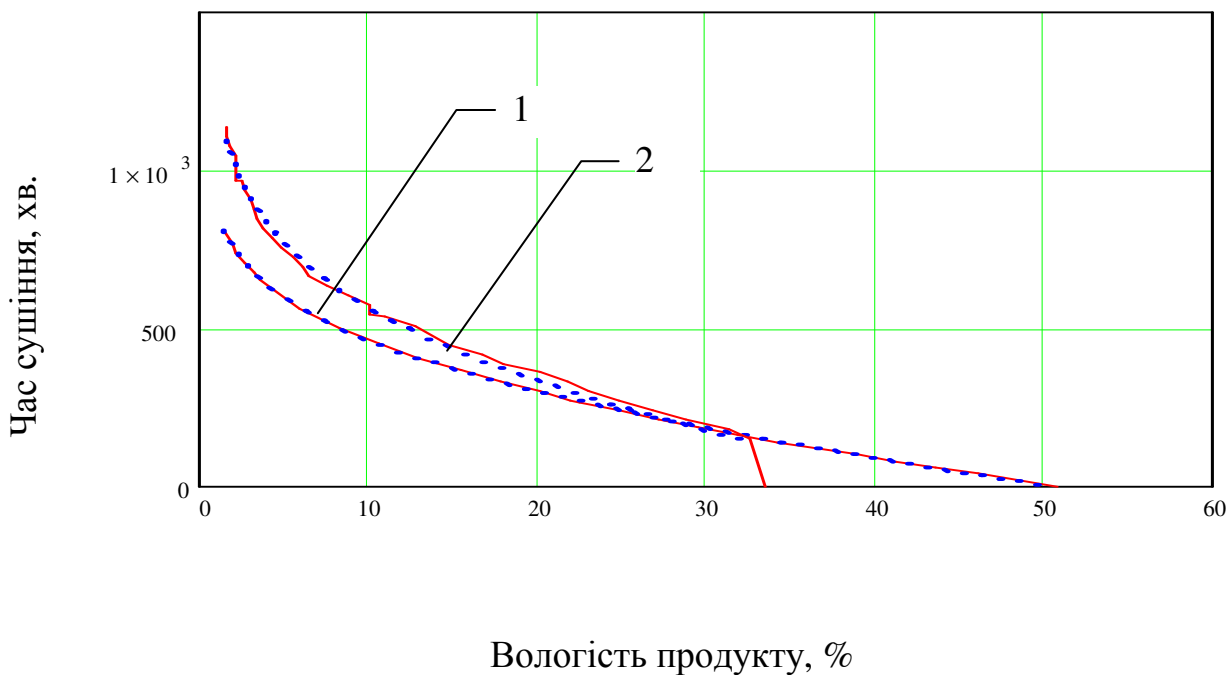


Рис. 5.18. Залежність часу сушіння від вологості матеріалу розрахована за формулою у порівнянні з експериментальними значеннями при початковій вологості $W_1=50\%$ (1) і $W_1=35\%$ (2).

Для запобігання утворенню конденсату на верхній поверхні камери і подальшого повернення його на продукт були встановлені екрани. Але їх встановлення призвело до зменшення швидкості сушіння Рис. 5.17.

У результаті отримали значення $A=17,5\%$ та $\beta=0,45$, за якими можна розраховувати час сушіння мідій в розробленій вакуумній сушарці.

5.5. Модель сушіння матеріалу, що нагрівається на основі уявлень про існування фізичних механізмів уповільнення швидкості випаровування

Сучасний рівень розвитку обчислювальної техніки, а також досягнення в області теорії тепло- і масопереносу при сушінні колоїдних капілярно-пористих матеріалів дозволяють досліджувати процес сушіння зерна при найбільш раціональних з енергетичної точки зору схемах. У зв'язку з цим, актуальним завдання є розробка математичної моделі сушильної технологічної системи для моделювання одночасно протікаючих тепло-масообмінних процесів: сушіння дисперсного матеріалу, регенерації робочих поверхонь теплообмінних пристроїв, процесу теплообміну між теплоносіями різного температурного потенціалу. Можливо, це направлення дозволить створити нові технології енергозбереження і спосіб сушіння зерна в нових, розроблених на основі теплових труб і термосифонів, сушарках.

У пропонованому підході розглядається сушіння матеріалу, що нагрівається, але не деформується. Приймається, що нагрів шару здійснюється через контакт гріючої поверхні з матеріалом, що нагрівається. Принципова схема підходу авторів полягає в наступному:

1. На першому етапі вирішуються проблеми розрахунку нестационарних температурних полів в об'єкті на основі врахування типу джерела енергії і теплових зв'язків з ним об'єкта сушіння. В рамках цього етапу також записуються умови рівноваги на границях розділу фаз, тобто на поверхнях випаровування.

2. На наступному етапі на основі даних про структуру середовища записуються рівняння, які визначають режими і закони руху вологи, що

видаляється в процесі сушіння.

3. Надалі записуються основні співвідношення, що зв'язують розподілення температур з величинами, якими визначаються «рушійні сили» локальних процесів перенесення маси.

4. Як наступний крок, автори пропонують включити додаткові рівняння, що враховують зниження "рушійної сили" в процесі сушіння.

5. На завершальному етапі передбачається спільне об'єднання розрахункових співвідношень в єдину загальну модель і здійснення розрахунків, для визначення втрат вологи.

За результатами кінцевого етапу (5) може виникнути необхідність в коригуванні співвідношень в початкових етапах.

На основі положень викладених в підрозділі 4.4 сформований алгоритм розрахунку процесу сушіння. Істотним додатковими елементами цього розрахунку є процедури, що враховують механізми, що пригнічують інтенсивність цього процесу, що викликають гальмування.

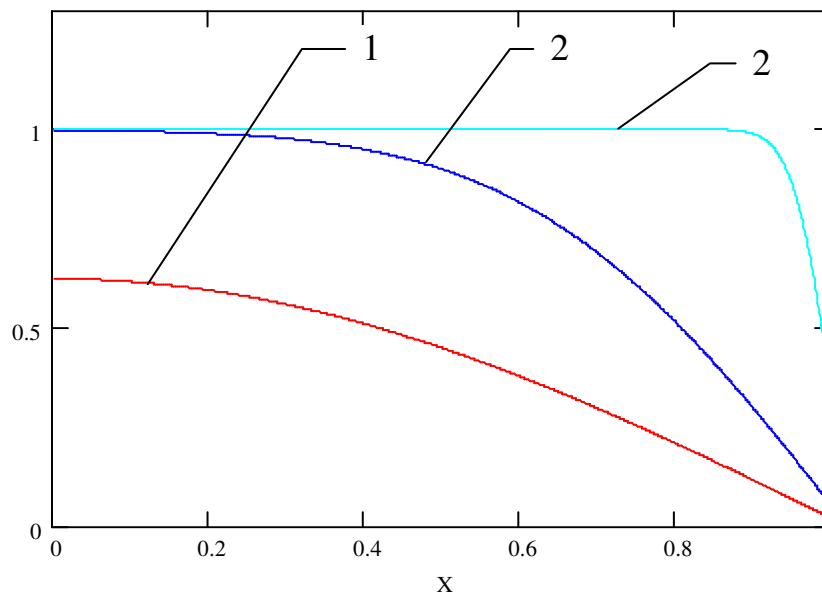


Рис. 5. 19. Зміна відносної надлишкової температури по товщині перегрітого шару при різному часі (числах Фур'є). 1 – $Fo=0,3$; 2 – $Fo=0,05$; 3 – $Fo=0,001$; X - відносна товщина, безрозмірна координата; Θ - безрозмірна температура

Важливим елементом загальної методики розрахунку повинен стати

облік часу загального початкового прогріву ІТС і прилеглого до нього зернового шару. Цьому відповідає розв'язок задачі розглянутий в розділі 4 п. 4.

Уявлення про те, як при числах Біо близько 30 – 50 (наші умови), розподіляються температури в перегрітому шарі в залежності від часу (числа Фур'є) дає графік, отриманий з розрахунку нестационарного рівняння теплопровідності для плоского шару.

Чітко видно, що на початку процесу нагрівання при числах Фур'є менше 0.05, значна частина шару ще не прогріта. Так при Фур'є, що дорівнює 0.001 ця частка перевищує 90%. Природно, це необхідно враховувати не в останню чергу при побудові відповідних моделей.

Рівняння 4.x дає змогу розрахувати динаміку прогріву шару сипучого матеріалу за умови відсутності випаровування вологи з матеріалу, що відповідає першому етапу запропонованої схеми розрахунків. Для другого етапу потрібно записати систему рівнянь переносу маси в середині шару дисперсного матеріалу. В цю систему входить рівняння переносу водяної пари з поверхні матеріалу, фільтраційний потік вологого повітря в шарі, що висушується, дифузійний потік водяної пари та зустрічний йому дифузійний потік сухого повітря. Вважаючи що випаровування відбувається тільки в прогрітій зоні матеріалу запишемо рівняння переносу для прогрітої зони.

$$\frac{dG1}{d\tau} = \beta \cdot [P_n - (P_{pv} + dP_{pv})] \cdot V \cdot S_y \quad (5.20)$$

$$\frac{dG2}{d\tau} = \frac{K_{f1}}{\delta_{30} \cdot \mu_1} \cdot [(P_{sl} + dP_{sl}) - P_0] \cdot \rho_a \cdot [\pi \cdot (Dt + 2\delta_e) \cdot Lt] \quad (5.21)$$

$$\frac{dG3}{d\tau} = \frac{D_{op}}{R_v \cdot T_1} \cdot \frac{(P_{pv} + dP_{pv}) - P_{pv0}}{\delta_{30} - \frac{\delta_e}{2}} \cdot \pi \cdot (Dt + 2\delta_e) \cdot Lt \quad (5.22)$$

$$\frac{dG4}{d\tau} = \left[\frac{D_{op}}{R_a \cdot T_1} \cdot \frac{(P_{pa} + dP_{pa}) - P_{pa0}}{\delta_{30} - \frac{\delta_e}{2}} \right] \cdot \pi \cdot (Dt + 2\delta_e) \cdot Lt \quad (5.23)$$

де δ_{30} – товщина шару сипучого матеріалу, δ_e – товщина прогрітого шару, ρ_a – густина вологого повітря, L_t – довжина тепловоду, D_t – діаметр тепловоду, R_a – газова стала для повітря, R_v – газова стала для водяної пари, V – об'єм прогрітого шару матеріалу, S_y – площа питомої поверхні матеріалу, T_1 – температура прогрітого шару, D_{op} – коефіцієнт дифузії, P_n – тиск насиченої водяної пари при температурі T_1 , P_{pv} , P_{pa} – парціальні тиски водяної пари і повітря відповідно в прогрітому шарі, P_{pv0} , P_{pa0} – парціальні тиски водяної пари і повітря відповідно в навколишньому середовищі, P_{sl} – тиск повітря в прогрітому шарі.

Враховуючи, що $P_{sl} = P_{pv} + P_{pa}$ тоді зміна тиску в шарі за час Δt складе $dP_{sl} = dP_a + dP_v$, а

$$dP_v = \frac{R_v \cdot T}{V_a} \cdot dM_v, \quad dP_a = \frac{R_a \cdot T}{V_a} dM_a \quad (5.24)$$

де dM_v – зміна маси водяної пари за час Δt ,

dM_a – зміна маси сухого повітря за час Δt .

Враховуючи що загальна зміна маси за час Δt складе $dM = dM_a + dM_v$ та $dM = dG_1 - dG_2 - dG_3 + dG_4$ а зміна маси водяної пари відбувається за рахунок випаровування, фільтрації повітря та дифузії

$$dM_v = dG_1 - \frac{x}{1+x} dG_2 - dG_3 \quad (5.25)$$

і зміна маси сухого повітря відбувається за рахунок фільтрації та дифузії

$$dM_a = \frac{-1}{1+x} dG_2 + dG_4 \quad (5.26)$$

де вологовміст повітря:

$$x = \frac{M_v + dM_v}{M_a + dM_a} \quad (5.27)$$

звідки

$$dM_a = \frac{-1}{1 + \frac{M_v + dM_v}{M_a + dM_a}} dG_2 + dG_4 \quad (5.28)$$

$$dM_v = dG_1 - \frac{\frac{M_v + dM_v}{M_a + dM_a}}{1 + \frac{M_v + dM_v}{M_a + dM_a}} \cdot -dM_a \cdot \left(\frac{M_v + dM_v}{M_a + dM_a} + 1 \right) - dG_3 \quad (5.29)$$

Після підстановки та перетворень (див. додаток А) отримаємо рівняння

$$ZX28 \cdot dM_a^4 + ZX33 \cdot dM_a^3 + ZX34 \cdot dM_a^2 + ZX35 \cdot dM_a + ZX36 = 0$$

одним з рішень якого є значення dM_a , з якого можна знайти усі складові переносу повітря і водяної пари в середині шару дисперсного матеріалу. Розрахунки реалізовано в системі маткад (додаток Б) і у вигляді програми для ОС віндос, написаною на ОР (додаток Г).

Визначення коефіцієнту масовіддачі в цих розрахунках може бути проведено за допомогою рівнянь (4.60) що враховують подібність гідравлічного, теплового і масо обмінного приграничного шару. Та неоднорідність складу дисперсного матеріалу і складність взаємного руху часточок матеріалу і газового середовища ускладнюють розрахунки товщини приграничного шару. В таких випадках зручніше використовувати експериментально отримані залежності між числами подоби. Приклад отримання такої залежності для сушіння амаранту а установці з адресним підведенням теплоти за допомогою двухфазного випарно-конденсаційного теплопередаючого пристрою показано в наступному підрозділі.

5.5.1. М а с о в і д д а ч а ш а р у а м а р а н т у . У техніці сушіння широке вживання знаходять теплові труби і термосифони, які дозволяють довести зерносушильні установки до високої енергетичної досконалості відносно використання, утилізації і рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента. При цьому значно знижуються витрати енергії (до 30%), а здійснення «м'яких» режимів сушіння дозволяє отримати висушене зерно високої якості.

Для обробки та зберігання збіжжя амарант необхідно просушити. У промислових масштабах ця технологічна лінія ще не відпрацьована, і сушать

амарант різними способами, у тому числі і в сушарках з паралельними потоками [12]. Процес сушіння насіння амаранту, досліджуваний в даній роботі, проходив в установці, роторна конструкція і принцип дії якого наведено в статтях [13–15].

Масовіддача шару амаранту в установці описується рівнянням:

$$\frac{dW}{d\tau} = \beta \cdot F (p_{\text{пов}} - p_a) \quad (5.30)$$

де dW – зміна маси вологи в насініні амаранту з часом; $d\tau$ – зміна часу; β – коефіцієнт масообміну; F – площа поверхні насініні амаранту; $P_{\text{пов}}$ – тиск пари над поверхнею насініні; P_a – парціальний тиск водяної пари в повітрі.

Або, використовуючи активність води a_w і тиск водяної пари над вільною поверхнею p_i

$$\frac{dW}{d\tau} = \beta \cdot F (a_w \cdot p_i - p_a) \quad (5.31)$$

Розділивши отримане рівняння на $G_{\text{общ}}$ і враховуючи, що $G_{\text{общ}} = \rho_o \cdot (F/S_{\text{уд}})$, отримаємо

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \beta \cdot \rho \cdot S_{\text{д}} \cdot (a_w \cdot p_i - p_a) \quad (5.32)$$

де ω – вологість матеріалу; ρ – щільність шару амаранту;

$S_{\text{уд}}$ – питома поверхня насіння.

Коефіцієнт активності води для амаранту можна визначити по кривих десорбції, приведених в статті [12]. Крива сорбції описується рівнянням

$$\varphi_1 := e^{\frac{-(A)}{R \cdot T_1} - B \cdot U_1} \quad (5.33)$$

де, $B=25$ та $A := 219.17e^{0.0121 \cdot T_1}$

Коефіцієнт волого-переносу β можна визначити за критеріальним рівнянням

$$Sh = A \cdot Re_B^n \cdot (1 + Pe_m)^m \cdot (\gamma / \gamma_0)^k \quad (5.34)$$

де A – константа, яка обчислюється експериментально;

n, m, k – показники, що визначаються експериментально;

Re_B – число Рейнольдса;

Pe_m – масообмінне число Пекле;

γ, γ_0 – робочий і базовий кут нахилу термосифону, що обертається.

Враховуючи, що вимушений рух повітря створюється лише обертанням агрегату, рівняння (5) може бути спрощене і представлене у вигляді:

$$Sh = A_0 + A_1 \cdot Pe_m^m \cdot (\gamma / \gamma_0)^k \quad (5.35)$$

В результаті обробки експериментальних даних (Рис. 5.20) були отримані коефіцієнти критеріального рівняння:

$$Sh = 4 \cdot 10^{-9} + 6 \cdot 10^{-7} \cdot Pe_d^{0.9} \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma_0} \right)^2 \quad (5.36)$$

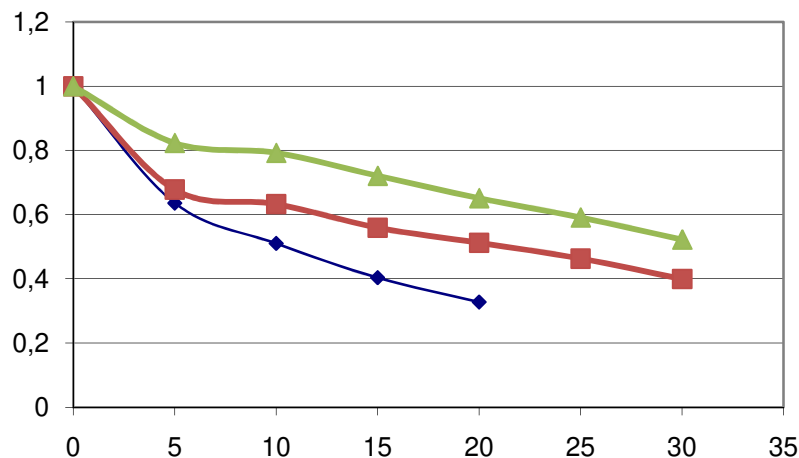


Рис. 5.20. Лінії сушіння амаранта.

Отримане рівняння дозволяє розраховувати кінетику сушіння амаранту в термомеханічному агрегаті з ТС, що обертається, при швидкостях обертання термосифону до 40 об/хв і кутах нахилу до 45°.

5.5.2. Основні результати моделювання. Результати моделювання представлені на наступних малюнках (Рис.5.21 – 5.29). На Рис. 5.27 представлені типові результати розрахунку зміни кількості вологи на зовнішній поверхні зернового шару від часу. Видно, що протягом приблизно 300 секунд має місце збільшення маси вологи в «рухомому нагрітому шарі», це пов'язано зі зростанням об'єму самої поверхні. Далі про настання часу, коли ця частина стає рівною всій товщині, настає момент різкої зміни цієї тенденції. Слід зазначити, що дані розрахунків, представлені на Рис. 5.27 отримані для умов: прийнято, що волога на зовнішній поверхні становить 50% від загальної вологи; Пористість шару прийнята рівною 0,7 (Wv07), 0,8 (Wv08) і 0,9 (Wv09).

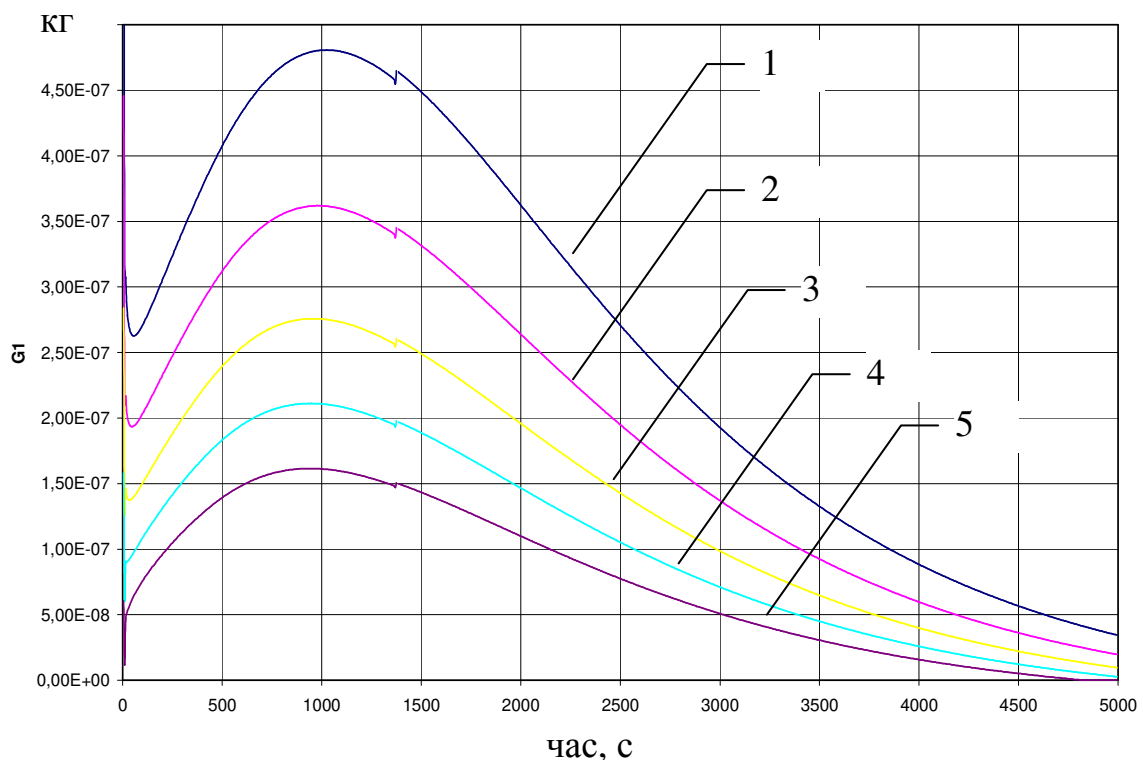


Рис. 5.21. Зміна потоку випаровування G_1 , для відсотку поверхневої вологи 1 – 35, 2 – 30, 3 – 25, 4 – 20, 5 – 15.

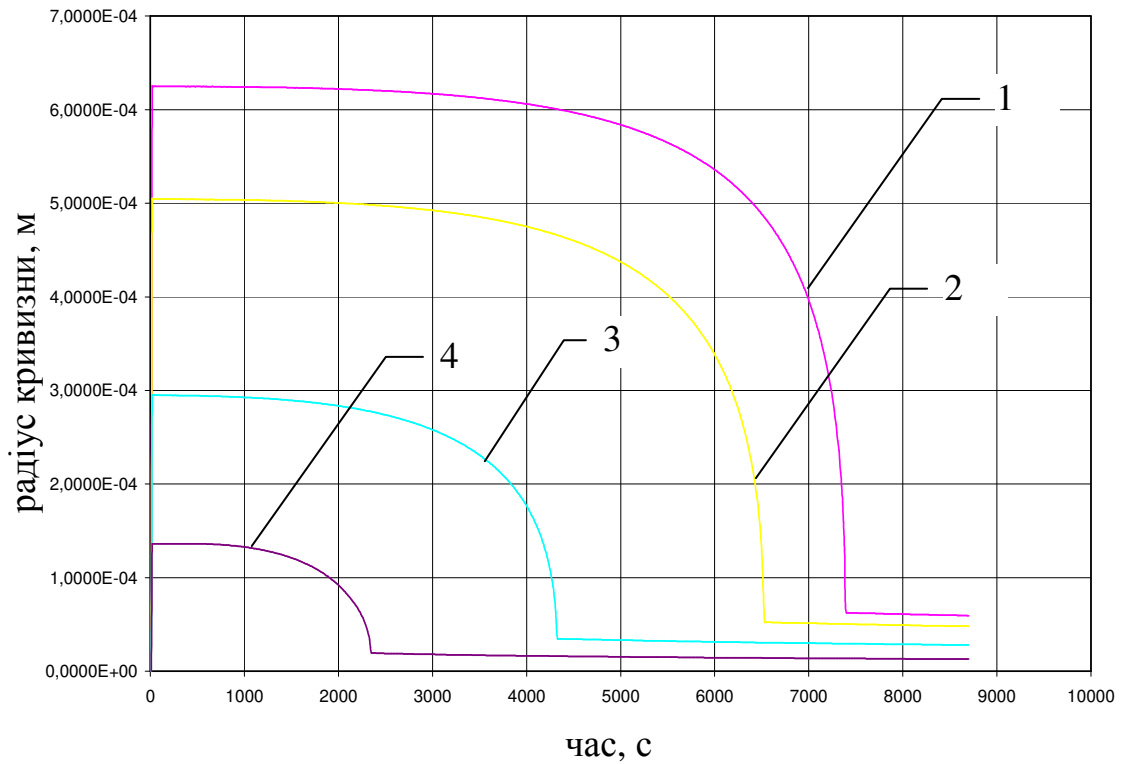


Рис. 5.22. Залежність радіусу кривизни від часу для порозності шару – 1 – 0.95, 2 – 0.5, 3 – 0.1 та 4 – 0.01

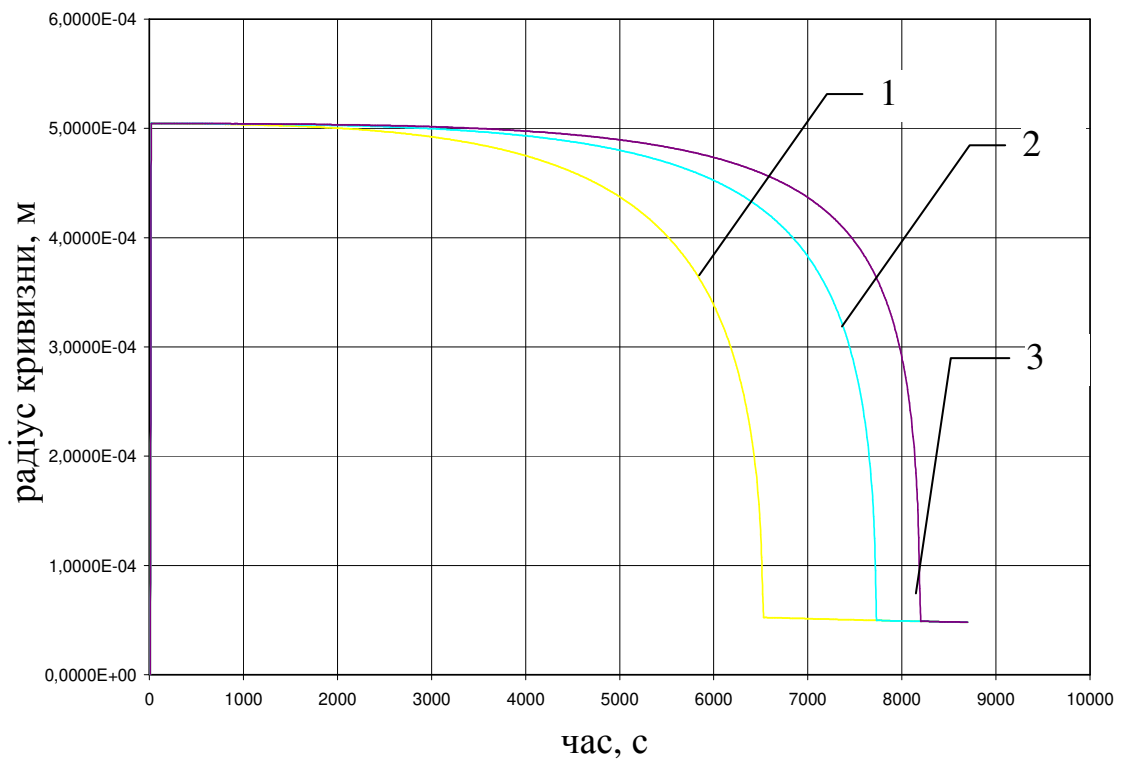


Рис. 5.23. Залежність радіусу кривизни від часу для порозності шару – 1 – 0.9, 2 – 0.75, 3 – 0.6.

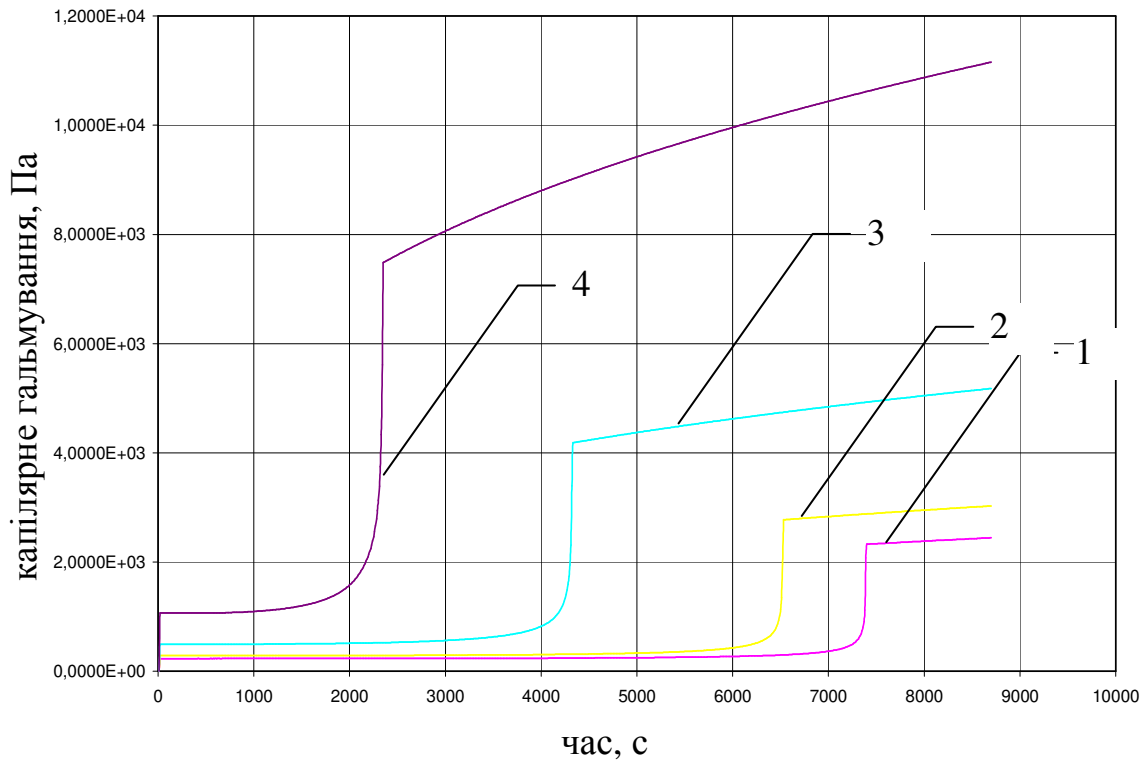


Рис. 5.24. Залежність "капілярного гальмування" від часу для порозності шару: 1 – 0.95, 2 – 0.5, 3 – 0.1 та 4 – 0.01

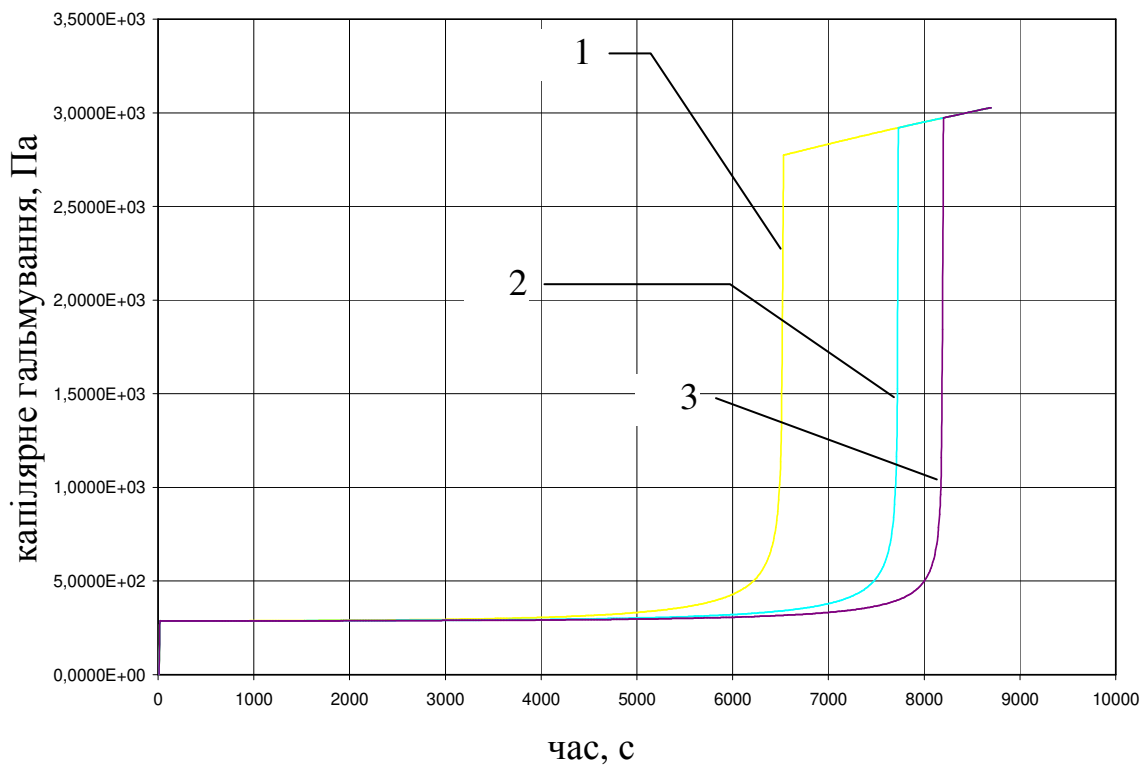


Рис. 5.25. Залежність "капілярного гальмування" від часу для порозності шару: 1 – 0.9, 2 – 0.75, 3 – 0.6.

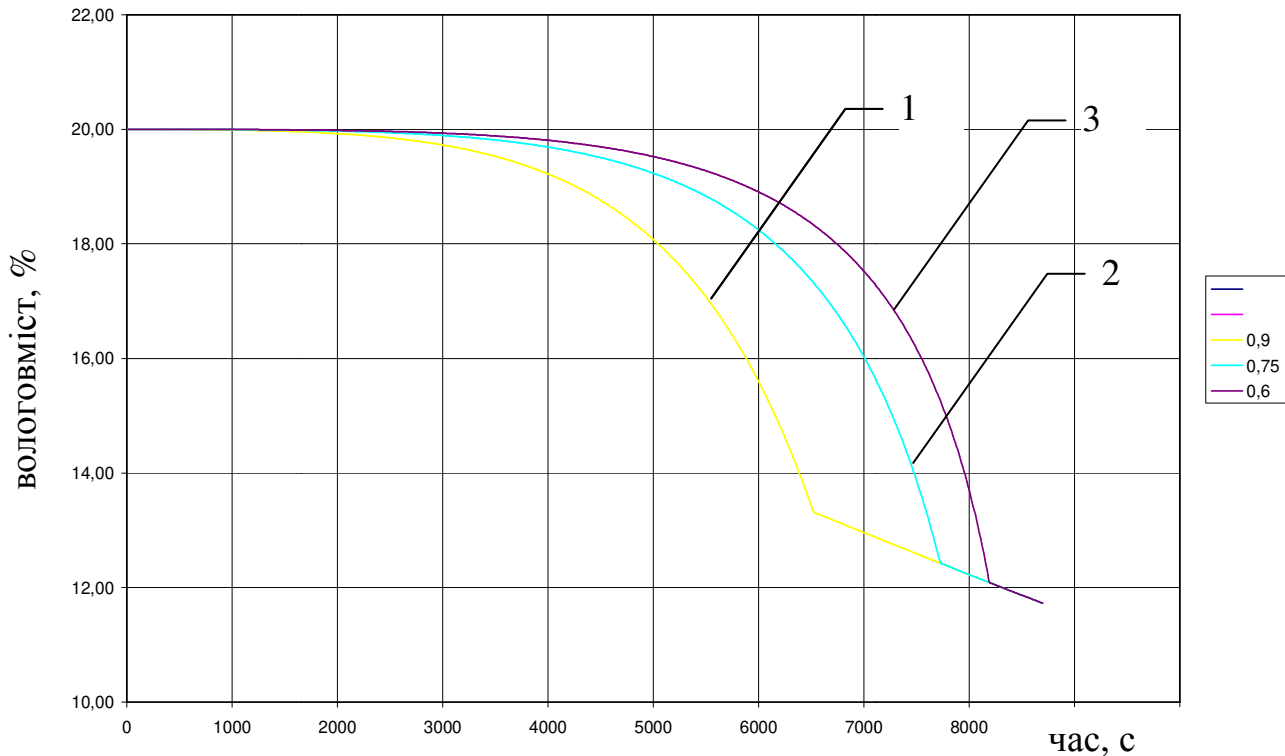
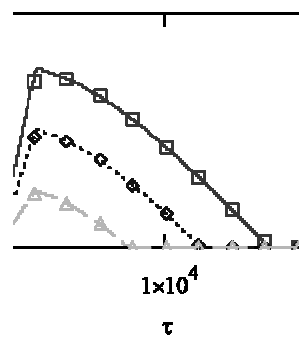


Рис. 5.26. Зміна вмісту води в часі. для порозності шару: 1 – 0.9, 2 – 0.75, 3 – 0.6.



зміна кількості водної пари на зовнішній поверхні ід часу.

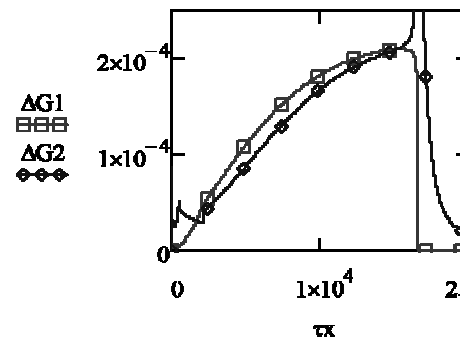


Рис. 5.28. Зміна потоку випаровування ΔG_1 і фільтраційного потоку ΔG_2 за час τ

На Рис. 5.21, Рис. 5.28 представлені типові залежності масових потоків пароповітряної суміші, обумовлених випаровуванням води ΔG_1 і фільтрацією ΔG_2 . Умови розрахунків тіж, величина пористості прийнята 0,7. Ці графіки є типовими і узгодження цих потоків відповідають кінцевим результатам.

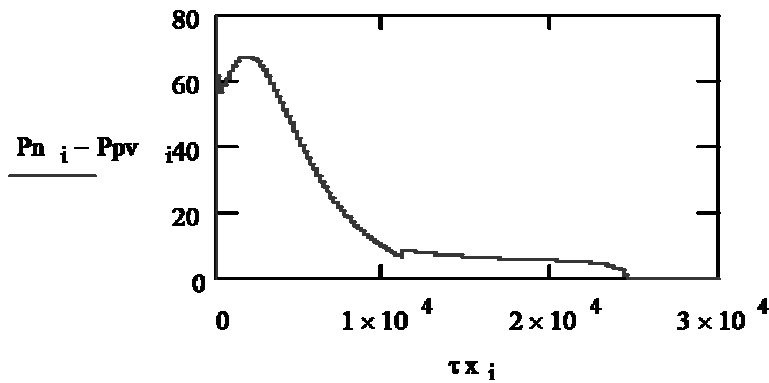


Рис. 5.29. Зміна рушійної сили за час τx_i

На Рис. 5.22, Рис. 5.23. представлені дані розрахунків залежності радіусів кривизни, «менісків, що заглиблюються» від часу при різних значеннях пористості перемішуваного зернового шару (0,7-0,99).

На Рис. 5.24, Рис. 5.25 представлені дані розрахунків по динаміці капілярного тиску над менісками, що заглиблюються в залежності від часу. Дані отримані для таких умов: 1. Частка вологи на зовнішній поверхні зернового шару: 50%; 2. Пористість перемішуваного шару становить 0,7 0,9 і 0,99; 3. При врахуванні впливу перемішування, на підставі даних [16], прийняті наступні емпіричні коефіцієнти: коефіцієнт впливу труби дорівнює 4,5 і середній коефіцієнт гальмування дорівнює 0,275. Нормальна складова турбулентного перенесення прийнята 0,25.

На Рис. 5.29 представлені дані розрахунків по зміні рушійної сили процесу масовіддачі від часу для умов: пористості шару рівної 0,5; На рис.6 показані дані розрахунків по динаміці зміни вологи в перемішувати зерновому шарі (тобто процесу сушіння) в залежності від часу при різних вихідних даних: 1. Прийняті значення пористості перемішуємо шару 0,7 0,9 і 0,99. 2. Значення частки вологи на зовнішній поверхні 50%.; Так само на рис. 6 представлені для порівняння результати експериментальних досліджень процесу сушіння в перемішувати шарі з [17].

Як можна помітити, кількість вологи на зовнішній поверхні зменшується, що призводить до зменшення радіуса кривизни на кордоні фаз, а це супроводжується збільшенням капілярного тиску і відповідним зниженням

"рушійної сили" перенесення маси в цей момент. Це в свою чергу призводить до різкого скорочення швидкості видалення вологи.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 5

Запропонований підхід є новим кроком в описі внутрішніх механізмів процесу сушіння. Він корисний для поглиблення аналізу внутрішнього механізму процесів сушіння.

Запропоновано існування як мінімум двох форм гальмування під час сушіння. Перша проявляється, коли волога на поверхні починає зникати. Друга виявляється, коли починає випаровуватися волога з внутрішнього обсягу, і відбувається поглиблення зони випаровування. Гальмування в першій формі пов'язано з елементами вологи, які залишаються в кутах в місцях контакту. В результаті, це призводить до зростання капілярного тиску і, відповідно, зменшення тиску парів над поверхнею матеріалу і, відповідно, рушійної сили.

В умовах стабільного вакууму поверхню для конденсації пари можна розташовувати всередині сушильної камери і відводити з установки не пару, а конденсат, що значно знизить гідродинамічний опір лінії відведення вологи, що видаляється, спростить експлуатацію і дасть можливість чітко контролювати кінетику видалення вологи по витраті конденсату. При цьому організація ефективного підведення енергії при граничних умовах 1 роду забезпечується за рахунок теплопередачі за допомогою двофазного випарно-конденсаційного контуру

Доведено можливість організація процесу сушіння в вакуумі при конденсації пари водяної пари безпосередньо в обсязі сушильної камери. Необхідність вакуумування камери обмежується 1 разом в зміню.

Доведено можливість теплопередачі до поверхні продукту за допомогою двофазного випарно-конденсаційного контуру. Термограми продукту, отримані за допомогою тепловізора, свідчать про незначне (в межах 1 °С) відхилення температур у всіх касетах. Рівень температур і інтенсивність виходу

пари з сировини показують, що установка відповідає вимогам до інноваційних зразків енергоефективної техніки сушіння.

Запропоновані конструкції модифікованих блокових зерносушарок дозволяють ефективно передавати теплоту від продуктів згорання до сипучого матеріалу, що висушується, та сушильного агента при збереженні екологічної безпеки продукту. Але потрібен розвиток методів розрахунку і оптимізації теплогенеруючого обладнання з двофазними випарно-конденсаційними контурами.

Список використаних джерел

1. Burdo O. G. Evolution of dryers. Polygraph. Kyiv. 2010. 368 p.
2. Бурдо О. Г., Зиков О. В., Донкоглов В. І. Невтішний виходить моніторинг енергозатрат на зернопереробних підприємствах України. Зерно і хліб. 2006. № 3. С. 46–48.
3. Зиков О. В. Екологічно безпечні схеми і апарати з термосифонами для термообробки зерна. Одеська Національна Академія харчових технологій. 2004. №1. С. 33–36.
4. Бурдо О. Г. Энергетический мониторинг пищевых производств. Полиграф. Одесса. 2008. 244 с.
5. Бурдо О. Г., Светличный П. И., Зыков А. В. Стратегия совершенствования энерготехнологий в условиях кризиса. Интегровані технології та енергозбереження. 2009. № 3. С. 3–10.
6. Бурдо О. Г., Мілінчук С. І., Зиков О. В. Нові теплотехнології зерносушіння. Наук.-вироб. журнал. Вип. 2006. С. 16–21.
7. Бурдо О. Г., Зиков О. В., Гайда С. Нові принципи термообробки зерна. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 1999. № 20. С. 223–229.
8. Бурдо О.Г. Эволюция сушильных установок. Полиграф. Одесса. 2010. 368 с.
9. Бурдо О. Г. Смирнов Г. Ф. Терзиев С. Г. Зыков А. В. Инновационные теплотехнологии АПК на основе тепловых труб. Инвац. Одесса. 2014. С. 10–13.
10. Мамин В. Н. Особенности сушки айвы и яблок. КубГТУ. Научные труды. 2015. № 2. С. 342–346.
11. Лавров Л. А., Иванов М. Н. Система уравнений кинетики переноса процесса сушки коллоидных капиллярно пористых тел. Курск. 2006. № 1. С. 37–44.
12. Антипов С. Т. Исследование и анализ гигроскопических свойств семян амарант. Вопросы современной науки и практики. Научные труды

университета им. В. И. Вернадского. Москва. 2008. Вып. 2. № 4(14). С. 197–201.

13. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В., Воскресенская Е. В. Обобщение экспериментальных данных сушки амаранта, тепловая модель процесса сушки. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. Одеса. 2012. № 41 (1). С. 133–137.
14. Зиков О. В., Воскресенська О. В. Моделювання процесу сушіння амаранту в апараті з термосифоном, що обертається. Науковий вісник Львівського національного університету ветеринарної медицини та біотехнологій імені СЗ Гжицького. 2011. Вип. 13. № 4 (50). С. 23–26.
15. Зыков А. В., Воскресенская Е. В. Моделирование процесса сушки амаранта. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 2011. № 39 (2). С. 355–358.
16. Зыков А. В., Смирнов Г. Ф. Теоретический анализ процессов сушки зерна во вращающемся испарительном термосифоне (ИТС). Наукові праці ОНАХТ. Одесса. 2014.
17. Безбах И. В., Бурдо О. Г. Термомеханический агрегат для дисперсных продуктов. Наукові праці ОНАХТ. 1999. № 21. С. 234–237.

РОЗДІЛ 6.

РОЗРОБКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ ПРОЦЕСІВ КОНЦЕНТРУВАННЯ.

Системи термотрансформації на основі двофазних випарно-конденсаційних контурів дозволяють підвищити енергоефективність процесів концентрування харчових розчинів в ВВУ. Але розробка енергоефективної техніки для процесів концентрування потребує визначення основних задач удосконалення процесу і подальшої їх реалізації.

6.1. Задачі удосконалення процесу.

Як було показано у першому розділі, знизити витрату теплоти в цілях підвищення економічності випарного апарату можна не тільки шляхом прямого використання вторинної пари в якості нагрівача в подальших корпусах установки, а й шляхом термокомпресії, тобто підвищення температури і тиску вторинної пари шляхом стиснення. Вторинну пауа при цьому можна використовувати в тому ж апараті, де вона утворилася, якщо підвищити її тиск до тиску гріючої пари.



Рис. 6.1. Шляхи підвищення енергоефективності процесів концентрування.

Стиснення здійснюється за допомогою пароструминних ежекторів, в яких використовують гострий пар більш високого тиску, або механічно – турбокомпресорами. Іншим напрямком є використання енергії вторинної пари за допомогою парокompресійних або абсорбційних теплових насосів (Рис. 6.1).

При цьому необхідно враховувати вплив режимних параметрів установок на ефективність перетворення енергії та ефективність енерготехнології концентрування в цілому.

Розроблено схемні рішення та методики знаходження раціональних режимних параметрів, що забезпечують мінімальне, в даних умовах, споживання енергії на процес.

6.2. Схеми реалізації систем адресної доставки енергії і термотрансформації, структурні моделі.

Механічне стиснення вторинної пари здійснюється вентиляторами-турбокомпресорами, останні версії яких забезпечують збільшення температури гріючої пари до 8 градусів Цельсію, або спеціалізованими ротаційними компресорами, що дозволяють збільшити ентальпії пари у 1,1 – 1,5 разів.

Основним принципом механічної рекомпресії є видалення пари, що випаровується з продукту, стискання її механічним пристроєм до більш високого тиску і використання пари високого тиску, що має відповідно більш високу температуру насичення, для забезпечення нагрівання і випарювання розчину. Тому компресор працює також як тепловий насос, додаючи енергію до вторинної пари. Оскільки механічні компресори не потребують гріючої пари, вся пара може бути стиснута до підвищеного тиску і температури, що виключає необхідність подальших систем відновлення або конденсаторів. Немає необхідності вводити пару, коли система працює. Невелика різниця в ентальпії між парами на конденсату та кипіння – це теоретична енергія, необхідна для випарювання. По суті, процес повторно використовує приховану теплоту пари.

Під час механічної рекуперації пара, що утворюється у випарнику-сепараторі 1, стискається до більш високого тиску за допомогою механічного компресора 3, та направляються у кип'ятильник 2 (Рис. 6.2). Високотемпературний конденсат, відділений від неконденсованих газів в сепараторі 5, направляється в теплообмінник 4 для попереднього підігріву продукту.

Ця техніка вимагає енергії в кількості достатньої тільки для стиснення парів, тому що прихована теплота пароутворення використовується повторно. В залежності від умов, випарний апарат з механічним стисненням може бути еквівалентний багатоступеневій установці зі 100 ступенями. На практиці, через неефективність процесу стиснення, еквівалентна кількість ступенів знаходиться в діапазоні від 10 до 55 залежно від коефіцієнта стиснення.

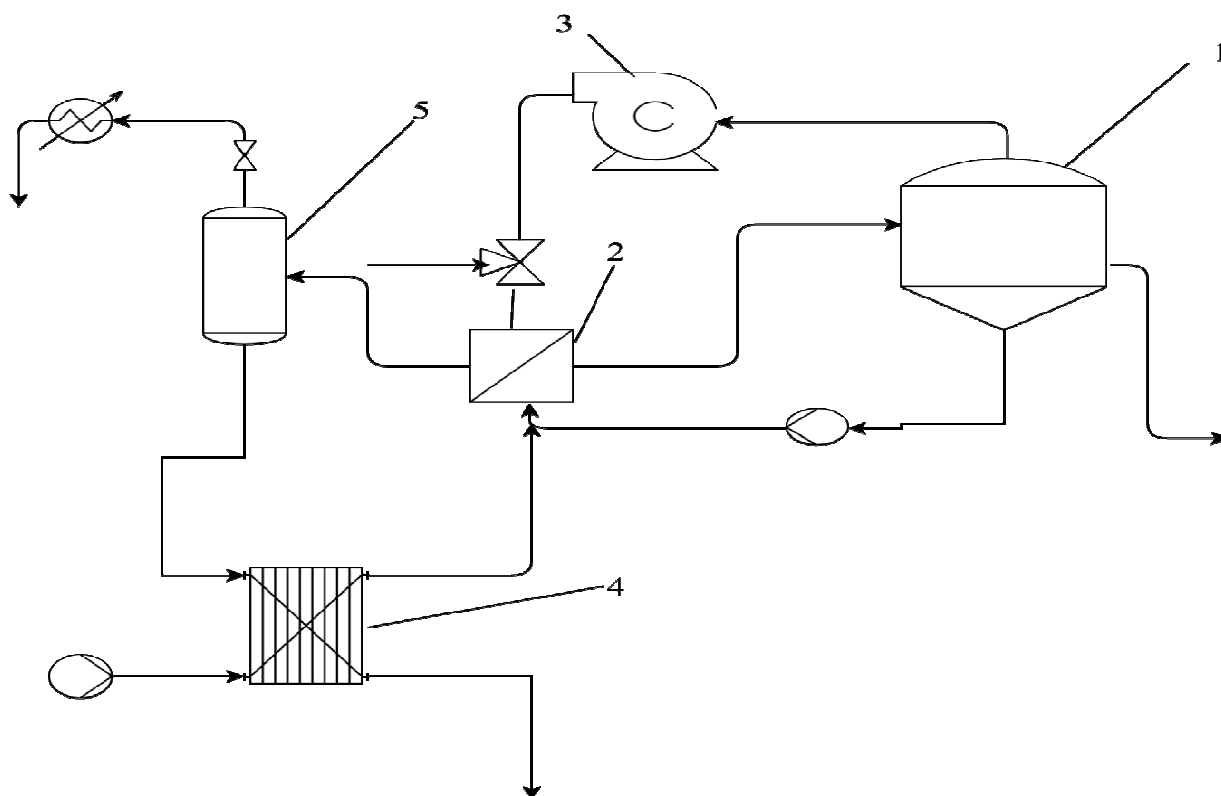


Рис. 6.2. Схема випарної установки з механічною рекомпресією.
1 – випарник-сепаратор, 2 – кип'ятильник, 3 – механічний компресор, 4 – теплообмінник-підігрівач, 5 – сепаратор неконденсованих газів

Випаровування з механічним стисненням забезпечує надзвичайно енергоефективну техніку для концентрації сухих речовин у розчинах. Зазвичай початкові капітальні витрати системи такої вищі, ніж порівнянні з паровий

ежектором. Однак, вони повинні окупитися за рахунок більш ефективної системи використання енергії.

Не менш ефективним є і використання парокompресійних теплових насосів в технологіях вакуумного концентрування. Робота вакуум випарного апарата з тепловим насосом ґрунтується на приведенні рідкого продукту до температури його кипіння, що становить приблизно 40 – 60 °С при роботі в вакуумних умовах. Коли продукт починає кипіти в гріючій камері 5, вторинна пара конденсується в конденсаторі 1 і виводиться з системи, а в гріючу камеру подається більше продукту. Поданий продукт нагрівається тепловим насосом таким чином, щоб процес випаровування продовжувався (Рис. 6.3).

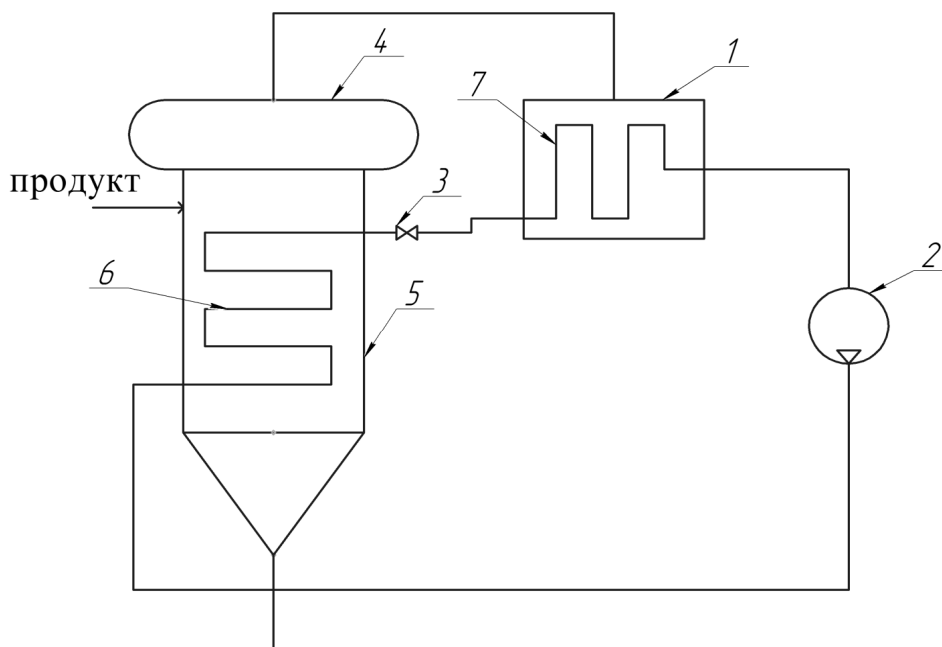


Рис. 6.3. ВВУ з тепловим насосом (без попереднього підігріву продукту):

1 – конденсатор; 2 – компресор; 3 – дросель; 4 – сепаратор; 5 – гріюча камера; 6 – конденсатор ТН; 7 – випарник ТН.

Робота системи генерації теплоти для процесу випаровування заснована на випарно-конденсаційному циклі в замкнутому контурі. Холодильний агент стискається компресором 2, внаслідок чого його температура і тиск збільшуються. Потім він циркулює через теплообмінник 6 гріючої камери випарного апарату, нагріваючи продукт. Оскільки система працює під вакуу-

мом, температура кипіння становить близько 40 – 60 °С. Холодильний агент залишає теплообмінник 6 гріючої камери 5, і дроселюється за допомогою розширювального вентиля 3. Проходження через другий теплообмінник 7 (конденсатор 1) викликає конденсацію вторинної, пари, і випаровування холодильного агента перед тим, як знову проходити через компресор 2, таким чином, повторюючи цикл. Така система не вимагає іншого джерела нагрівання або охолодження. Це означає, що процес є надзвичайно вигідним з економічної та управлінської точки зору.

У випадку, коли на підприємстві є додаткове джерело теплової енергії може бути економічно доцільним використовувати попереднє нагрівання продукту за рахунок теплової енергії (Рис. 6.4).

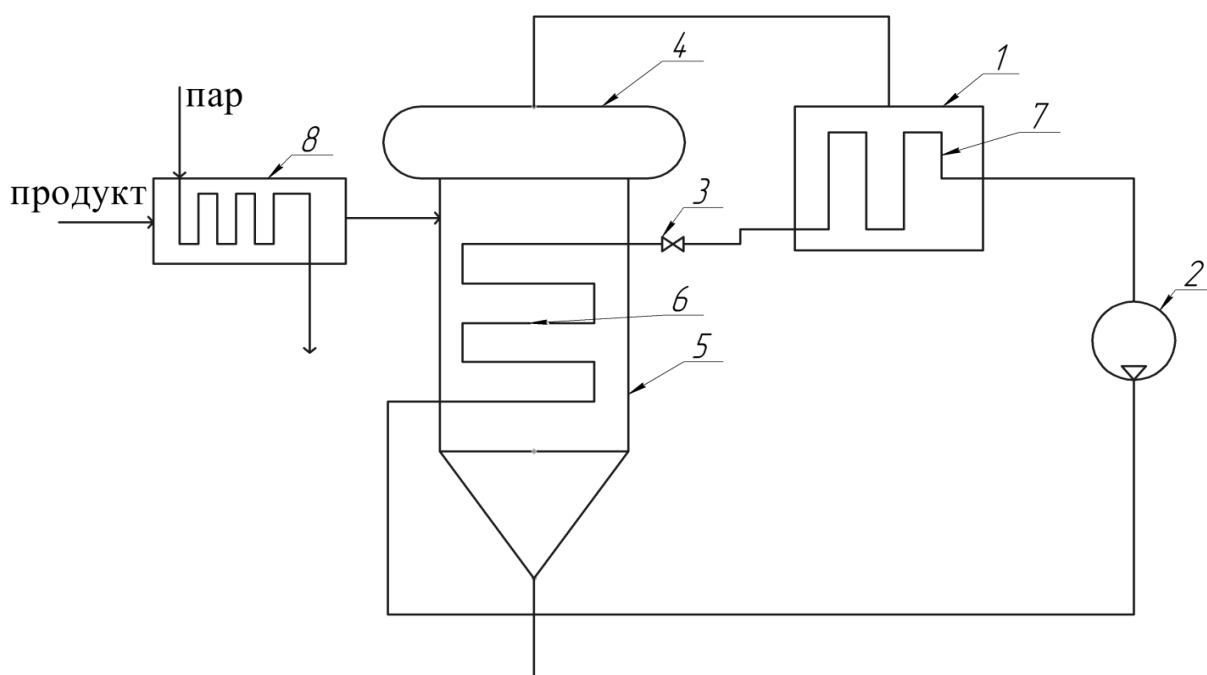


Рис. 6.4. ВВУ з тепловим насосом: 1 – конденсатор; 2 – компресор; 3 – дросель; 4 – сепаратор; 5 – гріюча камера; 6 – конденсатор ТН; 7 – випарник ТН; 8 – кожухотрубний підігрівач

Наглядно оцінити співвідношення потрібної на процес енергії з витраченою дозволяє діаграма енергетичних потоків (Рис. 6.5). Енергія в систему підводиться разом з продуктом 8 та живленням електродвигуна компресора

4. Електрична енергія 4 витрачається на збільшення ентальпії пари холодоагенту 3 шляхом його стиснення. Далі холодильний агент надходить в конденсатор теплового насосу (КТН) де в процесі конденсації основна частина енергії 7 передається продукту в гріючій камері 8. Далі рідкий холодильний агент надходить в випарник теплового насосу (ИТН) де отримує енергію конденсації вторинної пари 1, що конденсується у конденсаторі вторинної пари (КВП). Далі випарник (ИТН) випаровує продукт 11, який проходить через теплообмінник (ГК) до випарника (ИТН). Також продукт 9 проходить через теплообмінник (ГК) до конденсатора (КТН). Електроенергія 4 надходить до компресора, який стискає холодоагенту 3. Холодоагенту 3 надходить в конденсатор (КТН) з випарника (ИТН) по трубі 5. Холодоагенту 3 надходить в конденсатор (КТН) з випарника (ИТН) по трубі 6. Холодоагенту 3 надходить в конденсатор (КТН) з випарника (ИТН) по трубі 7. Холодоагенту 3 надходить в конденсатор (КТН) з випарника (ИТН) по трубі 8. Холодоагенту 3 надходить в конденсатор (КТН) з випарника (ИТН) по трубі 9. Холодоагенту 3 надходить в конденсатор (КТН) з випарника (ИТН) по трубі 10. Холодоагенту 3 надходить в конденсатор (КТН) з випарника (ИТН) по трубі 11. Холодоагенту 3 надходить в конденсатор (КТН) з випарника (ИТН) по трубі 12.

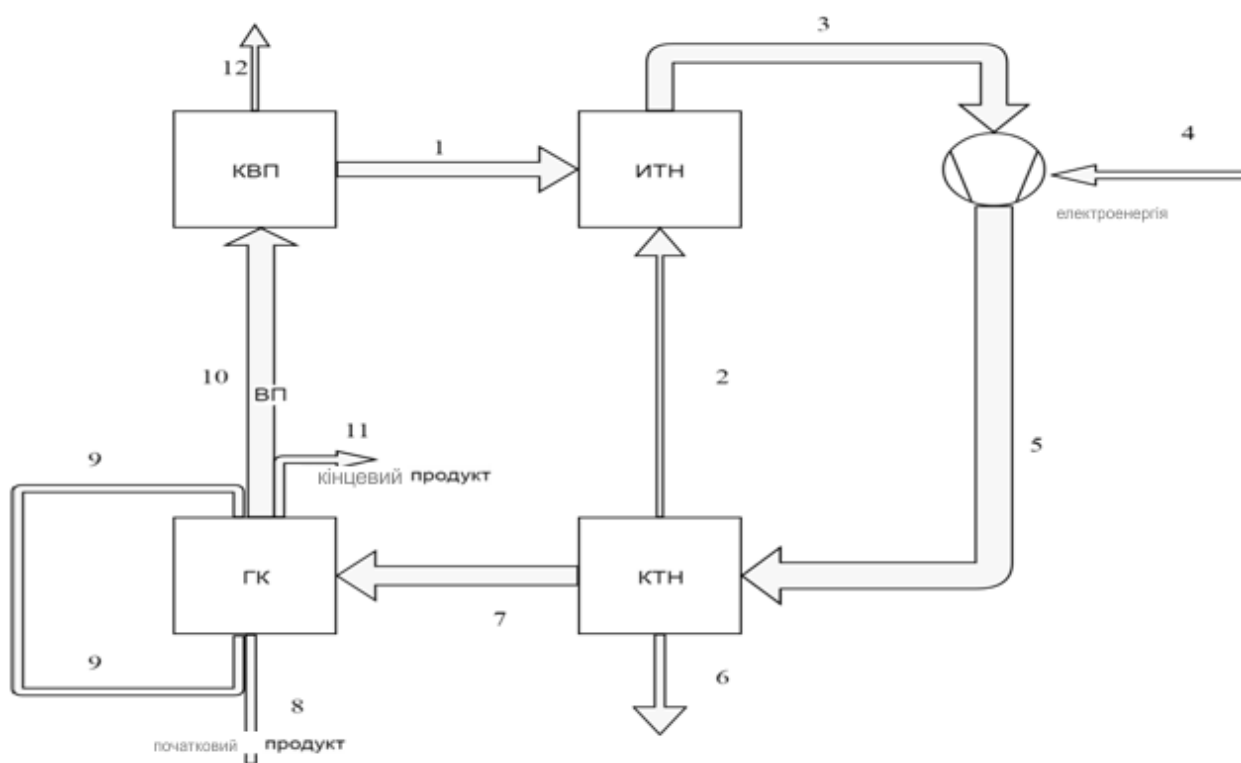


Рис. 6.5. Діаграма енергетичних потоків.

Таким чином, теоретично, електрична енергія витрачається на підігрів продукту і вторинної пари і на компенсацію втрат в навколишнє середовище.

6.3. Математичні моделі.

Метою розрахунку є визначення конструктивних параметрів установки і визначення витрат енергії на проведення процесу. Витрати енергії складаються з витрат на підігрів продукту до температури кипіння, на випаровування розчинника і компенсацію втрат енергії в навколишнє середовище. Основним же конструктивним параметром є площа поверхні теплопередачі, яка визначається з рівняння теплопередачі. Слід зазначити,

що при використанні ТНУ як джерела і стоку теплоти, конденсація вторинної пари здійснюється в поверхневому теплообміннику і його поверхня також повинна бути визначена при розрахунку. Набір вихідних даних, розрахункових формул і загальний порядок розрахунку має такий вигляд:

1. Початкова продуктивність продукту G_n в кг/год чи в кг/сек.
2. Початковий вміст сухих речовин в кг/кг a_n ;
3. Кінцевий вміст сухих речовин в кг/кг a_k ;
4. Тиск нагрівальної пари в МПа P_{gr} , температура t_{gr} і її діапазон.
5. Температура і тиск вторинної пари в градусах С і в МПа P_{vt} .
6. Температура випаровування в градусах С t_{vt} . і діапазон її виміру.
7. Початкова температура продукту t_n в градусах С.
8. Ступінь сухості нагрівальної пари або її ентальпія.
9. Матеріал поверхонь теплообмінників і їх фізичні властивості.
10. Тип палива його теплотворна здатність і вартість його одиниці.
11. Вартості основного устаткування і терміни їх експлуатації.
12. Співвідношення для визначення теплофізичних властивостей теплоносія.
13. Співвідношення для визначення теплофізичних властивостей продукту.

В останніх важливими є співвідношення для розрахунку основних температурних депресій кінцевого стану продукту: фізико-хімічної (ФХТД), гідростатичної, гідродинамічної. Для першої необхідна інформація, що враховує реальні властивості продукту на виході; для другої потрібні дані по конструкції парогенератора; третю приймають, а потім уточнюють після завершення основних розрахунків. Нижче дана формула для розрахунку ФХТД при випаровуванні соків:

$$\Delta p_h = 0.38 \cdot \exp(0.05 + 0.045 \cdot a_k) \quad (6.1)$$

де a_k – концентрація продукту на виході.

Для гідростатичної депресії рекомендується наступна схема розрахунку оптимальної висоти продукту в трубках парогенератора

$$l_{opt} = [0.26 + 0.0014 \cdot \frac{(\rho_{pr} - \rho_{grk}(t_{vt}))}{kg \cdot m^{-3}}] \cdot m \quad (6.2)$$

де: l_{opt} – оптимальна висота рівня киплячого продукту в трубках парогенератора; $\rho_{grk}(tvt)$ – густина киплячого продукту в трубках парогенератора на виході; ρ_{pr} – густина киплячого продукту в трубках парогенератора на вході.

Далі, середній тиск в апараті:

$$P_{cp} = P_{vt} + 0.5 \cdot l_{opt} \cdot \rho_{pr} \cdot g \quad (6.3)$$

Маса випарюваної вологи визначається:

$$W_{vt} = G_n \cdot (1 - a_n/a_k) \quad (6.4)$$

де W_{vt} – масова витрата в кг/сек або в кг/год.

Теплова потужність необхідна для забезпечення технології Q_0 складається: з потужності для нагріву від початкової температури продукту до температури насичення Q_1 при його паротворенні; потужності для самого процесу випарювання Q_2 ; і втрат тепла в навколишнє середовище Q_{op} . Формули для визначення цих доданків мають такий вигляд:

$$Q_1 = G_n \cdot C_p \cdot (t_s - t_n) \quad (6.5)$$

$$Q_2 = W_{vt} \cdot r_{vt} \quad (6.6)$$

$$Q_{op} = 0.05 \cdot (Q_1 + Q_2) \quad (6.7)$$

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_{op} \quad (6.8)$$

Температурний напір в парогенераторі (незалежна змінна) визначається як:

$$\Delta t_i = t_{gri} - t_s \quad (6.9)$$

де Δt_i – температурний напір;

t_{gri} – температура нагріву;

t_s – температура насичення при випаровуванні.

Наступними діями будуть розрахунки теплопередачі в грінчій камері парогенератора. Щільність теплового потоку в ній визначається за даними розрахунків тепловіддачі з сторін кипіння і конденсації. З боку кипіння продукту коефіцієнт тепловіддачі можна розрахувати за наступною формулою:

$$\alpha 2 = (\lambda 1 / \delta 1) \cdot 3.25 \cdot 10^{-4} \cdot (q 1 f \cdot \frac{\delta 1}{r 1 \cdot \rho 2 \cdot \lambda 1} \cdot C 1 \cdot \rho 1)^{0.6} \cdot (g \cdot \frac{\delta 1^3}{\nu 1^2})^{0.125} \cdot (P 1 \cdot \frac{\delta 1}{\sigma 1})^{0.7} \quad (6.10)$$

де:

$$\delta 1 = \sqrt{\frac{\sigma 1}{(\rho 1 - \rho 2) \cdot g}} \quad (6.11)$$

$$q 1 f = \alpha 2 * \Delta t 2 \quad (6.12)$$

$$\Delta t 2 = t_{\text{gr}i2} - t_s \quad (6.13)$$

де: $\lambda 1$ – коефіцієнт теплопровідності рідкого продукту; $r 1$ – теплота його фазового переходу; $\rho 2$ – густина пари, $\rho 1$ – густина рідини; $\nu 1$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\sigma 1$ – коефіцієнт поверхневого натягу рідкого продукту; $C 1$ – питома теплоємність рідкого продукту, $P 1$ – тиск насичення рідкого продукту.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при конденсації всередині трубок парогенератора використовуємо відому залежність для повної конденсації швидкого руху пари всередині гладкого каналу:

$$\frac{\alpha 1 \cdot d}{\lambda 1} = C 10 \cdot Re 1^{0.8} \cdot Pr 1^{0.43} \cdot [1 + X_{\text{cp}} \cdot (\rho 1 / \rho 2 - 1)]^{0.5} \quad (6.14)$$

де: $\alpha 1$ – середній по поверхні каналу коефіцієнт тепловіддачі при конденсації всередині швидкого руху пари з середнім масовим витратним паровмісту, рівним X_{cp} ; $d 1$ – внутрішній діаметр каналу; $C 10$ – напівемпірична постійна; $Re 1$ – число Рейнольдса для плівкової конденсації; $Pr 1$ – число Прандтля для конденсату; X_{cp} – середній масовий витратний паровміст; $\rho 1$ – густина конденсату і $\rho 2$ – густина пари; $\lambda 1$ – коефіцієнт теплопровідності конденсату. В (6.14)

$$Re 1 = \frac{q \cdot d 1}{r 1 \cdot \mu 1} \quad (6.15)$$

де q – середня по внутрішній поверхні каналу щільність теплового потоку; $r 1$ – теплота фазового переходу конденсату, $\mu 1$ – динамічна в'язкість конденсату.

Термічний опір з боку киплячого продукту крім термічного опору процесу, включає суму термічних опорів металевої стінки і забруднень, тобто

$$R_{\Sigma} = \left(\frac{\delta_w}{\lambda_w} + R_{\text{заг}} \right) \quad (6.16)$$

тут R_{Σ} – сума двох цих опорів; δ_w – товщина стінки, λ_w – коефіцієнт теплопровідності стінки, $R_{\text{заг}}$ – термічний опір забруднень.

Останню величину потрібно приймати на основі рекомендацій з експлуатаційного досвіду. Таким чином, розрахунок інтенсивності теплопередачі через стінку парогенератора при конденсації гріючої пари всередині труби і кипінні продукту на зовнішній її поверхні призводить до системи трансцендентних рівнянь або до системи з статечних рівнянь виду:

$$\alpha_2 := Z_{11} \cdot \Delta t_2^{1.5} \quad (6.17);$$

де α_2 – коефіцієнт тепловіддачі з боку киплячого продукту;

Δt_2 – температурний напір.

Параметр Z_{11} – є комплекс теплофізичних властивостей прямують з емпіричної формули для розрахунку інтенсивності процесу кипіння. Цей параметр має вигляд:

$$Z_{11} = \delta_1^{1.675} \cdot \lambda_1 \cdot \left(C_1 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \frac{1}{r_1} \right)^{1.5} \cdot \left(\frac{P_1}{\sigma_1} \right)^{1.75} \cdot (g)^{0.3125} \cdot (v_1)^{-0.625} \quad (6.18)$$

Слід мати на увазі, що треба дещо уточнити цієї формули, в тому числі характеру і розмірності входять до неї величин. Природнім кроком є запис коефіцієнта теплопередачі з урахуванням термічних опорів стінки і шару забруднень для запису щільності теплового потоку з боку киплячого продукту, з цього випливає:

$$\frac{1}{k_2} = \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + R_{\text{заг}}; \quad q_2 = k_2 \cdot \Delta t_2 \quad (6.19)$$

З іншого боку щільність теплового потоку повинна бути такою ж, як і з боку гріючої пари, тобто:

$$q_1 = \alpha_1 \cdot \Delta t_1; \Delta t_1 = t_{gr} - t_{W1} \quad (6.20)$$

$$q_1 = q_2; t_{gr} - t_{W1} = t_{vt} + \Delta t_2 \quad (6.21)$$

Конкретні розрахунки показали, що для кожного варіанта температури гріючої пари, при всіх інших вихідних однакових умовах, визначення температури поверхні кипіння і щільності теплового потоку, можна звести до вирішення квадратного рівняння виду:

$$t_{W1}^2 - 2 \cdot t_{W1} \cdot t_{gr11} - \frac{Z_{111}}{Z_{122}^2} \cdot t_{W1} + t_{10} \cdot \frac{Z_{111}}{Z_{122}^2} + t_{gr11}^2 = 0 \quad (6.22)$$

де: t_{W1} – шукана температура на поверхні кипіння; t_{gr11} – температура гріючої пари в цьому варіанті; t_{10} – температура насичення вторинної пари; Z_{111}, Z_{122} – комплекси основних факторів впливу, включаючи пов'язані з теплофізичними властивостями продукту і теплоносія і геометрією поверхонь теплообміну.

6.3.1. Е л е м е н т и м о д е л і т е п л о в і д д а ч і п р и к и п і н н і р о з ч и н і в . Вихідним слід вважати рівняння:

$$q_1 = \alpha_1 \cdot [t_W - (t_2 - t_S) - t_S] \quad (6.23)$$

де: q_1 – густина теплового потоку при кипінні; α_1 – середній коефіцієнт тепловіддачі; t_W – температура стінки; $(t_2 - t_S)$ – температурна депресія; t_2 – температура розчину на відстані від поверхні; t_S – температура насичення.

Залежності температурної депресії визначаються в ході експерименту і апроксимуються за формулою параболи у вигляді:

$$(t_2 - t_S) = A + B \cdot (C_w - C_2) + D \cdot (C_w - C_2)^2 \quad (6.24)$$

де: $A; B; D$ – емпіричні коефіцієнти, знайдені з емпіричного опису величини температурної депресії від різниці концентрацій біля стінки і в об'ємі: C_w – концентрація біля стінки, C_2 – концентрація в об'ємі.

Для загального вирішення проблеми слід вище названі співвідношення доповнити умовами, що визначають інтенсивність процесу відкладень (кристалізації) і, пов'язаного з цим зниження концентрації домішок біля стінки. У цьому процесі важливими визначальними параметрами є кінетика відкладень і пов'язані з нею зміни розподілу концентрацій від обсягу до поверхні, де відбувається випаровування. При випаровуванні відбувається зниження концентрації розчинника і збільшення концентрації домішок. Останнє призводить до зростання концентрації їх біля поверхні нагрівання, що стимулює відкладення домішок на цій поверхні. Утворення відкладень призводить до появи додаткового термічного опору і, як наслідок, знижує щільність теплового потоку і інтенсивність процесу випарювання. Таким чином, необхідно розкриття всього ланцюжка процесів:

- Випаровування з ростом концентрації сухих речовин в об'ємі і біля поверхні нагрівання;
- Формування відкладень на поверхні нагрівання (як процес близький до кристалізації), що супроводжується зростанням термічного опору і зниженням інтенсивності кипіння;
- Зменшення рушійної сили процесу відкладень як наслідок зниження різниці концентрацій між її величинами в об'ємі і на поверхні.

Розглянемо формули, що визначають кінетику концентрування як результат випаровування.

$$dC_1 = (q_e/r) \cdot d\tau / [(1 - C_1) \cdot V_0 \cdot \rho_0] \quad (6.25);$$

де: C_1 – концентрація сухих речовин; q_e – щільність теплового потоку при випаровуванні; V_0 – вихідний об'єм маси розчину.

При досягненні умов рівноваги температури і концентрації, на поверхні нагрівання з'являється можливість утворення відкладень на ній. Імовірність розвитку цього процесу тим вища, чим більше перевищення умов рівноваги. Для відкладень, як і для кристалізації, інтенсивність процесу пропорційна масштабу відхилення від стану рівноваги, тобто перенасиченню розчину. Бе-

ручи до уваги оцінку інтенсивності росту відкладень, згідно дифузійної теорії, можна записати, що:

$$\frac{dq_e}{d\tau} = D_1/\delta \cdot F \cdot (C_{1e} - C_{10}) = \beta_{1e} \cdot F \cdot (C_{1e} - C_{10}) \quad (6.26)$$

де: D_1 – коефіцієнт дифузії сухих речовин (домішок) біля поверхні нагрівання в масообмінному прикордонному шарі; F – поверхня нагріву; C_{1e} – концентрація сухих речовин біля поверхні; C_{10} – концентрація сухих речовин в стані рівноваги при температурі поверхні нагрівання t_{1e} , β_{1e} – коефіцієнт масовіддачі.

Таким чином, з одного боку як результат випаровування і виносу з об'єму мас розчинника, концентрація сухих речовин в цьому обсязі і біля поверхні буде зростати; з іншого боку, в результаті процесу кристалізації (відкладень) вона буде знижуватися. Це вимагає об'єктивного розгляду обох факторів. Прийmemo, що перенесення сухих речовин із зовнішнього об'єму до поверхні нагрівання здійснюється також як перенесення мас рідини з об'єму до цієї поверхні в процесі пароутворення (кипіння). Складемо рівняння балансу сухих речовин в розчині біля поверхні нагріву:

$$dC_{1e} = d\tau \cdot [(C_{1e} - C_{10}) \cdot (q_{1e}/r) \cdot \rho_{10} \cdot F - \beta_{1e} \cdot F \cdot (C_{1e} - C_{10})], \quad (6.27)$$

де: q_{1e} – локальна щільність теплового потоку.

Формула (6.27) може бути переписана наступним чином:

$$\frac{dC_{1e}}{d\tau} \cdot \frac{1}{C_{1e} - C_{10}} = [(q_{1e}/r) \cdot \rho_{10} \cdot F - \beta_{1e} \cdot F] \quad (6.28)$$

У разі утворення відкладень, щільність теплового потоку повинна знижуватися при незмінних параметрах гріючого теплоносія; при цьому з (6.28) випливає, що:

$$\ln[C_{1e} - C_{10}] = [(q_{1e}/r) \cdot \rho_{10} \cdot F - \beta_{1e} \cdot F] \cdot d\tau + const; \quad (6.29)$$

Величина $const$, може бути знайдена з обліку тимчасових умов: 1. При $\tau = 0$ настає момент стану рівноваги біля поверхні, при температурі цієї поверхні; При $\tau \rightarrow \infty$ $C_{10} \rightarrow C_{100}$; де – C_{100} кінцева концентрація сухих

речовин, прийнята за технологією. У співвідношенні (6.29) слід врахувати динаміку зміни щільності теплового потоку, обумовлену зростанням на поверхні кипіння відкладень зі збільшенням через це повного термічного опору, що буде вести до зниження щільності теплового потоку; росту температури стінки і відповідної деформації умов рівноваги. Це призводить до відповідних змін в усіх інших параметрах процесу. Формула теплового потоку має вигляд:

$$q_{1e} = [t_{1W} - (t_2 - t_s) - t_s] / [1 / (\alpha_q + \frac{\delta_0}{\lambda_d})] \quad (6.30)$$

де: t_{1W} – поточне значення температури на поверхні кипіння, в тому числі і в режимі, коли немає відкладень; δ_0 – товщина шару відкладень; α_q – коефіцієнт тепловіддачі на поверхні з відкладеннями або без них; λ_d – коефіцієнт теплопровідності відкладень.

Для α_q слід використовувати його залежність від щільності теплового потоку або від температурного напору (зазвичай емпіричну).

Слід доповнити ці співвідношення ще одним, що описує кінетику наростання шару відкладень. Воно має такий вигляд:

$$S_d \cdot \rho_d \cdot d\delta_0/d\tau = [q_{1e}/r] \cdot [C_{1e} - C_{10}] \cdot S_d \quad (6.31)$$

де: ρ_d – густина відкладень в шарі; S_d – поверхня відкладень в шарі.

6.3.2. Знаходження оптимальних параметрів.

Завдання оптимізації ВВУ з ТНУ полягає у визначенні режимних параметрів ТНУ, таких як температури випаровування і конденсації холодоагенту, які забезпечать найменші витрати енергії на проведення процесу при найменших експлуатаційних витратах і дотриманні технологічних обмежень. Слід також врахувати вплив перегріву і переохолодження холодоагенту на ефективність роботи ТНУ. Для вирішення завдання був прийнятий критерій оптимізації в такому вигляді:

$$K_{opt} = C_z \cdot Z_z + K_a \cdot K_k \quad (6.32)$$

де: $Z_э$ – спожита за рік енергія; K_a – коефіцієнт амортизації

K_k – вартість обладнання.

Можливі варіанти використання тільки електричної енергії або комбіноване використання електричної і теплової енергії. У другому випадку критерій прийме наступний вигляд:

$$K_{opt} = C_{ээ} \cdot Z_{ээ} + C_{тэ} \cdot Z_{тэ} + K_a \cdot K_k \quad (6.33)$$

де: $C_{ээ}$ – вартість електроенергії, $Z_{ээ}$ – спожита за рік електроенергія;

$C_{тэ}$ – вартість теплової енергії; $Z_{тэ}$ – спожита за рік тепла енергія;

Параметрами, що впливають на показник якості (критерій оптимальності) є температури випарника і конденсатора, температура перегріву холодоагенту, конструктивні особливості теплообмінників (розташування труб, їх довжина або діаметр).

Специфіка використання теплонасосного обладнання в випарних установках така, що режимні параметри їх роботи значно впливають на коефіцієнт трансформації енергії та на ефективність установки в цілому. Тому при проектуванні таких установок актуальними є задачі оптимізації режимних та конструктивних параметрів. Алгоритм, що реалізує поставлені задачі є наступним:

1. Введення вихідних даних. На цьому етапі задаються продуктивністю апарату, видом сировини, його початковою температурою, тиском в апараті, температурою охолоджувача і конденсатора ТН, температурою перегріву холодоагенту в ТН, розташуванням теплообмінних труб і їх лінійними розмірами, вартістю електроенергії, тепла і коефіцієнтом амортизації.

2. Визначення теплофізичних властивостей продукту і холодоагенту

3. Визначення температури кипіння продукту в апараті з урахуванням тиску в апараті та температурної депресії

4. Визначення теплофізичних властивостей продукту і рідкого і пароподібного розчинника при температурі кипіння продукту

5. Визначення витрат тепла. За величиною витрат тепла визначається потужність компресора ТН і величина потужності, що підводиться до установки або скидається в навколишнє середовище.

6. Визначається вартість електричної і теплової енергії, що підводиться за рік.

7. Визначається коефіцієнт теплопередачі кип'ятильних труб ВВА, які є конденсатором ТНУ.

8. Визначається площа поверхні кип'ятильних труб і їх вартість

9. Визначається коефіцієнт теплопередачі конденсатора ВВА, який є випарником ТНУ.

10. Визначається площа поверхні конденсатора і його вартість.

11. Визначаються сумарні експлуатаційні витрати за рік як сума вартості спожитої за рік енергії і амортизаційних відрахувань від капітальних витрат на теплообмінне обладнання.

В результаті будуть визначені режимні параметри ТНУ, такі як температури випаровування і конденсації холодоагенту, які забезпечать найменші витрати енергії на проведення процесу при найменших експлуатаційних витратах і дотриманні технологічних обмежень.

6.4. Експериментальні дослідження.

В процесі оптимізації конструктивних і режимних параметрів нових конструкцій ВВУ з тепловими насосами постало завдання уточнення коефіцієнта тепловіддачі від поверхні випарника до харчового продукту. В даний час процес тепловіддачі при кипінні рідин досить вивчений і число розрахункових співвідношень для визначення коефіцієнта тепловіддачі вимірюється десятками [1]. Один і той же масив отриманих даних про коефіцієнти тепловіддачі при кипінні різних рідин задовільно описується різними – щодо впливу поверхневого натягу, в'язкості, теплоти випаровування і інших властивостей рідини – емпіричними формулами, що пояснюється в [2] взаємозалежністю різних теплофізичних властивостей рідин. В [3] наведені і проаналізовані найбільш відомі на сьогоднішній день залежно, які з достат-

ньою достовірністю і теоретичною обґрунтованістю описують процес теплопередачі при кипінні рідин. Є також моделі, в яких враховується структура поверхні нагрівача за допомогою фрактальних розмірностей [4]. В [5] зазначалося, що відсутність замкнутого математичного опису процесу і велика кількість факторів, що впливають на тепловіддачу при кипінні, роблять вибір узагальнених змінних довільним. Очевидно, що вибір залежності для визначення коефіцієнта тепловіддачі повинен визначатися її достовірністю і зручністю практичного використання. У нашому випадку необхідно врахувати, що має місце кипіння не чистої рідини, а розчину, яким є багато рідких харчових продуктів. Незважаючи на те, що існує безліч досліджень по кипінню рідких сумішей, кипіння розчинів нелетких компонентів приділялася увага тільки з точки зору визначення пружності парів над поверхнею розчину. Однак, незважаючи на це, в довідниках є досить повна інформація лише по температурах кипіння розчинів цукру і NaCl. Для інших харчових розчинів інформація неповна і, в основному, носить приватний характер. Особливо це стосується розчинів з високою концентрацією сухих речовин. Особливістю багатьох харчових розчинів є їх підвищена, а нерідко дуже висока в'язкість. Однак, згідно з Толубинськом [6], внутрішні характеристики кипіння розчинів визначаються властивостями розчинника, і число Pr практично не впливає на них, а теплообмін при кипінні розчинів, в загальному, характеризується тими ж закономірностями, що і теплообмін при кипінні чистих рідин. Тому немає ніяких труднощів при використанні для розчинів рівняння подібності (6.34).

$$Nu = 75K^{0,7}Pr^{-0,2}$$

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho - \rho_n)}} \quad (6.34)$$

$$K = \frac{q}{r\rho_n d_{of}}$$

Підставивши в рівняння 1 властивості води і пари при температурі кипіння 100 ° C отримаємо:

$$\alpha = 3,46 \times q^{0,7} \quad (6.35)$$

Також в [6] зазначено, що швидкість росту парових бульбашок $\omega'' = d_0 f$ при кипінні водних розчинів визначається властивостями розчинника (води) і його пари і вельми слабо залежить від властивостей розчиненої речовини, в'язкості і числа Прандтля розчину. Тому величину ω'' при кипінні водних розчинів практично можна вважати рівною ω'' при кипінні води. Таким чином, щоб скористатися рівнянням 1 для визначення коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні розчинів необхідно знати їх теплофізичні властивості та величину фізико-хімічної депресії.

Розглянемо можливість використання формули 6.34 для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при концентруванні яблучного соку. Як було зазначено вище, для цього необхідно знати теплофізичні характеристики яблучного соку і температуру його кипіння. Основним джерелом даних по теплофізичних властивостях харчових продуктів є довідники Чубика [7] і Гінзбурга [8]. Яблучний сік досить поширений, його властивості є в довідниках [7, 8], і мабуть, не повинно виникнути проблем для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі. Але при спробі визначити щільність яблучного соку по [7], бачимо залежність густини соку від концентрації сухих речовин тільки при температурі 20 °С. Більш загальна залежність густини від концентрації і температури для різних соків представлена в [8]. Значення в'язкості і теплопровідності яблучного соку з концентрацією сухих речовин до 50% також можуть бути визначені по залежностям з [7]. Теплоємність яблучного соку при 15% сухих речовин може бути визначена по [9]. З ростом концентрації сухих речовин, імовірно теплоємність соку буде знижуватися, про що свідчить наведена в [9] залежність для теплоємності виноградного соку. Значення коефіцієнта поверхневого натягу для яблучного соку в літературі знайти не вдалося. В [10] представлені значення коефіцієнта поверхневого натягу гранатового соку в діапазоні температур 10-90° С і концентрацій 15-45%. Встановлено, що коефіцієнт поверхневого натягу соку σ зменшується зі збільшенням температури і концентрації. Аналіз даних з [10] показує, що при

низьких температурах коефіцієнт поверхневого натягу соку менше ніж коефіцієнт поверхневого натягу води. При збільшенні температури значення коефіцієнта поверхневого натягу соку наближається до значення цього коефіцієнта для води, а при низьких концентраціях і перевищує його. Максимальна різниця значень не перевищило 6%. На підставі цього прийнято рішення використовувати при розрахунках значення коефіцієнта поверхневого натягу води.

Підставивши значення теплофізичних властивостей соку в рівняння 6.34, отримали залежності коефіцієнта тепловіддачі при кипінні яблучного соку з концентрацією 10-50% при атмосферному тиску. Отримані залежності представлені на рис. 6.6. У загальному вигляді ці залежності можуть бути представлені рівнянням виду:

$$\alpha = A_c \times q^{0,7} \quad (6.36)$$

де A_c – константа, що залежить від властивостей соку і водяної пари.

Для атмосферного тиску залежність A_c від концентрації соку показана на Рис. 6.7

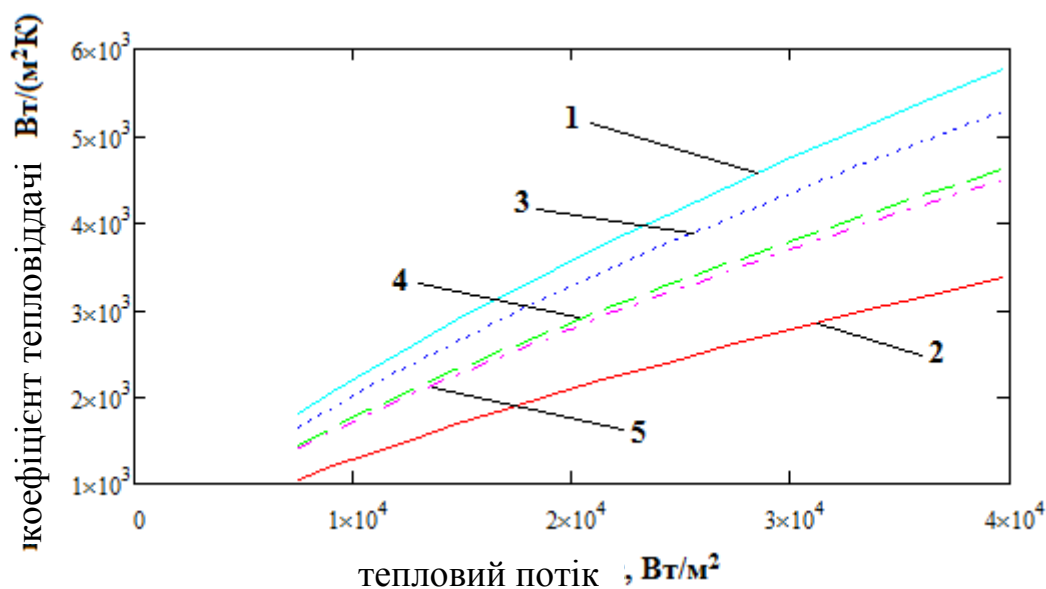


Рис. 6.6. Залежність коефіцієнта тепловіддачі яблучного соку від теплового потоку при атмосферному тиску, розрахована за формулою Толубинського: 1 – вода, 2 – сік з концентрацією 15%, 3 – сік з концентрацією 25%, 4 – сік з концентрацією 40%, 5 – сік з концентрацією 50%.

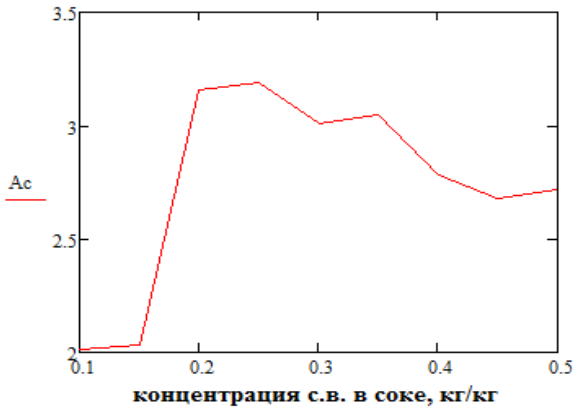


Рис. 6.7. Залежність A_s від концентрації соку.



Рис. 6.8. Залежність A_s від концентрації соку, при скоригованому розрахунку в'язкості.

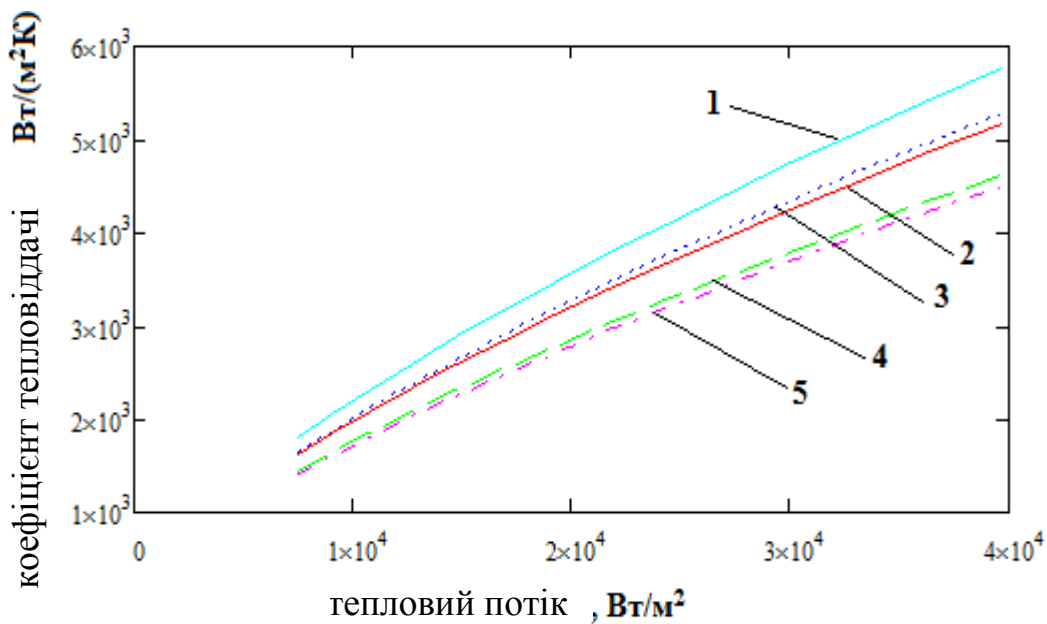


Рис. 6.9. Залежність коефіцієнта тепловіддачі яблучного соку від теплового потоку при атмосферному тиску, розрахована за формулою Толубинського, при скоригованому розрахунку в'язкості: 1 – вода, 2 – сік з концентрацією 15%, 3 – сік з концентрацією 25%, 4 – сік з концентрацією 40%, 5 – сік з концентрацією 50%.

Як видно з графіків Рис. 6.8 і Рис. 6.9 значення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні яблучного соку менше його значення при кипінні води і має максимум при концентрації сухих речовин в соку близько 25%. Отримані розрахункові значення викликають сумніви, особливо в області низьких значень концентрацій сухих речовин в соку в зв'язку з наявною неоднозначністю у визначенні властивостей соку. Також немає точних даних і за швидкістю зростання парових бульбашок при кипінні яблучного соку, що також може вплинути на достовірність отриманих розрахункових значень. Перевірити ступінь відхилення розрахункових даних від дійсних значень коефіцієнта тепловіддачі можна експериментальним шляхом.

Для експериментальної перевірки розрахованих коефіцієнтів тепловіддачі було створено лабораторну установку (Рис. 6.10), основним елементом якої була скляна ємність 1. У нижній частині ємності розташований електричний нагрівач 3, а у верхній - трубчастий теплообмінник 2. У теплообмінник 2 насосом 6 подається холодна вода з водоохолоджувальних установки 5.

Коефіцієнт тепловіддачі визначався як відношення теплового потоку вихідного від одиниці поверхні електрообігрівача до рідини до різниці температур між поверхнею нагрівача і рідиною. Для визначення цієї різниці температур на поверхні нагрівача і в рідині розміщені термометри, підключені до вторинного перетворювача EDAM 5000, який по USB інтерфейсу передає значення температур на ЕОМ. Величина теплового потоку змінювалася за допомогою ЛАТР. Початок кипіння реєструвалося візуально і по стабілізації температури рідини. Установка дозволяє проводити експерименти як при атмосферному тиску так і при вакуумі. Інструментальна похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі не перевищує 6%.

Для дослідів використовувався яблучний сік з початковою концентрацією 12%. Після проведення вимірювання коефіцієнтів тепловіддачі і температурної депресії даного соку, за допомогою вентиля 7 перекидали подачу охолоджуючої води в теплообмінник 2, тим самим припиняючи конденсацію пари всередині ємності. Вторинний пар, конденсувався в

конденсаторі 4 і збирався в мірну ємність 8. При досягненні наступного заданого значення концентрації соку вентиль 2 відкривався, і проводилися дослідження процесу кипіння соку наступної концентрації.

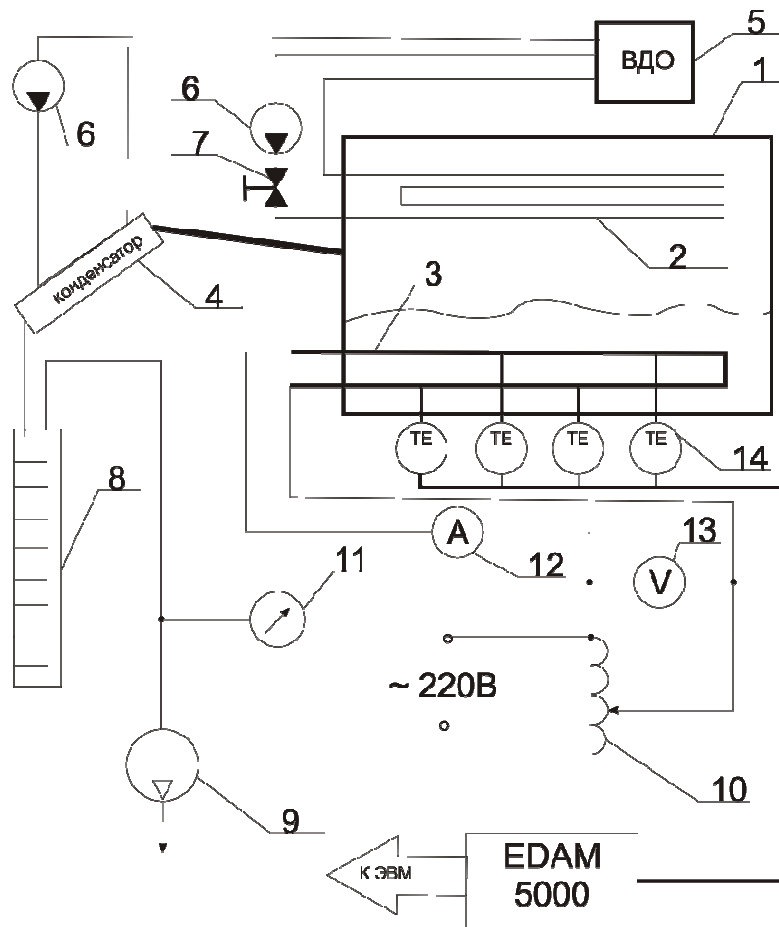


Рис. 6.10. Схема експериментальної установки.

1 – ємність, 2 – теплообмінник, 3 – електронагрівач, 4 – конденсатор, 5 – водоохолоджувальна установка, 6 – насос, 7 – вентиль, 8 – мірна ємність, 9 – вакуум-насос, 10 – ЛАТР, 11 – манометр, 12 – амперметр, 13 – вольтметр, 14 – термопары

Досліди проводилися в діапазоні зміни концентрацій 12-50% і щільності теплового потоку 6 - 47 кВт / м².

6.5. Результати експериментів і порівняння з розрахунками.

В результаті проведеного експерименту отримали залежності коефіцієнта тепловіддачі від щільності теплового потоку і концентрації яблучного соку при атмосферному тиску, представлені на Рис. 6.11 і Рис. 6.12.

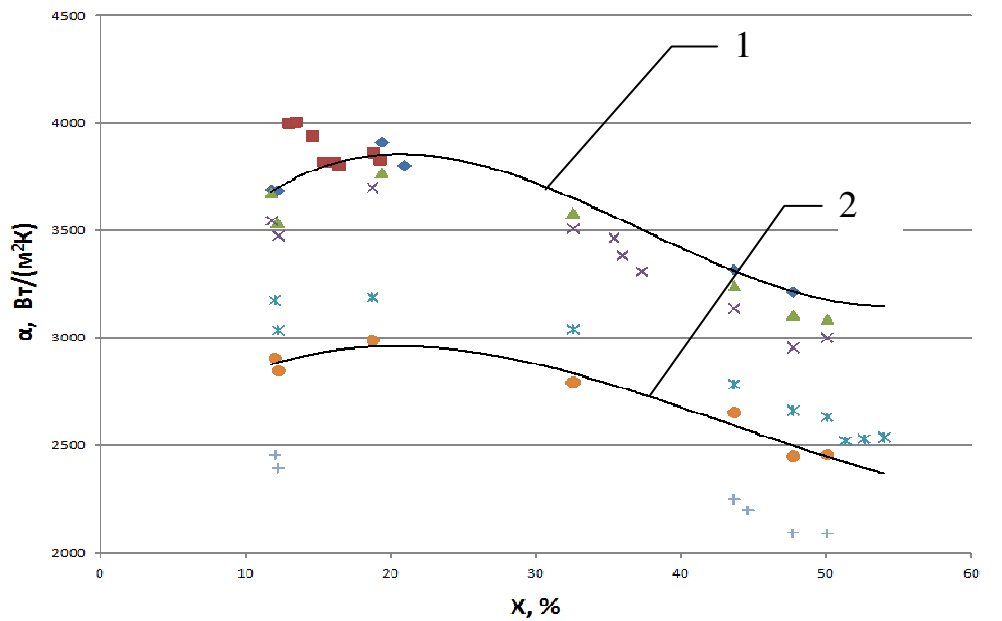


Рис. 6.11. Залежність коефіцієнта тепловіддачі при кипінні яблучного соку від його концентрації при щільності теплового потоку 40 кВт/м^2 (1), 15 кВт/м^2 (2).

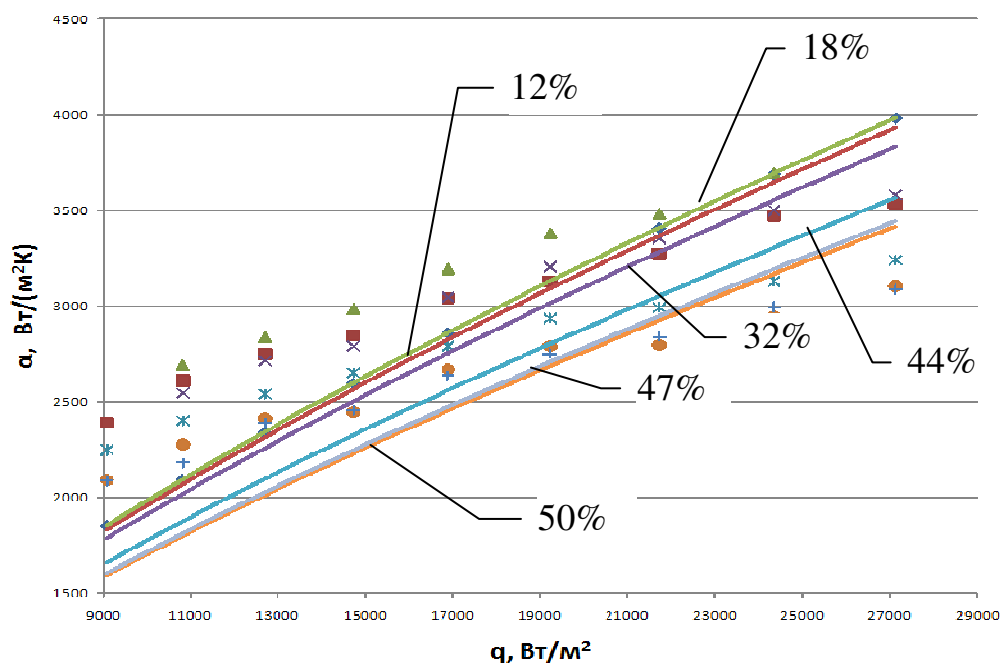


Рис. 6.12. Порівняння розрахункових і експериментальних залежностей коефіцієнта тепловіддачі від щільності теплового потоку при різних концентраціях яблучного соку

Як видно експериментальні залежності коефіцієнта тепловіддачі від концентрації яблучного соку мають максимум в області концентрацій 20 – 25%. Їх характер і значення точок максимуму збігаються з розрахунковими

залежностями, представленими на малюнках Рис. 6.6 і Рис. 6.7. Наочно порівняння експериментальних і розрахункових залежностей представлено на Рис. 6.12. Графіки підтверджують збіг передбаченого розрахунковим шляхом впливу концентрації на коефіцієнт тепловіддачі.

Разом з тим є деяка розбіжність чисельних значень розрахованих і певних експериментально коефіцієнтів тепловіддачі. Відносна різниця цих значень представлена на Рис. 6.13. В основному в діапазоні щільності теплового потоку від 12 до 50 кВт/м² відносне розходження не перевищує 20%, що відповідає точності обчислень за формулою (6.34). Принципове збільшення точності загальної формули не доцільно в зв'язку з тим, що вплив на тепловіддачу при кипінні «слабких» факторів (малі домішки поверхнево-активних добавок, забруднення і розчинені гази, специфічна геометрія поверхні кипіння, пов'язана зі структурою матеріалу, технологією приготування і обробки поверхні, адсорбційні властивості поверхні, її однорідність, змочуваність) виявляються більш значними, ніж вплив «сильних» факторів, таких як рівень напруженості гравітаційного поля, вібрації, організація циркуляції і вимушеного руху рідини, накладення електричного поля, теплофізичні властивості матеріалу поверхні [11].

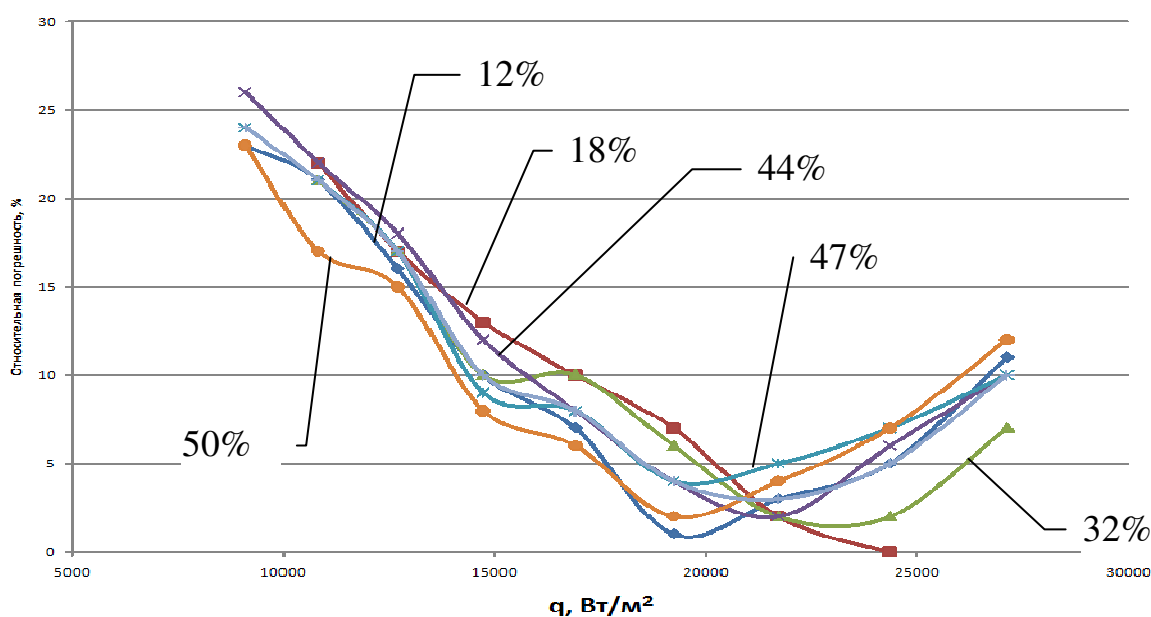


Рис. 6.13. Залежність відносної похибки визначення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні яблучного соку при різних концентраціях.

Однак для цілей оптимізації випарних установок з аналогічними як у експериментальній установці умовами теплообміну можливе уточнення формули 3, шляхом введення додаткового поправочного коефіцієнту. Цей коефіцієнт отриманий діленням значень коефіцієнта теплопередачі отриманий експериментально за значеннями, розрахованими за формулою 3. Тоді модифіковане рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні яблучного соку має вигляд:

$$\alpha = K_K \times A_c \times q^{0,7} \quad (6.37)$$

де K_K – коефіцієнт корекції.

Залежність значень K_K від щільності теплового потоку і концентрації сухих речовин в яблучному соку представлена на малюнку 9. Відмінності значень K_K для різних концентрацій яблучного соку коливаються в межах 5% відносно усередненого значення. Отже, ці коливання знаходяться в межах похибки експерименту.

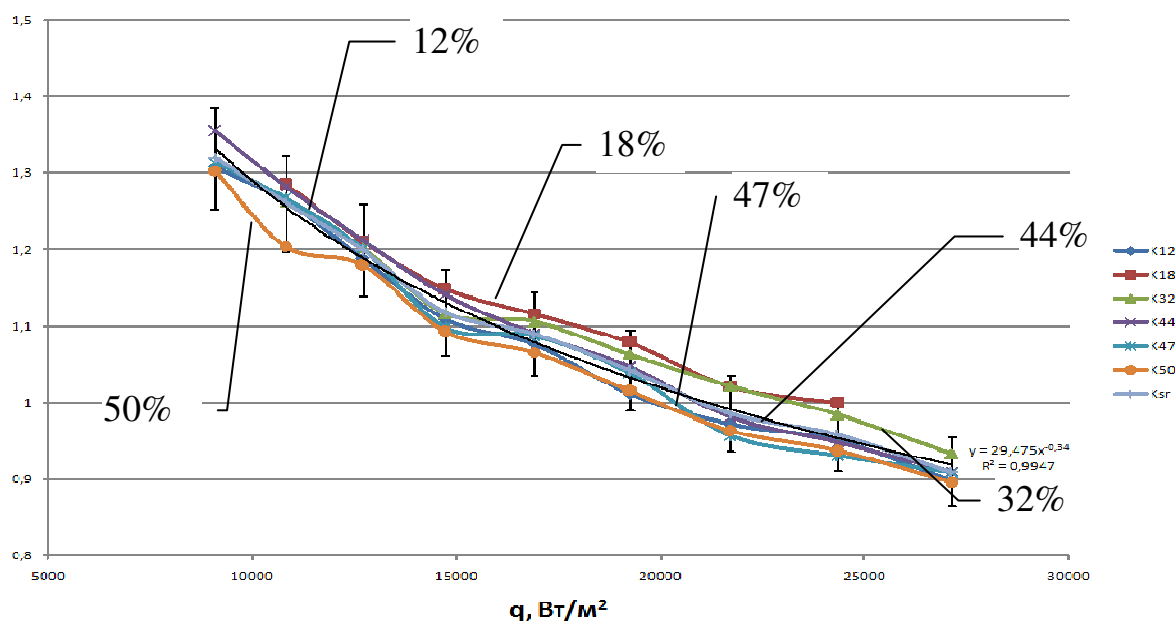


Рис. 6.14. Залежність коефіцієнта корекції K_K від щільності теплового потоку при різних концентраціях.

Дослідним шляхом було отримано рівняння для визначення уточнених значень коефіцієнтів теплопередачі $K_k = 29,475 \cdot q^{-0,34}$, яке було використано при техніко-економічній оптимізації ВВУ з двофазним контуром.

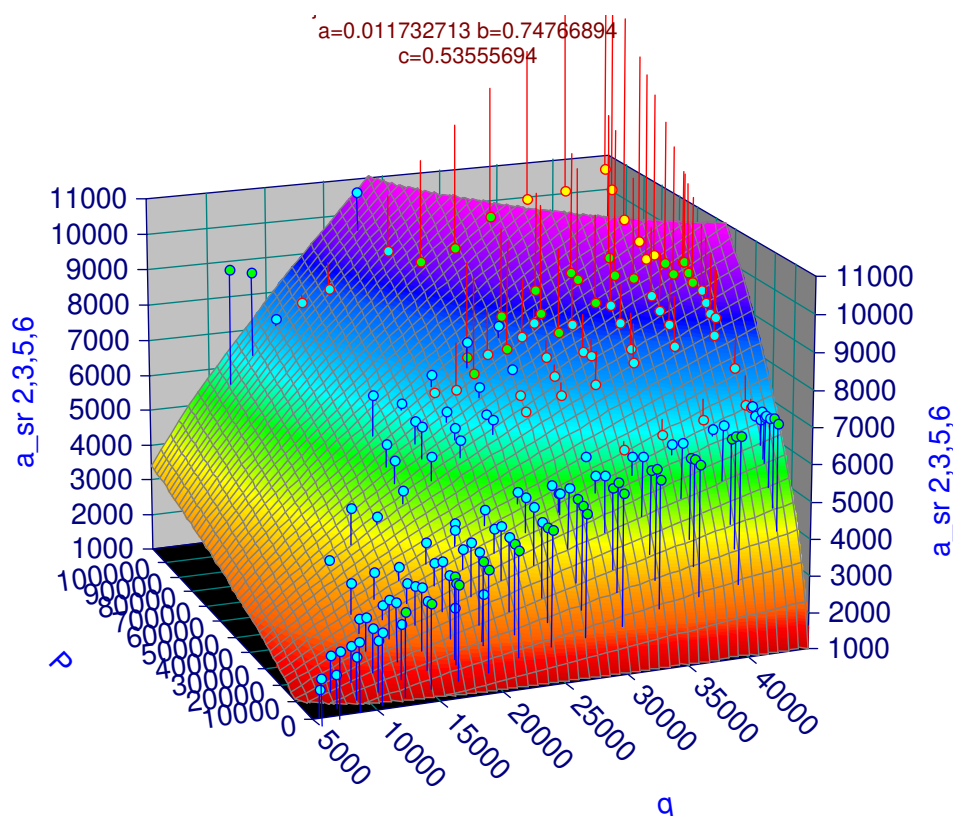


Рис. 6.15. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від щільності теплового потоку та тиску.

6.6. Аналіз ефективності технічних рішень.

Для аналізу ефективності запропонованих рішень проведемо розрахунки ефективності роботи обладнання для концентрування рідкого продукту (молоко, сік) від початкової концентрації 8,5 % до кінцевої концентрації 60 %, продуктивністю 1080 кг/год. Тиск в апараті встановлюється на рівні 9,6 кПа, і відповідно температура кипіння продукту в апараті з урахуванням депресії становить 52 °С. За умови початкової температури продукту 20 °С, витрати теплоти на нагрівання продукту до температури кипіння становлять 36,96 кВт. Витрати теплоти на видалення розчинника становлять 617 кВт. З урахуванням втрат теплоти загальні витрати становлять 688 кВт (детальні розрахунки див. додаток В). Вартість теплової енергії за цінами 2017 року складе 916 тис. грн. за рік.

Використання механічного стиснення вторинної пари для повернення її в установку у якості грючої дозволить зменшити вартість використаної за

рік енергії на 650 – 788 тис. грн. Величина економії енергії залежить температури гріючої пари і зростає при наближенні її до температури вторинної пари. Вартість додатково встановленого обладнання має більш складний, нелінійний характер залежності від температури гріючої пари (Рис. 6.16).

Таблиця 6.1

Економічні характеристики ВВУ з рекомпресією пари.

Витрати гріючої пари	Вартість теплової енергії в одноступінчастій установці, тис. грн.	Вартість теплової енергії, тис. грн.	вартість електроенергії, тис. грн.	Вартість додаткової теплообмінної поверхні, тис. грн.	Економія, тис. грн. за рік	Сумарні вартості додаткового обладнання, тис. грн.	Термін окупності
90	916	132	140	100	644	4549	7,06
80	916	124	84	194	708	3643	5,14
70	916	116	48	589	752	3038	4,04
65	916	112	34	1863	770	3812	4,95
60	916	108	22,4	6207	787	7656	9,74

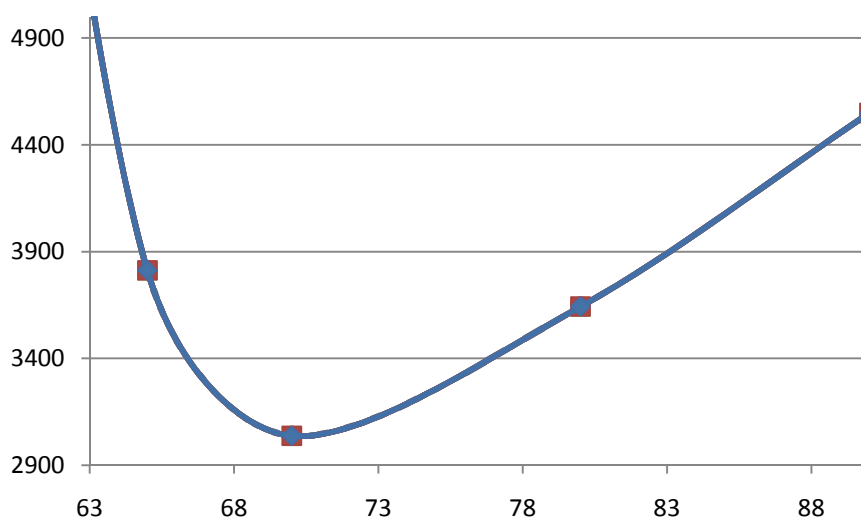


Рис. 6.16. Залежність вартості додаткового обладнання від температури гріючої пари.

Це пов'язано з тим, що збільшення різниці температур між вторинною та гріючою парою призводить до подорожчення обладнання для стиснення

пари. Зменшення ж цієї різниці призводить до необхідності збільшення теплообмінної поверхні і, також, подорожчення конструкції. Сукупний вплив цих факторів показано на рисунку.

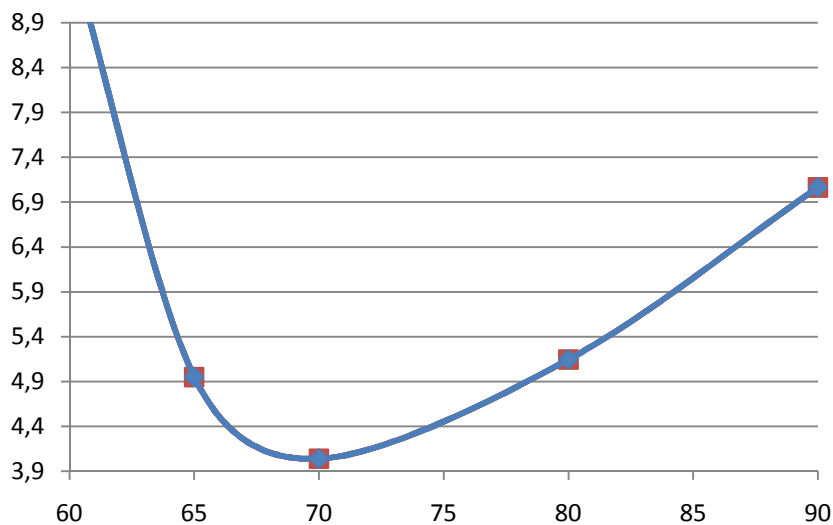


Рис. 6.17. Залежність терміну окупності від температури гріючої пари.

Ця залежність в значній мірі обумовлює характер залежності терміну окупності, що представлений на Рис. 6.17.

При використанні системи термотрансформації з проміжним теплоносієм, що представлена на Рис. 6.4, додаткова електрична потужність компресора теплового насоса залежить від температури випарника 7 та температури конденсатора 6. При використанні R134a у якості проміжного теплоносія в діапазоні температур конденсатора ТН 50 – 90 °С і випарника – 0 – 40 °С необхідна потужність компресора знаходиться в діапазоні 70 – 750 кВт (Рис. 6.18). При цьому річне зменшення вартості енергії, що споживає установка сягає до 830 тис. грн. і також залежить від співвідношення температур конденсатора та випарника ТН (Рис. 6.19). При розрахунку річного зменшення вартості енергії взято до уваги, що при різниці температур між конденсатором та випарником ТН меншій за 30 °С для забезпечення проведення процесу потрібно додатково підводити до 40 кВт теплової енергії, що коштує додатково до 52 тис. грн. на рік (Рис. 6.20).

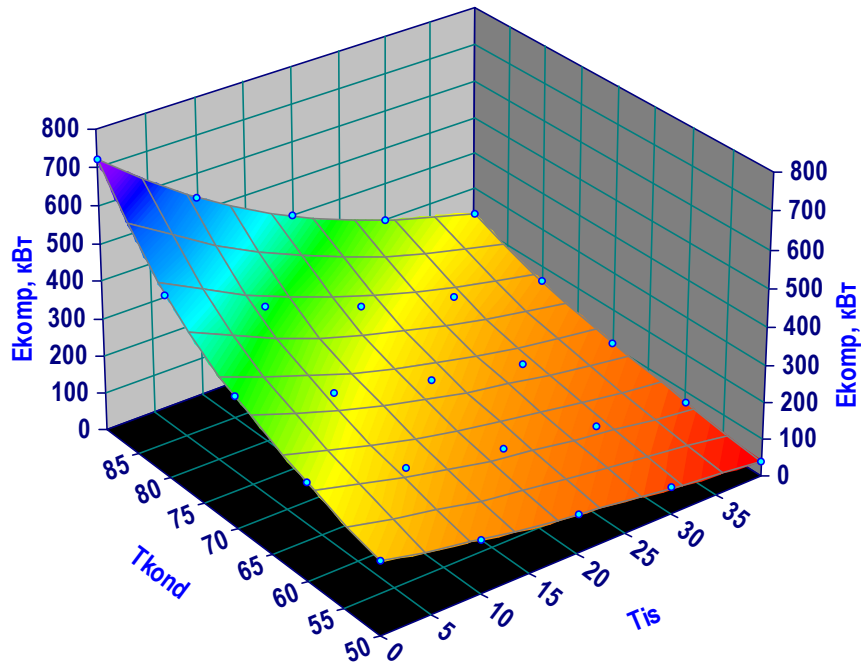


Рис. 6.18. Залежність потужності компресора ТН від температур конденсатора і випарника.

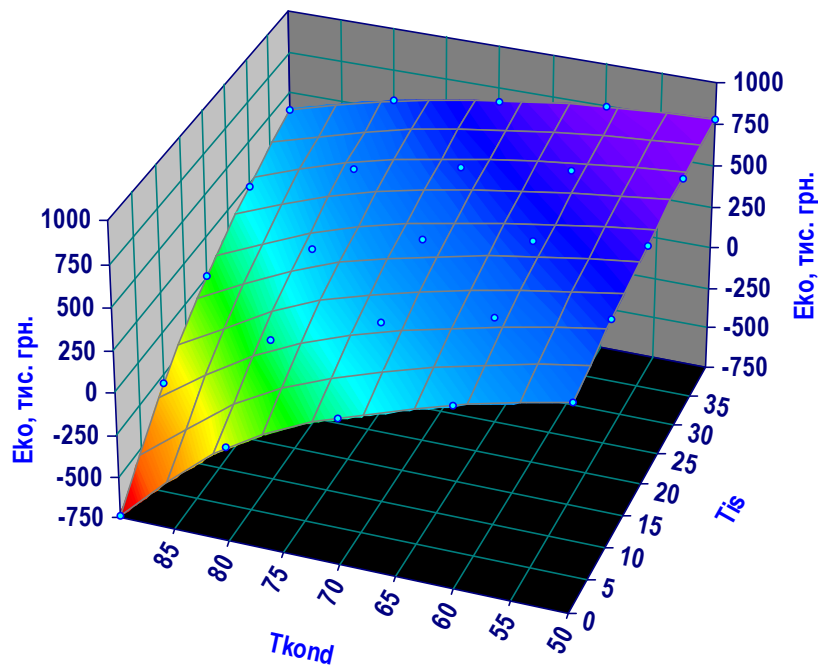


Рис. 6.19. Зменшення вартості споживаної за рік енергії в залежності від температур конденсатора і випарника.

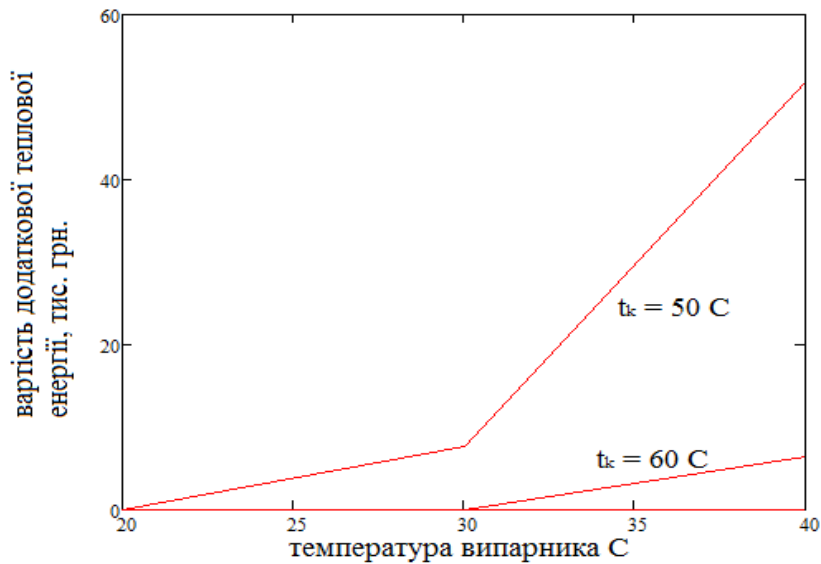


Рис. 6.20. Вартість додаткової теплової енергії в залежності від температур випарника та конденсатора.

Вочевидь, зменшення різниці температур між випарником та конденсатором призводить до зменшення експлуатаційних витрат, та призводить до зменшення потужності, а, відповідно, продуктивності і вартості компресора теплового насоса. Але це зменшення також приводить до зменшення різниці температур між теплоносіями в випарнику та конденсаторі і, відповідно, збільшення вартості додаткової теплообмінної поверхні (Рис. 6.21).

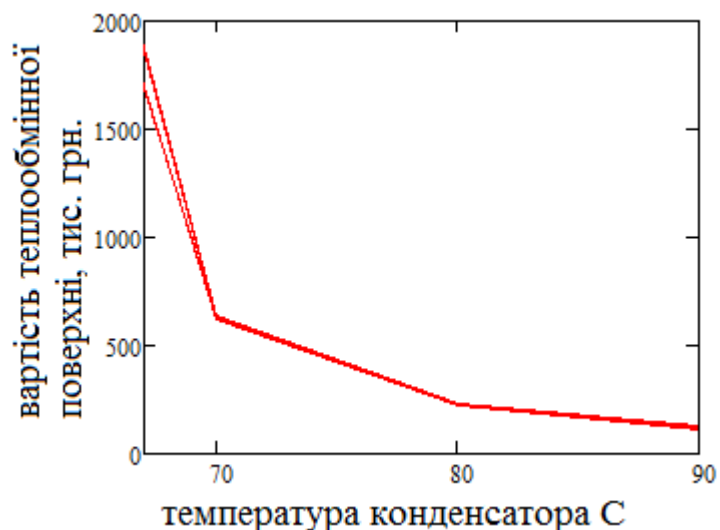


Рис. 6.21. Вартість додаткової теплообмінної поверхні.

Враховуючи вартість компресора теплового насоса отримаємо сумарне значення додаткових капітальних вкладень .

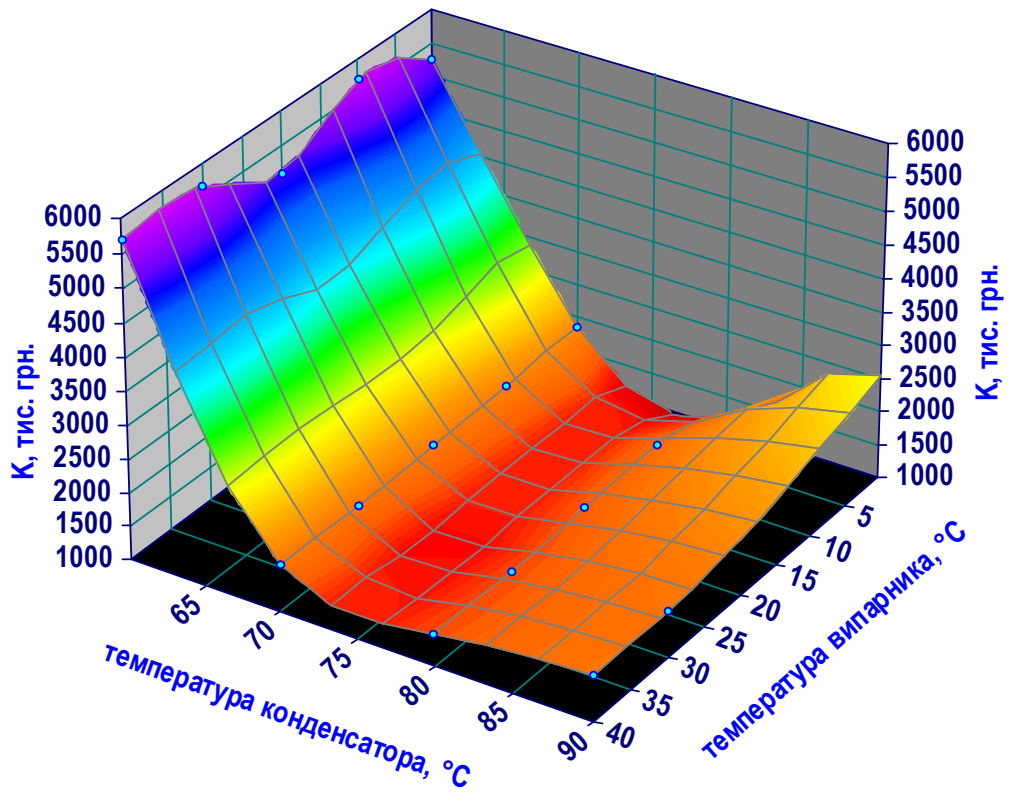


Рис. 6.22. Сумарне значення додаткових капітальних вкладень

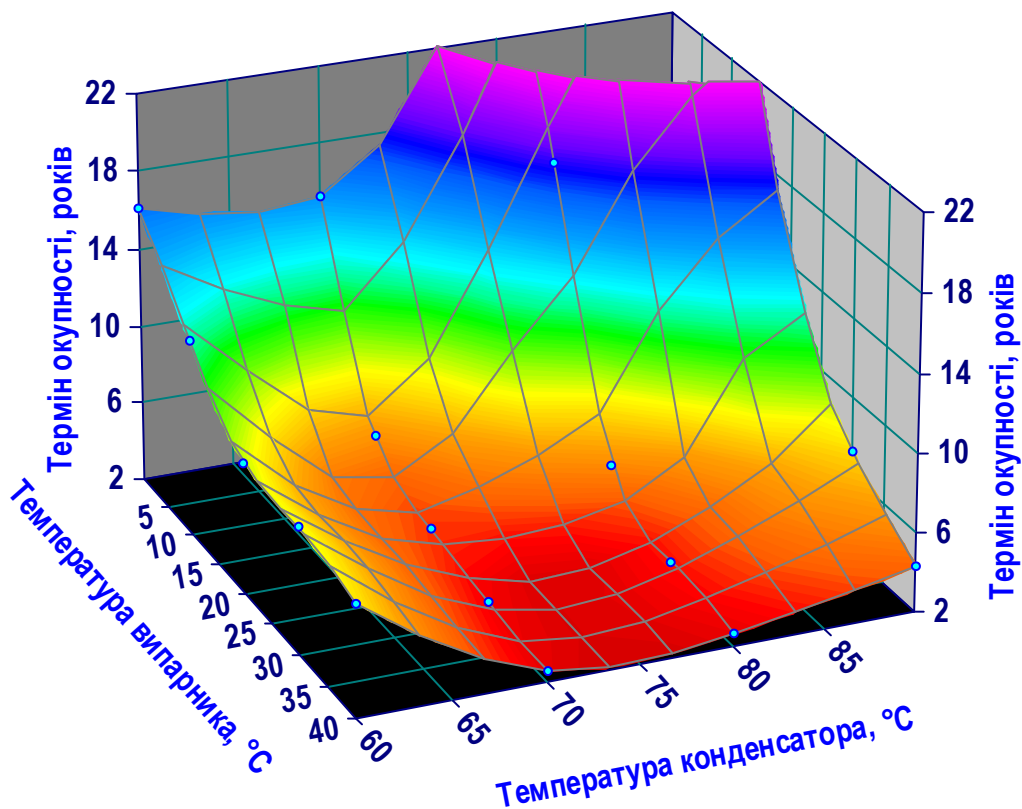


Рис. 6.23. Термін окупності додаткових капітальних вкладень.

Враховуючи річне зменшення експлуатаційних витрат (Рис. 6.19) отримаємо що при температурі випарника $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ та температурі конденсатора $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ термін окупності системи складає 2,56 роки

Таким чином можна зробити висновок, що за даних умов, система термотрансформації з використанням проміжного теплоносія R134a ефективніша за систему з механічною рекомпресією вторинної пари, для якої термін окупності складає 4 роки.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 6

В результаті проведених досліджень встановлено, що для визначення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні яблучного соку концентрацією до 50 %, при атмосферному тиску при використанні формули Толубінського (6.34) можна використовувати значення швидкості росту парових бульбашок і коефіцієнта поверхневого натягу для води, при відповідній температурі. Для того що отримати значення коефіцієнта тепловіддачі з більшою точністю можна використовувати часткові залежності, як наприклад рівняння 4. Також варто взяти до уваги, що при атмосферному тиску температура кипіння соку перевищує $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Згідно [7] при таких температурах зміна в'язкості яблучного соку при збільшенні концентрації до 50% незначно. В умовах глибокого вакууму, при температурах кипіння $30 - 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ зміна в'язкості вже значна і складає 800 – 1300 % від початкового. Також слід взяти до уваги можливу зміну коефіцієнта поверхневого натягу соку в області високих концентрацій. Таким чином, експериментально можна буде визначити коефіцієнти тепловіддачі при кипінні соку в області високих концентрацій (понад 50%), при температурах кипіння $60 - 30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

За результатами виконаних розрахунків при прийнятому вигляді функції мети (критерії оптимальності) встановлено, що оптимальною є температура гріючої пари при числі годин роботи ВВУ в 7500 на рік в 330К, тобто $57\text{ }^{\circ}\text{C}$. У разі 750 годин роботи в році, ця температура становить приблизно 333К, тобто $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Відзначимо, що такий функціонал і критерій оптимізації виникли для прийнятих вихідних умов і вихідних вартісних па-

раметрів (вартість одиниці маси обладнання, в даному випадку парогенератора; ціна одиниці енергії, яка може бути отримана, якщо в якості гріючої пари використовується пара з відбору турбіни; вартість одиниці електричної енергії). При використанні гріючої пари з котельні, з точки зору грошових витрат, не має значення ймовірний енергетичний потенціал цієї пари. Проте, при порівнянні варіантів з традиційною схемою підведення тепла до ВВУ і варіантів, коли джерелом енергії для ВВУ є тепловий насос, потрібної продуктивності або система на його основі, такий підхід до вибору оптимальних температурних параметрів парогенератора, видається природним.

Список використаних джерел:

1. Ягов В. В. Научное наследие Д. А. Лабунцова и современные представления о пузырьковом кипении. Теплоэнергетика. 1995. № 3. С. 2 –10.
2. Лабунцов Д. А. Обобщенные зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей. Теплоэнергетика. Харьков. 1960. № 5. С. 76–81.
3. Овсянник А. В. Моделирование процессов теплообмена при кипении жидкостей. ГГТУ им. П. О. Сухого. Кемерово. 2012. – 284 с.
4. Solodov A. P. Computer model of nucleate boiling in onvective flow and pool boiling. Philadelphia. 1999. P. 231–238
5. Ягов В. В. Теплообмен при развитом пузырьковом кипении жидкостей Теплоэнергетика. 1988. № 2. С. 4–9.
6. Толубинский В. И. Теплообмен при кипении. Наук. думка. Киев. 1980. 316 с.
7. Чубик И. А., Маслов А. М. Справочник по теплофизическим константам пищевых продуктов и полуфабрикатов. Пищевая промышленность. Москва. 1970. 184 с.
8. Гинзбург А. С. Теплофизические характеристики пищевых продуктов. Справочник. Издание второе, дополненное и переработанное. Пищевая промышленность. Москва. 1980. 288 с.
9. Бабарин В. П., Мазохина- Поршнякова Н. Н., Рогачев В. И. Справочник по стерилизации консервов. Агропромиздат. Москва. 1987. 270 с.
10. Магеррамов М. А. Температуропроводность и поверхностное натяжение гранатового сока при температурах 10–90°C. Изв. вузов. Пищевая технология. 2006. № 5. С. 68–71.
11. Лабунцов Д. А. Современные представления о механизме пузырькового кипения жидкостей. Теплообмен и физическая гидродинамика. Наука. Москва. 1974. С. 98–115.
12. De Jong P, van der Linden H. J. Design and operation of reactors in the dairy industry. Chem Eng Sci. 1992. №4. P. 87–89.
13. Elofsson C, Dejmek P, Paulsson M, Burling H. Atomic force microscopy studies on whey proteins. Int Dairy. 1997. № 7. P. 8–13.

14. Burke B. J. Modelling and multi-objective optimisation of a sugar mill based multi-effect evaporator set. IFAC Proc. 2014. Vol. 1. T. 47. P. 6716–6721.
15. Yu L. H. Experimental research on water boiling heat transfer on horizontal copper rod surface at sub-atmospheric pressure. Energies. 2015. T. 8. № 9. P. 10141–10152.
16. Masanet E., Brush A., Worrell E. Energy efficiency opportunities in the U.S. dairy processing industry. Energy Eng. J. Assoc. Energy Eng. 2014. T. 111. № 5. P. 7–34.
17. Commission E. The use of a mechanical vapour recompression (energy-saving) evaporator to concentrate acid casein whey: Demonstration project.
18. Naveed S., Hasan U. L., Ali S. Experimental Investigation of Heat Transfer Coefficient in Vertical Tube Rising Film Evaporator. Mehran Univ. Res. J. Eng. Technol. 2011. T. 30. № 4. P. 539–548.
19. Tuan C. I. The Optimal Operation Design for a Three-effect Vacuum Evaporator (TEVE) and an Energy Performance Assessment. Int. J. Energy Sci. IJES IJES. 2011. T. 1. № 2. P. 118–124.
20. Keshani S. Optimization of concentration process on pomelo fruit juice using response surface methodology (RSM). Int. Food Res. J. 2010. T. 17. № 3. P. 733–742.
21. Арсеньєв В. М., Шарапов С. О., Мірошніченко В. В. Застосування рідинно-парового ежектора для рекомпресії вторинної пари вакуумних випарних установок. НТП и эффективность производства. Хрків. 2013. Т. 2. № 108. С. 57–64.
22. Tuan C. Performance assessment of a combined vacuum evaporator - mechanical vapor re-compression technology to recover boiler blow-down wastewater and heat. Sustain. Environ. Resour. 2013. T. 23. № 2. P. 129–139.
23. Ensinas A. V. Design of evaporation systems and heaters networks in sugar cane factories using a thermoeconomic optimization procedure. Int. J. Thermodyn. 2007. T. 10. № 3. P. 97–105.

24. Keshani S. Optimization of concentration process on pomelo fruit juice using response surface methodology (RSM). *Int. Food Res. J.* 2010. T. 17. № 3. P. 733–742.
25. Galván-Ángeles E. Effect of thermo-compression on the design and performance of falling-film multi-effect evaporator. *Food Bioprod. Process.* 2015. T. 96. P. 65–77.
26. Keshani S., Chuah A. L., Russly A. R. Effect of temperature and concentration on rheological properties pomelo juice concentrates. *Int. Food Res. J.* 2012. T. 19 (2). P. 553–562.
27. Simpson R. Optimum design and operating conditions of multiple effect evaporators: Tomato paste. *J. Food Eng.* 2008. T. 89. № 4. С. 488–497.
28. Radović L. R. Computer design and analysis of operation of a multiple-effect evaporator system in the sugar industry. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 1979. T. 18. № 2. P. 318–323.
29. Smirnov H. F., Zыkov A. V, Reznichenko D. N. The determination of energy source optimal parameters for vacuum evaporation. *Наукові праці ОНАХТ. Одеса.* 2017. Т. 80. № 1. С. 133–137.
30. Бурдо О. Г. Повышение энергетической эффективности процессов обезвоживания пищевого сырья. *Інтегровані технології та енергозбереження.* 2008. № 2. С. 23–28.
31. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В. Проблема выбора лучшего технического решения для обеспечения вакуум выпарной установки подводом тепла. *Промышленная теплотехника.* 2016. Т. 38. № 5. С. 32–39.
32. Бурдо О. Г. Повышение энергетической эффективности процессов обезвоживания пищевого сырья. *НТУ ХПИ. Харьков.* 2008. 344 с.
33. Смирнов Г. Ф., Зыков А. В., Резниченко Д. Н. Системный анализ энергоэффективности ВВУ с тепловым насосом. *Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. Одеса.* 2015. № 47 (2). С. 168 –172.

РОЗДІЛ 7.

РОЗВИТОК ТЕХНІКИ ЕКСТРАГУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРИНЦИПІВ АДРЕСНОЇ ДОСТАВКИ ЕНЕРГІЇ.

Процес екстрагування в системі з твердою фазою знайшов широке поширення в хімічній, нафтохімічній, мікробіологічній та інших галузях промисловості [1 – 3], але особливе місце він займає в харчовій промисловості.

На першому етапі процесу екстракції розчинник проникає в структуру матеріалу [3]. На початку швидкість процесу екстракції постійна [4]. Під час другого етапу, компоненти що екстрагуються дифундують від внутрішньої структури клітини і розчиняються в розчиннику. На вихід екстрактивних речовин впливає кількість клітин, які залишаються неушкодженими після підготовки до екстракції [3]. Істотний вплив на ефективність процесу надає співвідношення розкритих і непошкоджених клітин після типової підготовки, наприклад, подрібнення [5]. Розроблені і загальноприйняті технології екстрагування часто призводять до втрати ряду смакоароматичних і фарбуючих речовин, саме виробництво відрізняється значною енергоємністю, тривалістю технологічного процесу, втратою цінних компонентів, що збільшує собівартість і знижує якість кінцевого продукту. Прискорення процесу екстракції може бути досягнуто, використовуючи технологію різкого зниження тиску в камері [6, 7], що покращує умови екстракції [7] і збільшує ступінь вилучення розчиняється речовини в розчинник [6].

7.1. Задачі удосконалення процесу

Ефективність екстракції може бути збільшена, використовуючи інтенсифікуючі методи впливу, такі як НВЧ нагрівання [8 – 12], ультразвук [12 – 14], накладення електричних полів і розрядні технології [15 – 19], що застосовуються в процесі екстракції. До електрофізичних методів обробки відносять обробку змінним електричним струмом, обробку в електростатич-

ному полі, електроконтактну, високочастотну і надвисокочастотну обробку [19 – 25]. Ефективність електророзрядної технології в рідині залежить від електричного розряду, що виникає між електродами, із застосуванням високої напруги [26]. Даний метод вводить енергію безпосередньо в тверду суміш, що екстрагується через плазмовий канал, який був сформований електророзрядною високою напругою, виробленою між двома зануреними в середовище електродами [27]. Електричний розряд створює ударні хвилі високого тиску, а також кавітацію бульбашок, які призводять до пошкодження структури клітини [28 – 32]. Встановлено вплив електрогідравлічної обробки на клітинну проникність і зміст сухих речовин [33].

До акустичних методів обробки відносять обробку з використанням ультразвукових і звукових коливань [33, 34]. В ультразвукової хвилі під час напівперіодів розрідження виникають кавітаційні бульбашки, які різко схлопуються після переходу в область підвищеного тиску [34]. Це явище утворює мікротечії у напрямі до твердої поверхні і створює мікроактивні стани у внутрішній структурі матеріалу. УЗ-обробка знижує опір прикордонних шарів на поверхні матеріалу при екстракції і призводить до прискорення процесу масопереносу [35, 33]. У доповненні до всього, отриманий ефект утворення і лопання бульбашок неодноразово стискає і розтискає матеріал, утворюючи відомий "ефект губки" [36], створюючи мікроканали в зразку, що призводить до поліпшення проникнення розчинника і забезпечує велику площу взаємодії, для процесу масопереносу [36]. Інший ефект ультразвуку характеризує його термоакустичний вплив, що також впливає на зменшення опору масопереносу через процес нагрівання [37]. Також при ультразвуковому впливі можливе руйнування клітинних структур [38].

Новим способом збільшення ефективності процесу є використання вібро-резонансних ефектів, при проведенні процесів дифузії, і жорстких режимів кавітаційно-ударної обробки живильної води і дифузійного соку при поперечній рециркуляції. У технологіях екстрагування застосовуються такі гідродинамічні кавітатори, як роторнопульсаційні апарати, відцентрові насо-

си, трубки Вентурі та інші. До гідродинамічних пристроїв відносяться також пульсаційні апарати з активною діафрагмою, створені в ІТТФ НАНУ на основі принципу дискретно-імпульсного введення енергії (ДІВЕ) [39 – 59]. Суть методу ДІВЕ полягає у створенні умов, що забезпечують при локальному введенні енергії в технологічну систему, її дискретний розподіл у просторі й імпульсну дію в часі. Основні механізми, що використовуються: ефекти пов'язані з прискоренням руху неперервної фази, дія напружень зсуву, кавітаційні механізми, механізм вибухового закипання, комплексні ефекти в ансамблі бульбашок, збурювання міжфазної поверхні в газорідних бульбашкових середовищах [57].

Застосування адресного підведення енергії за допомогою надвисокочастотного впливу на матеріал дозволяє значно підвищити ефективність процесу екстракції [60 – 62]. При цьому відбувається тепловий вплив на оброблюваний матеріал, за рахунок проникнення НВЧ випромінювання в структуру матеріалу, де відбувається взаємодія випромінювання з полярними молекулами за допомогою іонної провідності і дипольного обертання [63], що супроводжуються виробленням тепла. Ступінь нагрівання матеріалу залежить від коефіцієнта діелектричної проникності матеріалу [64]. Ефективність СВЧ обробки пов'язана з процесом нагрівання, яке різко збільшує внутрішній тиск клітин, що призводить до їх руйнування [65]. Екстрактивні речовини після розчину клітин переходять в навколишньо клітинний розчинник. Обробка СВЧ дозволяє збільшити вихід екстракції і скоротити час екстракції в різних процесах масопереносу [66 – 68]. В працях [60, 61, 69 – 72] було досліджено кінетику екстрагування насіння ріпаку та сої під впливом різних факторів: вплив температурного режиму, часу, величини фракції подрібненого насіння, природи розчинника, впливу електромагнітного поля та величини потужності мікрохвильового випромінювання.

Для деяких продуктів мають місце значні втрати водорозчинних екстрактивних речовин з кавовим шламом, що припадають як на рідку, так і на

тверду частини шламу. Вони складають, в деяких випадках, 15 ... 20 % від загального вмісту водорозчинних речовин в сировині. Так, наприклад, залишкові водорозчинні речовини в кавовому шламі мають повноцінний хімічний склад і не поступаються за якістю що містяться в каві, тому шлам є цінним додатковим джерелом для збільшення виходу готового продукту. Тому зменшення частки екстрактивних речовин у відходах виробництва також є однією з задач удосконалення процесів екстрагування.

Також окремою задачею є визначення раціональних розмірів частинок сировини. З точки зору дифузійного вилучення найбільш ефективно екстрагування з частинок більш «тонкого» помелу. Це пов'язано з тим, що зі зменшенням розміру частинок скорочується шлях дифундуючих молекул, збільшується поверхня контакту твердих частинок з рідиною. Але, з іншого боку, більш «тонкий» помел призводить і до погіршення процесу вилучення водорозчинних речовин із зерна, так як при цьому погіршується змочуваність пилоподібних частинок, відбувається їх взаємне блокування, утворюються застійні зони, зменшується швидкість осадження частинок, погіршується процес подальшого поділу. Так дослідження кінетики вилучення водорозчинних речовин з кавового зерна показали, що залишкові речовини в шламі розташовані в блокованих зонах. Так, при обробці частинок із середнім діаметром 0,4 мм – зона, яка містить недовилучені речовини становить близько 3% від загального об'єму частинки, а для частинок діаметром 0,75 і 1,5 мм відповідно – 11 і 20%. Шляхом їх вилучення є руйнування цих зон за допомогою подрібнення шламу або за рахунок адресного підведення енергії в мікроканали твердої фази і як наслідок локального підйому тиску в цих зонах яке здатне ініціювати потужний бародифузійний потік екстрактивних речовин.

7.2. Схеми реалізації систем адресної доставки енергії і термотрансформації, структурні моделі.

Для реалізації адресного енергопідведення можливе використання мікрохвильового поля, що дозволяє підвести енергію безпосередньо в середину

капілярів твердого тіла де і відбувається процес розчинення, а також, як було зазначено вище, за рахунок градієнту тиску, що виникає в капілярі, дозволяє ініціювати потік речовини із капіляра назовні який може вилучати з матеріалу і нерозчинені речовини. В загальному випадку мікрохвильова екстракційна установка складається з наступних основних компонентів: генератор електромагнітного випромінювання (магнетрон); хвильоводів, який використовується для передачі мікрохвиль від джерела до мікрохвильової камери; камеру для нагріву або резонатор; аплікатор, в якому розміщується зразок; циркуляційний механізм, що дозволяє мікрохвилям рухатися тільки вперед; систему вентиляції і охолодження магнетрона і камери; систему захисту від надлишкового випромінювання; систему вимірювальних приладів і блок керування. Існують два види комерційно доступних мікрохвильових екстракційних установок: установки із закритими екстракційними ємностями і сфокусовані мікрохвильові печі. В установках першого типу екстракція протікає в умовах контрольованих тиску і температури. В установках другого типу тільки частина екстракційної судини, що містить зразок опромінюється мікрохвилями. Обидві системи використовуються як в мультимодових, так і мономодових системах. Мультимодова система дозволяє довільний розподіл мікрохвильового випромінювання всередині камери, таким чином, кожна зона в камері і зразок однаково опромінюються. Мономодові системи направляють мікрохвилі до певної зони, в якій розташований зразок. В цьому випадку зразок піддається більш сильному електричному полю, ніж в мультимодових системах.

В Україні і за кордоном розроблені ряд установок періодичної дії для екстракції цінних речовин з рослинної сировини за допомогою МВ енергії. Принципова схема установки періодичної дії представлена на Рис. 7.1. Схема дозволяє організувати підведення енергії за допомогою електромагнітного поля надвисокої частоти, що створюється генератором 4. Полярний розчинник розташований в касеті 2 разом з екстрагентом. Внаслідок впливу НВЧ

поля на полярні молекули розчинника відбувається підвищення температури останнього.

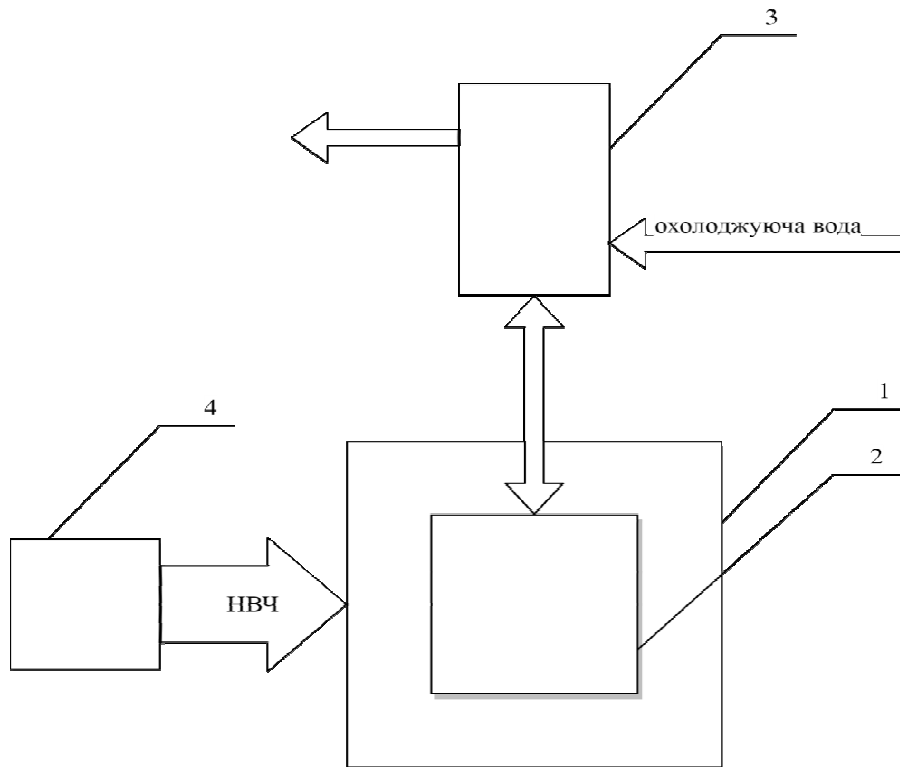


Рис. 7.1. Екстрактор періодичної дії: 1 – камера, 2 – касета, 3 – конденсатор, 4 – НВЧ генератор.

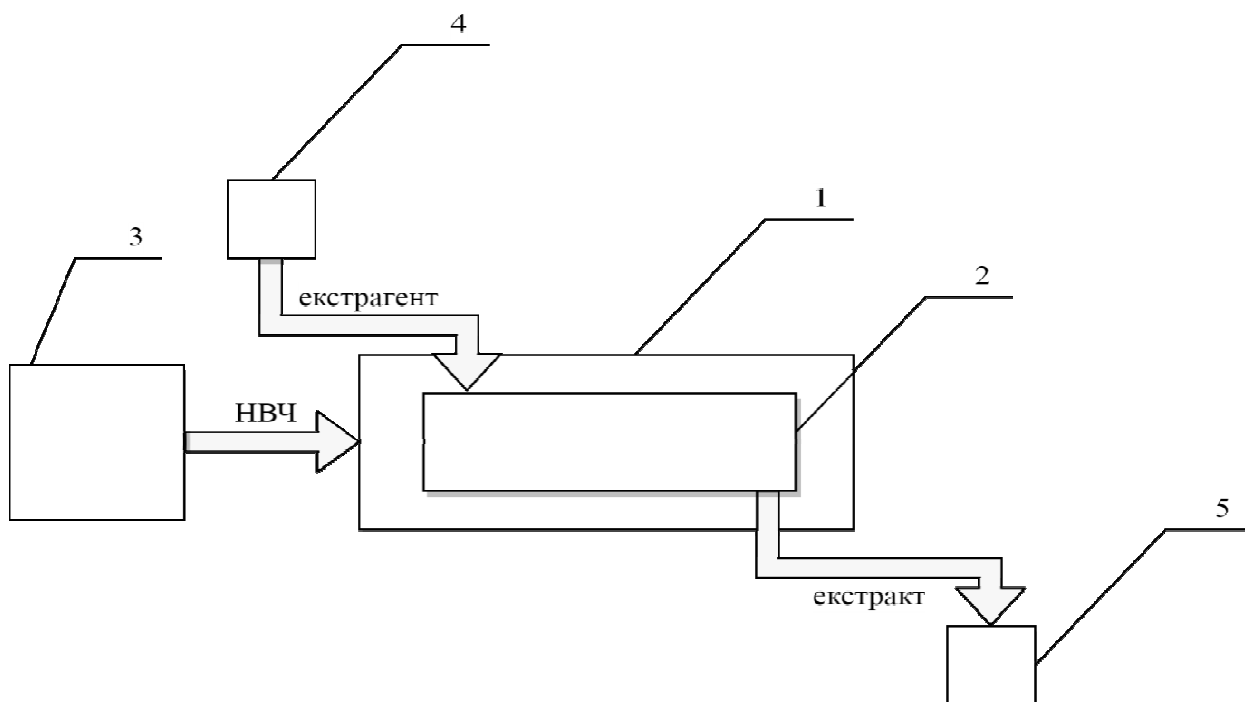


Рис. 7.2. Екстрактор напівперіодичної дії: 1 – камера, 2 – касета, 3 – НВЧ генератор, 4 – ємність для екстрагенту, 5 – ємність для екстракту.

Для запобігання випаровування екстрагенту у випадку коли його температура перевищить температуру кипіння схемою передбачений конденсатор 3.

Запобігти випаровуванню екстрагенту також дозволяє проведення процесу екстрагування в установках напівперіодичної дії (Рис. 7.2.). В цій схемі організовано рух екстрагенту крізь касету з продуктом 2 з ємності 4 в ємність 5. Це дозволяє зменшити час знаходження екстрагенту в камері 1 і, відповідно, температуру екстрагенту. Таке зменшення призводить до зменшення кінцевої концентрації цільового компонента в екстрагенті. Запобігти цьому допомагає часткова рециркуляція екстрагенту за допомогою циркуляційного насоса 6 (рис. 7.3). За потреби в лінії циркуляції екстрагенту може бути встановлений проміжний охолоджувач, що дозволить не допустити нагрівання екстрагенту до температури кипіння. Така задача може виникнути якщо за умов проведення процесу для виникнення та підтримання явища сталої механодифузії виникає потреба підводити енергії більше ніж це необхідно для нагрівання екстрагенту до температур нижчих за температуру його кипіння.

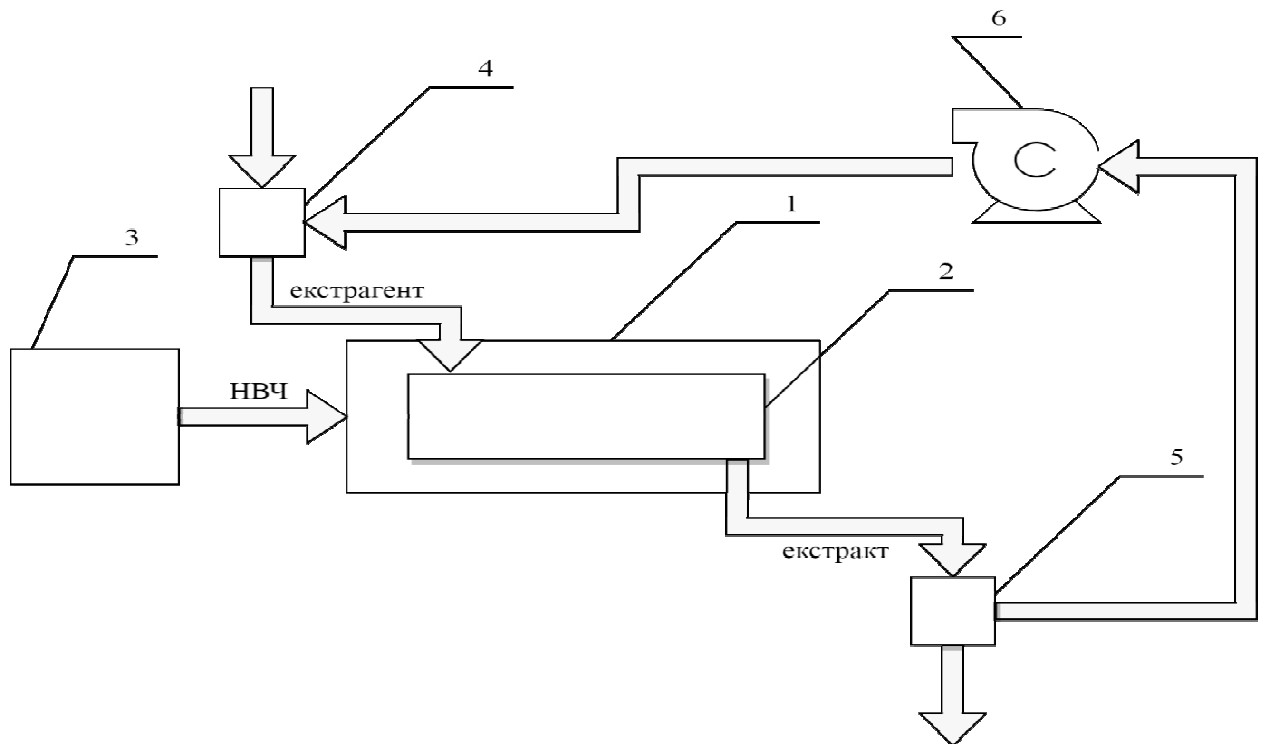


Рис. 7.3. Екстрактор з частковою рециркуляцією екстрагенту

Організувати безперервний процес дозволяє розроблена в ОНАХТ установка [73 – 88], схема якої представлена на Рис. 7.4.

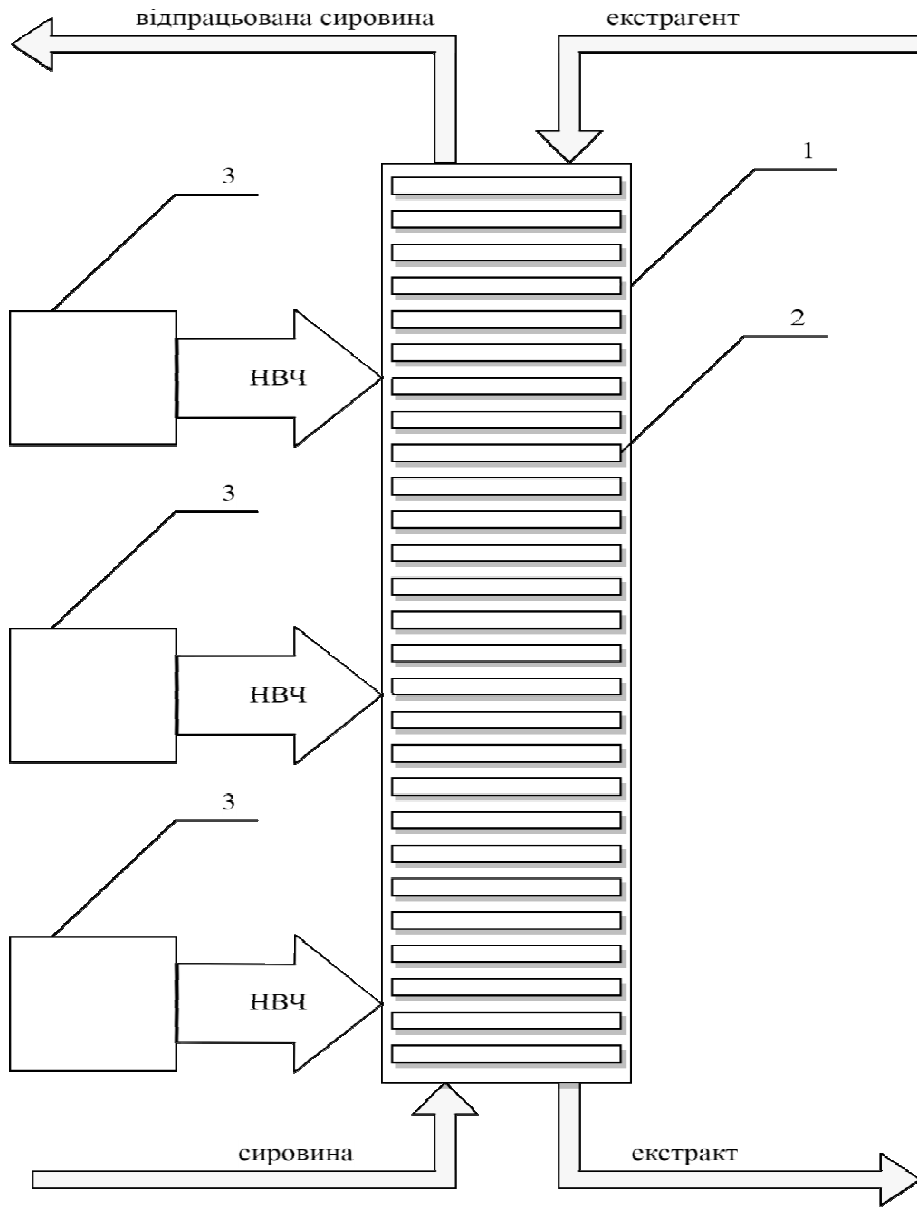


Рис. 7.4. Екстрактор безперервної дії.

В установці організовано зустрічний рух касет з сировиною 2 та екстрагента. Установка містить вертикальний корпус з пристроями введення і виведення фаз, збірник екстрактор, генератори імпульсної мікрохвильової енергії, що відрізняється тим, що корпус виконаний з каскаду резонаторних камер із нержавіючої сталі з магнетронами, при цьому дно верхніх камер з'єднується з поверхнею нижніх камер шлюзовими каналами, через які переміщуються поступово за допомогою домкрата блоки касет з продуктом, а

касети мають на кришці отвір, в який вводиться штуцер з верхньої касети попередньої касети, а штуцер розміщений на дні касети в протилежному отвору зоні, при цьому вхід в штуцери в касеті має фільтруючий елемент; касети, штуцери і фільтруючий елемент виконаний з радіопрозорого матеріалу, вхід в отвори самої верхньої касети з'єднується із вхідною трубкою з екстрагентом, а штуцер найнижчої касети розміщені в зоні накопичувача екстрагента, вихід з якого з'єднується з ємністю готового продукту трубопроводом, так само в екстракторі кожна з камер оснащена панеллю керування з цифровим дисплеєм рівня потужності, таймером і секундоміром. Передбачена можливість регулювання в достатньому діапазоні витрати екстрагента, і швидкості руху твердої фази.

У металевій шахті розміщені касети, зібрані в блоки з діелектричного матеріалу, виконані у формі прямокутного паралелепіпеда, призначені для закладки кавової сировини.

Конструктивні особливості екстрактора дозволяють регулювати швидкість переміщення касет по висоті шахти (касет/хв) при проведенні процесу екстракції.

7.3. Математичне моделювання.

Складний характер взаємодії факторів, що визначають швидкість протікання процесів екстрагування в системі «тверде тіло-рідина», не дозволяє встановити загальну модель всіх випадків екстрагування. Запропоновано рішення задачі масопереносу в умовах мікрохвильового поля розглянути як сукупність моделі дифузії всередині капіляра пористого тіла, моделі масопереносу з пористого тіла сферичної форми, а також моделі дифузії з точкового джерела в потік [72].

Під дією поля НВЧ виникає дифузія, яка описується рівнянням Фіка, а масовий потік J_D в цьому випадку залежить від коефіцієнта дифузії D та градієнта концентрації в твердій фазі $\text{grad}C$. Завдяки конвективній дифузії, розчинні речовини переміщуються з рідкої фази X_T в центр потоку, де концентрація водорозчинних речовин дорівнює X_E . Інтенсивність конвективної

дифузії визначається коефіцієнтом масової передачі β : $J_K = \beta(XG - XE)$. Найбільший опір дифузії буде для нано- та мікрокапілярів сировини, де існують найбільш стримані умови.

У системі з твердого тіла, капіляра та екстрагента під впливом поля з'являється парова бульбашка і ініціює інший потік J_B паралельно руху масових потоків J_D і J_K .

Частота викидів і кількість функціонуючих капілярів збільшуються пропорційно електрофізичному ефекту. Потік, що відбувається під впливом електромагнітного поля, турбулізує пограничний шар; опір може бути на порядок нижче, ніж у традиційних схемах масової передачі.

Масовий потік J_B залежить від різниці тисків в капілярі P_K і в потоці екстрагента P_E , а також від коефіцієнта масопереносу β' , який може суттєво відрізнятись від β . Тиск, який забезпечує "початок" бародифузії, – $P_{БД} = P_E + P_K$.

$$P_{Ki} = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \left[\frac{\lambda \cdot l_i}{d_i} + \sum \xi \right] + \rho \cdot g \cdot l_i + \frac{\sigma}{d_i}. \quad (7.1)$$

де: d_i – діаметр капіляра;

l_i – довжина капіляра;

ξ – коефіцієнт локального опору,

λ – коефіцієнт гідравлічного тертя.

Остаточний розподіл концентрацій добувних речовин у системі визначається принципом суперпозиції дії рухових сил різних фізичних типів.

При моделюванні переносу маси з поверхні твердої фази знаходять функцію $c(\tau, x, y)$, що задовольняє умовам Дирихле на проміжку $(-\infty, +\infty)$ по змінним x, y :

$$c(\tau, x, y)|_{\tau=0} = \exp[-(|x| + |y|)]$$

де x, y – просторові координати.

використовується відоме рішення [11] крайової задачі:

$$\begin{aligned}
 c(\tau, x, y) = & \frac{1}{(1-D\tau)^2} \left\{ \exp[(w_X + w_Y)\tau - (|x| + |y|)] + \right. \\
 & + D\tau \exp \frac{1}{\sqrt{D\tau}} \left[(w_X + w_Y)\tau - (|x| + |y|) - \right. \\
 & - \sqrt{D\tau} \left\{ \exp \left[\left(w_X + \frac{w_Y}{\sqrt{D\tau}} \right) \tau - \left(|x| + \frac{|y|}{\sqrt{D\tau}} \right) \right] + \right. \\
 & \left. \left. + \exp \left[\left(w_Y + \frac{w_X}{\sqrt{D\tau}} \right) \tau - \left(|y| + \frac{|x|}{\sqrt{D\tau}} \right) \right] \right\} \right\}.
 \end{aligned} \tag{7.2}$$

де w_x – компонента швидкості в напрямку x ,

w_y – компонента швидкості в напрямку y .

Рішення (7.2) також передбачає, що значення коефіцієнта дифузії D та відповідних компонентів швидкості є відомі. Таким чином, навіть наближене рішення задачі (7.2) залежить від рішення рівняння Нав'є-Стокса.

Дифузійна модель у тисних умовах капіляра пористого тіла складається відповідно до класичних принципів. Після запису рівняння дифузії в циліндричних координатах з відповідними граничними умовами формулювання припущень та введення функцій Бесселя першого роду I_0 і I_1 з параболічним профілем швидкості поля концентрації має вигляд:

$$\frac{X_p'' - X_p'}{X_E - X_p'} = 1 - \sum_{n=1}^n a_n \exp \left[-b_n \left(\frac{D}{w_{c.p.} 0,25d^2} \right) Z \right]. \tag{7.3}$$

де: Z – просторова координата по довжині капіляра,

$w_{c.p.}$ – середня швидкість руху в капілярі,

X_E – концентрація екстрактивних речовин в ядрі потоку,

X_p – рівноважна концентрація екстрактивних речовин,

d – діаметр капіляра,

a_n – значення радіуса капіляра, для якого $I_0(r)=0$.

Для моделювання бародифузійного потоку J_B розглянута проблема дифузії з точки джерела до потоку [11].

Потік витягнутих компонентів А, що потрапляє в потік екстрагента, що рухається у напрямку z при постійній швидкості w_0 , визначається рівнянням

$$w_0 = (\partial X / \partial Z) D \nabla^2 X$$

та наступними граничними умовами:

$$X | l = \infty = 0; \quad 4\pi l_2 D (\partial X / \partial r) = w_A$$

при

$$l \rightarrow 0; \quad l_2 = x_2 + y_2 + z_2$$

де l - відстань від джерела,

z - відстань від джерела вздовж потоку,

w_A швидкість, з якою екстрактивні компоненти А входять у потік.

Якщо витрата постійна (w_0), і режим стабілізується, то:

$$X = \frac{w_A}{4\pi \cdot D l} \exp \left[- \left(\frac{w_0}{l D} \right) (l - z)^2 \right]. \quad (7.4)$$

Оскільки $J_B = X \cdot w_A \cdot \rho$, то потік речовини з точки джерела набуває форми (7.5), а для одномірної задачі ($l = z$) він буде спрощено до (7.6):

$$J_B = \frac{\rho \cdot w_A^2}{4\pi D l} \exp \left[- \left(\frac{w_0}{l D} \right) (l - z)^2 \right], \quad (7.5)$$

$$J_B = \frac{\rho \cdot w_A^2}{4\pi D \cdot z}. \quad (7.6)$$

Коли добувні компоненти входять у потік у ламінарному режимі, швидкість входу в потік w_A та витрату визначаються наступним чином:

$$w_A = \frac{\Delta P \cdot d^2}{32 \cdot \mu \cdot z}, \quad J_B = \frac{\rho \cdot \Delta P^2 \cdot d^4}{4096 \cdot \mu^2 \cdot z^3 \pi \cdot D}, \quad (7.7)$$

де μ – кінетичний коефіцієнт в'язкості середовища, $\text{м}^2/\text{с}$;

d – діаметр капіляра, м; $\Delta P = P_{\text{БД}} - P_{\text{Е}}$ – різниця тиску всередині відкритої пори (капілярного) та в потоці екстрагенту, Па.

Потік бародифузії призводить до труднощів у розділенні $J_{\text{Д}}$, $J_{\text{К}}$ і $J_{\text{В}}$ потоків, оскільки бародифузійні явища вводять обурення у всі вказані компоненти процесу масового перенесення цільового компонента в системі "сировина та екстрагент". Тому ми пишемо загальний масивний потік у формі $J_{\text{М}} = \beta_{\text{Е}}(C_{\text{і}} - C_{\text{Р}})$, де $\beta_{\text{Е}}$ – коефіцієнт ефективною передачі маси з урахуванням внутрішніх, зовнішніх та бародифузійних процесів.

Очевидно, що навіть при такому серйозному спрощенні завдань, які зроблені при його формулюванні, спільні рішення (7.2) - (7.7) дуже складні. Гідродинамічна ситуація в потоці визначається турбулентним потоком екстрагенту, ускладненого вихровою дифузиею з каналів подачі. Тому доцільно застосувати експериментальне моделювання та використовувати метод "аналізу розмірностей".

Специфіка поставлених завдань пов'язана з тим, що необхідно враховувати вплив сили на елементи сировини при поєднанні дій сил, які відрізняються за фізичною природою. Здається, що логічно окремо визначити вплив специфіки дії теплової та механічної енергії.

Щоб врахувати вплив електромагнітного поля під час висихання сировини, автор [11] запропонував число енергетичної дії (число Бурдо). Це число виражається співвідношенням енергії, витраченої на організацію процесу ($Q_{\text{І}}$) до фізично необхідного мінімуму. Теоретичною вважається енергія, необхідна для перетворення всієї вологи у сировині ($Q_{\text{Т}}$) у пару.

До деяких значень числа $В_{\text{и}}$, в капілярних каналах твердої фази відбуваються ламінарні режими руху рідини. Значення $В_{\text{и}}$ може показати умови переходу до більш інтенсивного масового перенесення, що називається турбулентним бародифузійним режимом [12].

Для задачі екстрагування число $В_{\text{и}}$ визначається:

$$Bu = N(rVd^2)^{-1} \quad (7.8)$$

А критеріальне рівняння переносу має вигляд:

$$St_m = A \cdot Re^m Sc^n Bu^p \Pi^k. \quad (7.9)$$

$$\Pi = \frac{k}{H^2} \quad (7.10)$$

Комплекс Π являє собою безрозмірну параметричну проникність, яка враховує геометрію упаковки частинок твердого матеріалу. Коефіцієнти в рівнянні визначаються експериментальним шляхом. За результатом численних експериментів на кафедрі ПОтаЕМ ОНАХТ були знайдені значення коефіцієнтів рівняння 7.9. Так для екстрагування за кавових зерен воно має вигляд

$$St_m = 0.004 \cdot (Re)^{-0.5} (Sc)^{0.3} (\Pi)^{0.6} (Bu)^{0.33} \quad (7.11)$$

Враховуючи теорію «бародифузії» проф. Бурдо була розроблена методика розрахунку і оптимізації процесів екстрагування при адресній доставці енергії в умовах мікрохвильового поля.

7.4. Структура розрахунку

Головними незалежними вхідними параметрами були обрані: початковий стан екстрагента твердої фази і продуктивність апарату. Для розрахунку необхідно задатися концентрацією екстрактивних речовин в твердому тілі і екстракті, температурою екстрагента і тиском в апараті.

До числа основних факторів, що впливають на роботу екстрактора віднесені: термодинамічні фактори – константи фазової рівноваги, що визначають напрямок процесу; технологічні параметри проведення процесу, що впливають на швидкість і селективність всього процесу; гідродинамічні фактори, що характеризують міжфазну поверхню фаз; кінетичні та масообмінні фактори, що характеризують швидкість процесу і включають коефіцієнти масопередачі розчинних речовин [73 – 77].

Вихідним етапом є розрахунок і аналіз статички процесу, тобто розгляд даних про рівновагу, на основі яких визначають напрямок протікання.

Для вирішення задачі розрахунку фазових рівноваг в сировину необхідно знати поточні значення концентрації екстрагенту X_e і його температури t_{cp} .

Теплофізичні властивості розчину визначаємо за [77]. Для розрахунку умов фазової рівноваги можливо використати рівняння з [78].

Потім складаються матеріальні і енергетичні баланси, виходячи із законів збереження маси і енергії. Згідно із законом збереження маси кількість речовин, які вступили в процес має дорівнювати кількості речовин одержуваних в результаті проведення процесу, з урахуванням втрат. Матеріальний баланс складається для процесу в цілому, а так само для окремих його стадій. Баланс складено для всіх речовин, що беруть участь в процесі. Баланс складають за одиницю часу (за 1 годину) в розрахунку на одиницю кількості вихідних або кінцевих продуктів. На основі матеріального балансу визначається вихід продукту на одиницю витраченого сировини, під яким розуміють виражене в процентному відношенні отриманої кількості продукту до максимального, тобто теоретично можливого. Енергетичний баланс складають на основі закону збереження енергії, згідно з яким кількість енергії, введеної в процес, дорівнює кількості енергії, що виділилася з цього процесу, тобто введення енергії дорівнює її витраті. Вплив мікрохвильового поля враховується критерієм Bu [72], який встановлює співвідношення величини витраченої електромагнітної енергії, і енергії базового процесу. Такою базовою енергією вважатиметься енергія, яка характерна для традиційної технології. В [72] запропоновано в якості базової прийняти енергію, що потрібна для переводу рідкої фази в парову, що є безумовно зручним і доцільним для процесів зневоднення, але може бути використано і для процесів екстрагування внаслідок того, що часткове переведення рідкої фази в парову всередині капіляру прискорює процеси конвективної дифузії за рахунок впливу на гідродинамічну ситуацію всередині капіляра.

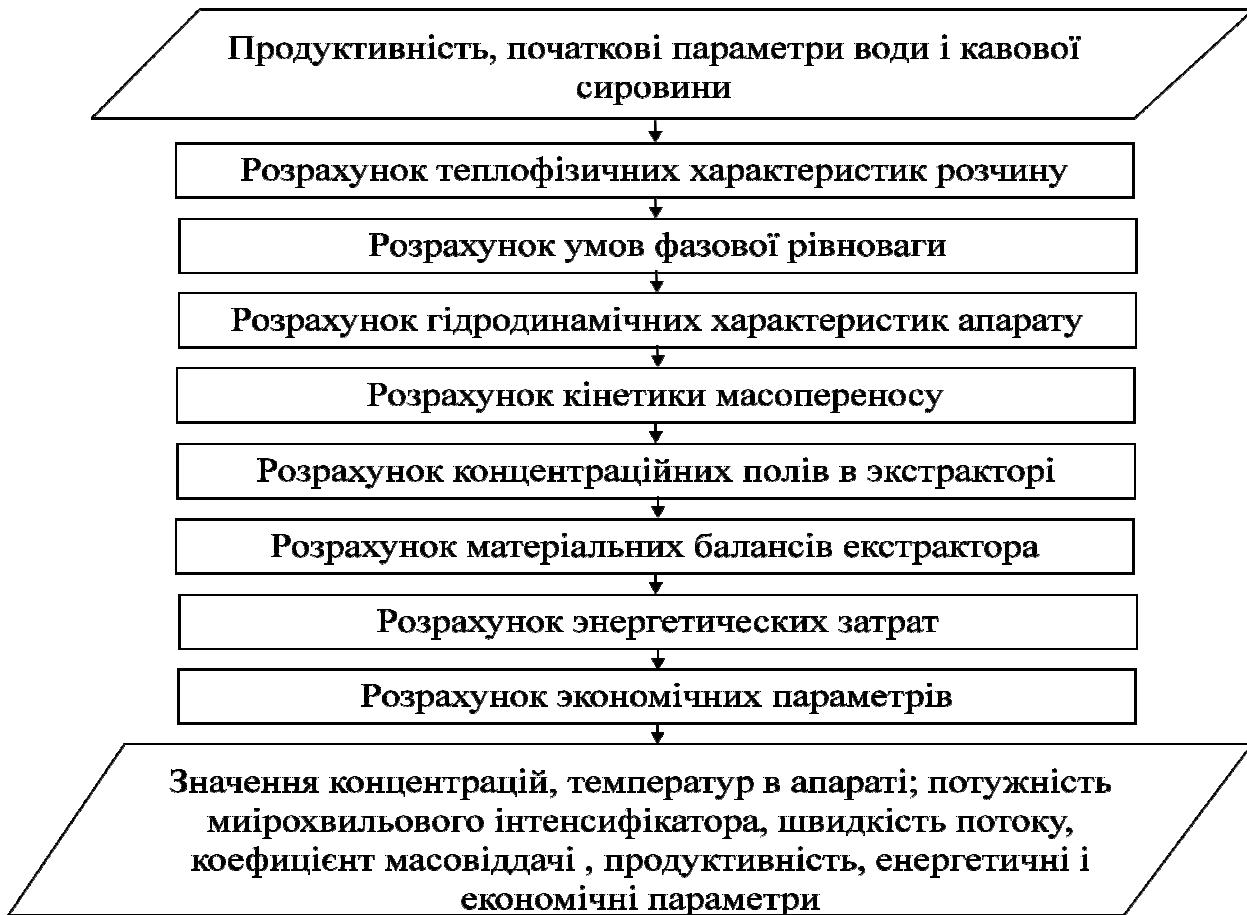


Рис. 7.5. Загальний алгоритм розрахунку

Наступний етап являє собою розрахунок кінетики процесу, визначення швидкості його протікання з урахуванням режиму течії екстрагенту (число Re), зміни властивостей потоку (число Sc), безрозмірної проникності шару (число Π) і ступеня мікрохвильового впливу за рівнянням 7.11. Знаючи швидкість і величину рушійної сили при обраному оптимальному режимі роботи апарату і знаходять його робочу поверхню (об'єм), а потім визначають основні розміри апарату.

Для розрахунку нестационарних концентраційних і температурних полів в потоці екстрагенту і в твердій фазі можуть бути засновані методи послідовного розрахунку полів концентрації і температури в локальних областях, що базуються на рішенні системи лінійних диференціальних рівнянь в часкових похідних.

У кожній точці за значеннями початкових розподілів температур в екстрагенті і сировині, що є значеннями температури в цій точці в попередній момент часу обчислюються фізичні властивості сировини і екстрагенту, рів-

новажні концентрації і кінетичні коефіцієнти рівнянь теплових і дифузійних процесів. Алгоритм послідовного розрахунку полів концентрації і температури передбачає, що вихідна температура і концентрація поточної розрахункової точки є вхідною температурою і концентрацією подальшої розрахункової точки в поточний момент часу. Довжину просторової та часової дискретизації вибирають з урахуванням відповідних чисел Куранта (формула 4.22).

Задачею перевірного розрахунку МХ екстрактора є визначення концентрацій екстрактивних компонентів в сировині та екстрагенті в залежності від конструктивних і технологічних параметрів. Алгоритм перевірного розрахунку представлено на рис. 7.6.

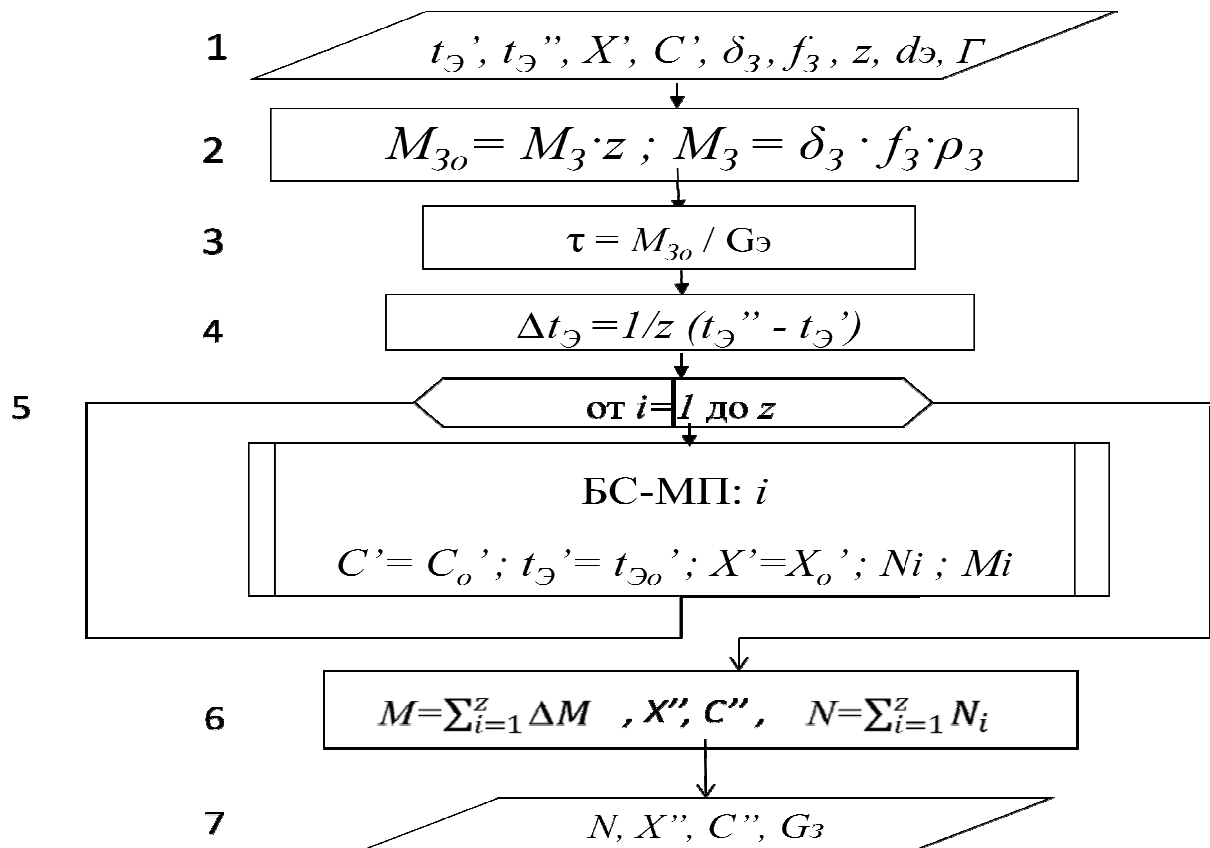


Рис. 7.6. Алгоритм розрахунку процесу екстрагування.

Для перевірного розрахунку задаються наступні вхідні характеристики (блок 1): температури екстрагента на вході (t_3') і на виході (t_3''), початкові концентрації екстрактивних речовин в сировині (X') і в екстракторі (C'), висота оброблюваного шару продукту (δ_3), щільність сировини (ρ_3), площа

шару продукту (f_3) і число робочих модулів (z).

На етапі 2 розраховується маса заправки одного модуля та загальна маса сировини в установці. На 3-му етапі розраховується час знаходження сировини в установці.

У блоці 4 представлені попередні розрахунки температури i -го модуля ($\Delta t_{\text{Э}}$) на основі моделі лінійного розподілу температури всередині модуля.

Далі ведеться розрахунок масопереносу для кожного i -го модуля мікрохвильового екстрактора (Рис. 7.7) в порядку їх розташування по висоті апарату (блок 5).

У блоці 6 величина M характеризує середню масову витрату екстрактивних речовин, що перейшли з твердої фази в розчин, а N – сумарну потужність мікрохвильового поля екстрактора, що підводиться.

У блоці 7 проводиться вивід розрахункових вихідних параметрів мікрохвильового екстрактора.

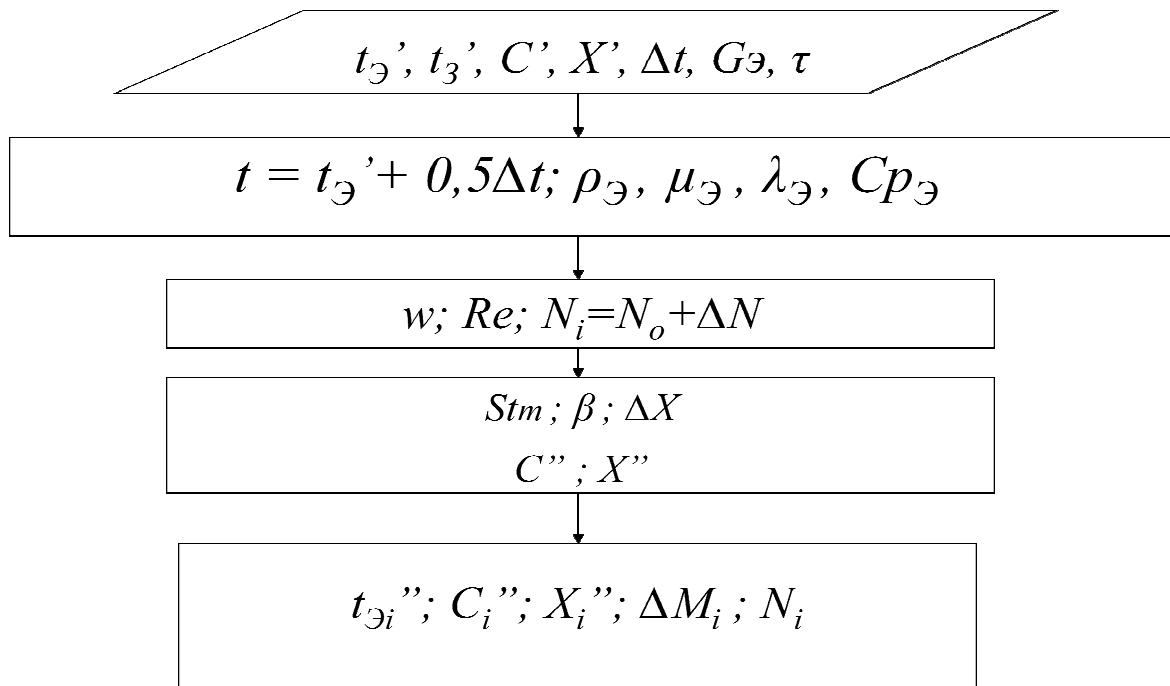


Рис. 7.7. Алгоритм розрахунку модуля екстрактора

Ключовою ланкою в алгоритмі розрахунку мікрохвильового екстрактора є розрахунок масопереносу по кожному його модулю, блок-схема якого представлена Рис. 7.7

7.5. Аналіз ефективності технічних рішень

Розроблені алгоритми лягли в основу програми розрахунку мікрохвильового екстрактора. Програма дозволяє проводити розрахунки використовуючи експериментально отримані значення коефіцієнтів рівняння 7.9. За результатами проведених досліджень була розроблена дослідно промислова установка з параметрами, наведеними в табл. 7.1. Яка дозволяє здійснити спосіб безперервної екстракції твердих тіл рідинами в протитоці, що відрізняється послідовним переміщенням речовини, що екстрагується крізь ряд поверхово-розташованих касет з одночасним впливом на нього розчинника, що подається послідовно назустріч матеріалу що екстрагується і мікрохвильової енергії.

Таблиця 7.1

Характеристики напівпромислової установки - МВ екстрактора

Параметри	Експериментально-промисловий зразок МВ екстрактора
Частота випромінювання МВ генераторів, мГц	2450 ± 50
Споживана електрики потужність МВ випромінювачів, кВт	≤ 7,3 кВт
Вихідна потужність МВ випромінювання, кВт	≤ 4,5 кВт (регульована)
Робочий об'єм, л	180
Магнетрони (0,9 кВт, 12,5 см), шт.	5
Габаритні розміри установки (д/ш/в), м:	0,52/0,68/2,05
Продуктивність по сировині, кг/год.	≤ 24
Гідромодуль	1:2...1:5

Саме сукупність впливу на рослинну сировину мікрохвильового поля і протivotочного руху екстрагента по відношенню до твердої фази призводить до значної інтенсифікації процесу екстракції. Під дією мікрохвильового поля швидкість процесу дифузійного переносу зростає в кілька разів, за рахунок утворення ефекту бародифузії.

Використовуючи розроблену програму була розрахована та виготовлена напівпромислова установка продуктивністю до 24 кг/год. Однак для синтезу дійсно енергоефективного апарату необхідно провести оптимізацію його конструктивних і режимних параметрів.

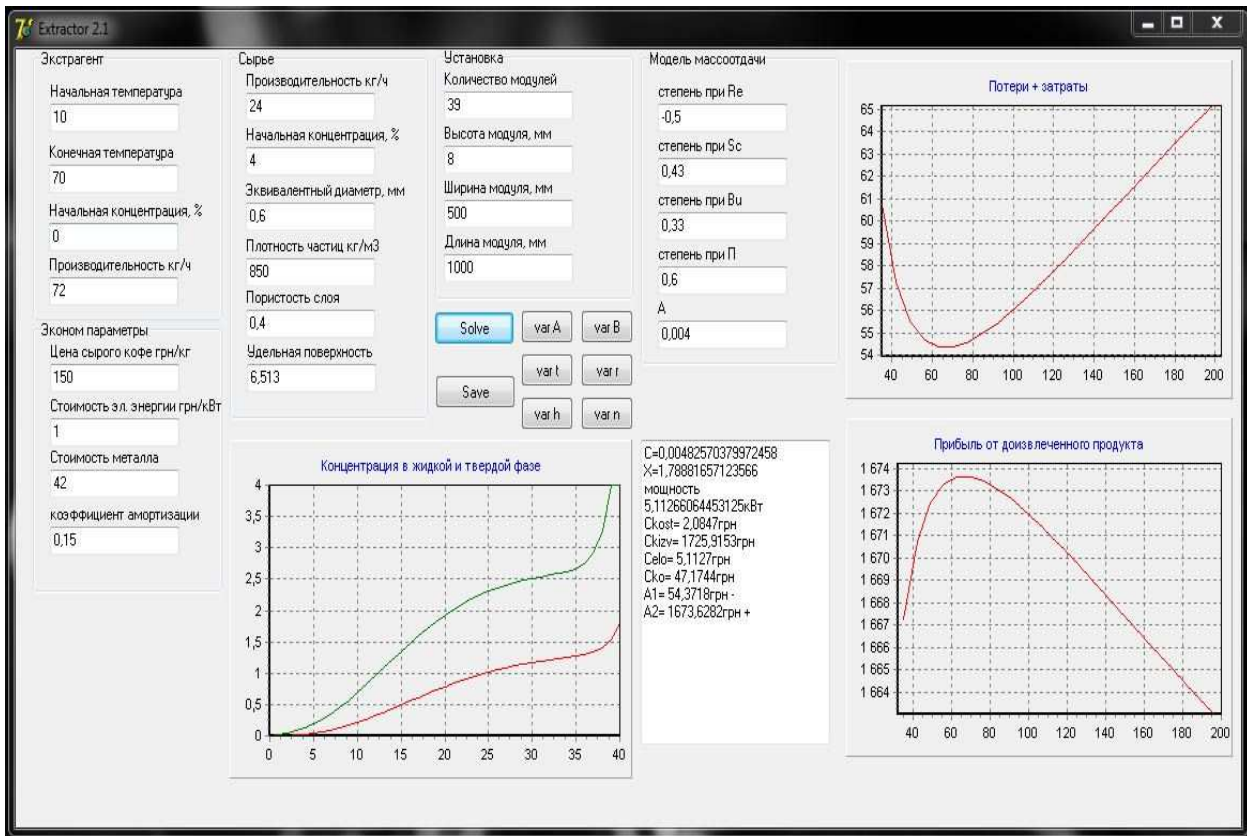


Рис. 7.8. Основне вікно програми розрахунку мікрохвильового екстрактора.

7.6. Оптимізація конструктивних і режимних параметрів

На першому етапі оптимізації необхідно сформулювати дійсно ефективний критерій оптимальності. Вважається доцільним використати комплексний критерій, що враховує як технічну досконалість так і економічну ефективність обладнання.

У загальному випадку термoeкономічний критерій оптимальності має вигляд [89]

$$Z_{\Sigma} = \left(\frac{\sum_n C_n P_n + \overline{K}_n}{\sum_k e_k} \right) \tag{7.12}$$

де C_n, P_n – вартість і річне споживання ексергії із зовнішніх джерел;
 \overline{K}_n – річні капітальні та інші, пов'язані з ними витрати в n-му елементі;
 e_k – річна витрата ексергії для отримання k-го продукту.

Вираз (4.1) приймає більш простий вигляд для ряду окремих випадків.

$$Z_{\Sigma} = \min \left(\frac{\sum_n C_n P_n + \sum_n \overline{K_n}}{B} \right) \quad (7.13)$$

де B – вихід продукту (продуктивність установки).

Таким чином, завдання оптимізації в загальному випадку може бути зведена до пошуку екстремуму функції

$$Z_{opt} = \min Z_{\Sigma} \quad (7.14)$$

Очевидно, більш наочно з економічної точки зору використовувати річне споживання електроенергії і вартість продукції в критерії Z . Так само має сенс врахувати капітальні витрати на виготовлення установки, тоді критерій може прийняти вигляд:

$$Z = \min \left(\frac{\sum (C \cdot P) + K + \sum (C_{\text{э}} \cdot P_{\text{э}})}{B} \right) \quad (7.15)$$

де C, P – вартість і річне споживання сировини;

K – річні капітальні та інші, пов'язані з ними витрати;

$C_{\text{э}}, P_{\text{э}}$ – вартість і річне споживання енергії для отримання готового продукту.

Для спрощення завдання можна буде враховувати в критерії тільки змінну складову, тоді

$$Z = \max (C \cdot D - K_y - C_{\text{эу}} \cdot P_{\text{эу}}) \quad (7.16)$$

де $P_{\text{эу}}$ – річне споживання енергії установкою;

$C_{\text{эу}}$ – вартість енергії споживаної установкою;

K_y – вартість установки; D – кількість сировини зекономленого за рахунок додаткового вилучення з шламу, який розраховується за формулою:

$$D = G_{\text{ост}} \cdot (C_{\text{н}} - C_{\text{ост}}) \cdot k_{\text{зв}} \quad (7.17)$$

де $k_{\text{зв}}$ – коефіцієнт враховує втрати екстрактивних речовин зі шламом по відношенню до вихідної сировини (сирим зернам кави) і дорівнює 1,3.

А саме:

$$Z = \min (\text{Ц} \cdot O + K_y + C_{\text{эу}} \cdot \Pi_{\text{эу}}) \quad (7.18)$$

де O – вартість сировини витраченого на компенсацію втрат продукту з шламом, який розраховується за формулою:

$$O = C_{\text{ост}} \cdot G_{\text{ост}} \cdot k_{\text{зв}} \quad (7.19)$$

де $G_{\text{ост}}$ – маса кавового шламу;

C_n – концентрація екстрактивних речовин в шламі на вході в установку;

$C_{\text{ост}}$ – залишкова концентрація екстрактивних речовин в шламі.

Для спрощення розрахунку капітальних витрат K_y доцільно врахувати тільки змінну складову, виражену в вартості матеріалу витраченого на виготовлення установки.

$$K_{\text{уп}} = \delta \cdot (L \cdot H + B \cdot H) 2\rho_m \cdot C_m \quad (7.20)$$

де δ – товщина стінки установки;

L, H, B – довжина, висота, ширина установки відповідно;

ρ_m – щільність матеріалу; C_m – вартість матеріалу за 1 кг.

$$H = h \cdot n \quad (7.21)$$

де h – висота масообмінного модуля (касети);

n – кількість касет.

Проаналізувавши запропоновані критерії (7.15), (7.16), (7.18) для вирішення поставлених завдань оптимізації МВ екстрактора взяли критерій, що (7.16) відображає ефективність ступеня до вилучення екстрактивних речовин з кавового шламу. Оптимальні значення параметрів оптимізації установки будуть досягнуті при максимальному значенні цільової функції Z .

Із функції оптимізації Z (7.16) і математичних моделей установки представлених в п. 4.1 визначено, що оптимальними, параметрами є такі конструктивні і режимні показники як висота шару шламу в касеті δ , температура нагріву екстрагенту t , гідромодуля q , розміри масообмінного модуля

(L, B, h), кількість модулів по висоті установки n .

Знаходження оптимального рішення при використанні принципу максимуму зводився до задачі рівномірного заповнення досліджуваної області обчисленими значеннями цільової функції (7.16). На область зміни змінних були накладені обмеження. Для виконання поставленого завдання, застосували програму «EXTRACTOR.2» написану на мові програмування Free Pascal, в середовищі Lazarus. Скріншот головного вікна програми наведено на рис. 7.8 а лістинг програми наведено в додатку.

Програма дозволяє варіювати параметри оптимізації в заданих діапазонах, розраховувати значення цільової функції і будувати графіки її залежності від обраного параметра при фіксованих значеннях інших параметрів.

При цьому визначалося значення параметра, що відповідає максимуму цільової функції, яке фіксувалося; далі переходили до варіювання наступного параметра. Після знаходження локального оптимуму за останнім параметром знову переходимо до першого. Процедура пошуку оптимального рішення триває до моменту поки розбіжності між критеріями оптимізації в попередньому і наступному етапі не стане менше наперед заданої похибки.

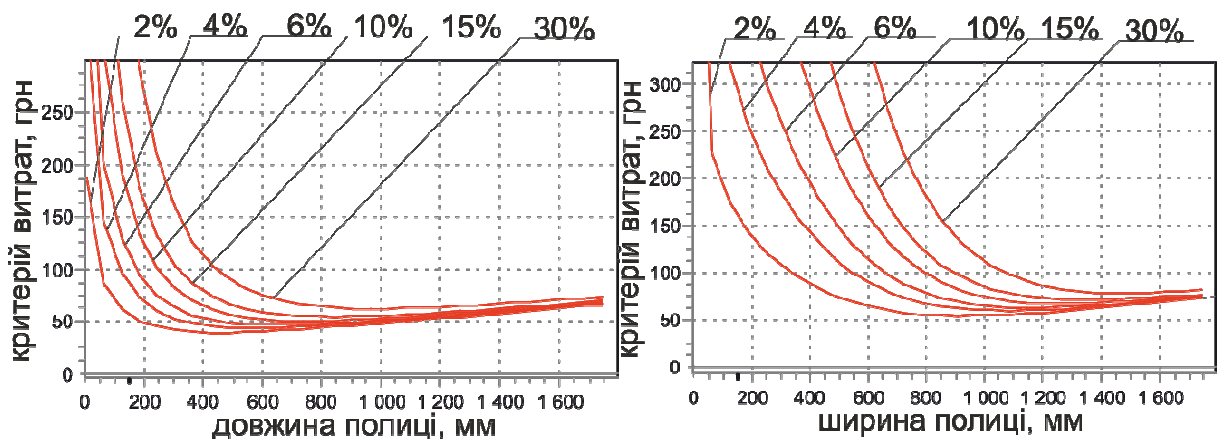


Рис. 7.9. Вплив конструктивних параметрів на економічну ефективність екстрактора в залежності від концентрації екстрактивних речовин в сировині.

З метою аналізу впливу конструктивних параметрів: довжини массообмінного модуля L , ширини массообмінного модуля B , висоти

масообмінного модуля h і кількості масообмінних модулів n на техніко-економічні показники проводився комп'ютерний експеримент.

Використовуючи розроблену програму було розраховано вплив конструктивних (рис. 7.9) та режимних параметрів (рис. 7.10) екстракційної установки для вилучення кави зі шламу на комплексний економічний показник, що враховує вартість втраченого продукту, вартість витраченої електроенергії та амортизаційні витрати за годину роботи (формула 7.15), та проведена оптимізація режимів роботи і конструктивних параметрів МВ установки.

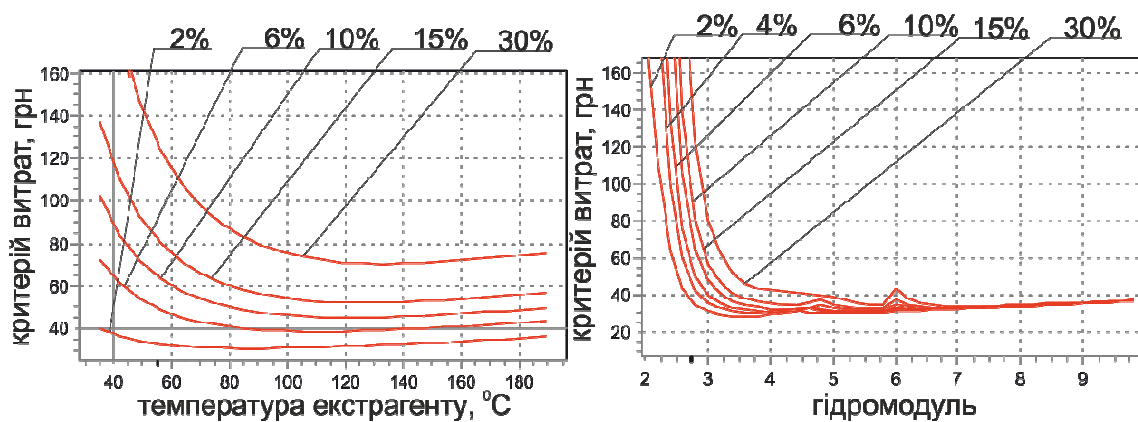


Рис. 7.10. Вплив конструктивних параметрів на економічну ефективність екстрактора в залежності від концентрації екстрактивних речовин в сировині.

Видно (рис. 7.9), що мінімум функціоналу витрат досягає при значенні довжини масообмінного модуля екстрактора 450 мм. при концентрації екстрактивних речовин в сировині 2% і зміщується в сторону більших довжин полиці зі збільшенням концентрації екстрактивних речовин в сировині. При концентрації екстрактивних речовин в сировині 30% мінімум функціоналу витрат знаходиться при довжини масообмінного модуля екстрактора 945 мм. Аналогічний вплив ширини полиці масообмінного модуля екстрактора на функціонал витрат. Тут мінімум функціоналу витрат спостерігається при значенні ширини полиці масообмінного модуля екстрактора 845 мм для сировини з концентрацією екстрактивних речовин 2% і при значенні ширини

полиці масообмінного модуля екстрактора 1450 мм для сировини з концентрацією екстрактивних речовин 30%.

Вплив температури екстрагенту на функціонал витрат також має екстремальну залежність. Мінімум функціоналу витрат спостерігається при значенні температури екстрагенту 85 °С для сировини з концентрацією екстрактивних речовин 2% і при значенні температури екстрагенту 130 °С для сировини з концентрацією екстрактивних речовин 30%.

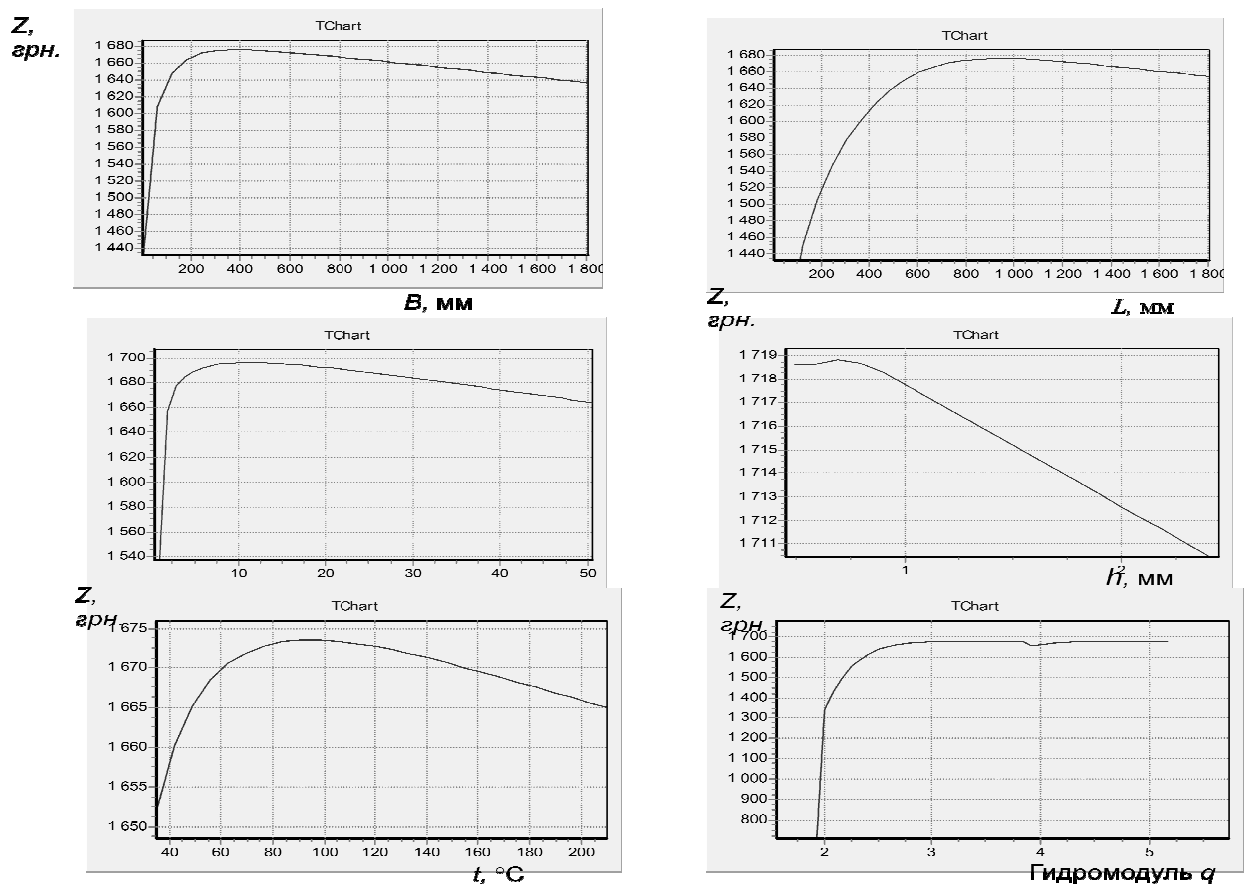


Рис. 7.11. Результати оптимізації екстрактора методом покоординатного спуску.

В меншому ступені видно вплив концентрації екстрактивних речовин в сировині на значення гідромодуля при якому спостерігається мінімум функціоналу витрат. При концентрації екстрактивних речовин в сировині 2% мінімум функціоналу витрат спостерігається при значенні гідромодуля 3,5 а при концентрації екстрактивних речовин в сировині 30% мінімум функціоналу витрат спостерігається при значенні гідромодуля 5,7.

Також аналогічний характер мають залежності і для функціоналу економічної ефективності, що розраховано за формулою 7.16. Результати знаходження оптимальних значень режимних і конструктивних параметрів для МХ екстрактора для обробки кавової сировини з початковою концентрацією екстрактивних речовин 4% представлено на рис. 7.11.

Аналіз варіантів із різною продуктивністю наведено в табл. 7.2. За підсумками оптимізації розроблений типорозмірний ряд мікрохвильових екстракторів безперервної дії для екстрагування шламу продуктивністю 6 ... 96 кг/год, потужність, що підводиться електромагнітними інтенсифікаторами становить до 26 кВт. При цьому термін окупності запропонованих установок не перевищує – 0,5 року (табл. 7.2).

Таблиця 7.2

Результати оптимізації

Варіант	1	2	3	4	5
Продуктивність по кавового шламу G_c , кг/ч	6	12	24	48	96
Продуктивність по екстрагенту (вода) $G_{\text{э}}$, л/ч	7,2	48	72	124	288
Гідромодуль системи «кавовий шлам – вода» q	1,2	4	3	2,6	3
Кінцева температура екстрагента t_k , °C	60	90	85	85	96
Потужність, кВт/кг	1,02	4,4	6,1	10,5	26
Кількість масообмінних модулів n , шт.	5	23	11	12	15
Висота масообмінного модуля h , мм	8	8	8	8	8
Ширина масообмінного модуля B , мм	65	240	350	1140	1800
Довжина масообмінного модуля L , мм	350	550	937	1180	1500
Функціонал економічної ефективності Z , грн/змiна	168	826	1696	3400	6843
Концентрація екстрагента $X_{\text{э}}$, %	2,14	1,6	1,67	1,68	1,61
Капітальні затрати, тис. грн	30	85	160	300	550
Строк окупності, років	0,41	0,23	0,21	0,20	0,18

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 7.

Застосування адресного підведення енергії за допомогою надвисокочастотного впливу на матеріал дозволяє значно підвищити ефективність процесу екстракції. Ефективність СВЧ обробки пов'язана з процесом нагрівання, яке різко збільшує внутрішній тиск клітин, що призводить до їх руйнування. Екстрактивні речовини після руйнування клітин переходять в навколклітинний розчинник.

Суттєвий вплив на швидкість процесу здійснює механізм «бародифузії», теорія якого була запропонована проф. Бурдо. Завдяки цьому механізму можна не тільки збільшити швидкість процесу, але й підвищити вихід екстрактивних речовин з сировини.

Враховуючи теорію «бародифузії» проф. Бурдо була розроблена методика розрахунку і оптимізації процесів екстрагування при адресній доставці енергії в умовах мікрохвильового поля, що дозволило створити унікальну комп'ютерну програму для розрахунку і оптимізації екстракторів з адресним мікрохвильовим підведенням енергії.

Розроблено типорозмірний ряд мікрохвильових екстракторів кави.

Список використаних джерел

1. Букеева А. Б., Кудайбергенова С. Ж. Обзор современных методов выделения биоактивных веществ из растений. Вестник ЕНУ им. Л. Н. Гумилева. Москва. 2012. № 2. С. 192–197
2. Леонова М. В., Климошкин Ю. Н. Экстракционные методы изготовления лекарственных средств из растительного сырья (учебно-методическое пособие). Самарский гос. техн. ун-т. Самара. 2012. 118 с.
3. Crossley J. I., Aguilera J. M. Modeling the effect of microstructure on food extraction. J. Food Process. Eng. 2001. № 24. P. 161–177.
4. Rakotondramasy-Rabesiaka L., Havet J. L., Porte C., Fauduet H. Solid-liquid extraction of protopine from *Fumaria officinalis*. Kinetic modelling of influential parameters. Ind. Crop Prod. 2009. 29 (2). P. 516–523.
5. So G., Macdonald D. Kinetics of oil extraction from Canola (Rapeseed). J. Chem. Eng. Canada. 1986. 64. P. 80–86.
6. Ben Amor B., Allaf K. Impact of texturing using instant pressure drop treatment prior to solvent extraction of anthocyanins from Malaysian Roselle (*Hibiscus sabdariffa*). Food Chem. 2009. 115 (3). P. 820–825.
7. Chen G., Chen H. Extraction and deglycosylation of flavonoids from sumac fruits using steam explosion. Food Chem. 2011. 126 (4). P. 1934–1938.
8. Георгиеш, Е.В. Интенсификация процесса тепломассопереноса при экстрагировании биологически активных веществ из растительных материалов в условиях действия микроволнового поля: дис. канд. техн. наук: 05.14.06 / Георгиеш Екатерина Викторовна. - О., 2015. – 185 с.
9. Жматова Г. В., Нефёдов А. Н., Гордеев А. С., Килимник А. Б. Методы интенсификации технологических процессов экстрагирования биологически активных веществ из растительного сырья. Вестник ТГТУ. Тобольск. 2005. Т11 (3). С. 56–59.
10. Amarni F., Kadi H. Kinetics study of microwave-assisted solvent extraction of oil from olive cake using hexane: comparison with the conventional extraction. Innov. Food Sci. Emerg. Technol. 2010. 11 (2). P. 322–327.

11. Gujar J. G., Wagh S. J., Gaikar V. G. Experimental and modeling studies on microwave-assisted extraction of thymol from seeds of *Trachyspermum ammi* (TA). *Sep. Purif. Technol.* 2010. 70 (3). P. 257–264.
12. Spigno G., De Faveri D. M. Microwave-assisted extraction of tea phenols: a phenomenological study. *J. Food Eng.* 2009. № 93 (2). P. 210–217.
13. Carcel J. A., Garcia-Perez J. V., Mulet A., Rodriguez L., Riera E. Ultrasonically assisted antioxidant extraction from grape stalks and olive leaves. *Phys. Procedia.* 2010. № 3 (1). P. 147–152.
14. Stanisavljevic I. T., Lazic M. L., Veljkovic V. B. Ultrasonic extraction of oil from tobacco (*Nicotiana tabacum* L.) seeds. *Ultrason. Sonochem.* 2007. 14 (5). P. 646–652.
15. Маринин А. И., Олишевский В. В. Влияние электрогидравлической обработки на сокостружечную смесь сахарной свеклы. *Электронная обработка материалов.* 2013. Вып. 49 (5). С. 109–113.
16. El-Belghiti K., Vorobiev E. Mass transfer of sugar from beets enhanced by pulsed electric field. *Food Bioprod. Process.* 2004. Vol. 82 (3). P. 226–230.
17. El-belghiti K., Vorobiev E. Modelling of Solute Aqueous Extraction from Carrots subjected to a Pulsed Electric Field Pre-treatment. *Biosyst. Eng.* 2005. Vol. 90 (3). P. 289–294.
18. Moubarik A., El-Belghiti K., Vorobiev E. Kinetic model of solute aqueous extraction from Fennel (*Foeniculum vulgare*) treated by pulsed electric field, electrical discharges and ultrasonic irradiations. *Food Bioprod. Process.* 2011. Vol. 89 (4). P. 356–361.
19. Sarkis J. R., Boussetta N., Tessario I. C., Marczak L. D. F., Vorobiev E. Application of pulsed electric fields and high voltage electrical discharges for oil extraction from sesame seeds. *Journal of Food Engineering.* 2015. Vol. 1 (3). P. 20–27.
20. Chan C. H., Yusoff R., Ngoh G. C., Kung F.W. L. Microwave-assisted extractions of active ingredients from plants. *J. Chromatogr.* 2011. Vol. 37. P. 6213–6225.

21. Chen Y., Xie M. Y., Gong X. F. Microwave-assisted extraction used for the isolation of total triterpenoid saponins from *Ganoderma atrum*. *J. Food Eng.* 2007. Vol. 81 (1). P. 162–170.
22. Vorobiev E., Lebovka N. *Electrotechnologies for extraction from food plants and biomaterials*. Springer. New York. 2008. Vol. 5. P. 94–96.
23. Yan M. M., Liu W., Fu Y. J., Zu Y. G., Chen C. Y., Luo M. Optimisation of the microwave-assisted extraction process for four main astragalosides in *Radix Astragali*. *Food Chem.* 2010. Vol. 1 (4). P. 1663–1670.
24. Sparr-Eskilsson C., Bjorklund E. Analytical-scale microwave-assisted extraction. *J. Chromatogr.* 2000. Vol. 1. P. 227–250.
25. Zhou H. Y., Liu C. Z. Microwave-assisted extraction of solanesol from tobacco leaves. *J. Chromatogr.* 2006. Vol. 1 (1). P. 135–139.
26. Klimkin V. F. Mechanisms of electric breakdown of water from pointed anode in the nanosecond range. *Sov. Tech. Phys. Lett.* 1990. Vol. 1 (6). P. 146–154.
27. Bogomaz A. A., Goryachev V. L., Remennyi A. S., Rutberg, F. G. The Effectiveness of a pulsed electrical discharge in decontaminating water. *Sov. Tech. Phys Lett.* 1991. Vol. 17 (6). P. 448–449.
28. Gros C., Lanoiselle J., Vorobiev E. Towards an alternative extraction process for linseed oil. *Chemical Engineering Research & Design.* 2003. Vol. 81 (9). P. 1059–1065.
29. Zykova N. Development of the biotechnology for obtaining a dietary supplement from the selenium-containing probiotic cultures *Lactobacillus acidophilus 412/307* and *Bifidobacterium bifidum 1*. *EasternEuropean J. Enterp. Technol.* 2018. T. 1. P. 11–91.
30. Burdo O. The technologies of targeted energy supply in food industry. *MOTROL. Com. Mot. Energ. Agric.* 2016. Vol. 18 (8). P. 7–14.
31. Burdo O. Development of wave technologies to intensify heat and mass transfer processes. *EasternEuropean J. Enterp. Technol.* 2017. Vol. 4. P. 71–88.
32. Kaprelyants L., Zikov A., Tregub N. Technology of production biological active additive based on selenium containing culture of bifidobacterium. *Харчова наука та технологія.* 2017. Т. 11 (1). С. 32–36.

- 33.146. Leighton T. G. The principles of cavitation. *Ultrasound in Food Processing*. Chapman & Hall, London. 1998. P. 151–182.
34. Milic P. S., Rajkovic K. M., Stamenkovic O. S., Veljkovic V. B. Kinetic modeling and optimization of maceration and ultrasound-extraction of resinoid from the aerial parts of white lady's bedstraw (*Galium mollugo* L.). *Ultrason. Sonochem.* 2013. Vol. 20 (1). P. 525–534.
35. Floros J. D., Liang H. Acoustically assisted diffusion through membranes and biomaterials. *Food Technol. Biotechnol.* 1994. Vol.7 (9). P. 84.
36. Juarez J. A., Corral G. R., Moraleda J. C., Yang T. S. New high intensity ultrasonic technology for food dehydration. *Drying Technol.* 1999. Vol. 17. P. 587–608.
37. Mason T. J., Lorimer J. P. *Applied sonochemistry, the uses of power ultrasound in chemistry and processing*. Wiley-VCH. Weinheim. 2002. Vol. 5. P. 44–48.
38. Vinatoru M., Toma M., Mason T. Ultrasonically assisted extraction of bioactive principles from plants and their constituents. *J. Adv. Sonochem.* 1999. Vol. 81 (5). P. 209–249.
39. Дячок В. В. Науково-теоретичні основи екстрагування лікарської рослинної сировини. Автореф. дис. д-ра техн. наук : 05.18.12. Київ. 2010. 41 с.
40. Вітенько Т. М. Гідродинамічна кавітація у масообмінних, хімічних і біологічних процесах. Тернопіль: Видавн. Терноп. держ. техн. ун-ту ім. І. Пулюя. 2009. – 220 с
41. Долінський А. А., Корчинський А. А., Панчишин В. В., Чайка А. И. Исследование динамики жидкости и изменения давления газа в аппарате для импульсного перемешивания жидкости. *Пром. теплотехника.* 1985. Т. 7. № 4. С. 38 – 41.
42. Басок Б. И., Новицкая М. П., Чайка А. И. Гидродинамика и теплообмен при пневмопульсационном воздействии на жидкие системы. *Калита.* Київ. 2014. – 140 с.

43. Іваницький Г. К., Гоженко Л. П. Застосування пульсаційного диспергатора для інтенсифікації диспергування фрезерного торфу. Наукові праці ОНАХТ. Одеса. 2013. №.43. Т.1. С. 120 – 123.
44. Іваницький Г. К., Гоженко Л. П. Анализ эффектов кавитации в пульсационном экстракторе. Междунар. н-т. конф. Проблемы ресурсо- и энергосберегающих технологий в промышленности и АПК (ПРЭТ-2014). Иван. гос. хим.-технол. ун-т. Иваново. 2014. – С. 475–479.
45. Іваницький Г. К., Гоженко Л. П. Аналитическое исследование условий возникновения кавитации в трубе пульсационного диспергатора ударного типа. Пром. теплотехника. 2014. Т. 36. № 6. С. 5–12.
46. Чайка О. І., Малецька К. Д., Матюшкін М. В., Гоженко Л. П. Експериментальні дослідження екстрагування з рослинної сировини методом дискретно-імпульсного введення енергії. Наукові праці ОНАХТ. 2012. №.41. Т.1. С. 48–51.
47. Gogate P. R., Mededovic-Thagard S., McGuire D., Chapas G., Blackmon J., Cathey R. Hybrid reactor based on combined cavitation and ozonation: from concept to practical reality. Ultrason. Sonochem. 2014. P. 590–598.
48. Roohinejad S., Koubaa M., Barba F. J., Greiner R. Negative pressure cavitation extraction: a novel method for extraction of food bioactive compounds from plant materials. Review Article Trends in Food Science & Technology. 2016. Vol.52. P. 98–108.
49. Долинский А. А. Іваницький Г. К. Тепломассообмен и гидродинамика в парожидкостных дисперсных средах. Теплофизические основы дискретно-импульсного ввода энергии. Наукова думка. Киев. 2008. 381 с.
50. Сланік А. В. Використання механізмів дискретно- імпульсного введення енергії для обробки води: дис. канд. техн. наук: 05.14.06; НАН України, Ін-т техн. теплофізики. К., 2010. 203 с.
51. Долинский А. А., Коник А. В., Радченко Н. Л. Вплив миттєвого зниження тиску на властивості води високочастотні гідродинамічні коливання. Наукові праці Національного університету харчових технологій. 2016. Вип. 22. №3. С. 157–165.

52. Гоженко Л. П. Інтенсифікація тепломасообмінних та гідродинамічних процесів при екстрагуванні рослинної сировини із застосуванням методу дискретно- імпульсного введення енергії: дис. канд. техн. наук: 05.14.06; НАН України. К., 2009. 210 с.
53. Іваницький Г. К., Чайка О. І., Гоженко Л. П. Застосування кавітаційного реактора пульсаційного типу для екстрагування з рослинної сировини. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. Одеса. 2015. Вип.47. Т.2. С. 138–142.
54. Чайка О. І., Малецька К. Д., Матюшкін М. В., Гоженко Л. П. Експериментальні дослідження екстрагування з рослинної сировини методом дискретно-імпульсного введення енергії. Наукові праці ОНАХТ Міністерство освіти і науки України. Одеса. 2012. Вип. 41. Том 1. С. 48 –51.
55. Долинский А. А., Басок Б. И., Гулый И. С. Дискретно-импульсный ввод энергии в теплотехнологиях. Научная книга. Киев. 1996. 208 с.
56. Іваницький Г. К., Корчинський А. А., Матюшкін М. В. Математическое моделирование процессов в пульсационном диспергаторе ударного типа. Проблемы промышленной теплотехники. Киев. 2003. № 1. С. 29–34.
57. Долинский А. А., Іваницький Г. К., Ободович А. Н. Использование механизмов ДИВЭ при роторно-пульсационной обработке гетерогенных сред. Пром.теплотехника. 2008. Т.30. № 4. С. 38–46.
58. Миронова И. А. Моделирование процесса экстрагирования растворимых веществ из плодов шиповника. Наукові праці ОДАХТ. 2002. Вип 28. Т. 2. С. 217–219.
59. Віценко О. М., Марценюк О. С. Методи інтенсифікації процесу екстракції рослинної сировини лікувального призначення. Наукові праці ОДАХТ. 2002. Вип. 28. Т. 2. С. 125–126.
60. Sparr-Eskilsson C., Bjorklund E. Analytical-scale microwave-assisted extraction. J. Chromatogr. 2000. Vol. 1. P. 227–250.
61. Zhou H. Y., Liu C. Z. Microwave-assisted extraction of solanesol from tobacco leaves. J. Chromatogr. 2006. Vol.1. P. 135–139.

62. Zimmermann U., Pilwat G., Riemann F. Dielectric breakdown in cell membranes. *Biophys. J.* 1974. Vol. 4. P. 881–889.
63. Chen Y., Xie M. Y., Gong X. F. Microwave-assisted extraction used for the isolation of total triterpenoid saponins from *Ganoderma atrum*. *J. Food Eng.* 2007. Vol. 81 (1). P. 162–170.
64. Stanisavljevic I. T., Lazic M. L., Veljkovic V. B. Ultrasonic extraction of oil from tobacco seeds. *Ultrason. Sonochem.* 2007. Vol. 14 (5). P. 646–652.
65. Yan M. M., Liu W., Fu Y. J., Zu Y. G., Chen C. Y., Luo M. Optimisation of the microwave-assisted extraction process for four main astragalosides in *Radix Astragali*. *Food Chem.* 2010. Vol. 119 (4). P. 1663–1670.
66. Бандура В. М., Коляновська Л. М. Інтенсифікація масоперенесення в екстрагуванні рослинних олій. Інтегровані технології та енергозбереження. Щоквартальний науково-практичний журнал. НТУ ХПІ. Харків. 2013. № 2. С. 144–147.
67. Коляновська Л. М., Бандура В. М. Кінетика екстрагування олії із сої та ріпаку. Збірник наукових праць Одеської національної академії харчових технологій. ОНАХТ. Одеса. 2012. Вип. 41. Том 2. С. 101–106.
68. Терзієв С. Г., Ружицька Н. В., Бандура В. М., Коляновська Л. М. Кінетика та статика екстрагування олії з відходів харчових виробництв Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. ОНАХТ. Одеса. 2012. Вип. 42. Том. 1. С. 344–348.
69. Бандура В. М., Коляновська Л. М. Інтенсифікація екстрагування рослинних олій електромагнітним полем. Збірник наукових праць Одеської національної академії харчових технологій. ОНАХТ. Одеса. 2011. Вип. 39. Том 2. С. 186–190.
70. Бандура В. М., Коляновська Л. М. Обробка експериментальних даних процесу екстрагування рослинних олій мікрохвильовим полем. Збірник наукових праць Одеської національної академії харчових технологій. – ОНАХТ. Одеса. 2013. Вип. 43. Том 2. С. 66–69.
71. Бандура В. М., Коляновська Л. М. Розробка алгоритму розрахунку екстрактора з електромагнітним інтенсифікатором. Наукові праці

- Національного університету харчових технологій. НУХТ. Київ. 2013. № 52. С. 62–68.
- 72.Бурдо О. Г., Ряшко Г. М. Экстрагирование в системе «кофе - вода». Полиграф. Одесса. 2008. 176 с.
- 73.Бурдо О. Г., Ряшко Г. М. Экстрагирование в системе «кофе-вода»: монографія. ТЕС. Одеса. 2007. 176 с.
- 74.Бурдо О. Г. Процессы переработки кофейного шлама. ЭнтерПринт. Киев. 2014. 228 с.
- 75.Бурдо О. Г. Пищевые наноэнерготехнологии. Херсон. 2013. 294 с.
- 76.Бурдо О. Г., Ряшко, Г. М., Светлічний П. І. Моделювання масопереносу при екстрагуванні із зерен кави. Обладнання та технології харчових виробництв: темат. зб. наук. пр. Донецьк. 2005. Вип. 13. Т. 1. С. 23–29.
- 77.Ряшко Г. М. Интенсификация процесу екстрагування при виробництві розчинної кави: дис. канд. тех. наук: 05.18.12 – процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв: захист - 17.10.2006/науч. кер. О.Г.Бурдо; ОНАХТ. О.:ОНАХТ, 2006. 192 с.
- 78.Макиевская Т. Л. Кинетика комбинированных процессов производства экстрактов кофе в микроволновом поле: дис .канд. тех. наук: 05.18.12- процессы и оборудование пищевых, микробиологических и фармацевтических производств: защита 26.12.2013 / науч. рук. О.Г. Бурдо; Одес. нац. акад. пище-вых технологий. О.: ОНАХТ, 2013. 182 с. Библиогр. С.145–158.
79. Терзієв В. Г. Интенсификация массопереноса при производствекрепких напитков: автореф. дис. канд. техн. наук.: 05.18.12. О. 2000. 18 с.
80. Терзиєв С. Г., Макиевская Т. Л. Кинетика процесса экстрагирования в микроволновом поле. Наук. пр. ОНАХТ. Одеса. 2011. Вип. 39. Т.2. С. 200–203.
- 81.Левтринська Ю. О., Зиков А. В., Терзієв С. Г. Математичне моделювання та оптимізація мікрохвильового протитечійного екстрактора. Зб. наук.пр. ОНАХТ. Т. 81. Вип. 1. С. 157–163.

82. Левтринська Ю. О., Терзієв С. Г. Испытания микроволнового экстрактора в условиях производства. Зб. наук. праць ОНАХТ. Одеса. 2017. Т. 81. Вип. 1. С. 120–124.
83. Терзієв С. Г., Левтринська Ю. О., Зиков О. В. Оптимізація поточних мікрохвильових екстракторів кави. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. № 3 (98). С. 106–111.
84. Терзієв С. Г., Левтринська Ю. О. Дослідження гідравлічних і масообмінних процесів при мікрохвильовому екстрагуванні кави. Харчова промисловість. 2017. № 21. С. 127–134.
85. Бурдо О. Г., Бандура В. Н., Левтринская Ю. О. Электротехнологии адресной доставки энергии при обработке пищевого сырья. Электронный ресурс. Электронная обработка материалов. 2017. № 53 (3). С. 64–72.
86. Burdo O., Bandura V., Zykov A., Zozulyak I., Levtrinskaya J., Marenchenko E. Development of wave technologies to intensify heat and mass transfer processes. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. 4/11(88). P. 34–42.
87. Burdo O., Bandura V., Zykov A., Zozulyak I., Levtrinskaya J., Marenchenko E. Using of the wave technologies in intensification processes of heat and mass transfer. Электронний ресурс. EUREKA: Physics and Engineering. 2017. Vol. 4. P. 18–24.
88. Левтринська Ю. О., Зиков А. В., Терзієв С. Г. Математичне моделювання процесу екстрагування в мікрохвильовому полі та оптимізація протічійного екстрактора з підводом електромагнітної енергії. Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції Інноваційні енерготехнології 4 – 8 вересня 2017р. Одеса. 2017. С 44.
89. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M. Thermal Design and Optimization. New York. 1996. 332 p.

РОЗДІЛ 8.

НОВІ ПІДХОДИ ДО КОНСТРУЮВАННЯ СИСТЕМ ГЕНЕРАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ

Для генерації екологічно чистого сушильного агента та кондуктивного підігріву продукту пропонується використовувати теплогенератор з вакуумним двофазним випарно-конденсаційним контуром. Використання вакуумного двофазного випарно-конденсаційного контуру дозволяє вирішити основне протиріччя пов'язане з невідповідністю температурних потенціалів теплоносія, що ефективно генерується в генераторі і температурних рівнів безпечних для продукту.

8.1. Основні конструкції теплогенеруючих апаратів

Конструктивно блок теплогенератора являє собою зварений корпус з обичайки і камери, в якому розташований трубний пучок теплообмінника (трубчатка). У нижній частині корпусу розташована топкова камера, в хвостовій та боковій частині якої уварені вертикальні оребрені теплообмінні труби конвективного пучка і вихідний патрубок для відводу димових газів. Відпрацьовані гази з камери згоряння проходять через газовий тракт, в якому розташований конвективний пучок, і далі відводяться в газохід котельні і через димову трубу видаляються в атмосферу. Тепло продуктів згоряння передається проміжному теплоносію – воді, яка кипить під розрідженням. Теплогенератор при нагріванні води до 90 °С і нижче працює під вакуумом. Утворений при кипінні пар надходить в конденсаційні ділянки, де конденсується, віддаючи тепло конденсації повітрю або продукту. Утворений конденсат стікає назад в зону кипіння, таким чином, весь процес є замкнутим. Передбачається, що такі теплогенератори можуть довго і успішно працювати без системи водопідготовки, вони прості в технології і експлуатації, а також мають невелику вартість. До того ж такі теплогенератори забезпечують ізотермічність поверхні нагріву, що може бути важливо при

термообробці термолабільних матеріалів. Конструктивно-технологічна схема теплогенератора представлена на Рис. 8.1.

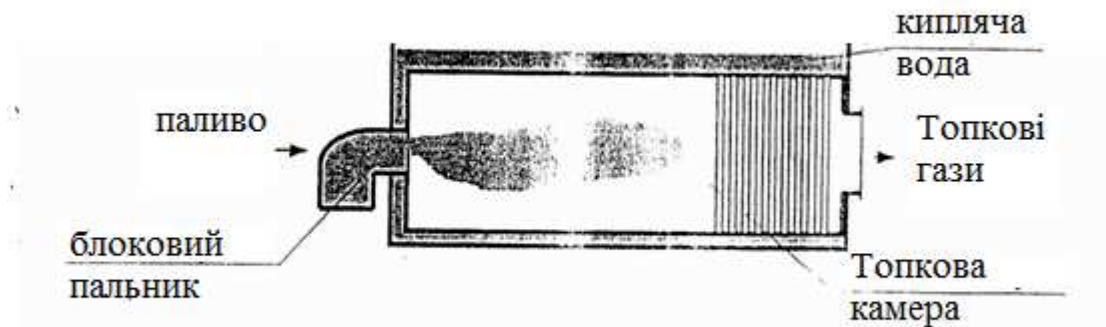


Рис. 8.1 Конструктивно-технологічна схема теплогенератора.

Фактично в цій конструкції використовується принцип дії випарних термосифонів (ІТС) з роздільними зонами підведення і відведення тепла, це – парогенератор і конденсатор. Температура в парогенераторі визначається тиском насичення пари, який залежить від теплопродуктивності топки і умов відводу тепла споживачем.

8.2. Аналіз різних конструктивних схем парогенератора

Розрахунки параметрів парогенератора проводилися для різних схем розташування основних елементів котла; при різних вихідних обмеженнях на геометрію окремих елементів, так і їх взаємне розташування. Назвемо основні вивчені варіанти. Їх було 3: схема 01; схема 02 (Рис. 8.2); схема 03 (Рис. 8.3). Аналіз результатів по жаротрубному котлу показав його низьку ефективність в порівнянні з іншими, тому нижче результати відповідних розрахунків не обговорюються. Для кожної з них розглядалися варіанти застосування парогенеруючих каналів з ребрами і без них. Спочатку були прийняті діаметри рівні 50 мм. Але аналіз умов циркуляції в них показав, що можливе порушення стабільності циркуляції при таких діаметрах. Тому в подальшому розглядалися тільки трубки діаметрами від 60 мм і вище.

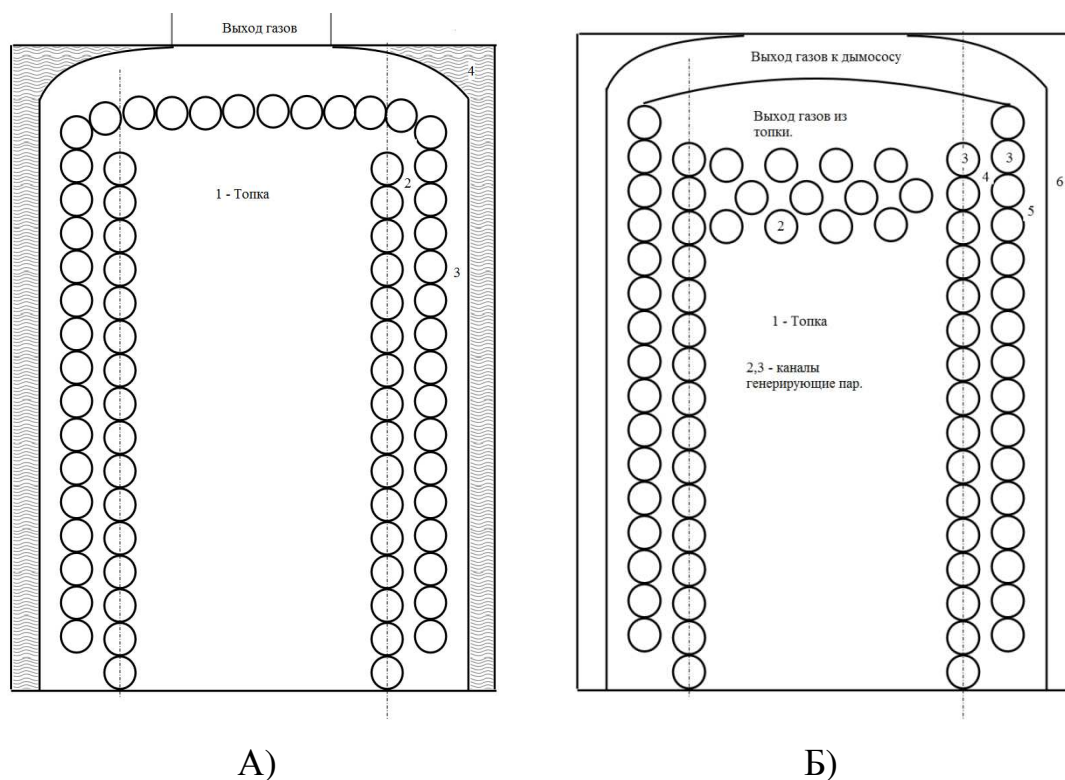


Рис. 8.2 Варіанти водотрубних парогенераторів.

А) Схема 01: 1 – Топка; 2 – газохід, оточений парогенеруючими каналами; 3 – газохід, оточений парогенеруючими каналами з одного боку і опускними каналами 4 або стінкою з іншого. Б) Схема 02 – конструктивного варіанту. Інші частини ті ж позначення.

Теплопередача в топці здійснюється за рахунок випромінювання. Топка оточена екранами, що складаються з труб з'єднаних між собою мембранами. З топки продукти згорання надходять в першу частину конвективного газоходу, утвореного з одного боку екраном топки, а з іншого боку перегородкою з б.

Потім, продукти згорання надходить до другої частини конвективного газоходу, утвореного листом і стінкою котла. У другій частині конвективного газоходу розташовані ребрені труби. Труби екранів топки також мають ребра з боку конвективного газоходу 2.

Відмінністю схеми 2 від схеми 1 є наявність декількох рядів підйомних трубок в торці топки. Схема 3 представлена на рис. 8.3 має складну структуру каналів для відводу топкових газів.

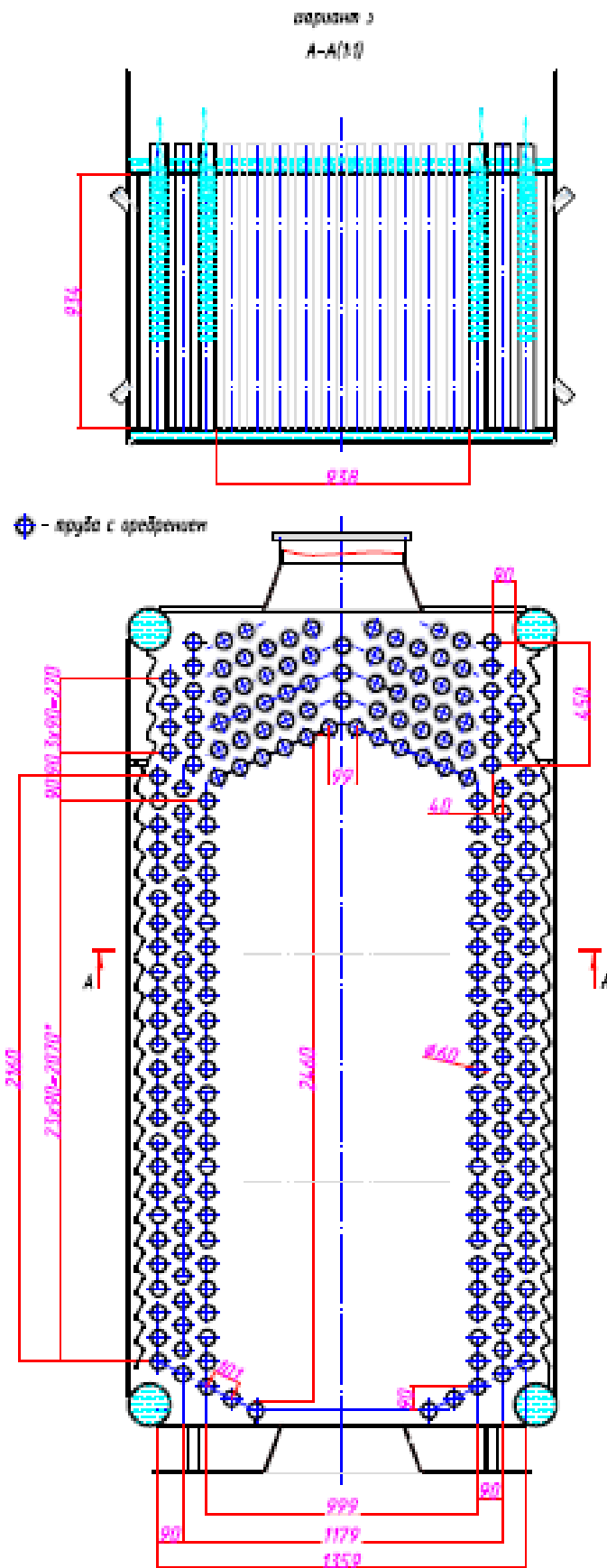


Рис. 8.3 Водотрубный парогенератор, схема 3.

Для вибору технічного рішення необхідно провести аналіз цих схем.

8.3. Аналіз енерготехнологічних схем теплогенеруючого обладнання і шляхи їх удосконалення.

Враховуючи, що схема 3 на відмінність від схеми 1 і 2 має складну структуру каналів, внаслідок чого при зміні режимних параметрів в топці в цих каналах змінюється не тільки модуль швидкості але і її напрямок, то було вирішено почати аналіз саме з дослідження аеродинаміки схеми 3.

8.3.1. Схеми розрахунку розподілів газових потоків через ряди екранних трубок для конструктивного вирішення за схемою 3. У схемі 3 належало передбачити відведення димових газів з топки через зазори між екранними трубами. В цьому випадку з'являлася нестандартна задача розрахунку розподілу цих газових потоків через бічні ряди екранних трубок. У зв'язку з цим запропоновані методики їх розрахунку, що наводяться нижче:

Розглянемо методику наближених розрахунків розподілів газових потоків. Аналіз розподілу в поперечному газовому потоці при його фільтрації через групу з 3-х – 4-х паралельних каналів, що утворюються трубами.

Тоді співвідношення між масовими витратами в паралельних газових потоках будуть мати такий вигляд:

$$G_1/G_2 = \sqrt{\frac{\xi_2 + \xi_1 + C_{f1} \cdot \Delta L / D_e}{\xi_1 + C_{f1}}}, \quad (8.1)$$

$$G_1/G_3 = \sqrt{\frac{\xi_3 + \xi_2 + \xi_1 + 2(C_{f1} \cdot \Delta L / D_e)}{\xi_1 + C_{f1} \cdot \Delta L / D_e}}, \quad (8.2)$$

де: ξ_1 ; – коефіцієнт місцевих опорів при фільтрації, через перший ряд трубок, ξ_2 – коефіцієнт місцевих опорів при фільтрації, через другий ряд трубок, ξ_3 – коефіцієнт місцевих опорів при фільтрації, через третій ряд трубок, C_{f1} ; – коефіцієнт тертя при течії потоку з топки через 1-й ряд в дру-

гий; C_{f2} – коефіцієнт тертя при течії потоку з 2-го ряду в третій; C_{f3} – коефіцієнт тертя при течії потоку з 3-го ряду в четвертий, ΔL – довжина довільного мінімального за довжиною ділянки між двома сусідніми рядами труб; D_e – ефективний (еквівалентний) діаметр.

Важливим елементом розрахунку «поздовжнього» розподілу потоків димових газів є вибір методики. Пряме рішення знаходження цього розподілу вимагає завдання в якості початкового деякого вихідного розподілу, що складно і важко. Тому було запропоновано наступний підхід вирішення цієї проблеми:

Розрахунок починався з останнього перетину (найближчого до передвключеної дільниці). У цьому перетині відома загальна масова витрата газового потоку – вона дорівнює половині вської масової витрати димових газів, знайденої з розрахунку процесу горіння в топці. Позначимо її G_0 ; цю масову витрату можна вважати як суму двох масових витрат:

$$G_0 = G_{n0} + G_{10}, \quad (8.3)$$

де G_{n0} – масової витрати потоку димових газів перед n-м перетином,

G_{10} – масова витрата газів, що підсмоктуються з топки.

Передбачалося також, що той динамічний напір, який забезпечує відсмоктування газів з топки приблизно дорівнює або, принаймні, пропорційний втрати тиску на ділянці між останнім перетином "n" і попереднім йому перетином "n + 1". Так як втрати тиску на цій ділянці можуть бути записані відомим чином, а, саме так:

$$\Delta P_{n0} = \sum_{n-1}^n (\xi_{n-1}^n + C_f \cdot \Delta L_n / D_E) \cdot \rho_n \cdot ((G_{n0} - G_{10}) / \rho_n \cdot F_n)^2 \cdot 1/2, \quad (8.4)$$

де: ξ_{n-1}^n – є сума місцевих опорів на ділянці між перетинами "n" і "n-1";

C_f – коефіцієнт опору по довжині на ділянці зазначеної довжини ΔL_n ;

D_E – еквівалентний діаметр каналу на цій же ділянці;

F_n – площа живого перетину на цій же ділянці і

ρ_n – середня щільність газового потоку там же.

З урахуванням раніше зробленого припущення можна записати для масової витрати газового потоку, що відсмоктується з топки:

$$\Delta P_{n0} = \zeta_n \cdot (G_{10} / \rho_{n1} \cdot S_n)^2 \cdot \rho_{n1} \cdot 1/2, \quad (8.5)$$

де: ζ_n – коефіцієнт місцевого опору в перерізі для відсмоктування масової витрати G_{10} ;

ρ_{n-1} – густина газового потоку в цьому ж перерізі;

G_{10} – масова витрата газового потоку

S_n – площа живого перетину, через який проводиться відсмоктування.

Послідовне спільне рішення рівнянь (8.4) і (8.5) дозволяє визначити величину G_{10} . Тоді знаючи G_{n0} та G_{10} без проблем визначаємо масову витрату G_{n1} – знаходять цю величину на вході в розглянуту ділянку "n-1". І далі процедура розрахунку повторюється для наступної ділянки. При строгому розрахунку враховуються не тільки відмінності в площах живих перетинів F_{ni} S_n але і зміни в місцевих коефіцієнтах, щільності газового потоку. У цьому підході не враховується, що і між паралельними потоками існує свій розподіл в кожному перетині. При необхідності це можна зробити використовуючи формули (8.1) і (8.2).

Для розрахунків втрат тиску при поперечному омивання пучків трубок без оребрення використовувалися такі формули:

$$\Delta P_{1i} = 4.012 \cdot Re_{1i}^{-0.27} \cdot (Z + 1) \cdot \frac{\rho_{1i}}{2} \cdot W_{1i}^2, i$$

$$\Delta P_{2i} = \zeta_{2i} \cdot \rho_{2i} \cdot W_{2i}^2 \cdot 1/2,$$

де ΔP_{1i} – втрати тиску при течії димових газів уздовж пучка трубок і поперечному обтіканні, ΔP_{2i} – втрати тиску при відведенні димових газів з топки, які розглядаються як аеродинамічні втрати при місцевому опорі; ρ_{1i} – середня густина димових газів при течії уздовж пучка трубок і поперечному обтіканні, ρ_{2i} – середня густина димових газів при відведенні з топки, W_{1i} – середня швидкість димових газів при течії уздовж пучка трубок і поперечному обтіканні, W_{2i} – середня швидкість димових газів при відведенні з топки,

ζ_{2i} – коефіцієнт місцевого аеродинамічного опору, Z – число рядів труб, що поперечно омиваються.

8.3.2. Використання прямого чисельного моделювання для аналізу схеми 3. За схемою 3 для потужності 2МВт отримані наступні результати: витрата газу $V_t = 0,73 \text{ м}^3/\text{с}$ тепло передане випромінюванням в топці $Q_t = 1213 \text{ кВт}$ температура на виході з топки $T_t = 1100 \text{ }^\circ\text{C}$; конвективна теплопередача через неоребрені труби – $Q_{k1} = 390 \text{ кВт}$; середня температура на виході – $740 \text{ }^\circ\text{C}$. Конвективна теплопередача через оребрені труби $Q_{k1} = 428 \text{ кВт}$. Середня температура на виході – $400 \text{ }^\circ\text{C}$. Аеродинамічний опір менше 200 Па.

Для розрахунку поля температур, тисків, швидкостей і масових витрат продуктів згоряння був використаний пакет FLUENT 6. На схемах показана права половина топки, ділянка з неоребренними трубами.



Рис. 8.4 Розподіл масових витрат.

На рис. 8.4 представлено розподіл масових витрат топкових газів в схемі 3. Спостерігається значна нерівномірність в розподіленні величини масових витрат топкових газів по довжині топки. Найбільші витрати будуть в невеликій області в торці топки в той час як частина підйомних труб взагалі буде знаходитися в нерухомому середовищі, що відповідно значно погіршує умови теплообміну.

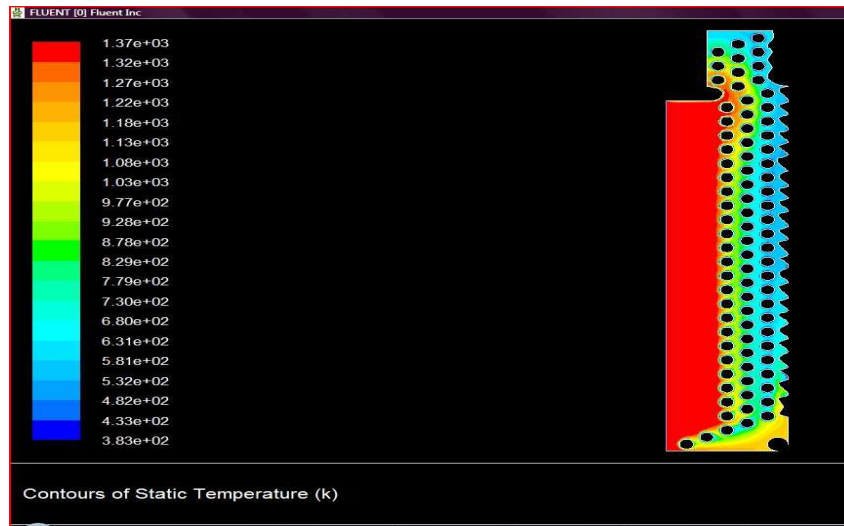


Рис. 8.5 Поле температур

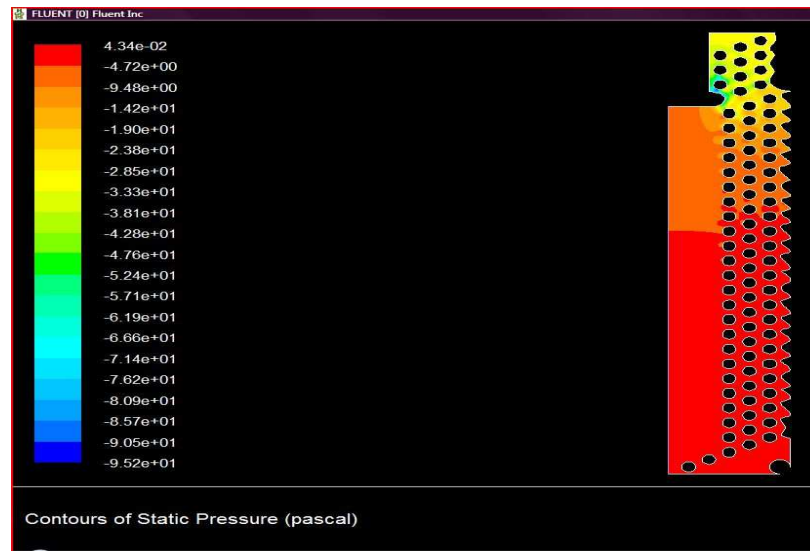


Рис. 8.6 Поле тисків (відносно тиску в топці).

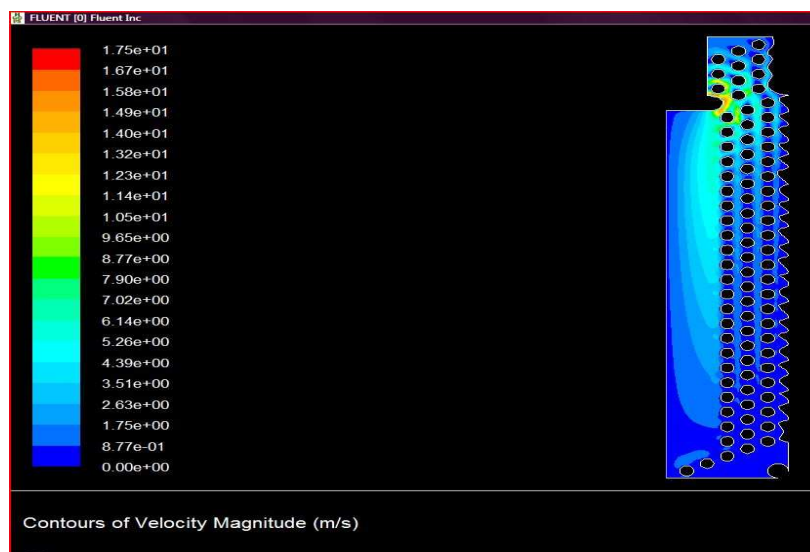


Рис. 8.7 Поле швидкостей.

Більш детальну інформацію про неоднорідність умов теплообміну дає поле швидкостей (рис. 8.7) та поле температур (рис. 8.5). Розподіл швидкостей руху продуктів згоряння в топці вказує на наявність застійної зони в якій знаходиться перша третина теплообмінних труб. Далі спостерігається поступове зростання швидкості топкових газів в напрямку їх руху до виходу з топки .

З розподілення температур топкових газів між теплообмінними трубами помітно, що в застійній зоні біля опускної труби спостерігається температура вище за $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ що погіршує умови циркуляції теплоносія.

На рис. 8.8 показано розподілення потоку продуктів згоряння по каналах між екранними трубами, починаючи від кінця топки для масових витрат топкових газів $0,8$ і $0,4$ кг/с відповідно.

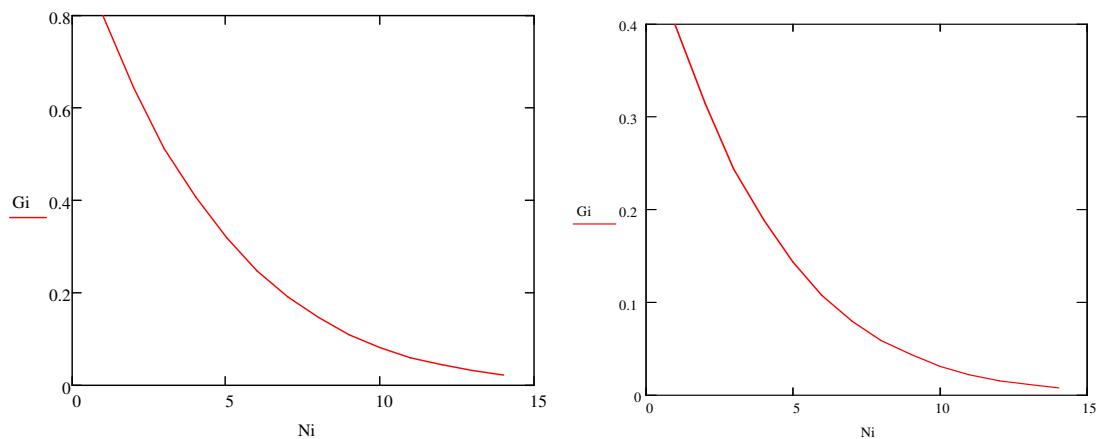


Рис. 8.8 Результати спрощеного розрахунку розподілу потоку продуктів згоряння (G_i кг/с) по каналах між екранними трубами, починаючи від кінця топки (N_i).

Таким чином, з розрахунків перенесення тепла для виробництва пари за конструктивною схемою 03, стало зрозумілим, що через помітну нерівномірності в розподілі газових потоків в схемі 03 не вдасться досягти хороших показників по економічності теплогенератора. І тому, вона навряд чи може вважатися перспективною. Рис. 8.4 – Рис. 8.7 наочно показують масштаби цих тепло-аеродинамічних нерівномірностей.

8.3.3. Розрахунковий аналіз впливу сіткових екранів в топці на її теплові режими. Одним з типових варіантів, що застосовуються у теплогенераторах є встановлення сітчастих екранів (Рис. 8.9).

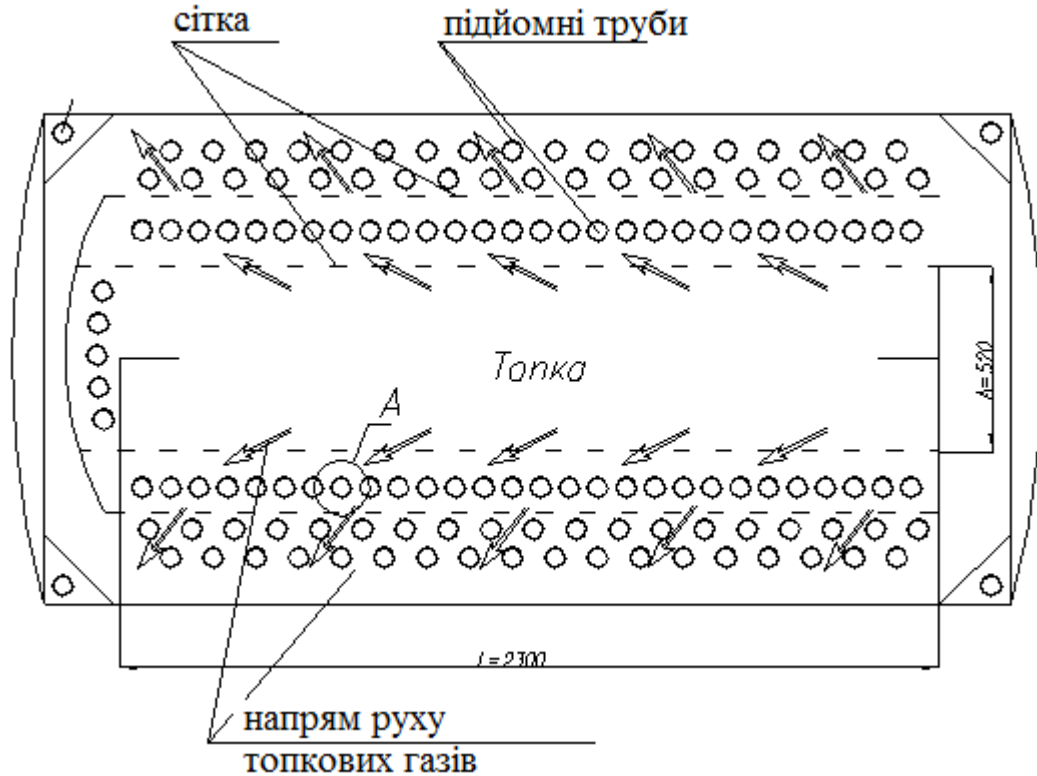


Рис. 8.9 Схема теплогенератора з екранами.

Оцінимо зміну температури тіла при наявності між ним і факелом полум'я сітки з металу. Поглинальна здатність зовнішньої поверхні факела позначимо, як a_{Π} , а поглинальну здатність факела a_{Φ} . Тоді, дотримуючись рекомендацій з [4] отримаємо для ступеня чорноти цієї зв'язки – факел + поверхню в такому вигляді:

$$a_K = \frac{1}{(1/a_{\Phi}) + (1/a_{\Pi}) - 1} \quad (8.6)$$

У свою чергу a_{Φ} залежить від ефективної довжини променя $l_{\text{еф}}$, тиску газів в камері згорання P і коефіцієнта ослаблення випромінювання топкової середовищем K_r , для останнього теж джерело рекомендує такий розрахунок:

$$K_r = \left(\frac{0.78 + 1.6 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{P_{\Pi} \cdot l_{\text{еф}}}} - 0.1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{\text{г}}^H}{1000} \right) \cdot r_{\Pi} \quad (8.7)$$

Цей розрахунок для факела темнішого від полум'я, яким є факел при горінні газу, тобто у нашому випадку де, $P_{II} = p \cdot r_{II}$ – сумарний парціальний тиск трьохатомних газів в продуктах згорання; T_T^{II} – температура газів в кінці топки (на її виході); $r_{II} = r_{H_2O} + r_{CO_2}$ – сумарна об'ємна частка триатомним газів.

Тепловий потік від факела полум'я до зовнішньої поверхні камери згорання приблизно можна розрахувати як між двома плоскими поверхнями, за такою формулою:

$$Q_L = a_K \cdot \sigma_0 \cdot (T_{\Phi}^4 - T_{CT}^4) \cdot F \quad (8.8)$$

або для щільності теплового потоку $q = \frac{Q_L}{F}$ маємо:

$$q = a_K \cdot \sigma_0 \cdot (T_{\Phi}^4 - T_{CT}^4) \quad (8.9)$$

Поява сітки між факелом і поверхнею, що сприймає промені будемо розглядати як встановлення між цими елементами якогось перфорованого екрану. У разі суцільного екрану, їм передається тепловий потік, рівний:

$$Q_L = \varepsilon_{PP1} \sigma_0 \cdot F \cdot (T_{\Phi}^4 - T_{CT}^4) \quad (8.10)$$

і сприймається такий же потік

$$Q_L = \varepsilon_{PP2} \cdot \sigma_0 \cdot F \cdot (T_2^4 - T_{\Phi}^4).$$

В цих формулах величини: ε_{PP1} и ε_{PP2} – приведені ступені чорноти в 2-х системах – екран + поверхня, що сприймає променисте тепло, і поверхня, що випромінює променисте тепло в нашому випадку поверхня факела полум'я, відповідно. Ці величини при рівності або наближеному рівності поверхонь, які обмінюються потоками випромінювання, визначаються відомим чином, в залежності від ступенів чорноти поверхонь, які обмінюються потоками випромінювання. Тобто якщо ε_1 ; ε_2 ; ε_{Φ} – ступеня чорноти парогенеруючої поверхні, умовної зовнішньої поверхні полум'я і екрану, відповідно, то зазначені наведені ступеня чорноти ε_{PP1} та ε_{PP2} будуть визначатися наступним чином:

$$\varepsilon_{\text{ПР1}} = \frac{1}{(1/\varepsilon_1) + (1/\varepsilon_3) - 1} \quad (8.11)$$

$$\varepsilon_{\text{ПР2}} = \frac{1}{(1/\varepsilon_3) + (1/\varepsilon_2) - 1} \quad (8.12)$$

Але ці формули відповідають умовам наявності суцільних екранів, а нами розглядається ситуація, коли між поверхнями обмінюються потоками випромінювання ставиться сітка.

Прийmemo, що частка отворів в цій сітці становить φ , а тоді частка суцільної поверхні буде дорівнює: $1 - \varphi$. Прийmemo, що променистий потік сприймається металевією сіткою пропорційній його поверхні, тобто $1 - \varphi$ і тільки для цієї його частки справедливі співвідношення перенесення тепла випромінюванням в системах з екранами, для решти ж потоку зберігається умова прямого опромінення поверхні. Але нас не цікавлять співвідношення між цими потоками. Ясно, що введення сітчастого екрану буде тільки зменшувати інтенсивність радіаційного теплообміну між факелом і поверхнею генерації пари, тобто знижувати частку тепла відведеного від факела випромінюванням. Але, крім цього, так як сітчастий екран не охолоджується, то він обов'язково буде нагріватися. Масштаб тієї температури, яку отримає сітчастий екран, може бути визначений, використовуючи, для такої оцінки ті формули, які є вже для випадку суцільного екрану. З того ж джерела [2] виходить, що ця температура, в разі зразкової рівності поглинальної здатності, тобто ступенів чорноти не буде залежати від масштабів тепла, переданого випромінюванням і буде визначатися за формулою:

$$\left(\frac{T_3}{100}\right)^4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_2}{100}\right)^4 + \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 \right] \quad (8.13)$$

Простий розрахунок для наших умов, коли абсолютна температура поверхні генерації пари T_1 дорівнює приблизно 380 – 400 К, а температура поверхні факела (температура горіння) T_2 рівна 2000 – 2500 К дасть таке значення шуканої температури: при $T_2 = 2500\text{К}$ $T_3 = 2100\text{К}$ і при $T_2 = 2000\text{К}$ $T_3 = 1680\text{К}$. Це означає, що такий сітчастий екран не може бути зроблений зі звичайної вуглецевої або навіть нержавіючої сталі, він просто згорить. Крім

того його установка нічого крім зниження частки радіаційного потоку не дасть. Тобто варіант (Схема01) і раніше близьку їй схему 02 доцільно розглядати без сітчастих екранів. Їх застосування нічого не принесе.

8.4. Експериментальні дослідження теплообміну газового середовища з ребреними поверхнями

У запропонованій, в якості основного конструктивно-технологічного варіанту для планованого котла тепловою потужністю 2 Мвт, схемою 2 найбільш важливими, з точки зору необхідності експериментальної перевірки, подаються такі проблеми: 1) Стійкість природної циркуляції в пропонуваніх для реального втілення трубках, з урахуванням їх розмірів (висота, діаметр) і режимних умов (теплове навантаження, тиск і температура насичення робочого теплоносія – води); 2) Можливості тепловідведення від гріючого потоку через пропонувані форми зовнішньої поверхні парогенеруючих каналів, включаючи типи ребер, їх матеріал, швидкості омивання зовнішніми потоками димових газів, геометрію зовнішніх каналів для руху димових газів і ін. У зв'язку з цими положеннями, пропонується орієнтуватися на два найпростіших макети, в яких створюються умови максимального відтворення реальної геометрії і відповідності фізичних умов роботи, включаючи властивості теплоносія.

8.4.1. Пропозиція по способу, методиці та формам експериментальної перевірки стійкості природної циркуляції в типовому осередку. Робочий осередок (досліджуваний канал) включає в себе: сам канал з трубки того ж діаметру, висоти, матеріалу, які приймалися в початкових умовах для розрахунків (1); елементів, що гріють зовнішню поверхню цієї трубки (прості електронагрівачі), в яких електричні параметри повинні забезпечувати максимально можливі за даними розрахунками щільності теплових потоків (2); зовнішньої судини, що грає роль імітатора зовнішнього об'єму (3), його розміри можуть бути прийняті, виходячи з таких міркувань: зовнішній діаметр приблизно в 2 – 2.5 рази більше зовнішнього діаметра макета робочого кана-

лу; висота на 40 – 50 см більше висоти робочого каналу, у дослідній перевірці стійкості природної циркуляції передбачається заповнення цієї судини на 80 % водою разом з робочим каналом; конденсатора, що імітує роботу реального конденсатора і забезпечує умови стаціонарного теплового режиму в експериментальній установці (4); системи охолодження конденсатора, що складається з трубопроводів підвідних і відвідних охолоджуючу воду, насоса, допоміжних ємностей, якщо такі будуть потрібні для збору води і відведення тепла в навколишнє середовище; системи вимірювань, що забезпечує фіксацію кризи тепловіддачі в робочому каналі, включаючи систему збору та комп'ютерної обробки експериментальної інформації.

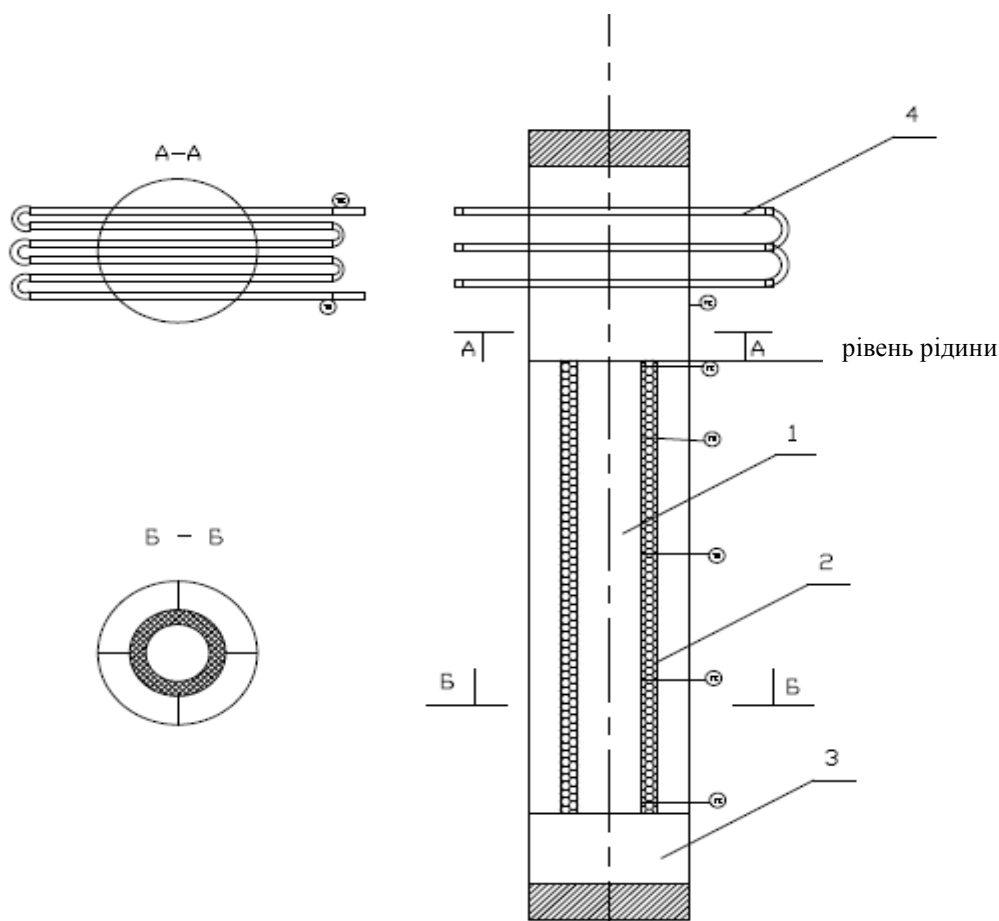


Рис. 8.10 Конструктивна схема експериментальної ділянки (Варіант1) з моделювання стійкості природної циркуляції при робочих теплових навантаженнях. 1 – робочий канал; 2 – нагрівач зовнішньої поверхні робочої ділянки (електронагрівач з теплоізоляцією зовнішньої поверхні); 3 – об'єм рідини

(води), з якого надходить вода в середину робочої ділянки;
4 – конденсатор, що охолоджується технічною водою.

У систему вимірювань також повинні входити елементи, здатні фіксувати електричні параметри, для розрахунку на їх основі щільності теплового потоку, що підводиться. В ній також повинні бути засоби для вимірювання витрати охолоджуючої води і температур води на вході і виході.

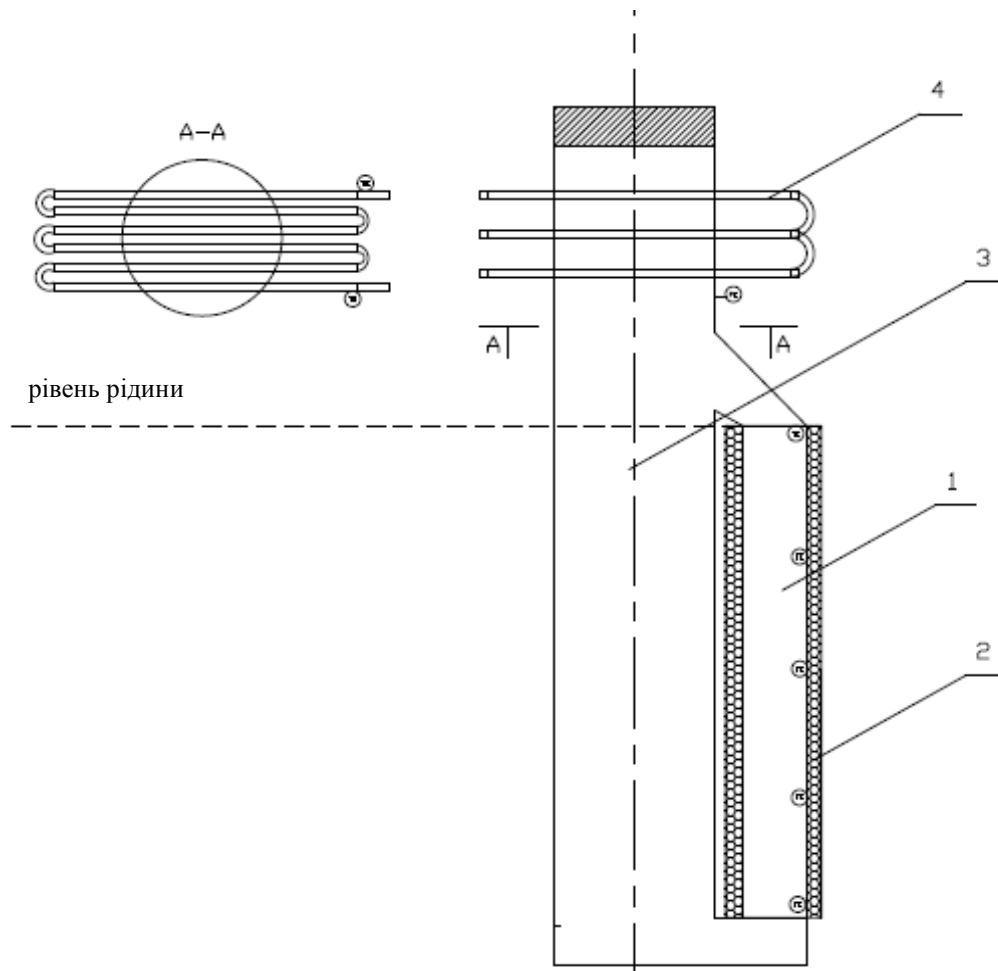


Рис. 8.11 Конструктивна схема експериментальної ділянки (варіант 2) з моделювання стійкості природної циркуляції при робочих теплових навантаженнях. 1 – робочий канал; 2 – нагрівач зовнішньої поверхні робочої ділянки (електронагрівач); 3 – об'єм рідини (води), з якого надходить вода в середину робочої ділянки; 4 – конденсатор, що охолоджується технічною водою.

Передбачається наступний порядок дій: 1. Після виготовлення деталей і комплектації всіх необхідних засобів, приладів, сполучних проводів і трубок проводиться монтаж і обкатка установки з перевіркою всіх дій, включаючи

систему вимірювань, систему охолодження (умови циркуляції) та ін. 2. Здійснюється запуск установки з імітацією стійкого стаціонарного режиму роботи. 3. Здійснюється в покроковому режимі, підйом щільності теплового потоку аж до значень, що в 1.5 рази перевищують їх максимальне значення із записом температури стінки на зовнішній поверхні робочого ділянки.



Рис. 8.12 Експериментальна установка для дослідження зриву циркуляції.

4. Записуються та обговорюються отримані результати та при необхідності все повторюється на ділянці з іншими параметрами: наприклад, іншого діаметра або іншої висоти. На Рис. 8.10, Рис. 8.11 наводиться 2 варіанти конструктивних схем такої робочої ділянки. На Рис. 8.12 наведена експериментальна установка для дослідження зриву циркуляції.

8.4.2. Вплив щільності теплового потоку на швидкість циркуляції та паровміст. Для перевірки можливого зриву циркуляції рідини в підйомних трубах на створеній

лабораторній установці була проведена серія досліджень при різних значеннях щільності теплового потоку. Узагальнені результати цих досліджень приведені в табл. 8.1.

Таблиця 8.1

Результати експериментальних випробувань, (труба 30мм)

q , кВт/м ²	53,6	107,1	160,7	196,4
ω , м/с	0,44	0,38	0,302	0,21
X кг/кг	0,043	0,048	0,055	0,062
Розрахунок за нормативним методом (для тих же умов)				
ω_p , м/с	0,58	0,47	0,39	0,35
X_p кг/кг	0,004	0,009	0,017	0,023
Розрахунок для труби 60мм				
ω_p , м/с	0,69	0,65	0,59	0,55
X_p кг/кг	0,0014	0,0028	0,0047	0,0062

Максимальна щільність теплового потоку складе для теплогенератора 1.25 мВт при висоті труб 550 мм та діаметрі 60 мм – 240 кВт/м². Для теплогенератора 2 мВт, при висоті труб 750 мм та діаметрі 60 мм – 290 кВт/м², при висоті труб 750 мм та діаметрі 80 мм – 255 кВт/м².

Як видно, в експерименті не досягнута максимальна щільність теплового потоку, однак зі збільшенням діаметра труби зростає швидкість циркуляції. Можна екстраполювати отримані дані на великі щільності потоку. У графічному вигляді ці залежності наведено на Рис. 8.13.

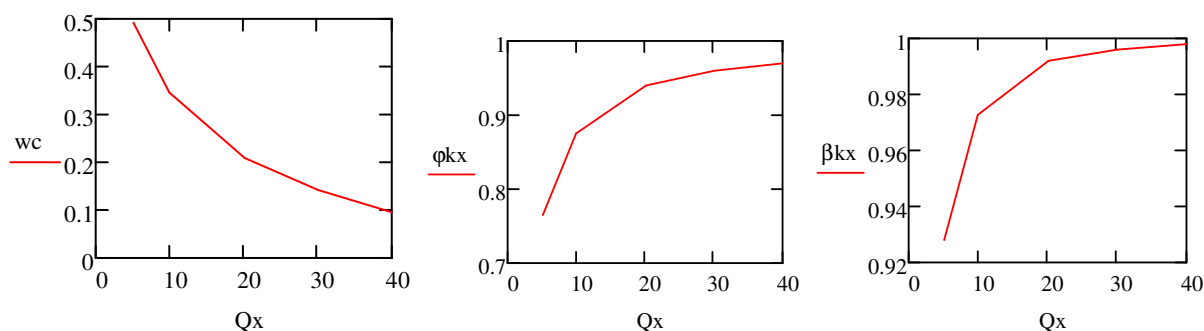


Рис. 8.13 Залежність швидкості циркуляції (м/с), об'ємного та витратного паровмісту від теплового потоку (кВт) через трубку діаметром 30мм та висотою 0,55 м.

Також отримані залежності для труб більшого діаметра – 60 і 80 мм.

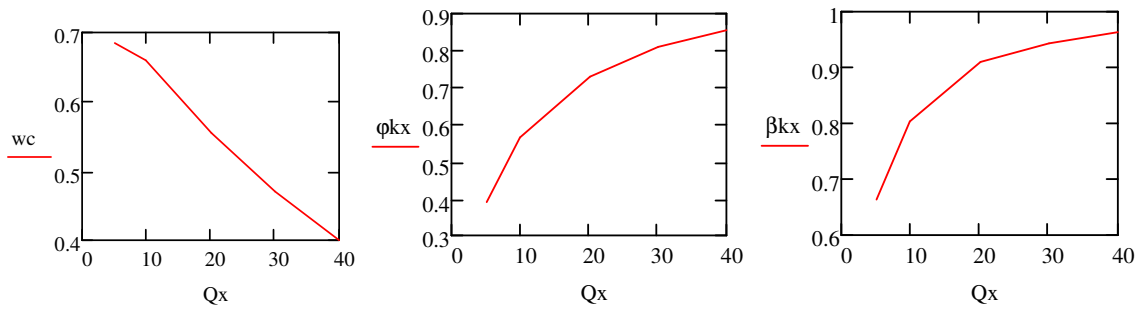


Рис. 8.14 Залежність швидкості циркуляції (м/с), об'ємного та витратного паровмісту від теплового потоку (кВт) через трубку діаметром 60 мм та висотою 0,55 м.

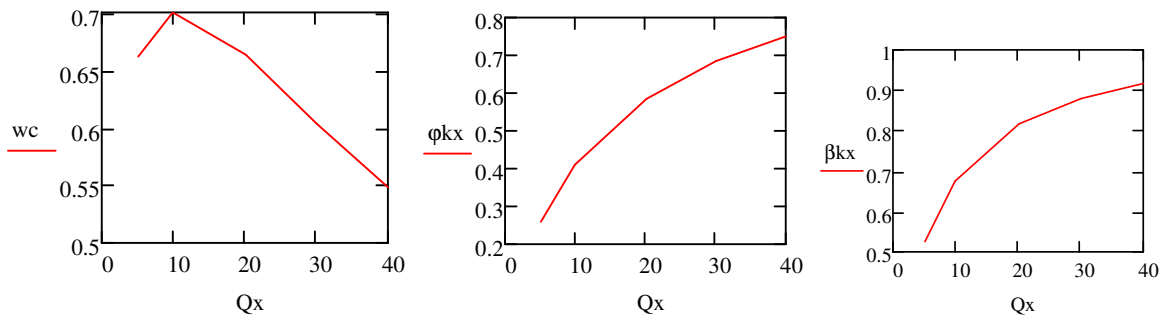


Рис. 8.15 Залежність швидкості циркуляції (м/с), об'ємного та витратного паровмісту від теплового потоку (кВт) через трубку діаметром 80 мм та висотою 0,55 м.

Також отримано залежності і для труб меншого діаметру

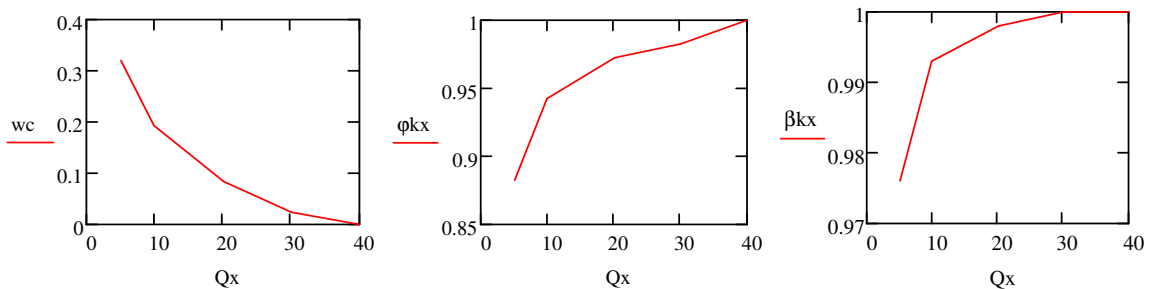


Рис. 8.16 Залежність швидкості циркуляції (м/с), об'ємного та витратного паровмісту від теплового потоку (кВт) через трубку діаметром 22 мм та висотою 0,55 м.

Узагальнені результати залежності швидкості циркуляції (м/с), об'ємного та витратного паровмісту від щільності теплового потоку представлені на рис. 8.17.

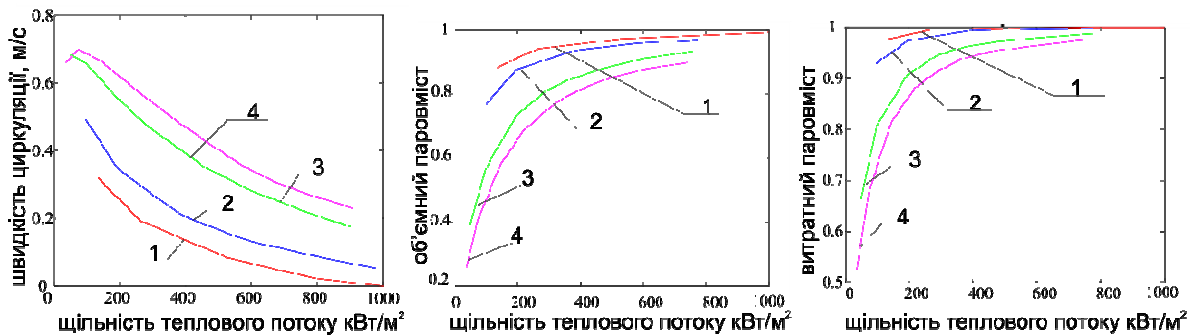


Рис. 8.17 Залежність швидкості циркуляції (м/с), об'ємного та витратного паровмісту від щільності теплового потоку (кВт/м^2) через трубку діаметром 1 – 22 мм, 2 – 30мм, 3 – 60мм, 4 – 80мм та висотою 0,55 м.

Аналіз впливу діаметру труби на і щільності теплового потоку показує, що для труб діаметром менше 60 мм спостерігається різке спадання швидкості циркуляції рідини в підйомних трубах і відповідно зростання об'ємного та витратного паровмісту. Це призводить до зменшення коефіцієнтів тепловіддачі і збільшення температури поверхні теплообмінної труби, що, в свою чергу, погіршує техніко-економічні показники теплогенератора а, також, може призвести до прогорання теплообмінної труби і виходу теплогенератора з ладу.

8.4.3. Визначення коефіцієнта тепловіддачі та гідравлічного опору ребрених труб. Завдання: визначити коефіцієнт тепловіддачі від ребрених труб до повітря в області $Re = 9000 - 17000$.

Для експериментальної перевірки коефіцієнта тепловіддачі та гідравлічного опору ребрених труб була створена установка Рис. 8.18 схема якої представлена на Рис. 8.19. Установка складається з: 1– заспокійлива сітка для вирівнювання поля швидкостей по перетину каналу. 2 – термопари для вимірювання температури повітря та поверхні труби. 3 – Цифровий вольтметр. Повітря в канал подавали за допомогою відцентрового вентилятора. Для ре-

гулювання витрати та швидкості повітря передбачений шибер. Швидкість повітря в каналі вимірювалася за допомогою анемометра. Число Рейнольдса визначалося по швидкості у вузькому перерізі, яка визначалася за рівнянням нерозривності потоку.



Рис. 8.18 Експериментальна установка.

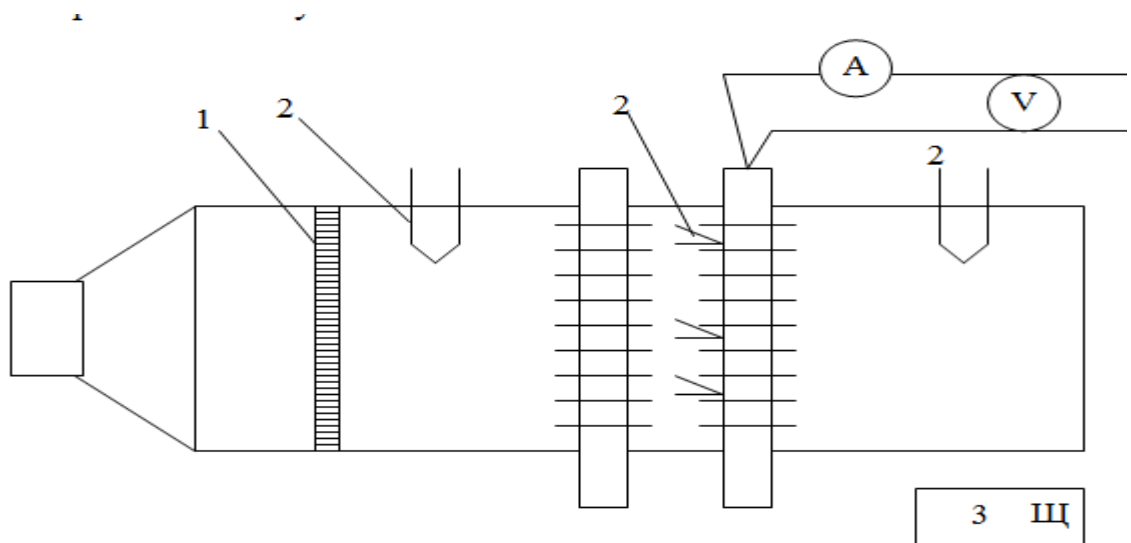


Рис. 8.19 Схема експериментальної установки.

Кількість теплоти, що виділяється електронагрівачем, вимірювали за допомогою вольтметра та амперметра. Вимірювання температури повітря здійснювали мідь-константовими термопарами. На поверхні труби було встановлено вісім термопар. Градування термопар здійснювалася по ртутному термометру з ціною поділки $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Похибка вимірювання температури склала $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Результати експерименту

Усереднене значення температури поверхні	Усереднене значення температури повітря	Кількість теплоти Q	Швидкість повітря в каналі w	Швидкість повітря у вузькому перерізі	Коефіцієнт тепловіддачі	Число Нуссельта	Число Рейнольдса
72,28	34,91	250	0,96	3,2	34,69	84,88	15052
83,62	36,72	250	0,75	2,51	27,63	67,62	11779
91,3	42,25	250	0,63	2,09	26,42	64,64	9811

Таблиця 8.3

Результати розрахунків

Швидкість у вузькому перерізі	Число Рейнольдса	Коефіцієнт тепловіддачі	Число Нуссельта
2,36	9683	28,46	62,87
2,91	12011	32,53	71,91
3,29	13564	35,07	77,56
3,48	14340	36,3	80,31
3,76	15504	38,1	84,31

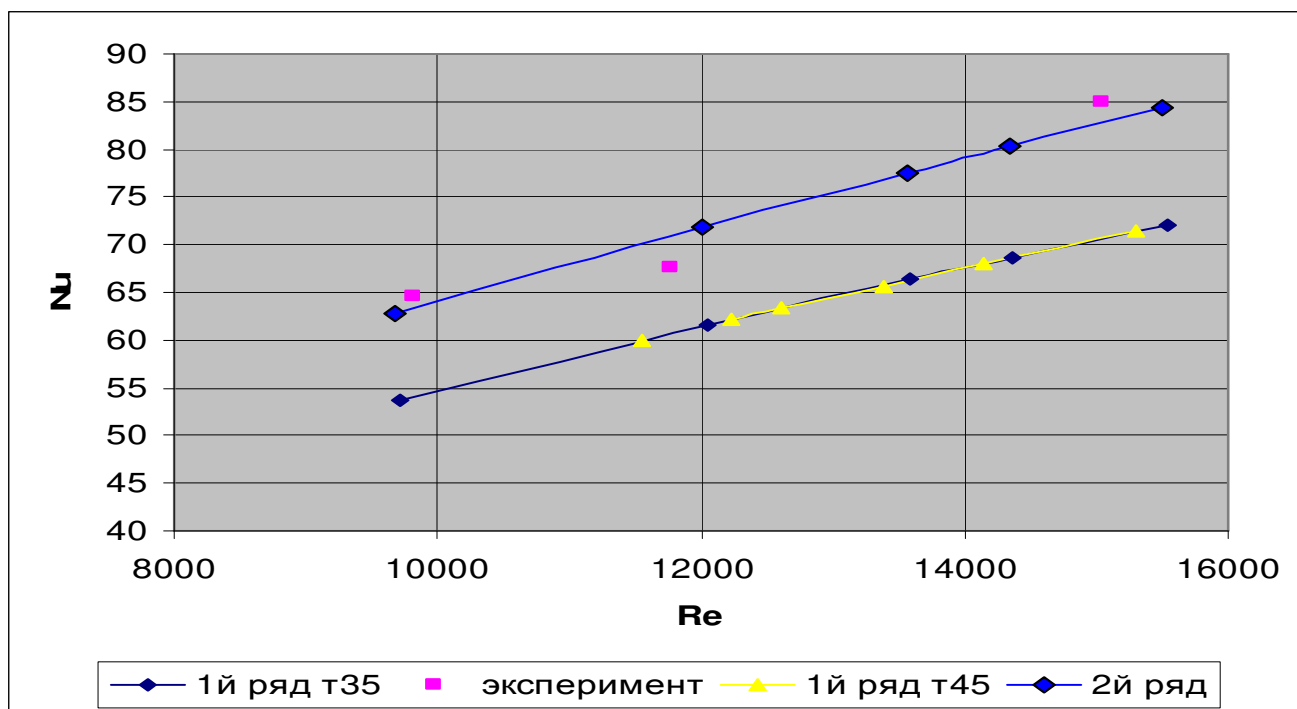


Рис. 8.20 Порівняння між розрахунковими та експериментальними даними.

Після досягнення стаціонарного режиму здійснювали всі необхідні вимірювання. Результати розрахунків по теоретичним формулам для тих же умов наведені в таблиці 8.3

Виміри проводились по другій трубі. Результати розрахунків для першого ряду труб наведені для аналізу впливу рядності.

Розбіжності між розрахунковими та експериментальними даними не перевищує 10 %, що вкладається в похибку розрахункової формули.

8.4.4. Перевірка аеродинамічного опору. У зв'язку з досить низьким аеродинамічним опором 2-х рядів труб, яке при температурі 35 °С і число Рейнольдса 18000 складе менше 10 Па (таблиця 3), не представляється можливим перевірити розрахункову формулу в робочому діапазоні чисел Рейнольдса. Тому ширина каналу була зменшена до 70 мм. Тоді діапазон зміни чисел Рейнольдса у вузькому перетині склав 50000 – 27000.

Таблиця 8.4

Дані по аеродинамічному опору орбреної труби

Ширина каналу, мм	Висота каналу, см	Площа перерізу каналу м ²	Площа вузького перерізу м ²	Швидкість у вузькому перерізі м/с	Швидкість в каналі м/с	Число Рейнольдса	Розрахунковий опір, Па	Показання мікроанометра, мм	Вимірний опір, Па
150	60	0,09	0,0549	4,58	2,8	17905	9,801		
150	60	0,09	0,0549	1,64	1,0	6368	1,5048		
80	60	0,048	0,0129	7,07	1,9	26928	32,6502		
70	60	0,042	0,0069	13,38	2,2	50023	110,4444	39	122,4
70	60	0,042	0,0069	12,4	2,0	46293	97,02	30	94,2
70	60	0,042	0,0069	9,96	1,6	36975	66,924	26	81,6
70	60	0,042	0,0069	7,51	1,2	27700	41,5008	16	50,2

Досліди проводили для каналів висотою 60мм з шириною від 70 до 150 мм. Швидкість в каналах сягала від 1 до 3 м/с, при цьому в вузькому перерізі каналу швидкість газу складала 1,64 – 13,38 м/с. Для заданих умов було про-

раховано аеродинамічний опір. Експериментальне визначення падіння тиску на 2-х трубах проводилося за допомогою спиртового диференціального манометра з коефіцієнтом 0,4. Порівняння розрахункових і експериментальних даних наведено в Таблиця 8.4

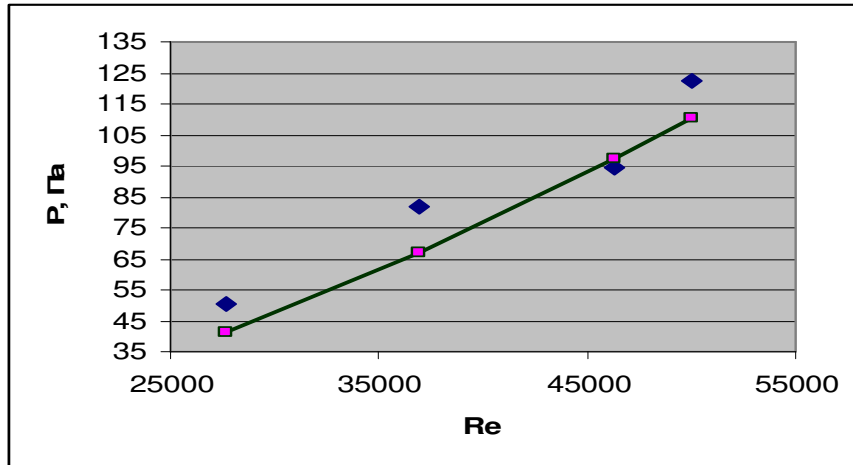


Рис. 8.21 Аеродинамічний опір ребреної труби.

Графічно залежність аеродинамічного опору каналів від числа Рейнольдса представлена на рис. 8.21.

Максимальна розбіжність розрахункових і експериментальних даних склала 18 %.

8.4.5. Визначення коефіцієнта тепловіддачі і гідравлічного опору для труб з специфічним типом ребрення. Аналогічно були проведені дослідження для труб з нестандартним типом ребрення. На Рис. 8.22 показані труби зі специфічним ребренням. Було запропоновано використання голчастого та плаского ребрення як такого що може бути технологічно встановлено підйомні труби.

Встановлення ребрення приводить не тільки до збільшення поверхні теплопередачі але й змінює геометрію каналів. Параметри геометрії каналу з встановленими ребреними трубами приведено в табл. 8.5. Ширина каналу – зазор між гладкими поверхнями ребрених труб дорівнює 12 мм.

Вимірювання проводились при швидкості повітря в каналі від 6 до 22 м/с. При цьому числа Рейнольдса склали від 1000 до 2850 відповідно. Середні коефіцієнти тепловіддачі знаходились в діапазоні 18 – 36 Вт/(м²К).

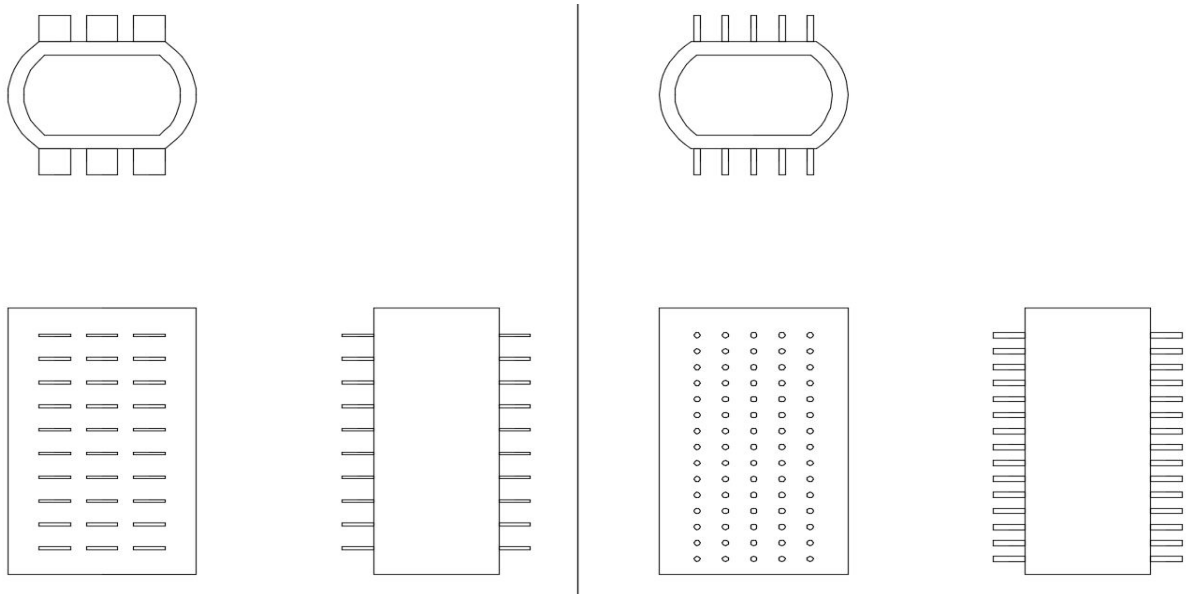


Рис. 8.22 Підйомна труба з плоским (зліва) та голчастим (справа) оребренням.

Таблиця 8.5

Геометрія каналів

$F_{то}$ площа поверхні оребреної труби m^2	0,21418
F_k площа перетину каналу m^2	0,00344
P_k периметр каналу м	6,024
$d_{екв}$ еквівалентний діаметр каналу	0,002284

Таблиця 8.6

Результати вимірювань для голчатої труби

v	Швидкість повітря підвідному трубопроводі	0,85	0,6	0,42	0,3
V	Витрата повітря в установці	0,075225	0,0531	0,03717	0,02655
$v_{кан}$	Швидкість повітря в каналі	21,86773	15,43605	10,80523	7,718023
Re	Число Рейнольдса	2838,08	2003,35	1402,345	1001,675
1	Температура поверхні труби	50,12314	59,32636	70,98377	84,82862
3		50,87007	59,53977	71,1705	84,90864
4		50,9501	59,59312	71,27721	84,98867
5		50,84339	59,43306	71,1705	85,04202
7	Температура повітря	17,36501	17,33834	17,44504	17,55174
8		19,90696	20,98778	22,609	24,81976
$t_{сер пов}$	Температура повітря	18,63599	19,16306	20,02702	21,18575
$t_{сер труб}$	Температура поверхні труби	50,69667	59,47308	71,1505	84,94199
альфа	Коефіцієнт тепловіддачі	36,40728	28,95663	22,83183	18,3079

Результати вимірювань наведено в табл. 8.6. Узагальнення результатів проводилось у вигляді критеріальної залежності між числами Нусельта та Рейнольдса .

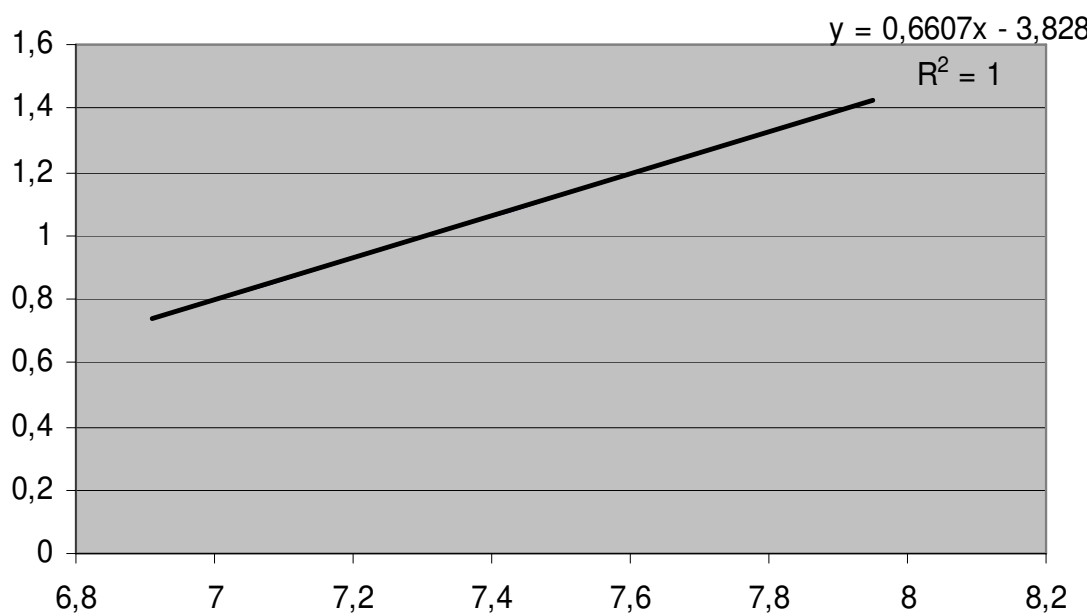


Рис. 8.23 Залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса в логарифмічних координатах для голчастої труби.

Наведений на рис. 8.23 графік показує в логарифмічних координатах залежність числа Нуссельта від числа Рейнольдса рівняння якої наведено нижче.

$$Nu=0,022*Re^{0.66} \quad (8.14)$$

В наступній таблиці 8.7 наведено аеродинамічний опір штиркового ребра, динамічний напір (мм, Па), швидкість в трубопроводі, швидкість в каналі, число Рейнольдса, число Ейлера, повний напір (мм, Па).

Таблиця 8.7

Результати визначення аеродинамічного опору

динам	Па	V	V _{кан}	Re	ln(Re)	повн	Па	Eu	ln(Eu)
8	12,557	4,412	12,87	2154	7,675071	68	106,73	0,499859	-0,69343
5	7,848	3,488	10,17	1703	7,440069	48	75,34	0,564546	-0,57173
2	3,139	2,206	6,43	1077	6,981924	24	37,67	0,705683	-0,34859

Ширина каналу робочої ділянки 12 мм

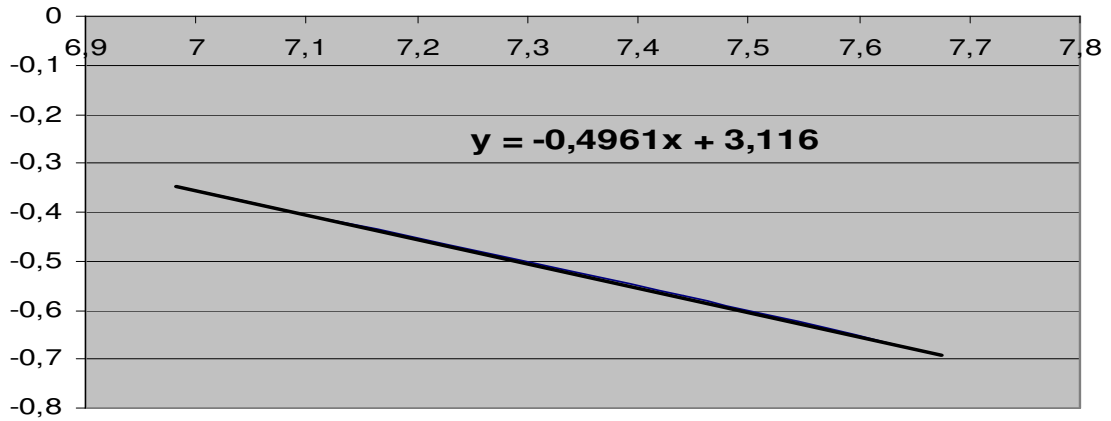


Рис. 8.24 залежність числа Ейлера від Числа Рейнольдса в логарифмічних координатах

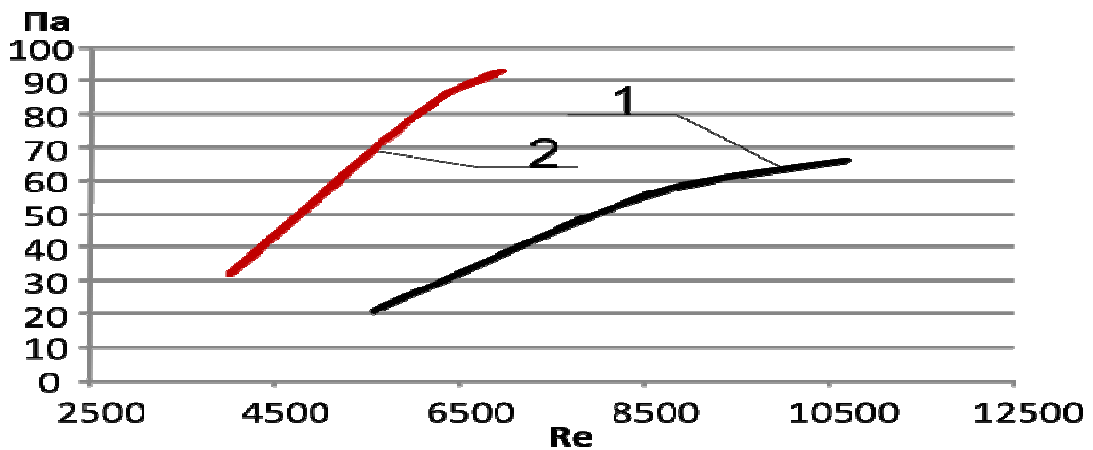


Рис. 8.25 Залежність аеродинамічного опору від числа Рейнольдса для труби з плоскими (1) та голчастими (2) ребрами.

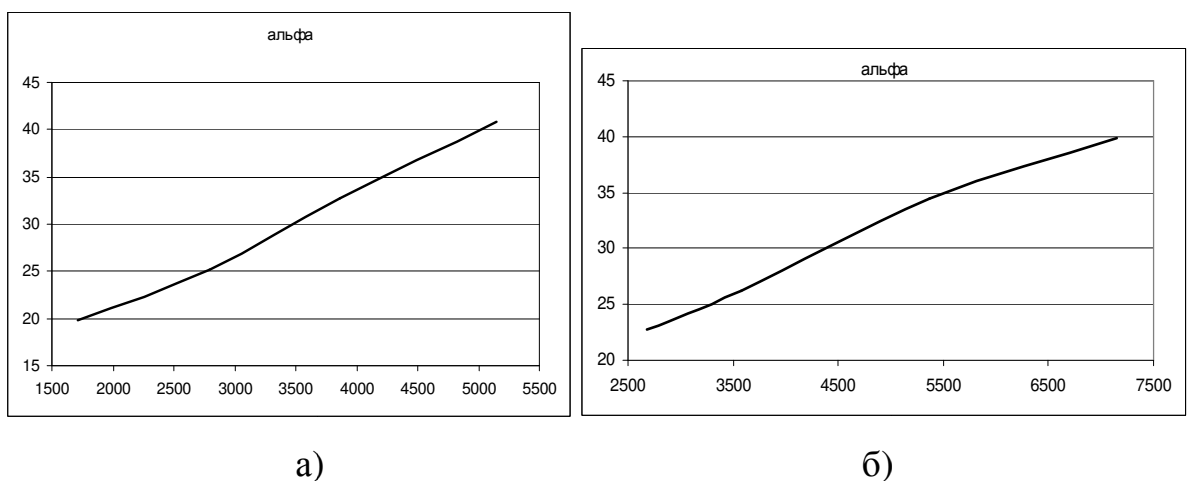


Рис. 8.26 Залежність коефіцієнта тепловіддачі від числа Рейнольда для труби з голчастими (а) та плоскими ребрами (б).

Порівняти ефективність голчастої і пласкої труби дозволяють графіки на Рис. 8.26.

Видно, що голчасте оребрення дозволяє отримати більші коефіцієнти тепловіддачі. Але для показників ефективності використання об'єму і маси цікаві показники приведені до поверхні гладкої труби Рис. 8.27.

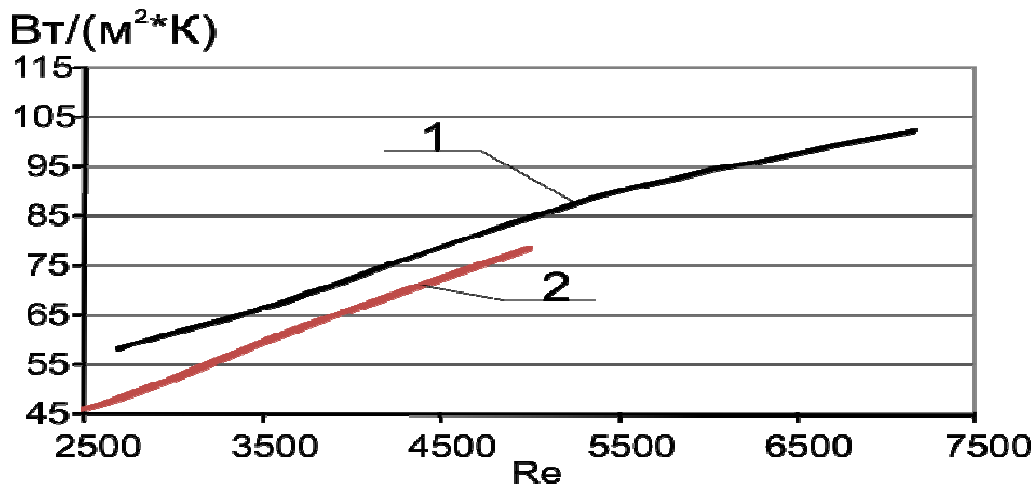


Рис. 8.27 Залежність коефіцієнта тепловіддачі, приведеного до поверхні гладкої труби, від числа Рейнольда для труби з гольчастими (2) та пласкими (1) ребрами

Як видно на графіках, хоча гольчасте оребрення і є більш ефективним з точки зору коефіцієнту теплопередачі, та плоске оребрення дозволяє досягнути більш розвиненої поверхні теплопередачі і може бути більш ефективним по масогабаритним показникам.

8.5. Моделювання обладнання для генерації енергії з використанням замкнутих віпарювально-конденсаційних циклів .

Моделювання обладнання для генерації енергії з використанням замкнутих віпарювально-конденсаційних циклів складається з декількох основних етапів. Спочатку за заданої потужності котла, визначимо витрати палива при теплотворної здатності 36 МДж/кг з запасом 10 %. При коефіцієнті надлишку повітря рівному 1,1 отримаємо витрату продуктів згорання ПЗ. Далі йде розрахунок параметрів горіння, витрат природного газу як основного палива і температури горіння (Розрахунки наведено в додатках).

Температура газів на виході з топки визначалася методом послідовних наближень. Тобто задавалося значення температури газів на виході з топки, визначалася ентальпія I_v при цій температурі i , потім, уточнювалося значення температури.

Потім визначається швидкість циркуляції в підйомних трубах. Встановлюємо швидкість циркуляції таким чином, щоб різниця між підйомною силою і гідравлічним опором дорівнювала нулю. При цьому контролюємо величину паровмісту на виході з труб. З цієї величини визначаємо допустимі діаметри підйомних труб.

Наступний етап – розрахунок конвективної тепловіддачі в каналах, що утворені неоребреними трубами. Алгоритм цього етапу наступний:

1. Початкові дані: Ширина зазору δ , діаметр труби d_{tr} , поздовжній крок між трубами S_2 , довжина каналу, висота труб l_{tr} .
2. Задаємося параметрами газу (ПС) – об'ємні витрати і температура.
3. Якщо розглянути потік газу як течію в щільовому каналі, то еквівалентний діаметр приймемо рівними $d_e=2*\delta$. Визначимо коефіцієнти зміни форми каналу і визначаємо поправочні коефіцієнти для числа Нуссельта і коефіцієнта опору з таблиці.
4. Визначаємо площу перерізу каналу і поверхню теплопередачі.
5. Задаємося значенням коефіцієнта теплопередачі
6. Задаємося кінцевою температурою ПС.
7. Визначаємо середню температуру ПС, середню різницю температур між теплоносіями і кількість переданої теплоти.
8. Уточнюємо кінцеву температуру ПС і повторюємо пункти 6 та 7 поки не співпадуть значення заданої і уточненої температури ПС.
9. Визначаємо швидкість ПС в каналі і число Рейнольдса.
10. Визначаємо коефіцієнт опору і число Нуссельта.
11. Уточнюємо значення коефіцієнта опору і числа Нуссельта з урахуванням поправочних коефіцієнтів, отриманих в п.3
12. Визначаємо коефіцієнти тепловіддачі

13. Визначаємо дійсний коефіцієнт теплопередачі. У разі, якщо не збігаються дійсний і заданий коефіцієнти теплопередачі, задаємося новим значенням коефіцієнта теплопередачі і повторюємо пункти 6 – 13.

Далі виконують розрахунок конвективної тепловіддачі в каналах, утворених трубами з поздовжнім оребренням у відповідності з методикою розрахунку конвективних та ширмових поверхонь нагріву.

Потім – розрахунок конвективної тепловіддачі в пучках труб з поперечним оребренням. За температури визначаються властивості ПЗ, розраховуються параметри трубного пучка. Задаються початковим розподіл температур по рядах труб, визначають об'ємну витрату і швидкість продуктів згоряння та вирішують зовнішню та внутрішню задачі теплообміну. Відповідно корегуємо температуру для забезпечення рівності теплових потоків, розраховуємо кількість теплоти, що передається одним рядом, перевіряємо максимальну щільність теплового потоку по формулі Кутателадзе, та повторюємо розрахунки для наступного ряду. Сумарна кількість теплоти:

$$Q_{\text{sum}} := \sum_{i=1}^{N_r} Q_i \quad (8.15)$$

Після перевіряємо аеродинамічний опір пучка труб з поперечним оребренням.

8.6. Результати розрахунку теплогенератора потужністю 1 МВт

Були проведені оціночні розрахунки теплогенератора потужністю 1 МВт, що представляє собою вертикальну водотрубну установку, яка містить по 42 підйомні труби овальної форми (30x80 мм) по обидва боки факела. Підйомні труби розташовані в два ряди, причому другий ряд труб зміщений на півкроку по відношенню до першого. Зазор між сусідніми трубами в кожному ряду становить 10 мм.

Були розглянуті три випадки: перший випадок – труби мають гладку поверхню, другий випадок – поверхня труби має з плоского боку голчасту

теплообмінну поверхню (приварені штирьові радіатори), третій випадок – поверхня труби з плоского боку має ребристу теплообмінну поверхню (містить приварені пластинчасті радіатори) (Рис. 8.22). Довжина труби становить 570 мм, кожна труба містить (у другому випадку) по 385 штирі з кожного боку, сусідня труба також має 385 штирі, при цьому кожен зазор між трубами має по 770 штирі, розташованих в шаховому порядку по відношенню до газового потоку, а теплові потоки, відібрані штирями, розподіляються порівну між двома сусідніми трубами. Довжина штиря становить 10 мм, діаметр штиря – 2 мм. Самі штирі вироблені зі сталі, при розрахунках передбачалося, що місця контактів штирів до труби однорідні і не мають значних теплових опорів. Коефіцієнт ефективності штиря, що залежить від коефіцієнта тепловіддачі, матеріалу штиря і його форми, дорівнює 0,91. Омивана газами площа штирів для установки в цілому складає $4,06 \text{ м}^2$. Наявність штирів звузило в два рази живий перетин для проходження продуктів горіння (з $0,250 \text{ м}^2$ до $0,125 \text{ м}^2$), що збільшило їх межтрубном швидкість і величину теплост'єму.

Ребриста теплообмінна поверхня має по 572 ребра з кожного боку труби, при цьому знімання з радіаторів розподіляється порівну між сусідніми трубами. Самі ребра виконані зі сталі і приварені до труби попарно. Висота ребра становить 10 мм, товщина – 1 мм, довжина – 6 мм. Коефіцієнт ефективності ребра становить 0,89. Омивана газами площа ребер для установки в цілому склала $5,6 \text{ м}^2$. Живий перетин для проходження продуктів згорання при наявності ребер склало $0,20 \text{ м}^2$.

Розрахунки теплогенератора проводилися з умови витрати метану 22 г/сек, загальна витрата продуктів згорання становила – $G = 0,462 \text{ кг/сек}$, температура продуктів згорання на вході міжтрубного зазору першого ряду труб складала $1100 \text{ }^\circ\text{C}$. Результати розрахунку параметрів теплогенератора для випадку з гладкими теплообмінними поверхнями підйомних труб, з штирьовими (голчастими) теплообмінними поверхнями труб, з ребристою теплообмінною поверхнею труб представлені в таблицях Таблиця 8.8, Таблиця 8.9, Таблиця 8.10.

**Параметри теплогенератора
з гладкою теплообмінною поверхнею підйомних труб**

Ряд труб	Температура газу		Витрата газу	Швидкість газу
	на вході	на виході		
	t°C	t°C	V м ³ /сек	ω м/сек
1	1100	710	1,60	6,4
2	710	519	0,96	3,8
Ряд труб	Коеф.теп.конв. α Вт/м ² град	Тепло до труби		
		перед, випром.	перед, конвекц.	Загалом
		Q, Вт	Q, Вт	Q, Вт
1	64	314145	236971	551160
2	42	-	99980	99980
				Q _Σ = 651140

Таблиця 8.9

**Параметри теплогенератора із голчатою (штирвовою)
теплообмінною поверхнею підйомних труб**

Ряд труб	Температура газу		Витрата газу	Швидкість газу
	на вході	на виході		
	t°C	t°C	V м ³ /сек	ω м/сек
1	1100	202	1,20	12,3
2	202	113	0,54	4,3
Ряд труб	Коеф.теп.конв. α Вт/м ² град	Тепло к трубе		
		перед, випром.	перед, конвекц.	Загалом
		Q, Вт	Q, Вт	Q, Вт
1	178	314145	488405	802553
2	131	-	41211	41211
				Q _Σ = 843764

Таблиця 8.10

**Параметри теплогенератора
із пластинчатою теплообмінною поверхнею**

Ряд труб	Температура газу		Витрата газу	Швидкість газу
	на вході	на виході		
	t°C	t°C	V м ³ /сек	ω м/сек
1	1100	357	1,32	6,6
2	357	201	0,74	3,7
Ряд труб	Коефіц.тепл. конв. α Вт/м ² град	Тепло к трубе		
		перед, випром.	перед, конв.	загальне
		Q, Вт	Q, Вт	Q, Вт
1	121	314145	433153	747298
2	80	-	57115	57115
				Q _Σ = 804413

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 8

Схема 1 без оребрення не забезпечує 2МВт без зниження ккд нижче 80%.

Застосування оребрення в схемі 1 дозволяє поліпшити її параметри, але температура відхідних газів залишається істотно більше 130 С.

Схема 2 дозволяє забезпечити задану потужність при температурі відхідних газів нижче 130 С, а зменшення діаметра труб призводить до зниження маси установки.

Переважніше з досліджених є схема 2 з оребреними підйомними каналами при висоті ребер 8мм, товщині 1мм, з кроком 3 мм і зовнішнім діаметром підстави 80мм та 4мя рядами підйомних трубок в торці камери згоряння.

Експериментально доведено можливість зниження діаметра теплообмінних труб до 60 мм при забезпеченні сталої циркуляції при щільності теплового потоку до 40 кВт/м²

Отримані залежності дозволяють розраховувати теплообмінне обладнання з специфічною формою оребрення.

Дослідження тепловіддачі оребрених поверхонь з специфічною формою оребрення показало що тип оребрення 1 ефективніше за тип 2 і на 12% ефективніший за шайбове оребрення.

Список використаних джерел

1. Болгарский А. В. Сборник задач по термодинамике и теплопередаче, Изд-во Высшая школа. Москва. 1972. 411 с.
2. Литвин А. М. Теоретические основы теплотехники. Госэнергоиздат. Ленинград. 1960. 210 с.
3. Делягин Г. Н. Теплогенерирующие установки. Стройиздат. Москва. 1986. 203 с.
4. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. ВТИ, НПО ЦКТИ С-Пб. 1998.
5. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. Альтерпрес. Киев. 2004. – 257 с.
6. Киселев Н. А. Котельные установки: Учеб. пособие для подгот. рабочих на пр-ве.— 2-е изд., перераб. и доп. Высш. Школа. Москва. 1979. 270 с
7. Бурдо О. Г. Энергетика пищевых технологий. Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. 2007. Vol. 1. № 30. Р. 4–11.
8. Зиков О. В. Екологічно безпечні схеми і апарати з термосифонами для термообробки зерна. Одеська Національна Академія Харчових Технологій.
9. Смирнов Г. Ф., Цой А. Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно – пористых структурах. МЭИ. Москва. 1999. 440 с.
10. Захарченко А. Ф. Теплообменные аппараты на основе капиллярных испарительных термосифонов. Холодильная техника и технология. 2005. № 2. С. 25–27.
11. Захарченко А. Ф. Теплопередающие характеристики теплообменных аппаратов на основе змеевиковых испарительных термосифонов. Дисс. на соис. уч. ст. к.т.н. Одесса. 2006. 154 с.
12. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. Высшая школа. Москва. 1977. 352 с.

РОЗДІЛ 9.

ІНЖЕНЕРНІ МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЙ.

Результати аналітичних та експериментальних досліджень попередніх розділів дозволяють сформулювати алгоритми для розрахунку і оптимізації запропонованих схем удосконаленого обладнання.

9.1. Алгоритм інженерного розрахунку теплогенератора

Розрахунок складається з двох частин: розрахунок тепловіддачі випромінюванням в топці і розрахунок конвективної тепловіддачі і аеродинамічного опору в каналах з ребреними трубами. Вихідними даними для розрахунку є геометричні розміри теплогенератора, кількість палива, що спалюється газу V_t і його теплотворна здатність Q_t .

9.1.1. Розрахунок теплообміну випромінюванням в топці. Розрахунок теплообміну випромінюванням в топці виконується згідно з нормативним методом [1].

Алгоритм розрахунку наступний (формули див. в додатках):

1. Визначаємо площу поверхні екранних труб і обсяг камери згоряння.
2. Приймаємо адиабатичну температуру горіння 2315K
3. Задаємося температурою газів на виході з топки.
4. За температурою газів на виході з топки визначаємо ентальпію газів.
5. Визначаємо середню сумарну теплоємність продуктів згоряння
6. Приймаємо коефіцієнт збереження тепла $\varphi := 1$
7. Приймаємо середнє значення коефіцієнта теплової ефективності екранів $\psi_{sr}=0.65$ [1] при кутовому коефіцієнті рівному 1.
8. Приймаємо параметр $M=0.5$ (для газоподібного палива з горизонтальним розташуванням пальників)
9. Визначаємо число Больцмана.
10. Визначаємо ефективну товщину випромінюючого шару топки

11. Визначаємо коефіцієнт поглинання променів газовою фазою

12. Визначаємо критерій Бугера.

13. Визначаємо приведенний критерій Бугера.

14. Визначаємо безрозмірну температуру газів на виході з камери згоряння. Визначаємо температуру газів на виході з камери згоряння і порівнюємо зі значенням температури, яким задалися в п.3. Якщо розбіжність перевищує заданий допуск (1К), то задаємося новим значенням температури газів на виході з камери згоряння і повторюємо розрахунок з п.4.

15. Визначаємо кількість теплоти, що передається випромінюванням в топці і щільність теплового потоку на екранних трубах

$$Q_1 = \varphi(Q_t - I_v) V t \quad q = Q_1 / F_s$$

Отримана температура газів на виході з топки використовується для розрахунків тепловіддачі і аеродинамічного опору в каналах.

9.1.2. Розрахунок тепловіддачі і аеродинамічного опору в каналах.

Алгоритм розрахунку наступний:

1. Визначення витрати продуктів згоряння

$$V = V * [k_1 + k_2 * Q_i + (a-1) * (k_3 + k_4 * Q_i)] * (273 + t_p) / 273$$

Для природного газу $k_1 = -0,739$, $k_2 = 0,278$, $k_3 = 0,0864$, $k_4 = 0,267$

2. Задаємося початковим розподілом температури газів і внутрішнього екрану по довжині каналу.

3. Визначаємо масову витрату продуктів згоряння.

4. Ділимо весь канал газоходу на осередки так, щоб кожна чарунка містила одну оребрену трубу.

5. Для кожної чарунки визначаємо кількість теплоти відданої газами оребреним трубам і стінкам каналу, що складається з внутрішнього екрану і поверхні екранних труб в першому каналі і поверхні опускних каналів (або стінки корпусу топки) у другому каналі газоходу. Також для кожної

чарунки визначаємо аеродинамічний опір.

Для чого для кожного ряду:

- 5.1. За температурою газів визначаємо їх фізичні властивості: щільність, в'язкість, теплоємність, теплопровідність і число Прандтля.
 - 5.2. Визначаємо площу перерізу потоку, як площу перетину каналу мінус площа перетину оребреної труби.
 - 5.3. Визначаємо об'ємну витрату продуктів згоряння і їх швидкість.
 - 5.4. Визначаємо тепловий потік до стінок каналу. [3]
 - 5.5. Визначаємо тепловий потік до оребрених труб.
 - 5.5.1. Задаємося температурою стінки труби
 - 5.5.2. Зовнішня задача [2](додаток)
 - 5.5.3. Внутрішня задача (додаток)
 - 5.5.4. Перевірка: змінюємо температуру стінки труби таким чином, щоб досягти рівності теплових потоків.
 - 5.6. За рівняння теплового балансу визначаємо температуру газів на виході з чарунки, яка є, відповідно, температурою газів на вході в наступну чарунку, і температуру внутрішнього екрану.
 - 5.7. Визначаємо аеродинамічний опір чарунки (додаток)
6. У зв'язку з тим, що умови теплообміну в другому каналі впливають на температуру внутрішнього екрану і на тепловий потік до нього в першому каналі, розрахунок за пунктом 5 повторюємо до тих пір, поки різниця температур на виході з топки в двох послідовних ітераціях не стане менше заданої величини.
 7. Визначаємо сумарний тепловий потік в топці і сумарний аеродинамічний опір.
 8. Визначаємо загальну масу як масу труб і масу трубних дощок.
 9. Визначаємо питому масу на 1МВт.

9.2. Результати розрахунків теплогенераторів

Розроблені алгоритми дозволили провести розрахунки ряду теплогенераторів для модифікованої блочної зерносушарки потужністю 1, 1,5 до 2 МВт.

9.2.1. П о с т а н о в к а з а д а ч і р о з р а х у н к і в . Для обраних варіантів конструкції парогенератора були виконані розрахунки по визначенню: 1. Теплової потужності і пов'язаних з нею витрат палива; 2. Маси металу і вартості виробу (парогенератора); 3. Температури відхідних газів, що визначає рівень економічності малого котла; 4. Витрат тиску на подолання аеродинамічних опорів. Для проведення аналізу прийнята схема представлена на рис.9.1. Теплопередача в топці здійснюється за рахунок випромінювання. Топка оточена екранами, що складаються з труб, з'єднаних між собою мембранами.

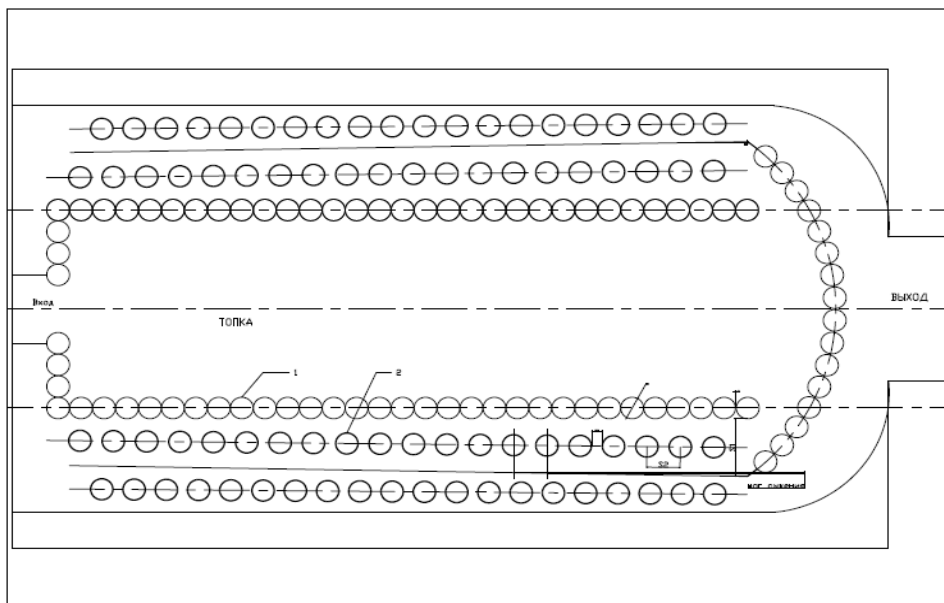


Рис. 9.1 Схема парогенератора з перегородкою між конвективними каналами.

З топки продукти згоряння надходять в першу частину конвективного газоходу, утвореного з одного боку екраном топки, а з іншого боку перегородкою б. Потім, продукти згоряння надходить до другої частини конвективного газоходу, утвореного листом і стінкою котла. У другій частині

конвективного газоходу розташовані оребрені труби. Труби екранів топки також мають ребра з боку конвективного газоходу 2.

Потрібно розрахувати по 3-и варіанти вхідних даних, представлених в таблиці.

Таблиця 9.1

Конструктивні параметри теплогенератора.

Q – теплове навантаження	1.0	1.5	2.0
A, м – Ширина котла	0.52	0.58	0.62
B, м – Висота котла	0.52	0.62	0.75
L, м- Довжина активної зони котла	1.7	2.0	2.3

Трубка має діаметр 60 мм. Товщина стінки трубки 3 мм.

9.2.2. Результати розрахунків для парогенератора потужністю 2 МВт. В результаті розрахунків отримано, що для котла потужністю 2 МВт при витраті газу 0,06 м³/с в топці передається 944кДж/с, а температура продуктів згоряння (ПС) на виході з топки складе 1093° С. Теплопередача в газоходах залежить від їх ширини. Як ширини першої ділянки газоходу прийнято відстань між листом і осьовою лінією труб екрану топки. Ширина другої ділянки газоходу – відстань між листом і стіною котла. Результати розрахунків для різної ширини першої ділянки газоходу наведені в таблиці 9.2.

Як видно, звуження каналу газоходу дозволяє знизити температуру ПС, однак призводить до істотного зростання аеродинамічного опору. Щоб знизити температуру ПС без збільшення аеродинамічного опору котла, збільшували теплообмінну поверхню за рахунок подвоєння кількості теплообмінних труб на другій ділянці газоходу. При цьому відповідно збільшували ширину другої ділянки. Результати розрахунків для різної ширини першої ділянки газоходу наведені в таблиці 9.3.

Результати розрахунків за різної ширини газового каналу

число рядів в топці	зазор (ширина першої ділянки конвективного каналу), мм	число труб другої ділянки	температура ПС на виході Тк2, °С	потужність котла Qs, кВт	аеродинамічний опір котла Ps, Па	ширина другої ділянки конвективного каналу, мм	всього труб
29	130	74	159	1960	2604	130	139
29	120	74	157	1961	2702	130	139
29	110	74	155	1964	2850	130	139
29	90	74	150	1968	3435	130	139
29	70	74	143	1975	5298	130	139

Таблиця 9.3

Результати розрахунків за різної ширини газового каналу

з подвоєною кількістю труб на другій ділянці

число рядів в топці	зазор (ширина першої ділянки конвективного каналу), мм	число труб другої ділянки	температура ПС на виході Тк2, °С	потужність котла Qs, кВт	аеродинамічний опір котла Ps, Па	ширина другої ділянки конвективного каналу, мм	всього труб
29	130	148	120	2003	1179	260	213
29	120	148	120	2002	1300	260	213
29	110	148	119	2003	1472	260	213
29	90	148	117	2003	2115	260	213
29	70	148	115	2007	4056	260	213

Збільшити площу поверхні теплопередачі можна за рахунок зменшення відстані між трубами екрану топки. Так зменшення цієї відстані з 20мм до 0 мм, призводить до того, що в топці передається 1022кДж / с, а температура продуктів згоряння (ПС) на виході з топки складе +1022 ° С. Результати розрахунків для різної ширини першої ділянки газоходу наведені в таблиці 9.4.

**Результати розрахунків за різної ширини газового каналу
при зменшеній відстані між трубами**

число рядів в топці	зазор (ширина першої ділянки конвективного каналу), мм	число труб другої ділянки	температура ПС на виході Тк2, °С	потужність котла Qs, кВт	аеродинамічний опір котла Ps, Па	ширина другої ділянки конвективного каналу, мм	всього труб
38	130	74	147	1965	2514	130	157
38	120	74	145	1966	2644	130	157
38	110	74	142	1969	2809	130	157
38	90	74	138	1974	3500	130	157
38	70	74	132	1981	5664	130	157
38	70	74	128	1983	6386	120	157
Подвоєне число труб на другій ділянці газоходу							
38	130	148	116	1995	1228	260	231

Як видно з таблиці 9.4, зменшення відстані між трубами екрану дозволяє знизити температуру вихідних газів, але призводить до певного зростання аеродинамічного опору. Подвоєння числа труб на другій ділянці дозволяє досягти температури ПС нижче 120 °С при забезпеченні аеродинамічного опору меншого ніж 1,5кПа.

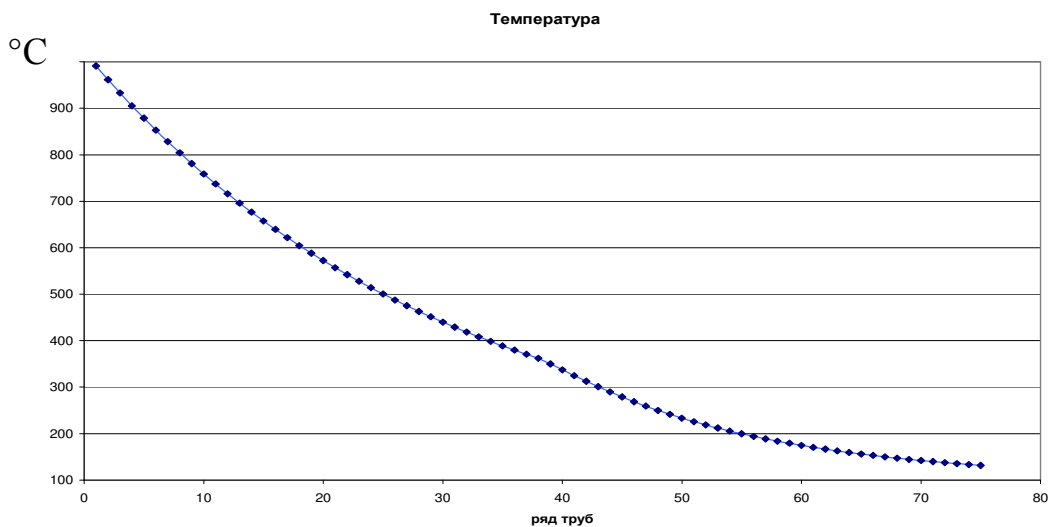


Рис. 9.2 Елюра температури продуктів згоряння.

9.2.3. Результати розрахунків для парогенератора потужністю 1,5 МВт. В результаті розрахунків отримано, що для теплогенератора потужністю 1,5МВт при витраті газу 0,045 м³/с в топці передається 705кДж/с, а температура продуктів згоряння (ПС) на виході з топки складе 1097° С. Результати розрахунків для різної ширини першої ділянки газоходу наведені в таблиці 9.5.

Як видно, звуження каналу газоходу дозволяє знизити температуру ПС, однак це призводить до істотного зростання аеродинамічного опору. Щоб знизити температуру ПС без збільшення аеродинамічного опору котла, збільшимо теплообмінну поверхню за рахунок подвоєння кількості теплообмінних труб на другій ділянці газоходу. При цьому відповідно збільшимо ширину другої ділянки. Результати розрахунків для різної ширини першої ділянки газоходу наведені в таблиці 9.6.

Як видно з таблиці 9.6, зменшення відстані між трубами екрану дозволяє знизити температуру вихідних газів, але призводить до певного зростання аеродинамічного опору. Подвоєння числа труб на другій ділянці дозволяє досягти температури ПС нижче 120° С при забезпеченні аеродинамічного опору меншого ніж 1,5кПа.

Таблиця 9.5

Результати розрахунків за різної ширини газового каналу

число рядів в топці	зазор (ширина першої ділянки конвективного каналу), мм	число труб другої ділянки	температура ПС на виході Тк2, °С	потужність котла Qs, кВт	аеродинамічний опір котла Ps, Па	ширина другої ділянки конвективного каналу, мм	всього труб
25	130	64	175	1459	1991	130	120
25	120	64	173	1461	2074	130	120
25	110	64	170	1462	2179	130	120
25	90	64	164	1466	2607	130	120
25	70	64	157	1473	3973	130	120
25	50	64	144	1480	13252	130	120

Результати розрахунків при зменшеній відстані між трубами

число рядів в топці	зазор (ширина першої ділянки конвективного каналу), мм	число труб другої ділянки	температура ПС на виході Тк2, °С	потужність котла Qs, кВт	аеродинамічний опір котла Ps, Па	ширина другої ділянки конвективного каналу, мм	всього труб
33	130	64	153	1468	2576	200	136
33	120	64	152	1469	2651	120	136
33	110	64	150	1472	2768	120	136
33	90	64	144	1476	3245	120	136
33	70	64	137	1481	4797	120	136
33	50	64	127	1487	15398	120	136
Подвоєне число труб на другій ділянці газоходу							
33	130	128	110	1500	1710	200	200
33	120	128	109	1501	1805	200	200
33	110	128	109	1502	1943	200	200
33	90	128	108	1502	2469	200	200
33	70	128	106	1504	4087	200	200
33	50	128	104	1504	14779	200	200
33	130	128	112	1500	1393	210	200

Температура

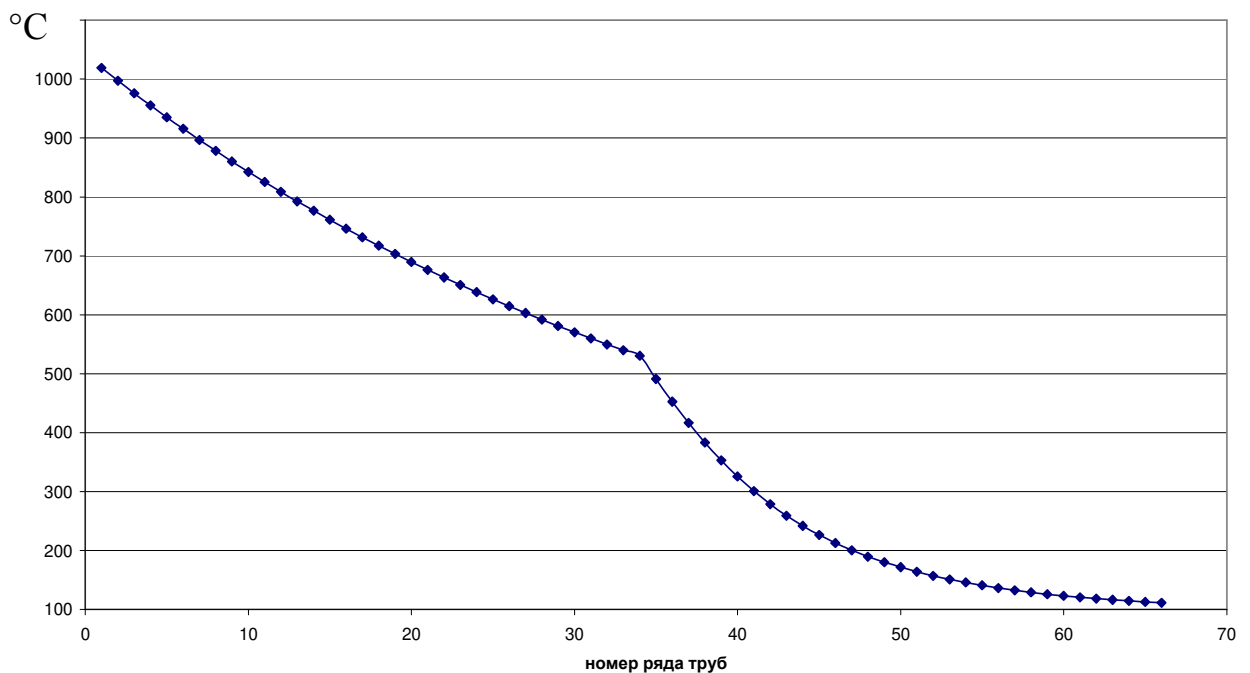


Рис. 9.3 Зміна температури ПС по довжині газоходу

9.2.4. Результати розрахунків для парогенератора потужністю 1 МВт. В результаті розрахунків визначено, що для теплогенератора потужністю 1,0МВт при витраті газу 0,03 м³/с в топці передається 500кДж/с, а температура продуктів згоряння (ПС) на виході з топки складе 1041° С. Результати розрахунків для різної ширини першої ділянки газоходу наведені в таблиці 9.7.

Як видно, звуження каналу газоходу дозволяє знизити температуру ПС, однак це призводить до істотного зростання аеродинамічного опору. Щоб знизити температуру ПС без збільшення аеродинамічного опору котла, збільшимо теплообмінну поверхню за рахунок подвоєння кількості теплообмінних труб на другій ділянці газоходу. При цьому відповідно збільшимо ширину другої ділянки. Результати розрахунків для різної ширини першої ділянки газоходу наведені в таблиці 9.8.

Також збільшити площу поверхні теплопередачі можна за рахунок зменшення відстані між трубами екрану топки. Так зменшення цієї відстані з 20 мм до 0 мм, призводить до того, що в топці передається 527кДж/с, а температура продуктів згоряння (ПС) на виході з топки складе 993° С. Результати розрахунків для різної ширини першої ділянки газоходу наведені в таблиці 9.9.

Таблиця 9.7

Результати розрахунків за різної ширини газового каналу

число рядів в топці	зазор (ширина першої ділянки конвективного каналу), мм	число труб другої ділянки	температура ПС на виході Тк2, °С	потужність котла Qs, кВт	аеродинамічний опір котла Ps, Па	ширина другої ділянки конвективного каналу, мм	всього труб
21	130	54	186	962	960	140	102
21	120	54	184	965	999	140	102
21	110	54	181	966	1056	140	102
21	90	54	174	969	1283	140	102
21	70	54	166	973	2002	140	102
21	50	54	151	981	6861	140	102

**Результати розрахунків за різної ширини газового каналу
з подвоєною кількістю труб на другій ділянці**

число рядів в топці	зазор (ширина першої ділянки конвективного каналу), мм	число труб другої ділянки	температура ПС на виході Тк2, °С	потужність котла Qs, кВт	аеродинамічний опір котла Ps, Па	ширина другої ділянки конвективного каналу, мм	всього труб
21	130	108	119	996	681	220	156
21	120	108	119	997	726	220	156
21	110	108	118	997	790	220	156
21	90	108	117	998	1032	220	156
21	70	108	115	999	1771	220	156
21	50	108	111	1000	6660	220	156

Таблиця 9.9

Результати розрахунків при зменшеній відстані між трубами

число рядів в топці	зазор (ширина першої ділянки конвективного каналу), мм	число труб другої ділянки	температура ПС на виході Тк2, °С	потужність котла Qs, кВт	аеродинамічний опір котла Ps, Па	ширина другої ділянки конвективного каналу, мм	всього труб
28	130	54	171	970	944	140	116
28	120	54	169	970	994	140	116
28	110	54	166	972	1064	140	116
28	90	54	159	976	1341	140	116
28	70	54	149	981	2204	140	116
28	50	54	135	987	7958	140	116
Подвоєне число труб на другій ділянці газоходу							
28	130	108	116	997	700	200	170
28	120	108	115	997	755	200	170
28	110	108	115	998	832	200	170
28	90	108	113	998	1124	200	170
28	70	108	111	999	2008	200	170
28	50	108	107	1001	7790	200	170

Як видно з таблиці 9.9, зменшення відстані між трубами екрану дозволяє знизити температуру вихідних газів, але призводить до незначного

зростання аеродинамічного опору. Подвоєння числа труб на другій ділянці дозволяє досягти температури ПС нижче 120°C при забезпеченні аеродинамічного опору меншого ніж $1,5\text{кПа}$.

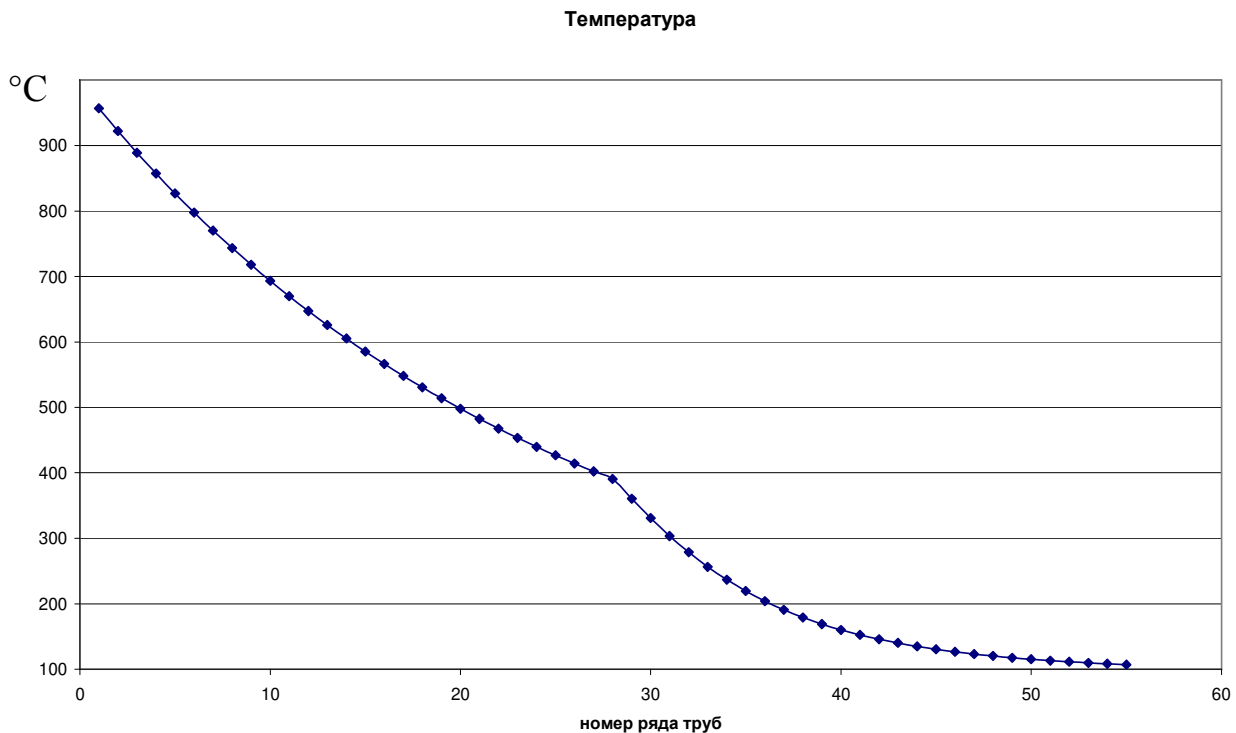


Рис. 9.4 Зміна температури ПС по довжині газоходу

У цих розрахунках передбачалося, що опускні канали або один загальний канал, який через деякий колектор забезпечує підведення рідини (води) до всіх рядів каналів для генерації пари, розташовані за межами газоходів всередині загального корпусу котла, або за його межами, останнім представляється, мабуть, менш бажаним. Поперечний переріз опускного каналу вибирається так, щоб дати малий гідравлічний опір. Остання вимога може при його реалізації віддати перевагу системі групи паралельних каналів з роздає колектором в порівнянні з схемою системи одиночних індивідуальних опускних каналів.

Нижче на Рис. 9.4 представлений графік типовою залежності аеродинамічного опору по довжині газоходів, для невеликого числа трубок (між 50 і 60). У всіх цих розрахунках приймалося, що для генерації пари використовуються трубки одного і того ж діаметру. Не виключено, що може бути

вигідним, з точки зору зниження загальної маси котла, застосування трубок різного діаметру, при їх зміні по ходу димових газів. На даному етапі це питання не досліджувалось. Також предметом наступних розрахунків має бути вивчення проблеми оптимуму температури відхідних газів для прийнятої геометрії трубних пучків, для чого виконані експериментальні перевірки надійності розрахункових формул по теплообміну при поперечному обтіканні трубних пучків і природної циркуляції в системах паралельних парогенеруючих каналів для прийнятих рівнів теплових навантажень і геометрії каналів.

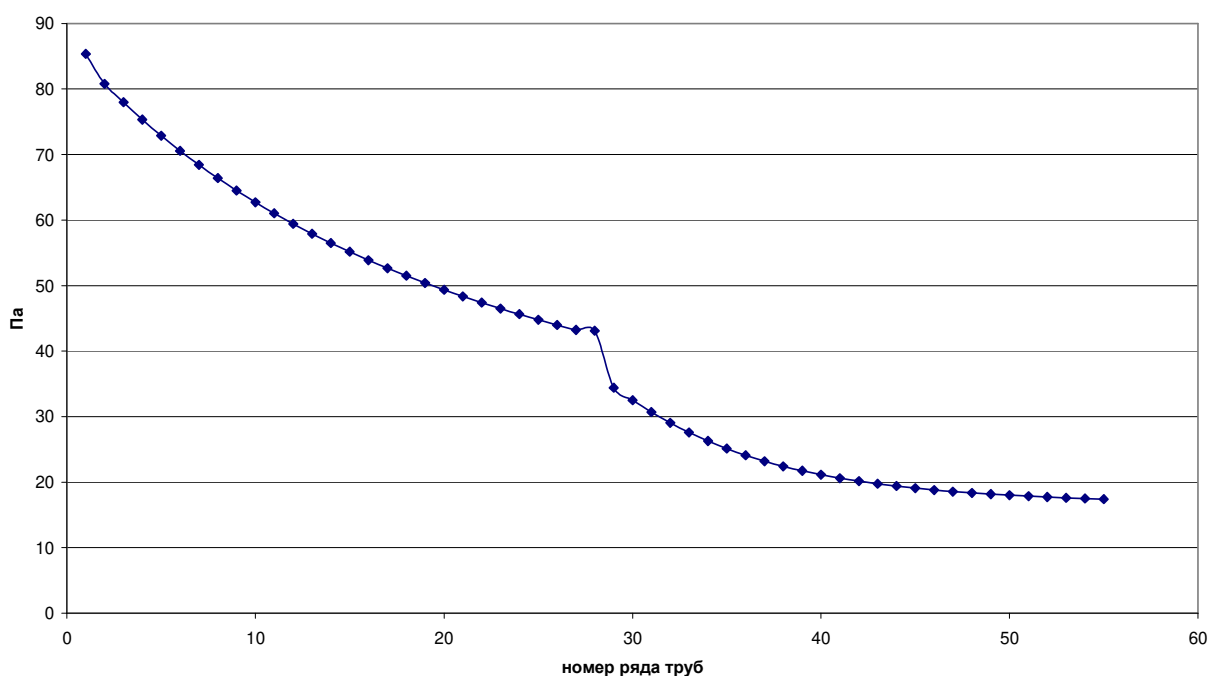


Рис. 9.5 Зміна аеродинамічного опору по довжині газоходу. (Типовий графік).

Окремо необхідно зазначити, що було проаналізовано, чи має сенс, установка сіткових екранів, як показано на вихідних малюнках. Цей аналіз показав, що таке конструктивно - технологічне рішення не має сенсу.

Передбачалося також, в порядку уточнення, що димові гази не мають проходу з топки в конвективні димоходи через торець, в якому розташовані пальники, а, тільки через протилежний торець, і так, що ними омиваються і трубки, розташовані в торці.

9.2.5. Визначення температури ПС на виході з топки і температури екрану. Проведені розрахунки дозволяють визначити загальні закономірності впливу конструктивних параметрів парогенератора на кінцеву температуру топкових газів, а, відповідно і ефективність використання палива, та аеродинамічний опір. Деякі узагальнені результати для парогенераторів потужністю 1,5 та 2 МВт приведені в таблиці 9.10.

Таблиця 9.10

Узагальнені результати розрахунків

Потужність, МВт	1,5				2,0			
	Висота ребра, мм	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Ширина каналу, мм	150	120	100	80	150	120	100	80
температура газів, °С	1146	1146	1146	1146	1300	1300	1300	1300
поздовжній крок між трубами	20	20	20	20	20	20	20	20
температура першого екрану (з труб)	130	130	130	130	130	130	130	130
температура на виході	173	147	125	106	181	152	129	107
Аеродинамічний опір каналів	1068	2437	5532	24500	1153	2621	5921	26·10 ³

Графік залежності опору від температури відхідних газів представлений на малюнку 9.9.

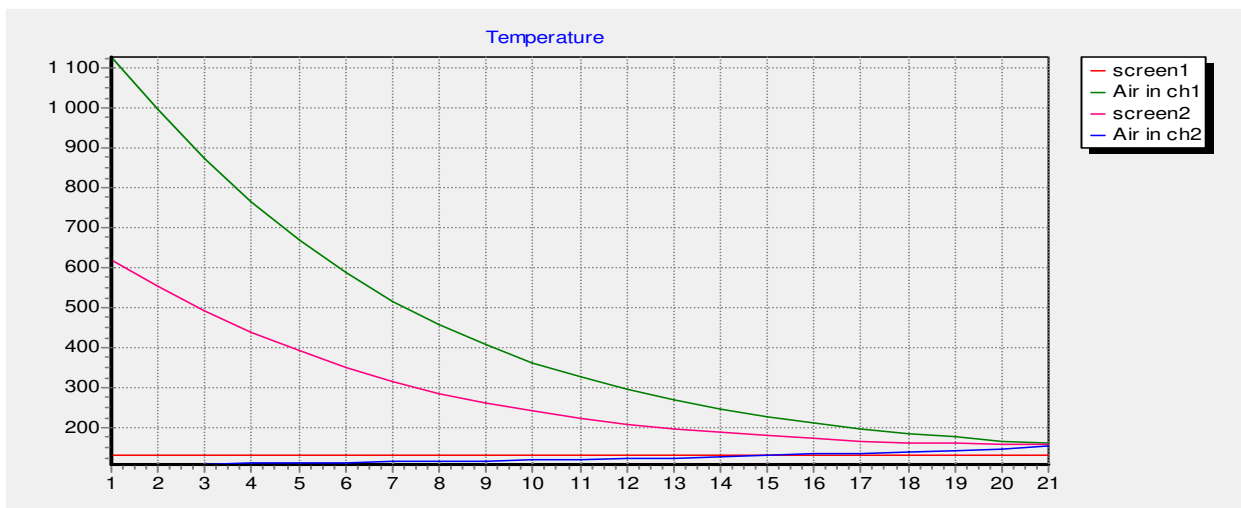


Рис. 9.6 Епюра температур в парогенераторі потужністю 1,5 МВт. з шириною каналу 80 мм. Зелений графік – температура повітря в першому каналі, малиновий – температура екрану, синій – температура повітря в другому каналі.

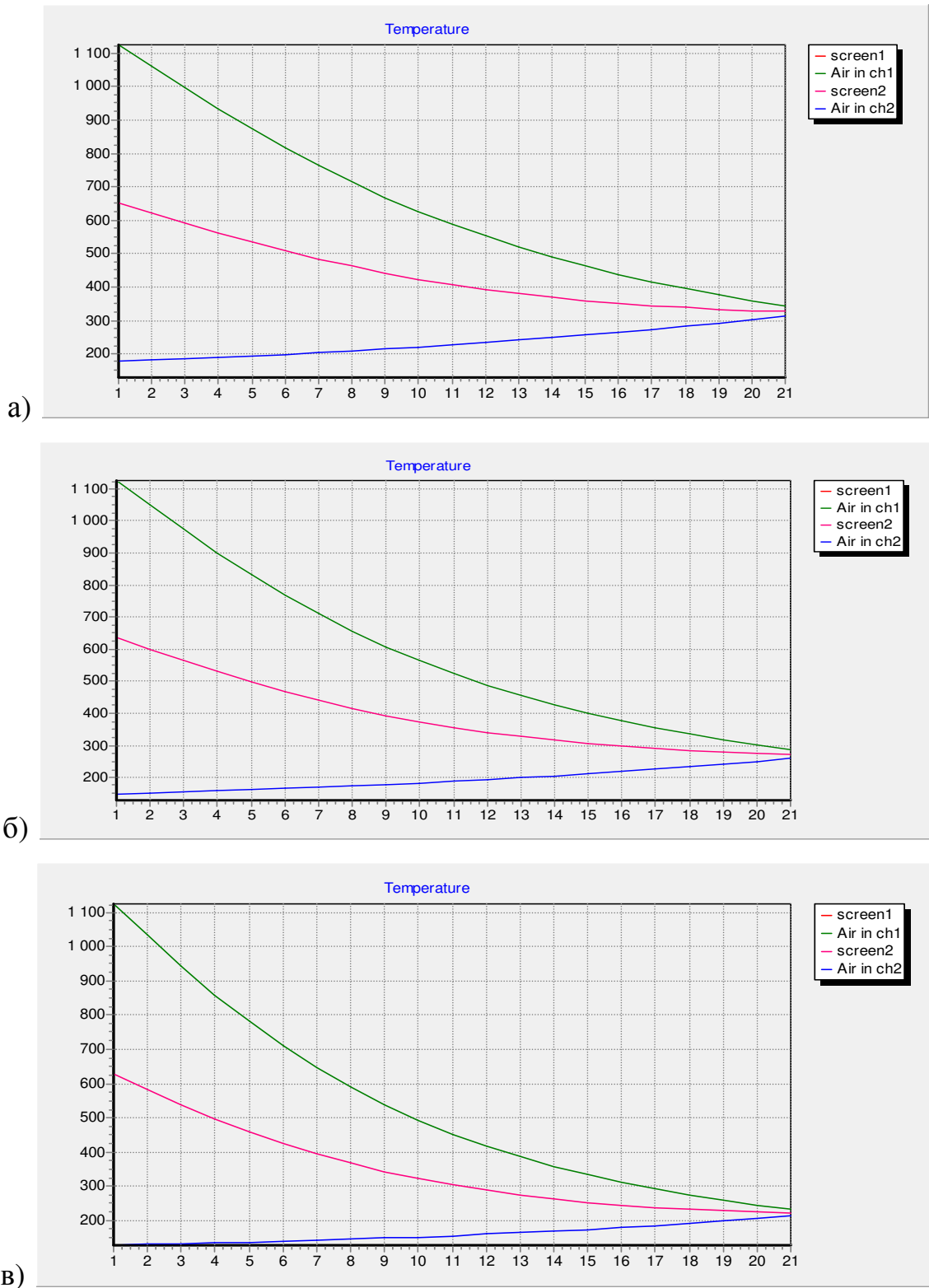


Рис. 9.7 Епюра температур в парогенераторі потужністю 1,5 МВт. з шириною каналу а) 150 мм, б) 120 мм, в) 100 мм. Зелений графік – температура повітря в першому каналі, малиновий – температура екрану, синій – температура повітря в другому каналі.



Рис. 9.8 Залежність температури відхідних газів від ширини каналу

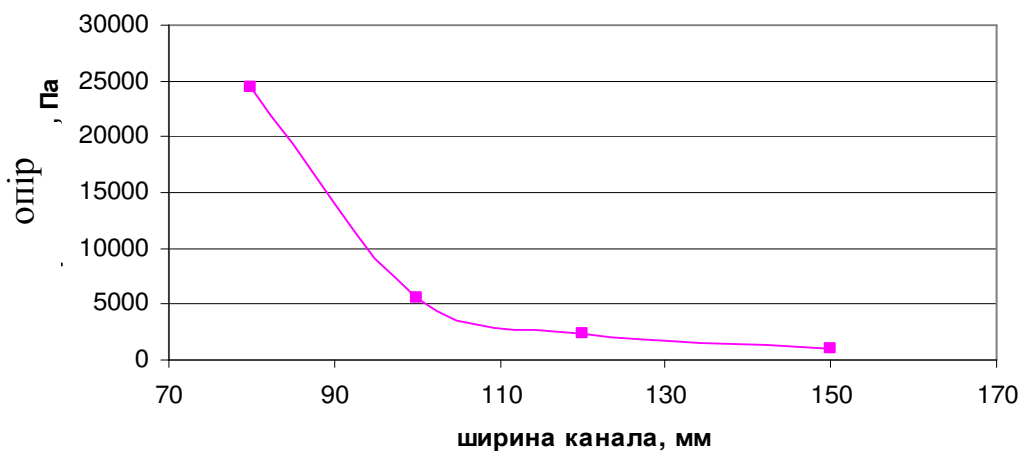


Рис. 9.9 Залежність опору від ширини каналу

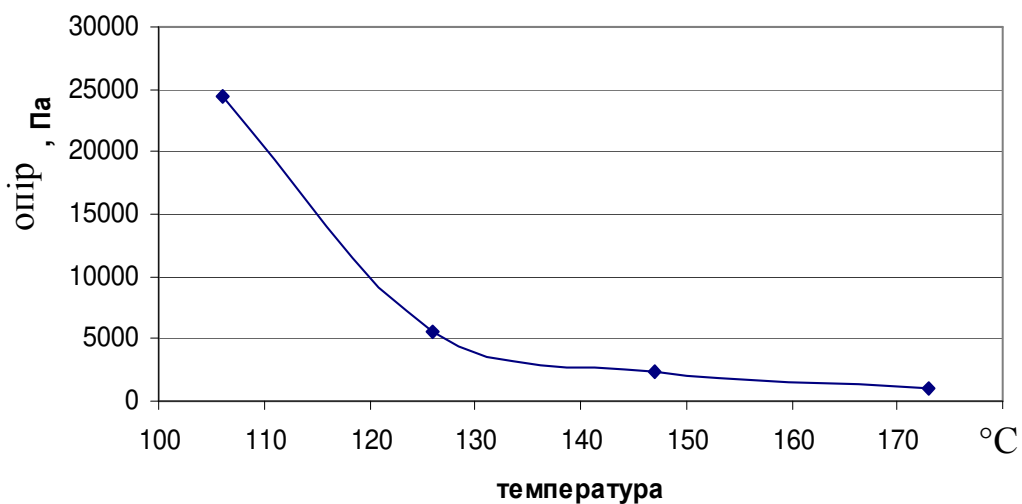


Рис. 9.10 Залежність опору від температури відхідних газів

Аеродинамічний опір каналів складе 1068 Па при ширині каналу 150 мм, звуження каналу до 120 мм дозволяє знизити температуру ПС до 147° С, при цьому опір зростає до 2,4 кПа. При ширині каналу 100 мм температура ПС складе 125° С, опір 5,5 кПа.

Вочевидь зменшення ширини каналу дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії парогенератора за рахунок зменшення втрат теплоти з продуктами згоряння, що йдуть з теплогенератора. Але після певної величини ширини каналу спостерігається раптове зростання аеродинамічного опору. Також треба прийняти до уваги, що збільшення аеродинамічного опору призводить не тільки до зростання експлуатаційних витрат електричної енергії, що витрачають вентилятори на подолання цих опорів, але й до зростання капітальних витрат на придбання цих вентиляторів. Характерно, що залежність капітальних витрат від аеродинамічного опору носить також нелінійний характер, після певного тиску замість вентилятора низького тиску потрібно використовувати вентилятор середнього тиску, а, надалі, і високого тиску. Ціна ж між цими категоріями вентиляторів може відрізнятись на порядки. Тому є сенс при проведенні процедури оптимізації конструктивних параметрів теплогенераторів встановити обмеження по величині аеродинамічного опору.

9.3. Вибір параметрів парогенератора

Розглядалися спочатку 2 основні варіанти конструкції парогенератора, ґрунтуючись на попередньому досвіді. Вони представлені на рис. 9.11.

Ці схеми відрізняються від попередньої тим, що в них екран замінен на ряд екранних труб. Це дозволяє зменшити температуру екрана, а також підвищити ефективність використання матеріалів. Перші результати цих розрахунків наводяться нижче в табличній формі (табл. 9.11). У нижньому рядку наводяться числові характеристики геометрії порівнюваних варіантів. У таблиці дані наступні вихідні параметри: теплова потужність, що передається в парогенераторі; маса парогенератора, включаючи систему трубок, темпера-

тура вихідних газів, як параметр, істотно характеризує теплову ефективність котельного агрегату; сумарні розрахункові витрати.

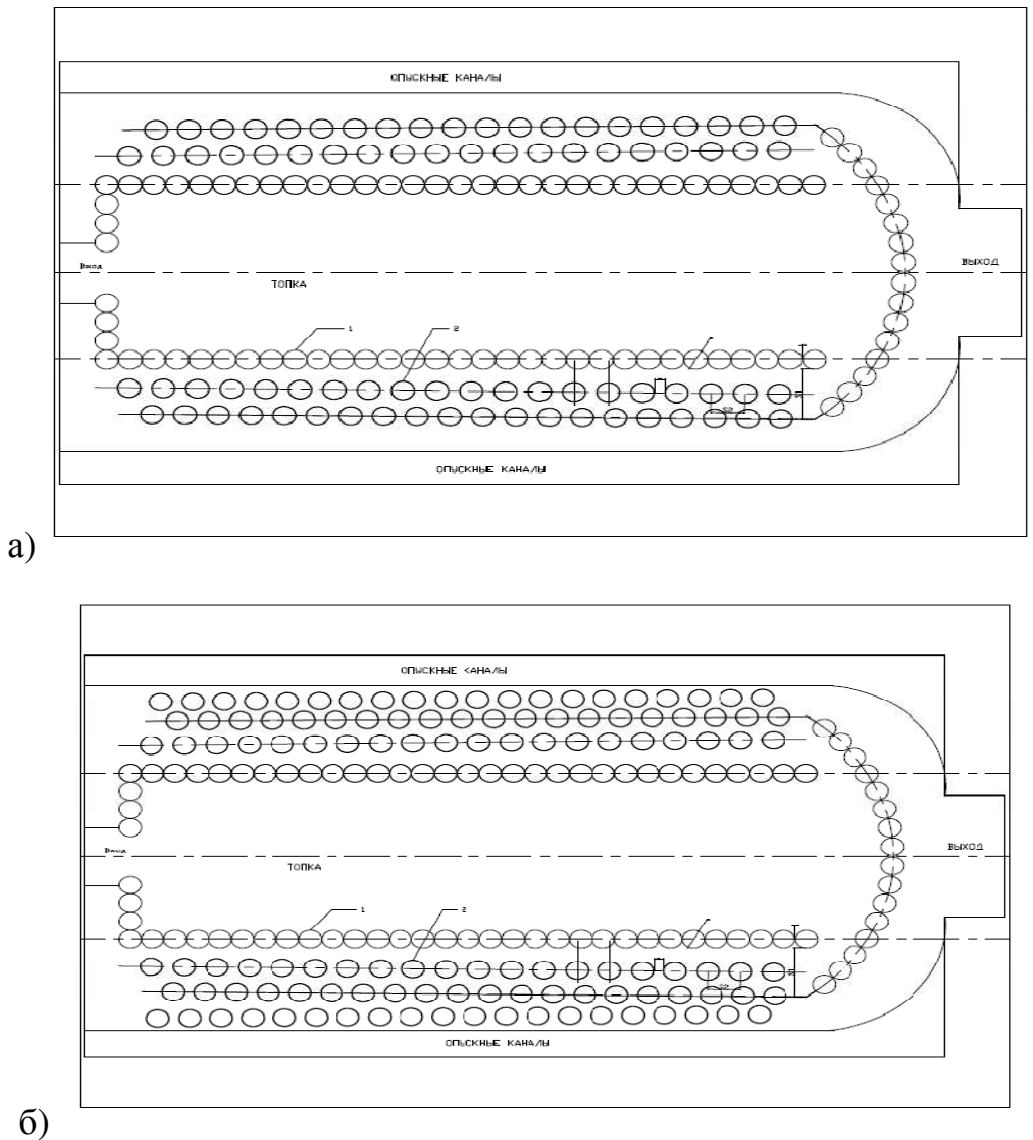


Рис. 9.11 Варіанти конструкції парогенераторів.

Таблиця 9.11

Типові вибіркові результати розрахунків

QкВт	949	950	945	941	949	947	948	920	923	917
Маса	810.7	802.3	820	828	842.6	796	826	708.4	732	686
тух.г.	123.9	119.3	129.2	137.5	120.6	125.2	122.6	189.3	181	196
См.З.	0.975	0.9746	0.969	0.964	0.973	0.972	0.972	0.96	0.96	0.949
ΔРПа	1200	1013	847	722	867	1560	936	1021	867	1214
Варіанти	Нк(2б 580m, Lkn=68	Нк(2б 580m, Lkn=64	Нк(2б 580m, Lkn=72	Нк(2б 580m, Lkn=76	Нк(2б 620m, Lkn=68	Нк(2б 560m, Lkn=68	Нк(2б 600m, Lkn=68	Нк(2а 580m, Lkn=68	Нк(2а 620m, Lkn=68	Нк(2а 540m, Lkn=68

Для того, щоб сформулювати критерій оптимізації, довелося поступити таким чином: Було прийнято, що економічна ефективність виробу визначається в основному наступними факторами: 1а) Кількістю палива, що спалюється і його вартістю; 2а) Вартістю виготовлення апарату, включаючи вартість матеріалу і витрати на виготовлення. У розрахунках були прийняті ціни на паливо і матеріал, з якого виготовляється парогенератор з довідкових даних. Для того, щоб від вартості матеріалів перейти до вартості виробу, прийнято, що ця вартість перевищує витрати на матеріал в 3 рази. Крім того приймалося в розрахунках витрат, що вони повинні окупити їх за півроку. Таке припущення означало введення до вартості матеріалів множника 6. 3а) У розрахунках присутній і такий параметр як аеродинамічні опору по тракту парогенератора. Для того, щоб врахувати вплив всіх цих факторів на вибір оптимального рішення спільно, припустили, що слід: 1б) Перейти від розмірних величин до деяких безрозмірним (відносних); 2б) Ввести множники «важливості» враховуючи суть кожного з факторів; 3б) У конкретних розрахунках прийнято, що фактор, пов'язаний з витратами на паливо є найважливішим і його частка визначалася, виходячи з коефіцієнта «важливості» 0.975; для частки капітальних витрат прийнятий цей коефіцієнт дорівнює 0.024 і для доданка, що враховує внесок в загальну оцінку обліку аеродинамічних опорів цей коефіцієнт прийнятий рівним 0.001. Перехід від розмірних величин до відносних або безрозмірним зроблений таким чином.

$$Z_0 = (M_1/M_0) \cdot g_M + (C_0 - C_i)/C_0 \cdot g_C + (\Delta P_0 - \Delta P_i)/\Delta P_0 \cdot g_P \quad (9.1)$$

де: Z_0 – загальний критерій витрат; M_1 – паливна складова витрат;
 M_0 – паливна складова витрат в початковому варіанті; g_M – оцінка важливості паливної складової (приймалася рівною 0.975); C_0 – складові капітальних витрат в початковому варіанті, C_i – складові капітальних витрат в поточному його значенні, g_C – оцінка важливості капітальних витрат в загальному критерії (приймалася рівною 0.024); ΔP_0 – ліміт по аеродинамічним опорам, ΔP_i – поточне значення аеродинамічних опорів, g_P – оцінка важливості цього фактора.

Результати розрахунків виконані для деяких типових варіантів конструкцій парогенератора і значень двох оптимізуються параметрів: $h_{\text{кан}}$; $S_{\text{кан}}$ – висоти каналу і ширини газоходу, відповідно. Вони показані в таблиці 1, з цієї таблиці випливає, що для застосування більш перспективна конструкція 2б і значення висоти каналу 580 мм і ширини каналу 68мм. Це показують і графіки рис.9.12, 9.13.

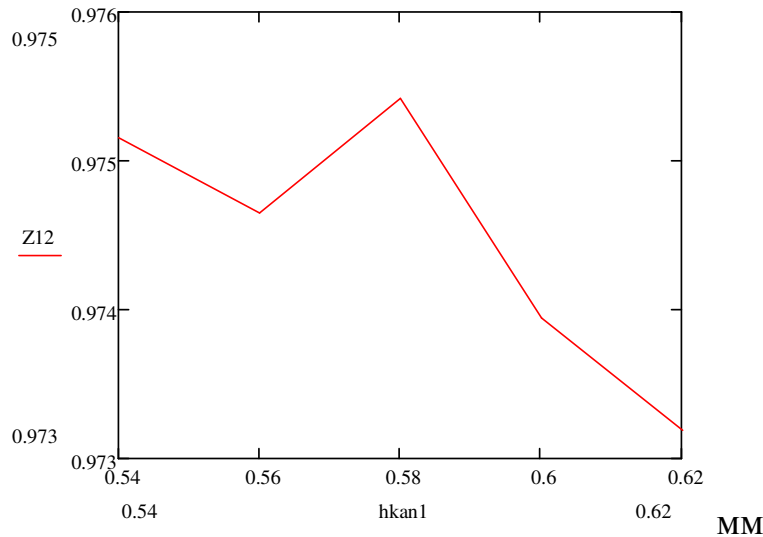


Рис. 9.12 Залежність комплексного критерію оптимізації від висоти каналу $h_{\text{кан}1}$ в мм. При однаковій ширині каналу в 68 мм.

Порівняння показників апаратів з різними типами оребрення приведено в таблиці 9.12.

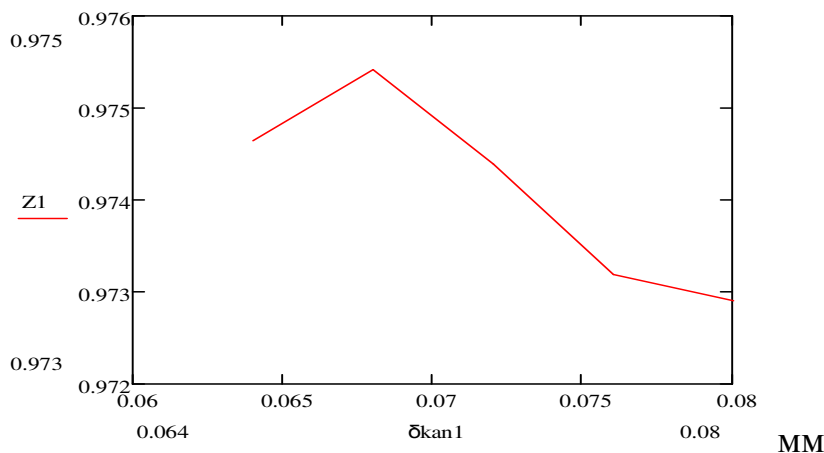


Рис. 9.13 Залежність комплексного критерію оптимізації $Z1$ від ширини каналу $\delta_{\text{кан}1}$ в мм, при однаковій висоті каналу 580мм.

Порівняння показників апаратів з різними типами оребрення

Штиркове оребрення										
QкВт	999	999	999	999	999	999	999	999	999	999
Ггазу гр/с	23,55	23,58	23,4	23,34	23,28	23,22	23,21	24,82	24,26	24,1
Маса	836	832	862	875	888	897	893	730	743	751
тух.г.	155	158	140	135	131	126	125	267	221	207
ДРПа	1010	988	1001	998	998	992	985	1002	1005	999
Руб/кВт	33,5	33,32	34,4	35,0	35,5	35,9	35,7	29,3	29,91	30,23
Варіанти	Нк(26 580m, Lkn=8 0	Нк(26) 580m, Lkn= 78	Нк(26) 620m, Lkn=7 8	Нк(26) 640m, Lkn=7 6	Нк(26) 660m, Lkn=7 5	Нк(26) 680m, Lkn=7 2	Нк(26) 680m, Lkn= 70	Нк(2а) 580m Lkn= 81	Нк(2а) 620m, Lkn= 75	Нк(2а) 640m, Lkn=6 8
	Крок звужен- ня 40%	Крок звужен- ня 0%	Крок звужен- ня 50%	Крок звужен- ня 60%	Крок звужен- ня 70%	Крок звужен- ня 45%	Крок звужен- ня 0%	Крок звужен- ня 40%	Крок звужен- ня 45%	Крок звужен- ня 50%
Плоские ребра										
QкВт	999	999	999	999		999	999	999	999	999
Ггазу	23,3	23,38	23,2	23,1		23,0	23,0	23,4	23,2	23,15
Маса	791	791	815	828		851	851	696	712	721
тух.г.	144	144	130	125		117	116	148	131	126
ДРПа	1003	988	972	953		984	1000	998	1000	993
Руб/кВт	31,9	31,9	32,8	33,4		34,3	34,3	27,9	28,6	29
Варіанти	Нк(26 580m, Lkn= 68	Нк(26) 580m, Lkn= 68	Нк(26) 620m, Lkn= 65	Нк(26) 640m, Lkn= 64	Нк(26) 660m, Lkn= 61	Нк(26) 680m, Lkn= 61	Нк(26) 680m, Lkn= 61	Нк(2а) 580m Lkn=6 7	Нк(2а) 620m, Lkn= 63	Нк(2а) 640m, Lkn=62
	Крок звужен- ня 10%	Крок звужен- ня 0%	Крок звужен- ня 0%	Крок звужен- ня 0%		Крок звужен- ня 0%	Крок звужен- ня 13%	Крок звужен- ня 45%	Крок звужен- ня 50%	Крок звужен- ня 80%

Висновок: поступове звуження каналу не має істотного впливу на характеристики апарату.

Застосування плоского оребрення дозволяє знизити масу апарату, в порівнянні зі штирковим. Схема 2а видається менш ресурсномісткою.

9.4. Оптимізація параметрів парогенератора

Розрахунки, оптимізація параметрів парогенератора проводилися для розглянутих раніше схем розташування основних елементів котла; при різних вихідних обмеженнях на геометрію окремих елементів, так і їх взаємне розташування.

9.4.1. Постановка задачі оптимізації. Об'єктом оптимізації був конвективний пучок труб в газовому тракті. Зовні пучок омивається продуктами згоряння (ПС), всередині труби заповнений киплячою водою. Маса трубного пучка визначалася як маса однієї труби помножена на кількість труб, необхідне для забезпечення заданої потужності. Маса труби однозначно визначається вихідними даними. Кількість труб дорівнює добутку числа рядів труб на число труб в одному ряду. Так як число труб в одному ряду також визначається за вихідними даними, то задача зводиться до визначення необхідної кількості рядів труб в трубному пучку.

Було прийнято: Об'ємну витрату димових газів розраховували по заданій потужності і теплотворній здатності газу, як основного джерела енергії. Температура продуктів згоряння на виході з топки (за результатами розрахунку, з урахуванням конструктивної схем 1, 2 з ребрами або без). Прийнята прямокутна форма поперечного перерізу газового тракту котла. Критеріями оптимізації приймали сумарні розрахункові витрати для різних співвідношень вартості капітальних і експлуатаційних витрат на виготовлення трубних пучків. (Крім того, проведені дослідження впливу конструктивних параметрів на комплексний критерій ефективності). На першому етапі досліджень параметрами оптимізації були конструктивні параметри труб: **D** - діаметри труб від 80мм-до 200мм; **h** - висота ребра 8 - 12мм; **b** - число рядів труб, розміщених в торці камери згоряння для схеми 02; **c** - ширина каналу в схемі 1 і для неї ж варіанти як з ребренням, так і без нього; **d** (t) - крок витків 3 - 14мм; а також газоходу і трубного пучка : **H1**- висота труб (висота газоходу); **H2**- ширина трубного пучка (ширина газоходу); **S2**- продольний крок між трубами (приймався рівним діаметру); **M** - зазор між ребрами **S1-D-h** (або **S1**- поперечний крок між трубами). Після перших розрахунків було вирішено обмежитися аналізом можливостей поліпшення параметрів котла для 3х основних конструктивно-технологічних схем наведених нижче: схема 01; схема 02.

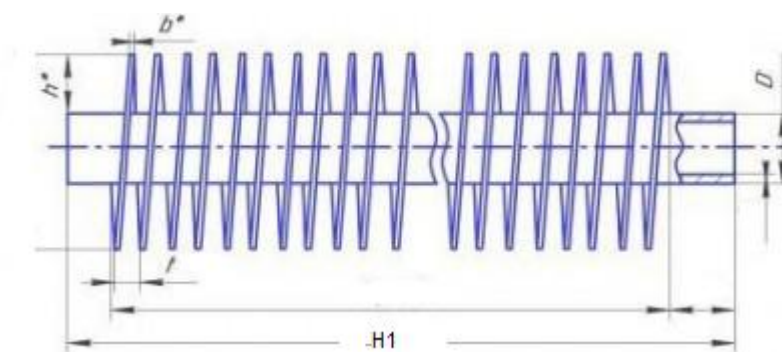


Рис. 9.14 Конструкція трубки з зовнішнім ребрами, прийнята до аналізу на початковому етапі.

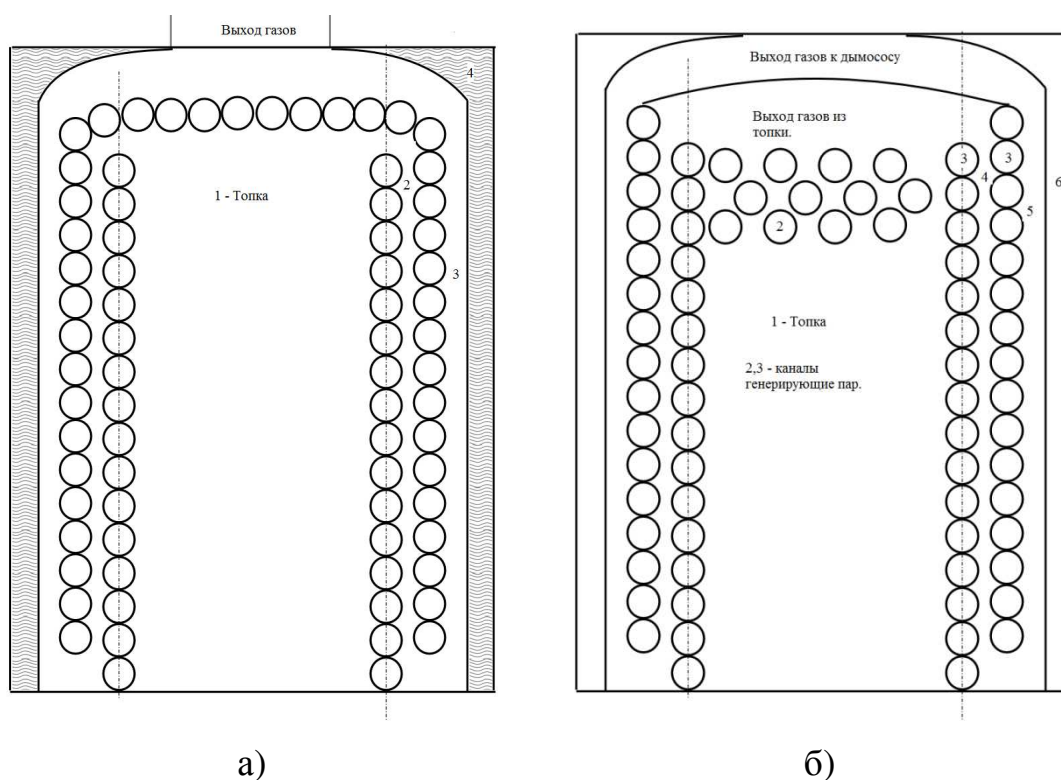


Рис. 9.15 Схеми конструктивних варіантів: а) Схема 01.1- Топка; 2 - газохід, оточений парогенеруючих каналами; 3 - газохід, оточений парогенеруючих каналами з одного боку і опускними каналами 4 або стінкою з іншого. б) Схема 02 -конструктивного варіанти.

. Відмінність цих схем була пов'язана з особливостями розташування парогенеруючих трубок. Для кожної з них розглядалися варіанти застосування парогенеруючих каналів з ребрами і без нього. На початку, були прийняті діаметри рівні 50 мм. Однак аналіз умов природної циркуляції в них показав,

що можливо її порушення при таких діаметрах. Тому в подальшому розраховувалися тільки трубки діаметрами від 60 мм і вище.

Спочатку відпрацьовувалися розрахунки конвективного відведення тепла в системі парогенеруючих каналів з аналізом стійкості циркуляції і перевіркою обмеження по кризі теплообміну при кипінні всередині парогенеруючих каналів. На цьому ж першому, попередньому етапі вивчалися доцільність використання алюмінієвих ребер, а також оцінювалися оптимальні розміри їх висот.

9.4.2. Розрахунок конвективної тепловіддачі в пучках труб з поперечним оребренням. За температурою визначали властивості ПС. Розраховували параметри трубного пучка. Задавалися початковим розподілом температур по рядах труб і визначали витрати і швидкість продуктів горіння. Перевіряли надійність теплового режиму в каналах генеруючих пар, включаючи визначення критичної щільності теплового потоку. Максимальна допустима щільність теплового потоку перебувала за формулою Кутателадзе С.С. [7.4 – 7.7]

Схема 1 без оребрення. З розрахунків слід, що забезпечити 2МВт без оребрення не представлялося можливим, зважаючи на виникнення можливих проблем з циркуляцією на малих діаметрах труб. Зниження теплообміну в топці, компенсувалося зростанням конвективного теплообміну в каналах. Відповідно інтенсифікація теплообміну в топці (за рахунок збільшення поверхні, наприклад, застосування ребер) призводило до зниження температури газів на виході з топки, і, відповідно, зниження теплопередачі в каналах. Збільшивши кількість спалюваного газу можна було вийти на розрахункову потужність при зниженні ККД. Так само вийти на розрахункову потужність можна застосувавши ребра в системі парогенеруючих каналів в димових газів за топкою.

Схема 1 з оребренням. Для цієї схеми варіювався діаметр підйомних труб (3) і ширину каналу (2), крок оребрення підбирався так, щоб забезпечити 2МВт, а висота ребра підбиралася такий, щоб теплопередача була

максимальною. Виходячи із заданих габаритів апарату недоцільно застосування труб діаметром понад 160 мм. Виходячи з умов забезпечення стійкої циркуляції, мінімальний діаметр парогенеруючих трубок виявився рівним 80 мм. Для кожного діаметра вибрано співвідношення параметрів оребрення і ширини каналу, що забезпечує мінімальну масу труб за умови виконання обмежень, по аеродинамічному опору, і по кризі тепловіддачі при паротворенні. Як видно схема 1 з ребрами дозволила забезпечити необхідні 2 МВт, однак це, температура вихідних газів значно перевищила 130 С, відповідно ккд котла виявився низьким. Тому була запропоновано: вирішувати проблеми в схемі 2 введенням пучка оребрених підйомних труб в торці топки.

Схема 2 . Для визначення впливу конструктивних параметрів схеми (діаметра трубок і числа рядів в торці топки) на техніко-економічні показники (маса труб, їх вартість, ккд установки, вартість спожитого газу, комплексний критерій, що враховує вартість газу і вартість труб) необхідно задатися початковими параметрами, провести перевірочний розрахунок схеми і визначити відповідні показники.

Алгоритм розрахунку схеми починається з розрахунку топки представленого в пункті 9.1.1. При цьому враховується, що зі зміною діаметра трубок і числа рядів труб в торці топки відповідно змінюється площа поверхні теплообміну в топці і, відповідно, змінюється кількість теплоти, що передається в топці і температура продуктів згоряння (ПЗ) на виході з топки. Отримана температура ПЗ на виході з топки є вхідним параметром для розрахунку теплообміну в пучку труб в торці топки. Для кожного ряду труб розраховується кількість теплоти, передане одним рядом труб. Потім, виходячи з рівняння теплового балансу, визначаємо температуру ПЗ після ряду труб:

$$t_{i+1} = t_i - \frac{Q_i}{G_{ПЗ} * c_{pi}} \quad (9.2)$$

де $G_{ПЗ}$ – масова витрата ПЗ, c_{pi} – теплоємність ПЗ, t_i – температура ПЗ перед рядом труб, i – номер ряду труб.

Потім визначають середню температуру ПЗ:

$$t_{cp} = \frac{t_i + t_{i+1}}{2} \quad (9.3)$$

За середній температури уточнюють фізичні властивості ПС і повторюють розрахунок, поки не виконається умова:

$$t_{i+1}^k - t_{i+1}^{k-1} < \varepsilon$$

де t_{i+1}^k – температура ПЗ після ряду труб в поточній ітерації, t_{i+1}^{k-1} – температура ПЗ після ряду труб в попередній ітерації, ε – наперед задана точність.

Отримане значення температури використовується для розрахунку теплообміну в наступному ряду. Кількість теплоти, передане пучком труб в торці топки, визначається як сума теплоти, переданої кожним рядком. Аналогічно аеродинамічний опір пучка труб дорівнює сумі опорів кожного ряду. Значення температури ПЗ після останнього ряду труб в торці топки використовується в подальших розрахунках відведення тепла конвекцією в системі парогенеруючих каналів в потоках димових газів за топкою. Канали димових газів за топкою можна розглядати як коридорний пучок оребрених труб з відносним поздовжнім кроком (відношення кроку до діаметру) рівним одиниці. Тоді, згідно з нормативним методом параметр X :

$$x = \frac{4fi}{7} + 4 \quad (9.4)$$

де fi – коефіцієнт оребрення.

Далі проводиться порядний розрахунок теплообміну аналогічно розрахунку в торцевому пучку. Так як частина труб омивається з 2х сторін потоками ПЗ з різними характеристиками, то розрахунок проводять в декілька ітерацій.

Спочатку прийнявши значення температури ПЗ на виході з теплогенератора, задаються рівномірним розподілом температури по рядах труб. Потім проводять розрахунок теплообміну в каналах, згідно вищевикладеної методики і уточнюють значення температур ПЗ в кожному ряду і на виході з теплогенератора. Якщо розбіжність отриманої температури ПЗ на виході з теплогенератора відрізняється від прийнятого більш ніж на ε , то приймаємо нове значення температури ПЗ на виході з теплогенератора і заново повторюємо розрахунок з новим розподілом температури ПЗ по рядах до тих пір, поки виконається умова рівності температур ПЗ на виході з теплогенератора в двох наступних друг за другом ітераціях.

Для схеми 2 проведено розрахунки варіювання числа рядів труб в торці топки для діаметрів 80 і 100 мм. в зв'язку з тим, що подальше збільшення діаметра труб призводило до збільшення маси труб. Параметри обребрення приймалися відповідно за знайденими раніше значеннями. Природно, що для зниження температури відхідних газів і підвищення ККД установки потрібно підвищення поверхні теплопередачі і збільшення маси труб.

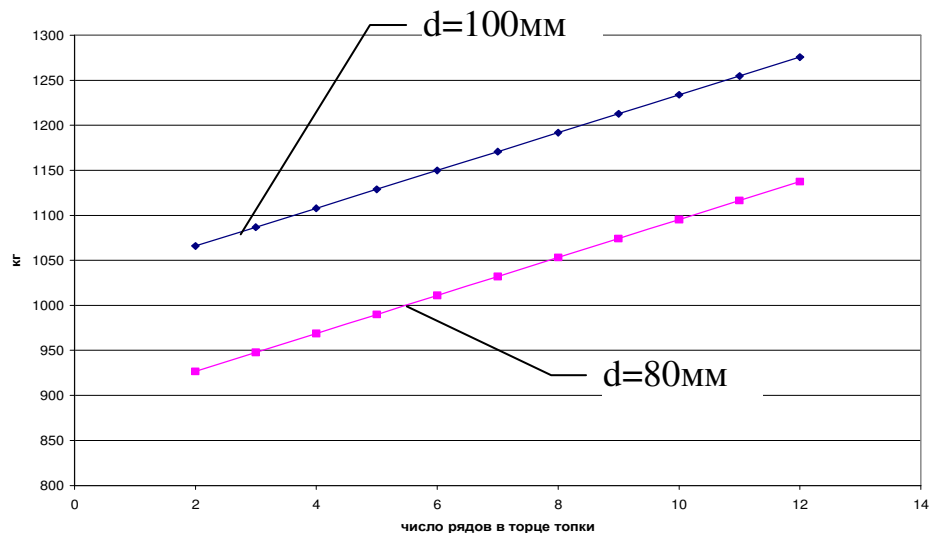


Рис. 9.16 Маса труб від числа рядів труб в торці топки, при різних діаметрах.

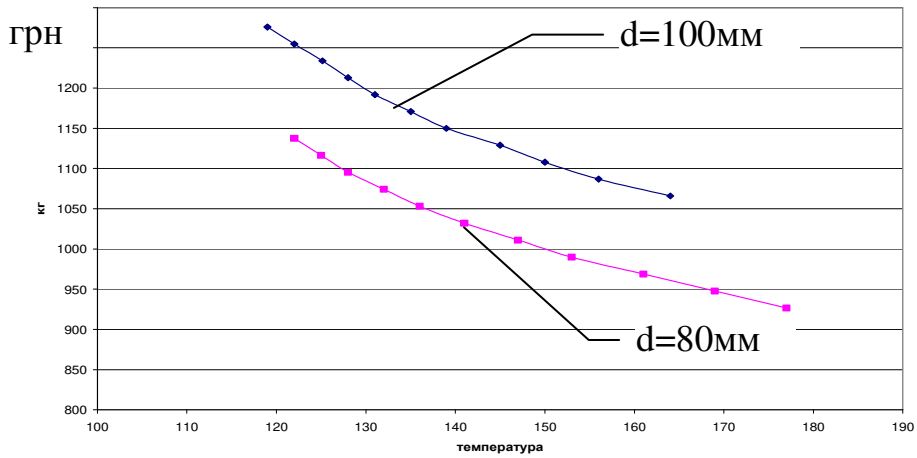


Рис. 9.17 Залежність маси труб від температури відхідних газів

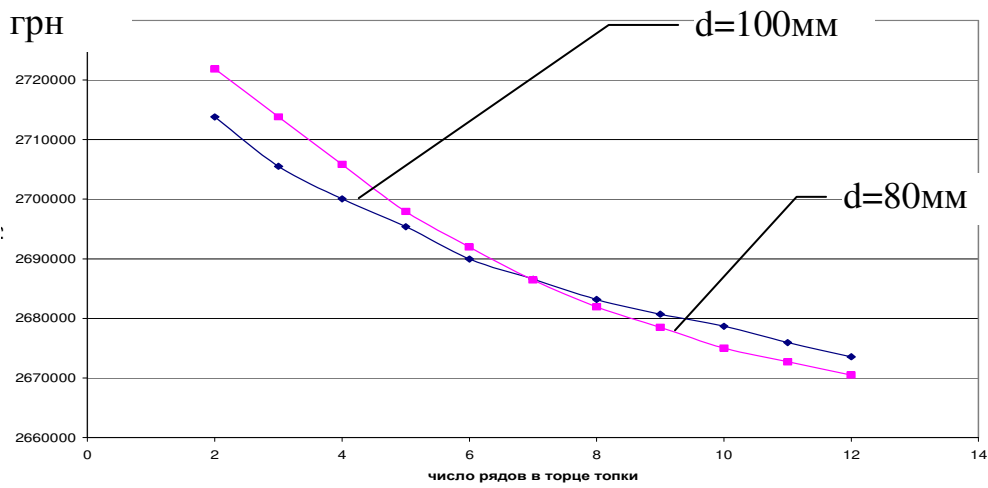


Рис. 9.18 Залежність витрат від числа рядів труб в торці топки

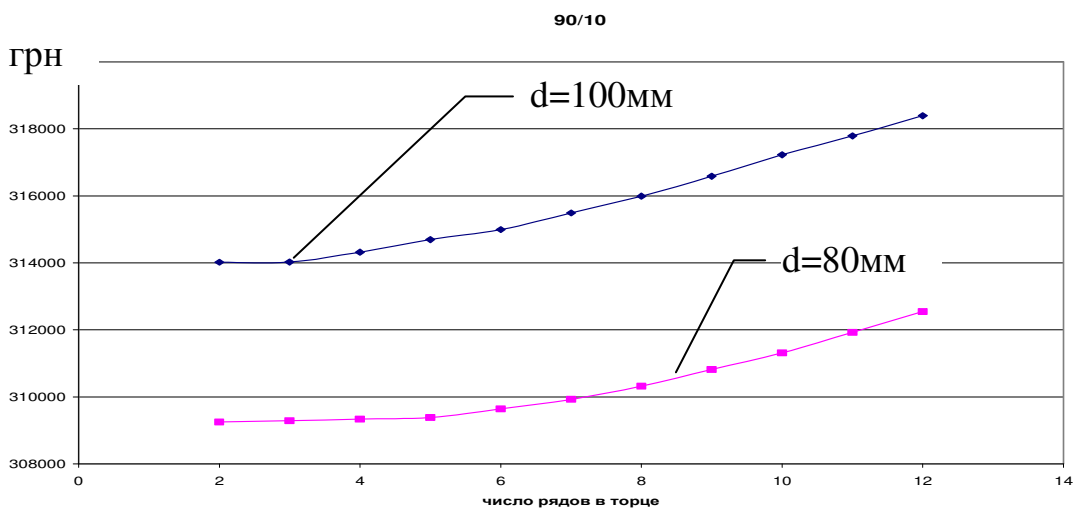


Рис. 9.19 Сумарні витрати (при ваговому коефіцієнті вартості матеріалу, який дорівнює 0,9 і ваговому коефіцієнту вартості газу дорівнює 0,1) від числа рядів труб в торці топки.

Отримано залежності сумарних витрат, як сума вартості матеріалу обрених труб і вартості спожитого газу за рік. (Рис.9.19, 9.20). і відповідні залежності при різних вагових коефіцієнтах вартості матеріалу.

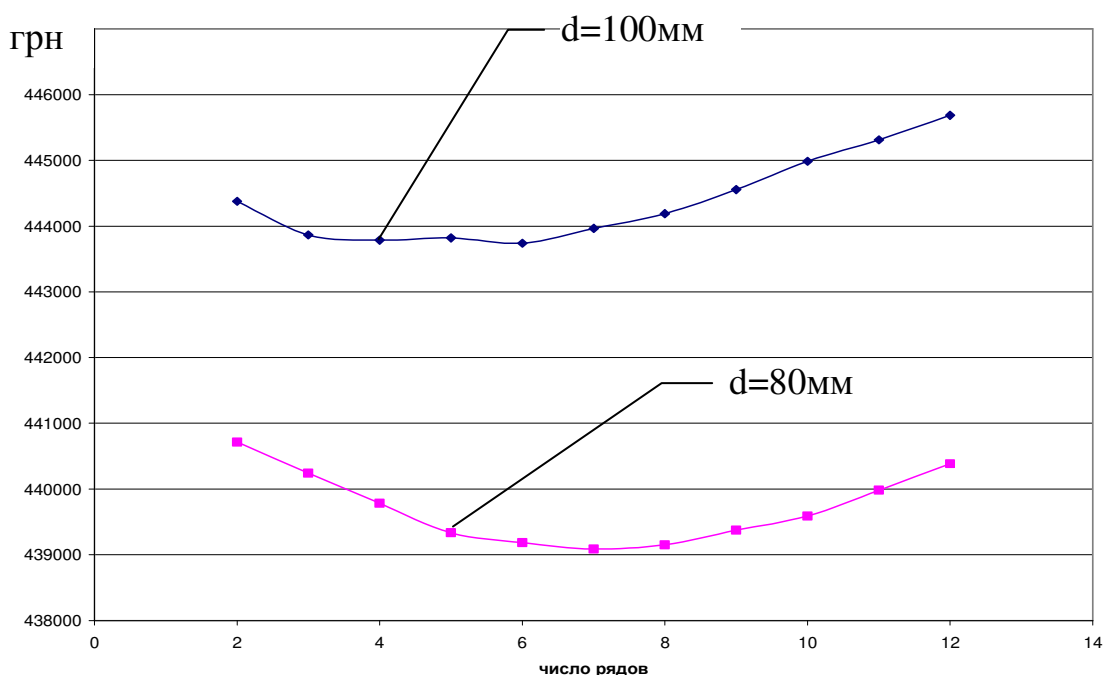


Рис. 9.20 Сумарні витрати (при ваговому коефіцієнті вартості матеріалу, який дорівнює 0,85 і ваговому коефіцієнті вартості газу дорівнює 0,15) від числа рядів труб в торці топки.

Всі зазначені умови і схеми розрахунку не враховували можливі обмеження по технології і аеродинаміці газового тракту. Вони склали основу висновків і рекомендацій, наведених нижче.

1. Схема 1 без обрєблення не забезпечує 2МВт без зниження ккд нижче 80%.
2. Застосування обрєблення в схемі 01 дозволяє поліпшити її параметри, але температура вихідних газів залишається істотно більше 130°C.
3. Схема 2 дозволила забезпечити задану потужність при температурі вихідних газів нижче 130° С, а зменшення діаметра труб призводило до зниження маси установки.
4. З деяких даних розрахунків видно, що при певних умовах в схемі 2 має місце чіткий екстремум (мінімум сумарних розрахункових витрат

(рис.9.19; 9.20.). Для інших умов розрахунку отримано монотонне зниження критерію оптимальності при збільшенні числа рядів в торці камери згоряння, але при цьому не враховувалося, що з ростом цього параметра зростає інтенсивність тепловіддачі в топці і, як наслідок зростає щільність теплового потоку на найближчі ряди в торці камери, що може призводити до кризи. Тому слід було мати на увазі, що цього мінімуму відповідає певна кількість рядів парогенеруючих трубок в торці камери згоряння. Ті форми обребрення, які є оптимальними, не реальні в умовах тієї технології, яка вже освоєна і на яку слід орієнтуватися в першу чергу. Так було поставлено тип ребер: висота 1.5мм; товщина ребра 1мм; крок ребер 1.5мм. Цьому відповідав коефіцієнт обребрення - 3. Було введено обмеження по аеродинамічним втратам. Не більше 1000Паскалей. Це вимагало змін в методиках розрахунку та висновках. Нижче наводяться отримані результати і коментарі.

9.4.3. Оптимізація параметрів парогенератора з урахуванням вимог технології і обмежень за аеродинаміки. Вище ці вимоги за технологією (тип обребрення і його розміри), також як і обмеження по аеродинаміці вказані. Нижче в графічній формі представлені результати попередніх розрахунків, за таких умов: температура на виході з топки (тобто на вході в канали газоходів) прийнята 1145 ° С; зовнішні діаметри каналів виробляють пар в першому і другому ряду рівні 60мм; ці трубки в першому ряду без обребрення. У третьому ряду діаметр трубок є змінною величиною (він викладений графіках в метрах). Висота каналів скрізь однакова і дорівнює 0.55м; зазор між сусідніми трубками прийнятий рівним 2 мм; параметри обребрення прийняті скрізь однаковими, відповідно до заданих обмеженнями (тобто висота ребер 1.5мм; зазор між ними 0.5мм; коефіцієнт обребрення - 3); для всіх варіантів однакові обмеження по аеродинамічним втратам тиску в 1000Па. товщина стінки дорівнює 3 мм. число каналів в усіх 3х рядах однакове. Доцільно зменшуючи діаметр, збільшити число трубок в ньому.

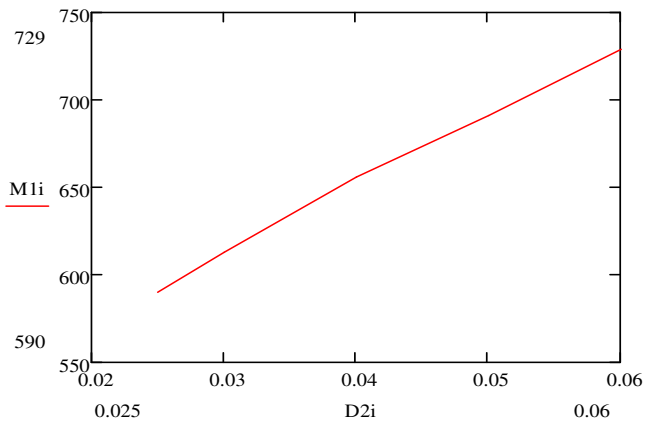


Рис. 9.21 Залежність змінної частини маси апарату в кг M_{1i} від діаметра каналу в третьому ряду газоходу. Діаметр D_{2i} представлений в метрах

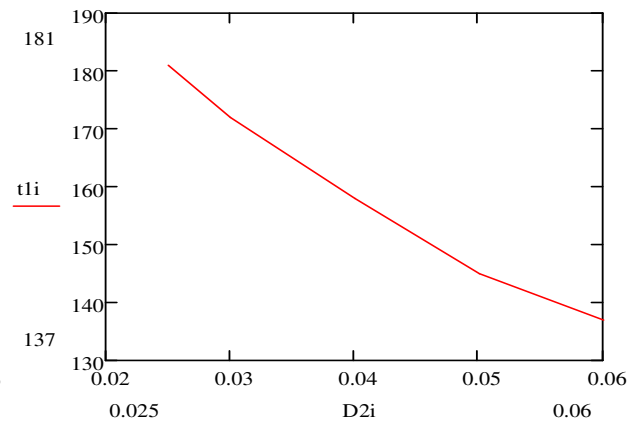


Рис. 9.22 Залежність температури відхідних газів t_{1i} від діаметра парогенеруючого каналу D_{2i} в метрах в третьому ряді

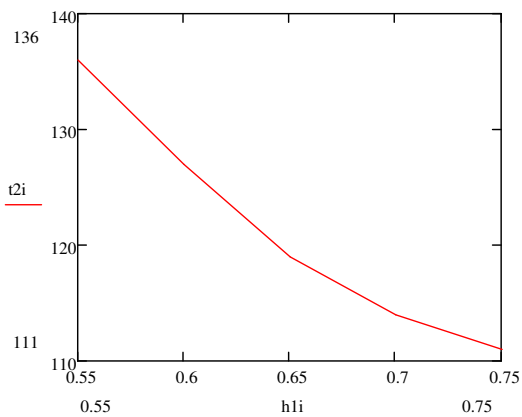


Рис. 9.23 Залежність температури відхідних газів t_{2i} в градусах Цельсія від висоти каналу, що генерує пар h_{1i} , в метрах.

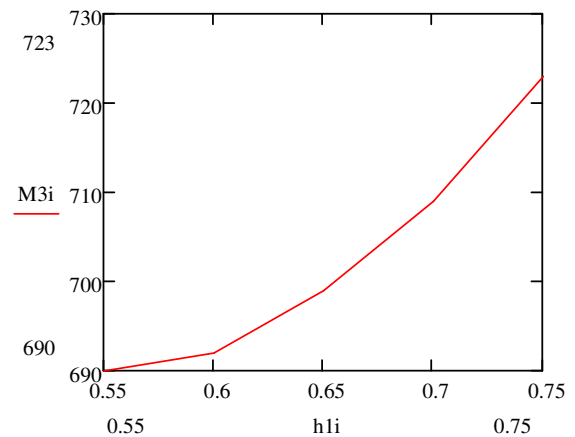


Рис. 9.24 Залежність змінної частини маси M_{3i} апарату в кг від висоти каналів h_{1i} , з урахуванням змін в тепловому режимі топки.

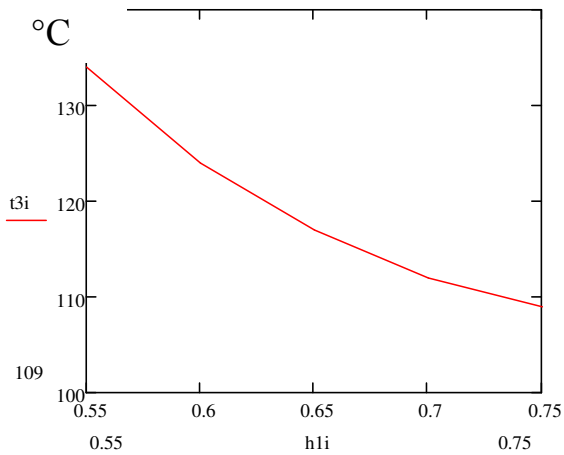


Рис. 9.25 Залежність температури відхідних газів t_{3i} від висоти каналу h_{1i} , з урахуванням змін в тепловому режимі топки.

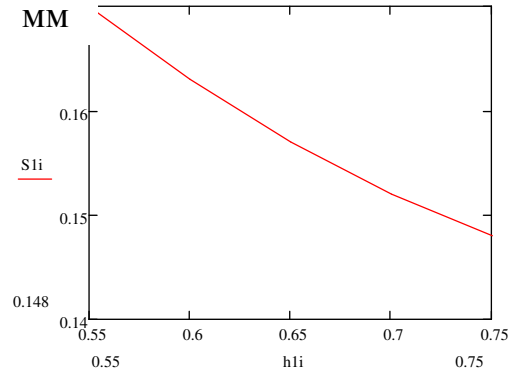


Рис. 9.26 Залежність початкової ширини газоходу S_{1i} від висоти каналів h_{1i} , за умови забезпечення обмеження по допустимому аеродинамічному опору в 1000 Па.

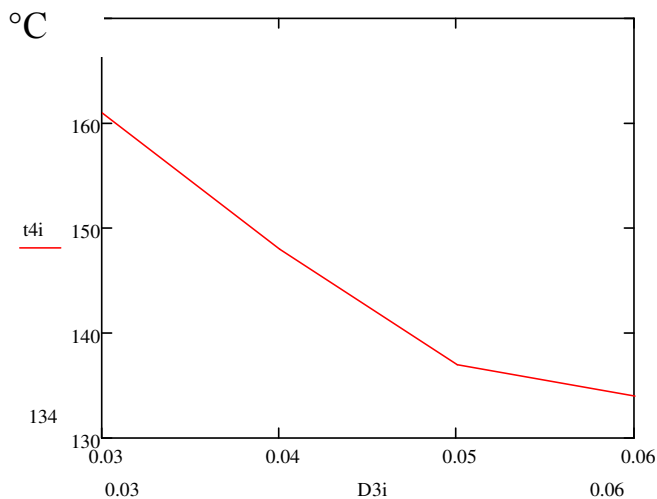


Рис. 9.27 Залежність температури відхідних газів t_{4i} від зовнішнього діаметра каналів D_{3i} в метрах в третьому ряді газоходу.

На рис. 9.23 –9.27 в графічній формі представлені результати інших розрахунків, за таких умов: температура на виході з топки (тобто на вході в канали газоходів) прийнята 1145 ° С; зовнішні діаметри каналів виробляють пар в першому, другому і третьому рядах рівні 60мм; ці трубки в першому ряду без оребрення. висота каналів є змінною величиною і змінюється від 0.55м до 0.75м; зазор між сусідніми трубками прийнятий рівним 2 мм; пара-

метри оребрення прийняті скрізь однаковими, відповідно до заданих обмеженнями (тобто висота ребер 1.5мм; зазор між ними 0.5мм; коефіцієнт оребрення — 3);

Для всіх варіантів витримуються приблизно однакові обмеження по аеродинамічним втратам тиску в 1000Па. Товщина стінки в каналах прийнята рівною 3 мм. При зміні висоти каналу виробляючого пар, але збереження інших умов, помітно знижують втрати тиску для того, щоб забезпечити хоча б приблизну рівність варіантів з цього обмеження, для кожного варіанту підбиралася ширину газоходу так, щоб здійснити це.

Слід мати на увазі, що наведені результати отримано на основі зазначених обмежень та вихідних умов, а також без урахування змін, обумовлених змінами температур на виході з топки, тобто на вході в пучки трубок каналів генеруючих пар. Нижче в графічній формі дані, отримані з урахуванням змін в тепловому режимі топки при змінах у вихідних параметрах.

З цих даних впливає недоцільність зниження зовнішнього діаметра парогенеруючих трубок в останньому газоході.

9.5. Оптимізація конструкції конденсаційного ТО

Для вирішення завдання пошуку раціональних параметрів конденсатора доцільно створити відповідну математичну модель, розробка якої включає наступні етапи.

9.5.1. Розробка математичної моделі ОО.

Постановка задачі. Визначити конструктивні параметри (діаметр труб, число рядів, число ходів, число труб, довжина труб, ширину трубного пучка) трубчастого теплообмінника конденсаційного котла що забезпечує тепловий потік 2МВт, нагрів води від 70 до 90 ° С, при тиску проміжного теплоносія 85-107кПа, при яких досягається найменша маса і об'єм теплообмінника. Можливі варіанти використання труб: латунні, мідні (гладкі, з накаткою).

Критерій оптимізації. В якості критеріїв оптимізації пропонувалося приймати такі величини: масу трубного пучка M , його об'єм V або комплексний показник

$$Z = g_1 \cdot \frac{M}{M_0} + g_2 \cdot \frac{V}{V_0}$$

де M_0 - маса трубного пучка при деякому нульовому умови; V_0 - його обсяг при цих же умовах; M , V – маса і обсяг при поточних умовах; g_1 і g_2 оцінки важливості внеску кожного з параметрів в комплексний критерій оптимальності. У розрахунках приймалися: мінімум Z при $g_1=0.05, 0.5, 0.95$. У наступних графіках маса і обсяг представлені у відносних одиницях M/M_0 і V/V_0 $M_0=217\text{кг.}$, $V_0=0,48\text{м}^3$.

Параметри оптимізації. Незалежними параметрами, що впливають на критерій прийняті: матеріал труб, діаметр і товщина стінки, ширину трубного пучка.

Обмеження: Гідравлічний опір меншого ніж 30кПа; довжина трубок 2-3 м; ширину трубного пучка менше 1м. відносні кроки між трубками $S/d = 2$ і меншого ніж до 1.1.

Принциповий алгоритм розрахунку.

- 1) Приймаються вихідні параметри, включаючи обмеження.
- 2) Визначаються теплофізичні властивості води, пара для прийнятої температури насичення, за вказаними вище міркувань: в залежності від основного завдання.
- 3) При даній тепловим навантаженням визначають витрати води і пари.
- 4) Задаються значеннями діаметра, товщини стінки труби, ширини трубного пучка, довжини труби, кроком між трубками S/d , коефіцієнтом теплопровідності матеріалу труб в залежності від прийнятого типу матеріалу.
- 5) Визначають площі поверхонь конденсатора і парогенератора відповідні обраним критерієм оптимальності, геометрію трубних пучків (кількість вертикальних і горизонтальних рядів) для заданих умов.

- a) При розрахунку конденсатора, так як площу поверхні залежить від умов тепловіддачі всередині труби, то задаються значенням швидкості води в трубі.
- b) Визначають площу живого перетину потоку, необхідну для забезпечення заданої швидкості.
- c) Визначають число труб в одному ході і уточнюють швидкість води в трубах.
- d) Розраховують гідравлічний опір трубного пучка; в разі якщо воно перевищує 30кПа, зменшують значення швидкості і переходять до пункту b.
- e). Визначають кількість вертикальних і горизонтальних рядів труб, а також загальну площу поверхні обрешітки F_p .
- f) Знаходять середню різницю температур між теплоносіями.
- g) Визначають коефіцієнт тепловіддачі всередині труби.
- h) Визначають коефіцієнт тепловіддачі зовні труби з урахуванням стікання конденсату з верхніх рядів труб.
- j) Визначають коефіцієнт теплопередачі і повну поверхню, включаючи площу підстави ребер F_n .
- k) Так як $F_p \gg F_n$, якщо опір трубного пучка не перевищує 30кПа, тоді збільшують швидкість і переходять до b.
- l) В іншому випадку, тобто, якщо гідравлічний опір трубного пучка стає вище 30кПа, тоді зменшують швидкість і переходять до пункту b.
- m) Розраховують масу і об'єм трубного пучка, і комплексний критерій Z при $g_1 = 0.05, 0.5, 0.95$.
- n) Послідовно повторюють розрахунки по пунктам e – f, приймаючи значення діаметра труби рівним 6, 8, 10, 12, 18, 22мм.
- o) Повторюють розрахунки по e – g для кільцевої накатки.
- p) Послідовно повторюють розрахунки по e – h, приймаючи значення ширини трубного пучка рівними 0.75м, 0.5м, 0.25м.
- q) Змінюють матеріал труб, з огляду на зміну в коефіцієнті теплопровідності і повторюють обчислення по e – j.

- г) Для товщини стінки 0.8мм повторюють розрахунки по $e - j$.
- с) З отриманого набору параметрів вибирають ті, які близькі найкращому значенню обраного критерію.

9.5.2. Аналіз впливу параметрів на критерії оптимізації конденсатора.

Варіант використання гладких мідних труб. Відповідно до розробленого алгоритму були визначені значення критеріїв оптимізації для різних типорозмірів гладких мідних труб, наявних на ринку (діаметр = 6, 8, 10, 12, 18, 22 мм; товщина стінки 1 мм). Як нульові умови прийняті параметри з діаметром трубок 10 мм, довжиною 3 м, шириною трубного пучка 1 м, при цьому маса трубного пучка становила 217 кг, а його об'єм – 0.48 м³. Ці значення маси і обсягу прийняті в якості нульових для розрахунку відносних маси і об'єму. Вплив діаметра труб на параметри і критерії оптимізації показано на рис.9.28 і рис.9.29. Аналіз залежностей дозволяє зробити висновок, що в гладких трубах мінімальна маса трубного пучка досягається при діаметрі труб 10 мм, а мінімальний обсяг при діаметрі 8 мм. При діаметрі труб менш 10 мм швидкість теплоносія обмежується гідравлічним опором, а площа теплопередачі більше необхідної.

Вплив ширини теплообмінника на масу і об'єм трубного пучка конденсатора показано на рис.9.30. Зменшення ширини пучка призводить до зростання його маси, при незмінному об'ємі (рис.9.30.)

9.5.2.1. *Застосування мідних труб з кільцевою накаткою.* Застосування кільцевої накатки дозволяє інтенсифікувати теплообмін і може привести до зниження маси конденсатора. Для розрахунку прийняті параметри накатки: ставлення кроку до діаметру = 0.5; відносини діаметрів = 0.9. Відомості про необхідну корекцію розрахунку тепловіддачі і гідравлічного опору взяті з [7.9]. Вплив діаметра труб на критерій оптимізації показано на рис.9.31 і рис.9.32.

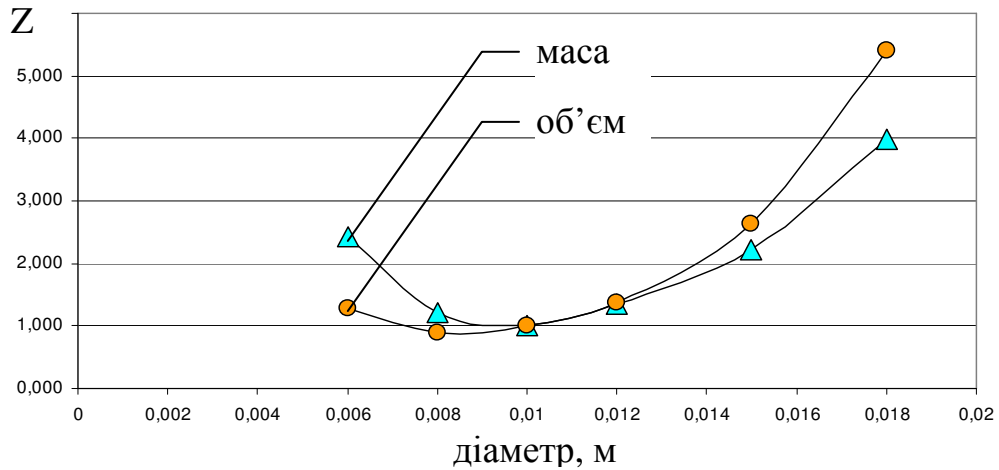


Рис. 9.28 Вплив діаметра труб на масу і об'єм пучка труб конденсатора

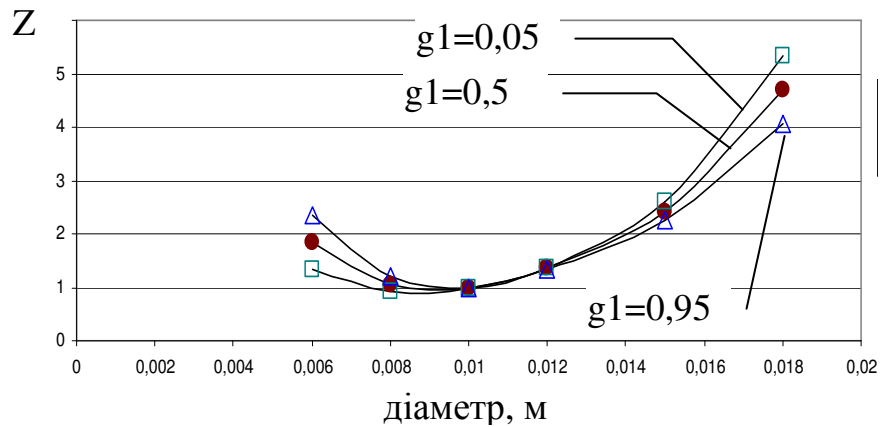


Рис. 9.29 Вплив діаметра труб конденсатора на параметри оптимізації

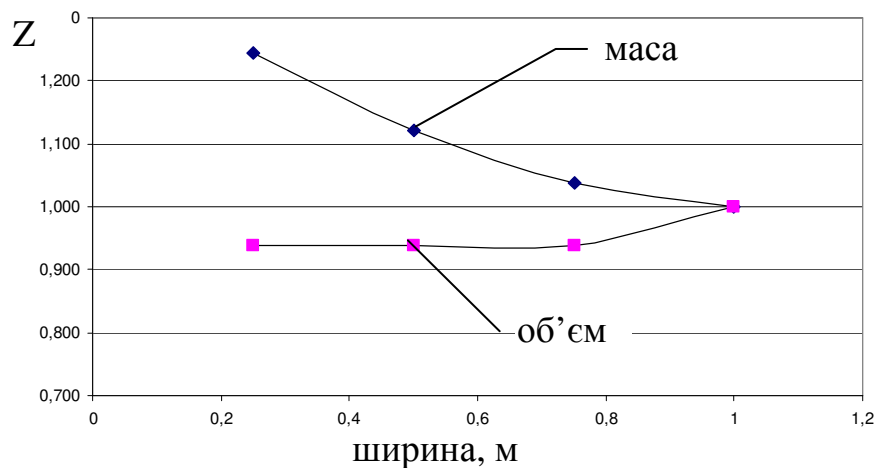


Рис. 9.30 Вплив ширини на масу і об'єм трубного пучка

Як видно з графіків застосування торованих труб зміщує оптимум в область більших значень діаметрів труб і мінімум маси і обсягу досягається при діаметрі 15 мм. Це пов'язано з тим, що застосування накатки збільшує як те-

плопередачу усередині труби, так і гідравлічний опір і при діаметрах менше 15 мм швидкість теплоносія обмежується гідравлічним опором, а площа теплопередачі більше необхідної. Порівняння маси і об'єму теплообмінників на гладких і накатаних трубах показано на рис. 9.34 – 9.36. Розрахунки показують, що застосування кільцевої накатки дозволяє знизити масу теплообмінника, проте призводить до деякого збільшення обсягу.

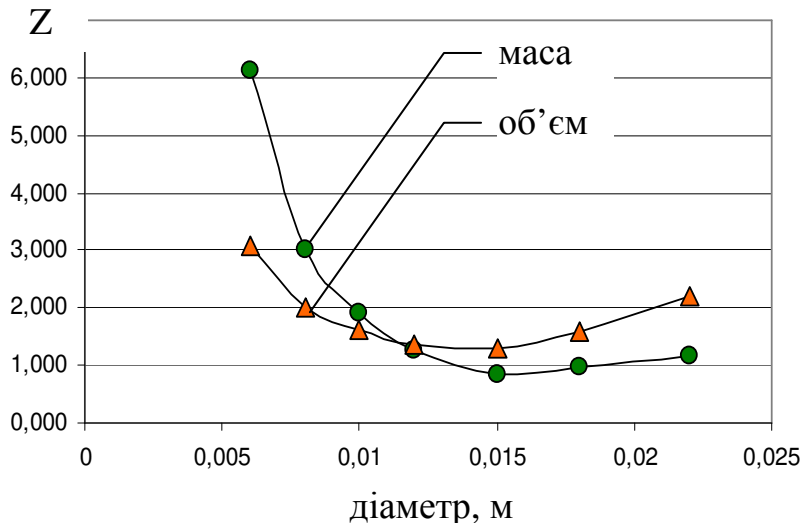


Рис. 9.31 Вплив діаметра труб на масу і об'єм трубного пучка конденсатора. (Накатана труба).

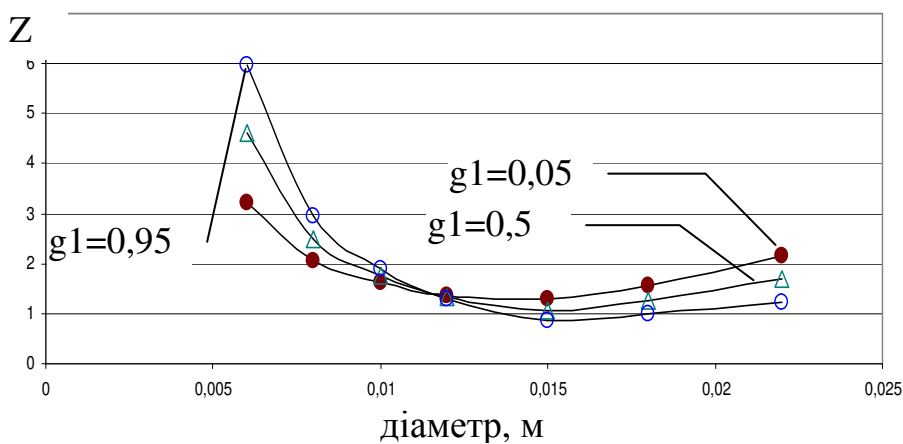


Рис. 9.32 Вплив діаметра труб на критерії оптимізації (накатана труба).

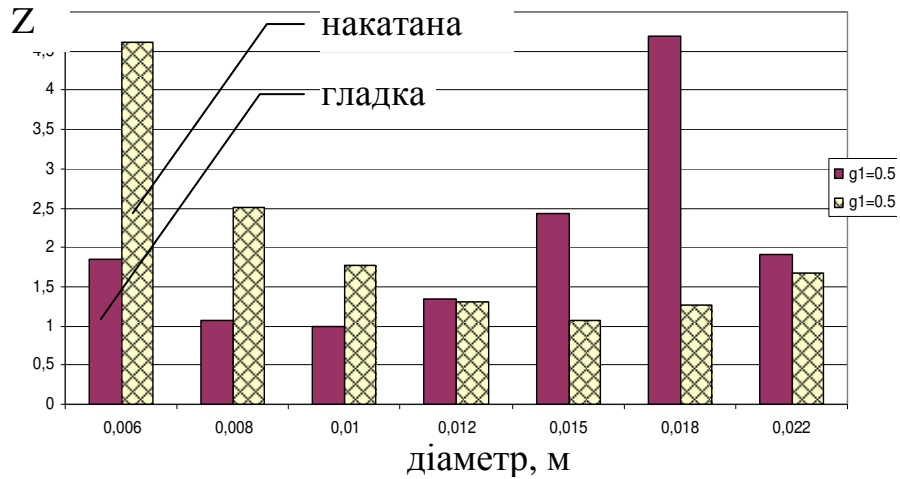


Рис. 9.33 Вплив накатки на комплексний критерій Z при $g_1 = 0.5$.

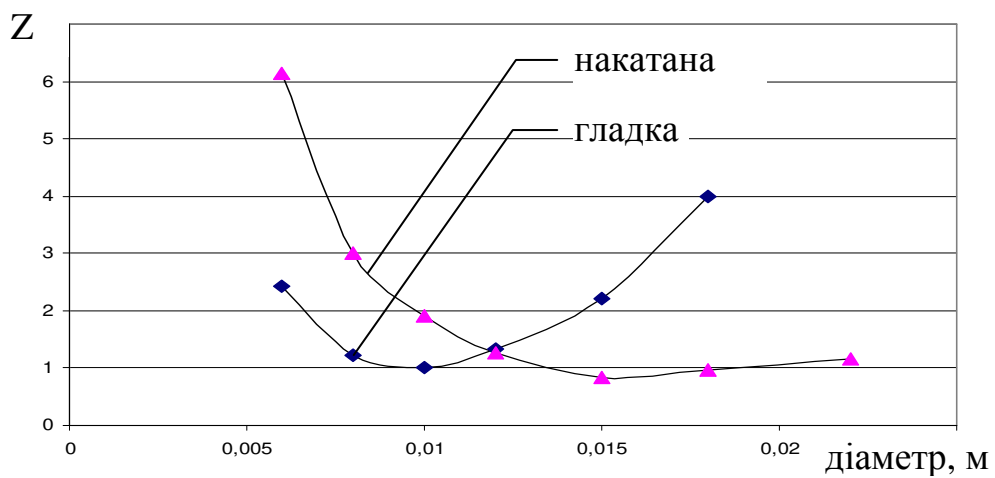


Рис. 9.34 Порівняння маси трубного пучка конденсатора з гладкими і торованими трубами

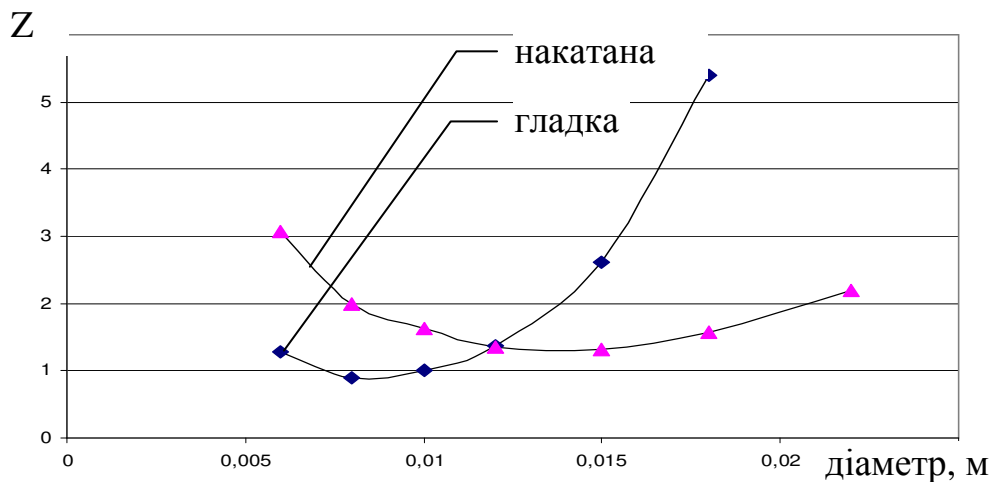


Рис. 9.35 Порівняння об'єму трубного пучка конденсатора з гладкими і торованими трубами

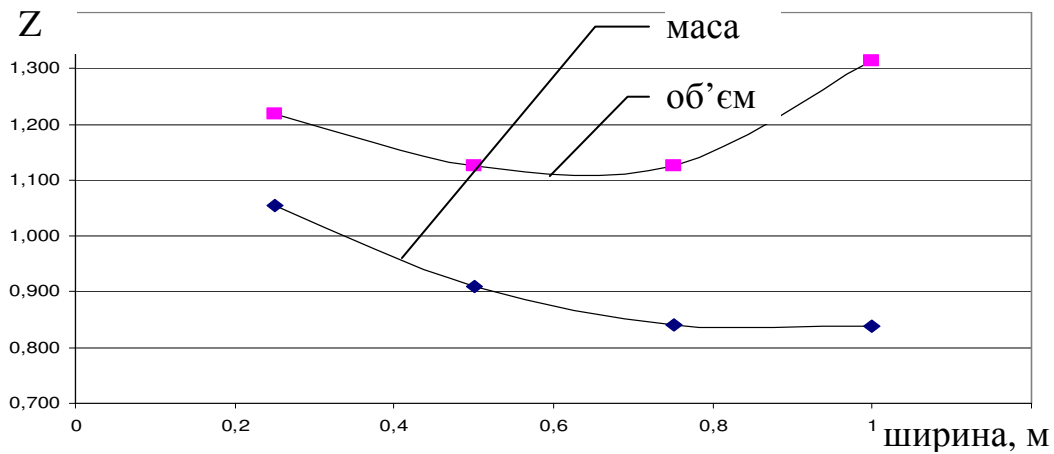


Рис. 9.36 Вплив ширини теплообмінника на масу і об'єм трубного пучка

9.5.2.2. Застосування латунних гладких труб. Вплив діаметра латунних труб на критерій оптимізації показано на рис.9.37. і 9.38. Характер цих залежностей аналогічний характером залежностей для гладких мідних труб, мінімальна маса трубного пучка досягається при діаметрі труб 10 мм, а мінімальний обсяг при діаметрі 8 мм. Розрив залежностей пов'язаний зі зміною схеми руху теплоносія з одноходовою на триходовою, при діаметрах більше 15 мм. Порівняння маси і обсягу трубних пучків теплообмінників на мідних і латунних трубах наведено на рис. 9.37

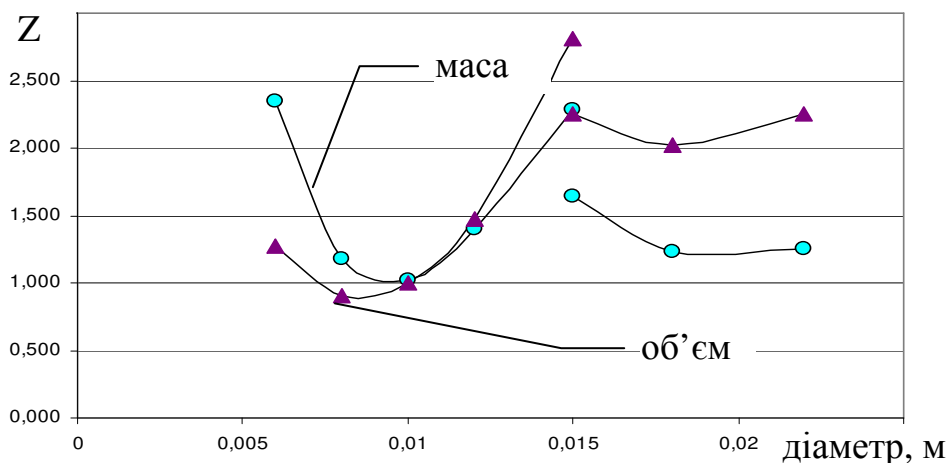


Рис. 9.37 Вплив діаметра труб на масу і об'єм трубного пучка (латунні труби) для 1 і 3 ходовий схеми руху теплоносія

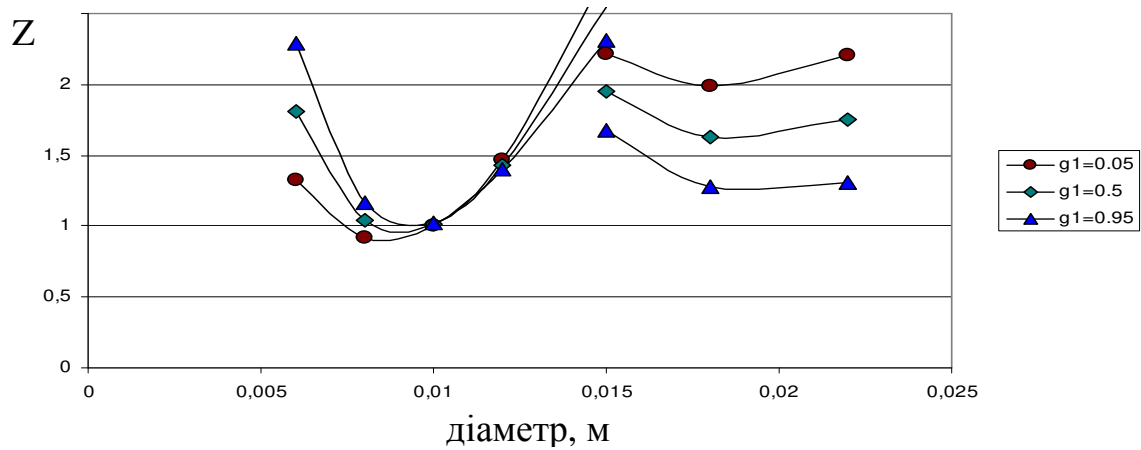


Рис. 9.38 . Вплив діаметра труб на критерії оптимізації. (Латунні труби) для 1 і 3 ходовий схеми руху теплоносія

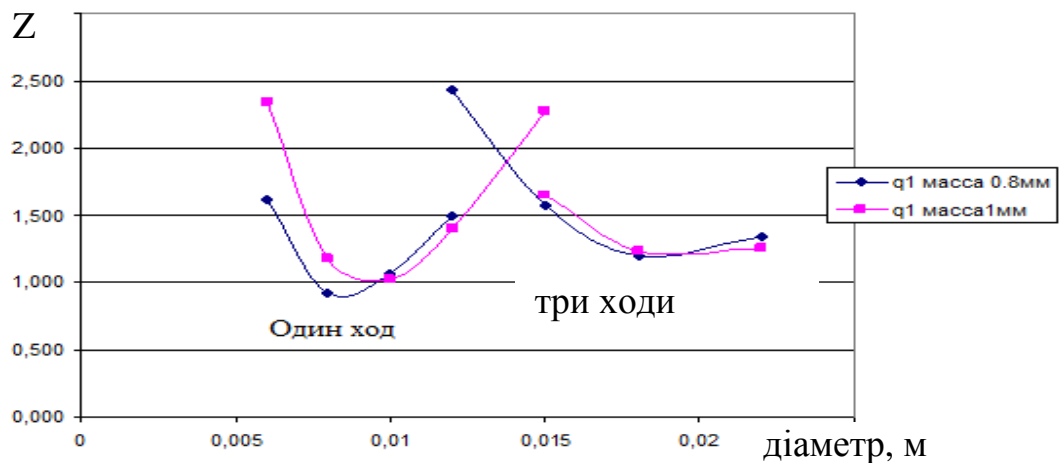


Рис. 9.39 Вплив товщини труб на масу трубного пучка для 1 і 3 ходової схеми руху теплоносія

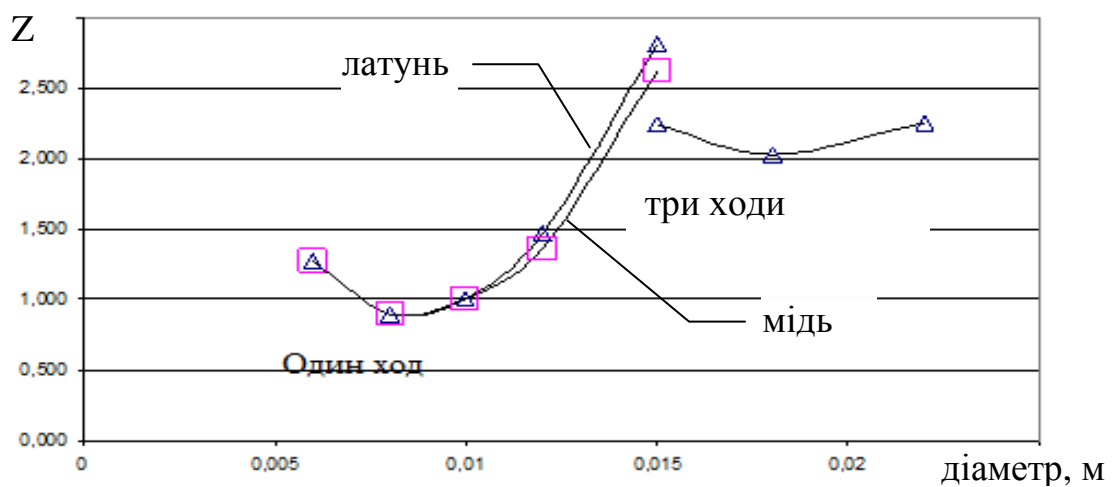


Рис. 9.40 Вплив матеріалу труб на об'єм трубного пучка для 1 і 3 ходової схеми руху теплоносія

За рахунок меншої теплопровідності теплообмінник на латунних трубах має велику площу поверхні, однак відмінності в масі незначні за рахунок меншої щільності латуні. Перехід до конструкцій з великим числом ходів (2, 3) веде до збільшення довжини, що при збереженні обмеження по гідравлічному опору (30кПа) зміщує мінімум маси і об'єму в область великих діаметрів труб, як видно на графіках. При цьому загальні величини маси і об'єму дещо зростають.

9.5.3. Загальний аналіз. Аналіз проведених розрахунків дозволяє зробити висновок, що зміна матеріалу труби з міді на латунь практично не позначається на масі і об'ємі трубного пучка. Зменшення товщини стінки труби з 1мм до 0.8мм дозволяє знизити масу трубного пучка на 8% і об'єм на 11%. Застосування торованих труб дозволяє знизити масу трубного пучка, проте призводить до збільшення його обсягу. Зменшення ширини трубного пучка призводить до зростання його маси і об'єму. Збільшення маси й об'єму трубного пучка при діаметрах труб менших 10мм для гладких труб і 15мм для накатаних пов'язано з необхідністю забезпечити заданий гідравлічний опір апарату.

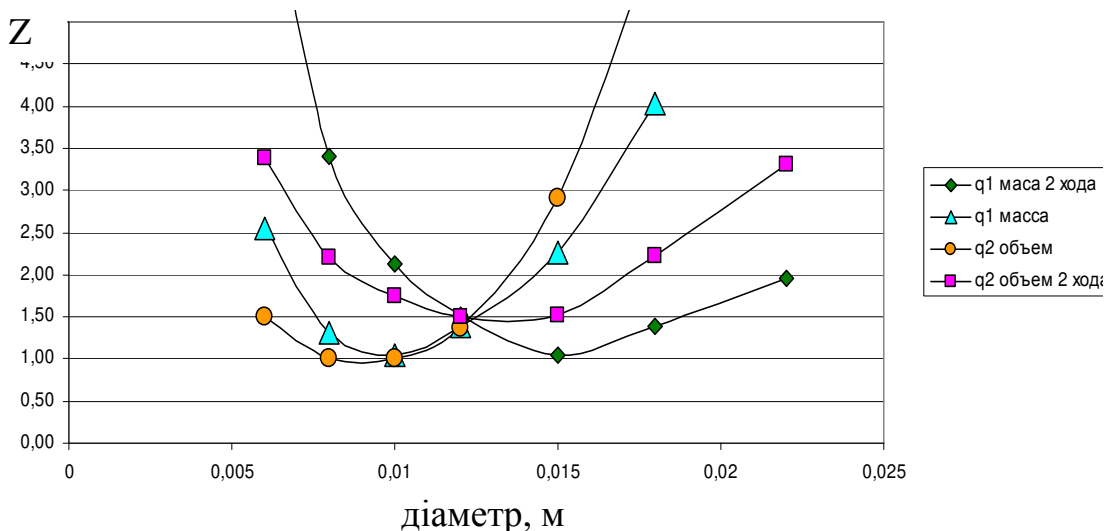


Рис. 9.41 Вплив діаметра труб на масу і об'єм при використанні 1 і 2-х ходової схеми руху теплоносія

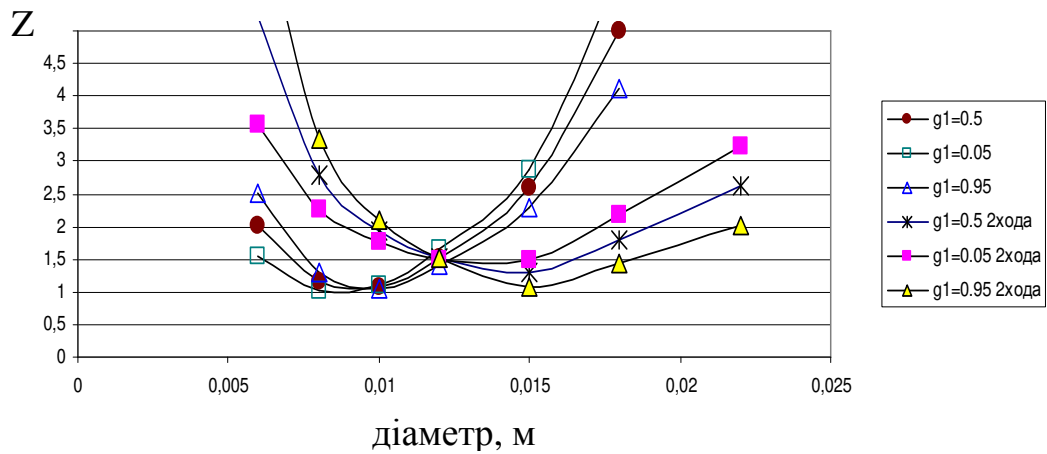


Рис. 9.42 Вплив діаметра труб на комплексні критерії при використанні 1 і 2-х ходовий схеми руху теплоносія

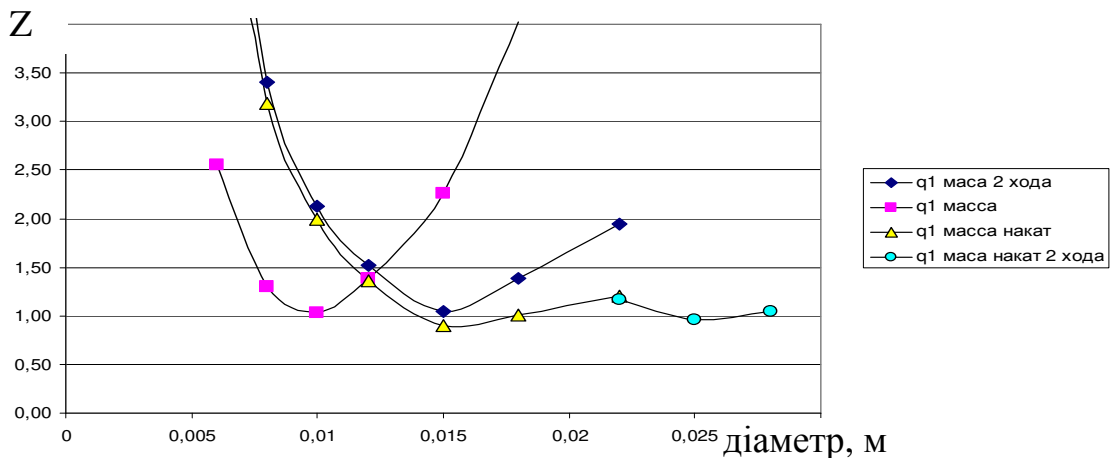


Рис. 9.43 Вплив діаметра труб і наявності накатки на масу труб при 1 і 2-х ходовий схемі руху теплоносія

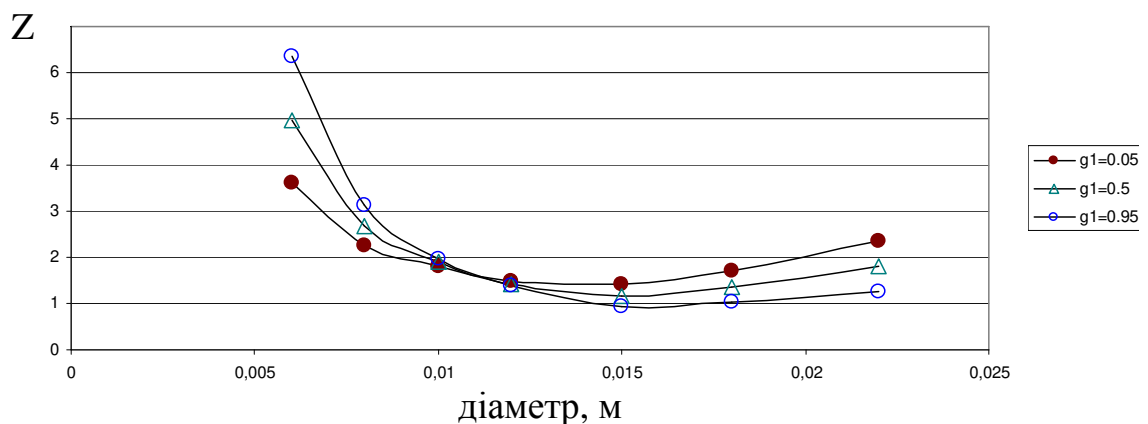


Рис. 9.44 Вплив діаметра труб на комплексні критерії Z при одноходовою схемою руху теплоносія в трубах з циліндричної накаткою

У розглянутих конденсаторах вхід і вихід розташовувалися з різних боків, тобто використовувалася одноходова або триходова схема руху теплоносія. Для розташування входу і виходу з одного боку необхідно використовувати 2 ходову схему руху теплоносія, або трубу великого перетину для повернення теплоносія. Вплив діаметра труб, наявності накатки і схеми руху теплоносія показані на рис.9.41 - 9.44. Представлені залежності аналогічні залежностям, прокоментованим вище.

2-х ходова схема руху теплоносія призводить до зростання оптимального значення діаметра труб, а також до збільшення обсягу апарату при незначному збільшенні маси (1%). Застосування кільцевої накатки дозволяє знизити масу апарату (до 15%), проте веде до збільшення його обсягу. Для зниження маси і об'єму апарату доцільно, якщо можливо, використовувати конструкцію з меншою довжиною теплообмінних труб. Також істотний вплив на зменшення обсягу робить зменшення кроку між трубами, що регламентується технологією виготовлення. Перехід до конструкцій з великим числом ходів (2, 3) веде до збільшення довжини, що при збереженні обмеження по гідравлічному опорі (30кПа) зміщує мінімум маси і об'єму в область великих діаметрів труб, що видно на графіках. При цьому загальні величини маси і об'єму дещо зростають.

9.5.4. В п л и в к р о к у S/d н а к р и т е р і ї о п т и м и з а ц и и . Вплив S/d на критерії оптимізації показано на прикладі гладких латунних труб діаметром 10 мм. Як було показано вище, застосування мідних труб призводить до таких же показників маси трубного пучка, проте латунні труби мають меншу вартість. Як видно з рис. 9.45 відносний крок трубного пучка S/d дуже мало впливає на його масу, але істотно на об'єм .

Вплив ширини трубного пучка на критерії оптимізації вивчено на прикладі гладких латунних труб діаметром 10мм при $S/D=2$ і $S/D=1,2$. Зменшення ширини пучка призводить до деякого збільшення маси пучка, при незначних змінах об'єму.

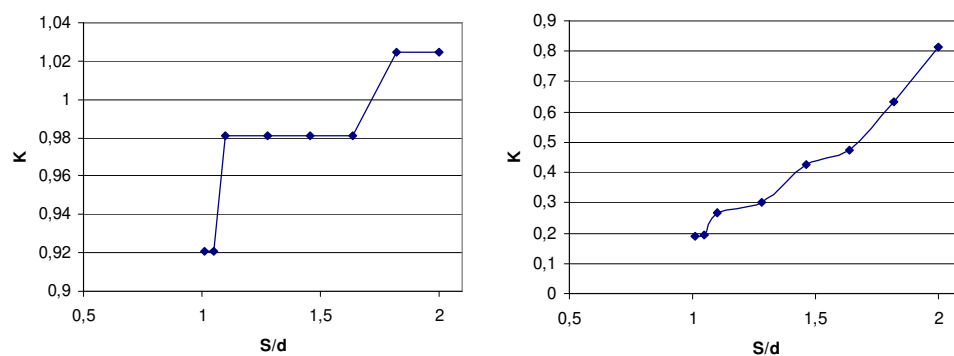


Рис. 9.45 Вплив кроку на масу і об'єм трубного пучка

Ці ж методики можуть бути використані, в разі, якщо котел використовується для гарячого водопостачання (ГВП) або комплексно для опалення та ГВП. У разі, якщо теплообмінник буде користуватися тільки для ГВП, то площа і маса теплообмінника можуть бути зменшені на 70 %, але діаметр труб обмежується умовами відкладень на поверхні труб.

9.5.5. Вибір параметрів трубних пучків при наявності відкладень. Розрахунки проведені для товщини відкладень 0,2 і теплопровідності відкладень 1 Вт/м^2 . Результати представлені на рисунках.

Для оцінки вартості пучка були прийняті наступні ціни: мідні труби 440 грн / кг; латунні 340 грн / кг.

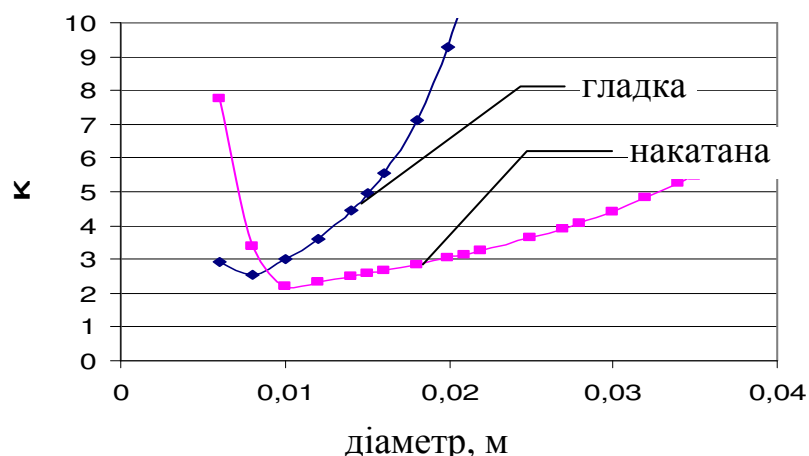


Рис. 9.46 Зміна маси труб від діаметра з урахуванням відкладень (1 хід).

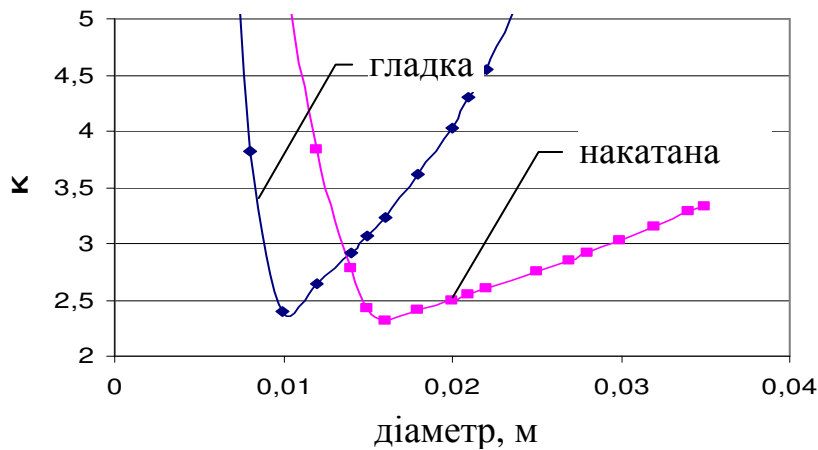


Рис. 9.47 Залежність об'єму від діаметра з урахуванням відкладень (1 хід).

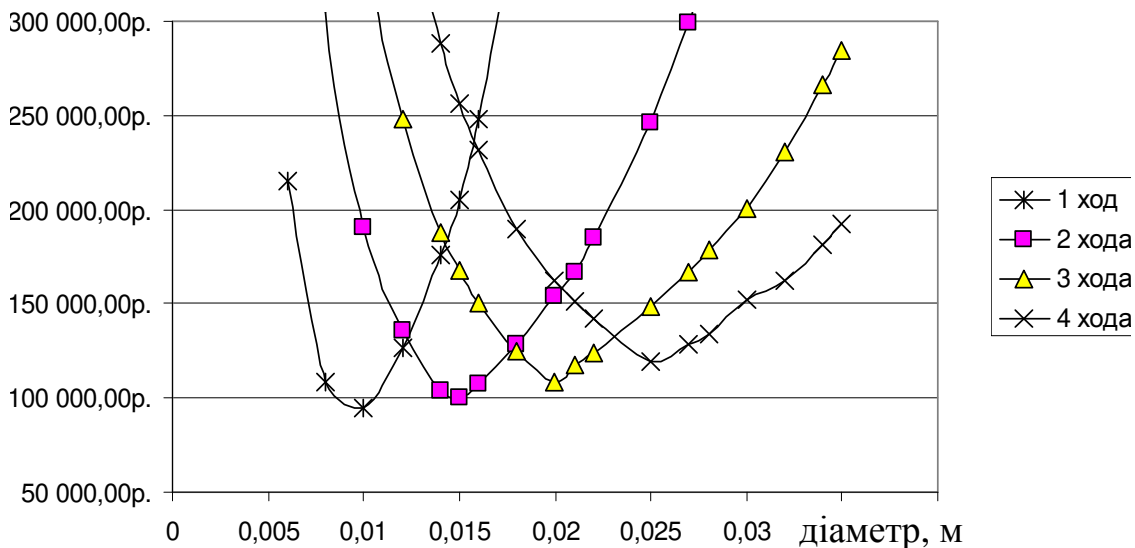


Рис. 9.48 Вартість теплообмінних труб в залежності від діаметру і числа ходів

При заданих цінах вартість пучка латунних труб становить 95000 грн. Збільшення числа ходів неминуче призводить до збільшення вартості.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 9.

Зменшення ширини каналу дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії парогенератора за рахунок зменшення втрат теплоти з продуктами згоряння, що йдуть з теплогенератора. Але після певної величини ширини каналу спостерігається раптове зростання аеродинамічного опору. Також треба прийняти до уваги, що збільшення аеродинамічного опору призводить не тільки до зростання експлуатаційних витрат електричної енергії, що витра-

чають вентилятори на подолання цих опорів, але й до зростання капітальних витрат на придбання цих вентиляторів. Характерно, що залежність капітальних витрат від аеродинамічного опору носить також нелінійний характер, після певного тиску замість вентилятора низького тиску потрібно використовувати вентилятор середнього тиску, а, надалі, і високого тиску. Ціна ж між цими категоріями вентиляторів може відрізнятись на порядки. Тому є сенс при проведенні процедури оптимізації конструктивних параметрів теплогенераторів встановити обмеження по величині аеродинамічного опору.

Поступове звуження каналу не має істотного впливу на характеристики апарату. Застосування плоского обребрення дозволяє знизити масу апарату, в порівнянні зі штирьковим.

З деяких даних розрахунків видно, що при певних умовах в **схемі 02** мав місце чіткий екстремум (мінімум сумарних розрахункових витрат (рис.7.36; 7.37.) Для інших умов розрахунку визначено монотонне зниження критерію оптимальності при збільшенні числа рядів в торці камери згоряння, але при цьому не враховувалося, що з ростом цього параметра зростає інтенсивність тепловіддачі в топці і, як наслідок зростає щільність теплового потоку на найближчі ряди в торці камери, що може призводити до кризи. Тому слід було мати на увазі, що цього мінімуму відповідає певна кількість рядів парогенеруючих трубок в торці камери згоряння. Ті форми обребрення, які є оптимальними, не реальні в умовах тієї технології, яка вже освоєна і на яку слід орієнтуватися в першу чергу. Так було поставлено тип ребер: висота 1.5мм; товщина ребра 1мм; крок ребер 1.5мм. Цьому відповідав коефіцієнт обребрення - 3.

При дослідженні впливу діаметра труб на масу трубного пучка встановлено, що залежність має мінімум, який досягається для даних умов при діаметрі 57мм.

Крок обребрення і зазор між ребрами $m = S1-D-h$ слід приймати мінімально можливим. Вплив висоти ребра, хоч і має мінімум, однак, цей мінімум знаходиться за межами технологічних обмежень.

Збільшення висоти труб до з 1 до 1,3 м призводить до 40% зниження маси трубного пучка. Так само і збільшення ширини трубного пучка до 1,3 м призводить до 40% зниження маси трубного пучка. Подальше збільшення H_2 не приводить до зменшення маси.

Аналіз залежностей отриманих при оптимізації конденсаційного теплообмінника дозволяє зробити висновок, що в гладкостінних мідних трубах мінімальна маса трубного пучка досягається при діаметрі труб 10мм, а мінімальний обсяг при діаметрі 8 мм.

Застосування накатаних труб зміщує оптимум в область більших значень діаметрів труб і мінімум маси і обсягу досягається при діаметрі 15мм. Це пов'язано з тим, що застосування накатки збільшує як теплопередачу усередині труби, так і гідравлічний опір і при діаметрах менше 15мм швидкість теплоносія обмежується гідравлічним опором а площа теплопередачі більше необхідною.

Перехід до конструкцій з великим числом ходів (2, 3) веде до збільшення довжини, що при збереженні обмеження по гідравлічному опорі (30кПа) зміщує мінімум маси і об'єму в область великих діаметрів труб, що видно на графіках. При цьому загальні величини маси і об'єму дещо зростають.

Аналіз проведених розрахунків дозволяє зробити висновок, що зміна матеріалу труби з міді на латунь практично не позначається на масі і об'ємі трубного пучка. Зменшення товщини стінки труби з 1мм до 0.8мм дозволяє знизити масу трубного пучка на 8% і обсяг на 11%. Застосування накатаних труб дозволяє знизити масу трубного пучка, проте призводить до збільшення його обсягу. Зменшення ширини трубного пучка призводить до зростання його маси і об'єму. Збільшення маси й обсягу трубного пучка при діаметрах труб менших 10мм для гладких труб і 15мм для накатаних пов'язано з необхідністю забезпечити заданий гідравлічний опір апарату.

Список використаних джерел.

1. Смирнов Г. Ф., Цой А. Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно – пористых структурах. МЭИ. Москва. 1999. 440 с.
2. Захарченко А. Ф. Теплообменные аппараты на основе капиллярных испарительных термосифонов. Холодильная техника и технология. 2005. № 2. С. 25 – 27.
3. Захарченко А. Ф. Теплопередающие характеристики теплообменных аппаратов на основе змеевиковых испарительных термосифонов. Дисс. на соис. уч. ст. к.т.н. Одесса. 2006. 154 с.
4. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. Высшая школа. Москва. 1977. 352 с.
5. Леонтьева А. И. Теория тепло – массообмена. Из – во МГТУ им. Н.Э.Баумана. Москва. 1997. 684 с.
6. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. Атомиздат. Москва. 1979. 415 с.
7. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справ. Пособие. Энергоатомиздат Москва. 1990. 365 с.
8. ГОСТ 21646-2003. Трубы медные и латунные для теплообменных аппаратов.
9. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. Альтапресс. Киев. 2004. 243 с.
10. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. ВТИ, НПО ЦКТИ С-Пб. 1998.
11. Киселев Н. А. Котельные установки: Учеб. пособие для подгот. рабочих на пр-ве. 2-е изд., перераб. и доп. Высш. Школа. М. 1979. 270 с

РОЗДІЛ 10.

РЕЗУЛЬТАТИ ВПРОВАДЖЕННЯ ТА ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ІНОВАЦІЙНИХ РІШЕНЬ.

Запропоновані конструкції обладнання, що реалізує сформульовані в роботі гіпотези і концепції, та режими його експлуатації пройшли широку виробничу апробацію. Також проведена оцінка економічної ефективності впровадження запропонованих рішень.

10.1. Іноваційне сушильне обладнання

Використовуючи системи термотрансформації було розроблено інноваційне сушильне обладнання таке як модифікована блочна зерносушарка з двофазним вакуумним теплогенератором і вакуумна сушарка з двофазним контуром для підведення енергії і конденсації водяної пари. Також розроблено програмні комплекси для розрахунку і оптимізації обладнання такого типу.

10.1.1. Р е з у л ь т а т и в и п р о б о в а в а н ь в а к у у м н о ї с у ш а р к и . Максимальна рушійна сила в процесі сушіння створюється в вакуумних установках, більш того, ці сушарки забезпечують м'які режими зневоднення. Ці обставини відкривають їм перспективу для сушіння термолабільних харчової сировини. Але досить складні вимоги до конструкції, відсутність систематичних досліджень вакуумних сушарок для харчових технологій створюють певні бар'єри при їх практичному впровадженні. Тому в ОНАХТ була виготовлена енергоефективна вакуумна сушарка призначена для видалення вологи з рослинної сировини з використанням схем термотрансформації енергії на основі двофазного випарювально-конденсаційного контуру. Основні технічні характеристики вакуумної сушарки наведено в таблиці 10.1. Проектування двофазних випарно-конденсаційних контурів проводилося на основі досліджень [1 – 3].

Основні технічні характеристики вакуумної сушарки

Параметр	Значення
Потужність, споживана парогенератором, Вт	3000
Кількість полок і піддонів, шт	16
Загрузка піддону, кг	2 – 2,5
Тиск в сушильній камері, кПа	5 - 15
Температура сушіння, °С	40 - 90
Температура холодної води, °С	4 - 20

Виготовлена в ОНАХТ сушарка складається з вакуумної сушильної камери 1, в якій на піддонах 2 розміщується шаром сировину. Піддони встановлюються на полицях 3, які є конденсаторами двофазної випарно-конденсаційної системи, що складається з парогенератора 4, паропроводу 5, парового колектора 6, колектора конденсату 7 і конденсатопроводу 8. Утворений при сушінні пар конденсується на холодній поверхні 9, що охолоджується водою з агрегату ВДО, що складається з холодильної машини і регулятора температури (РТВ), що стабілізує температуру холодної води при контролі датчиком D_2 в межах 1,5 °С. Вакуум в камері 1 забезпечується вакуум-насосом (ВН) і контролюється зразковим вакуумметром (М). Датчик D_1 контролює температуру пара, його сигнал приймає регулятор (РТП) і стабілізує температуру пара в межах 1°С. Завдання рівня температури пари надходить з вимірювально-обчислювального комплексу (ВОК). Утворений на поверхні 9 конденсат стікає на дно камери і крізь патрубков 10 збирається в збірнику (ЗК), який встановлюється на електронних вагах (ЕВ). Таким чином, за вагою конденсату реєструється продуктивність установки по віддаленій вологи.

З об'ємдвофазної випарно-конденсаційної системи вилучене повітря, тобто температура насичення робочого тіла відповідає умовам парогенератора 4. Відмінною характеристикою системи є простота підтримки одного рівня температур на всіх полицях 3 (Рис. 10.1).

У відповідності до програми досліджень було висушено 100кг сировини. Дослідження проводилися при виробництві наступних продуктів, характеристики яких наведені в таблиці 10.2.

Таблиця 10.2

Характеристики продукту

Продукт	Часниковий порошок	Гранульований часник	Різаний часник	Часникові пластівці
Зовнішній вигляд	Порошок, розмірами 100-150 мкм	Шматочки різної форми, розмірами 0,5-1 мм	Шматочки різної форми та , розмірами 10-15 мм	Плоскі шматочки різної форми , розмірами 5-7 мм
Консистенція	Сипучий	Тверда	Тверда	Тверда
Смак та запах	Виключно часниковий, без сторонніх смаків та запахів			
Колір	Кремовий	Відтінки від кремового до золотого	Кремовий	Відтінки від кремового до золотого
Фото				

Також досліджувалась кінетика зневоднення рослинної сировини. Результати представлені на рис.10.2 – 10.3.

Виробничі випробовування сушарки для сушіння мідій були проведені на фірмі ФОП «Дубовенко».

В процесі проведення досліджень температуру контролювали за допомогою вимірювально-обчислювального комплексу. Вакуум в камері контролюється зразковим вакуумметром. Масова продуктивність по видаленій вологі фіксувалася за вагою видаленого конденсату.

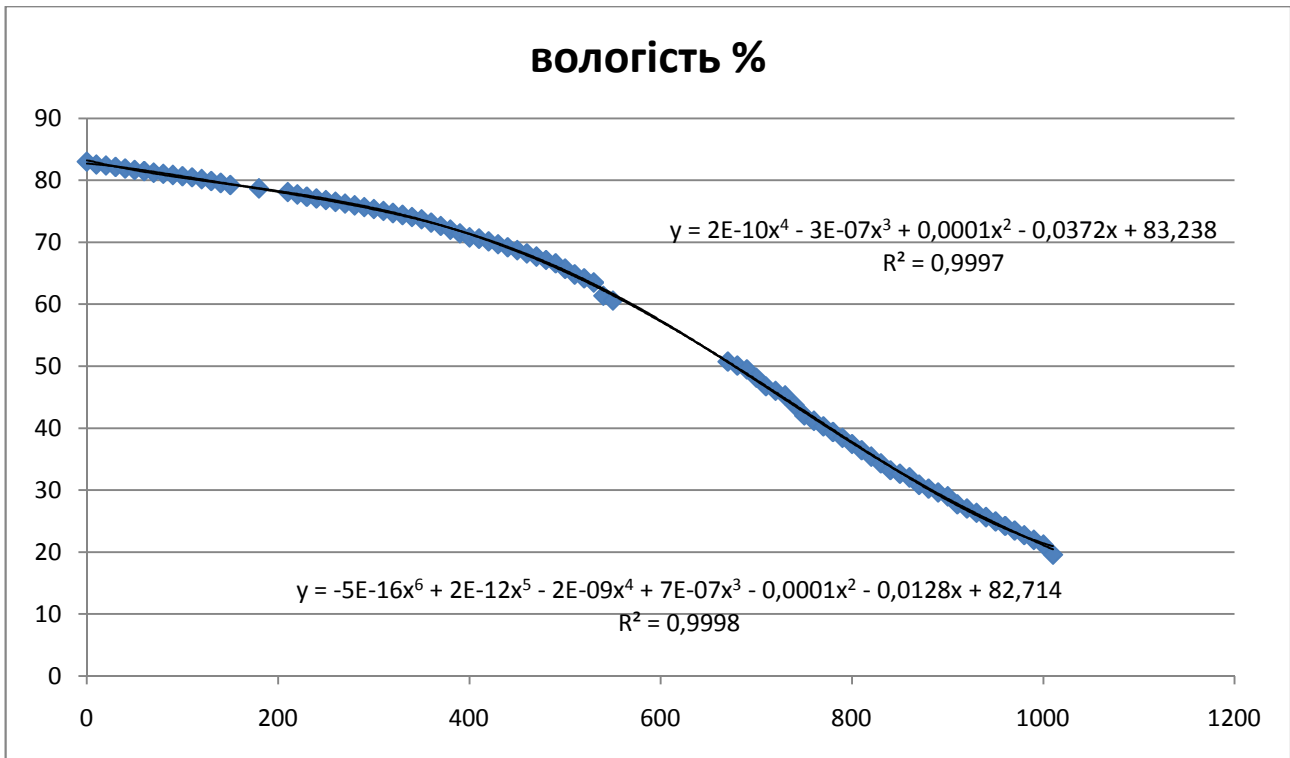


Рис. 10. 2. Кінетика зневоднення рослинної сировини.

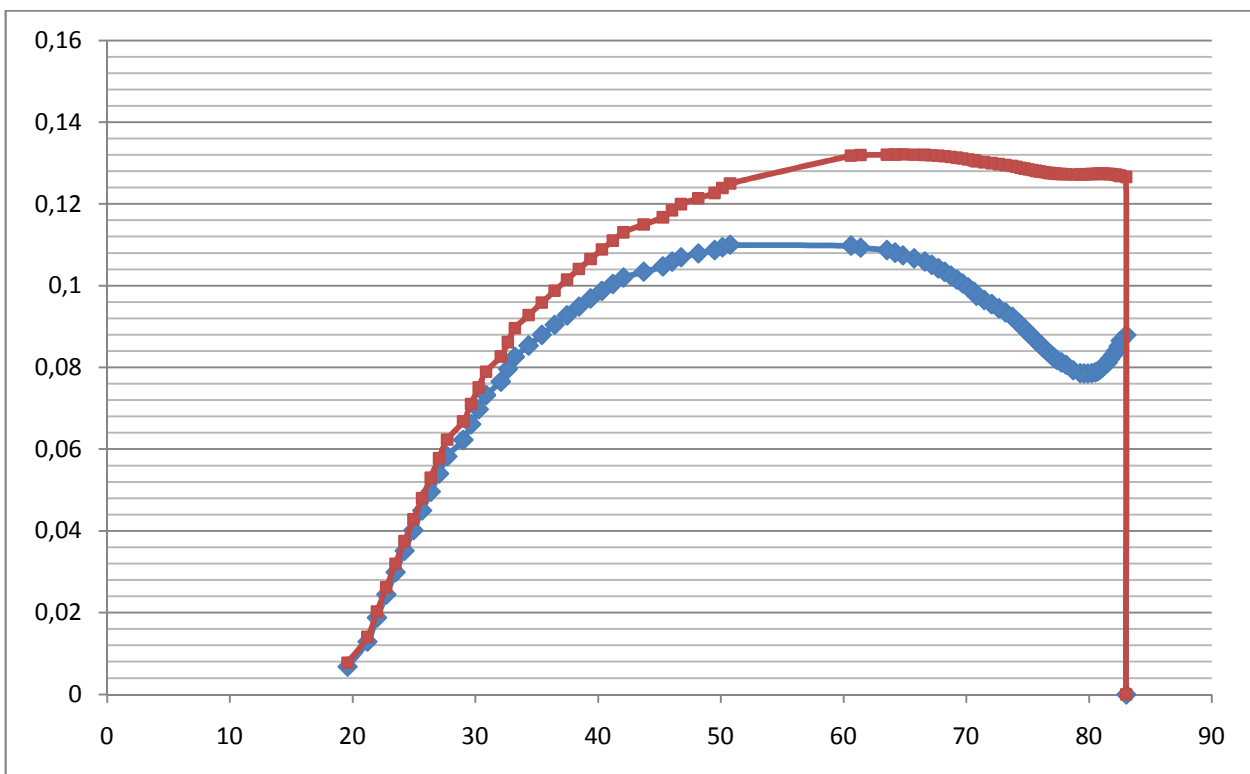


Рис. 10.3. Крива швидкості сушіння рослинної сировини.

Важливим параметром при сушінні морепродуктів є температура сировини. Для збереження харчового потенціалу сировини температура термообробки не повинна перевищувати 60 °С. Тому система теплопідводу обмежувала верхній рівень температур в камері 55 °С. Стабілізувалася температура пари, що надходить в колектор 6 (рис.1). температура продукту в касетах 3 була нижче на 5 - 8 °С. Це контролюється термограмами, отриманими за допомогою тепловізійної зйомки. Обмеження температури на вході пара в сушильну камеру забезпечують м'які, регламентовані режими термообробки, і термограми процесу переконливо свідчать про це.

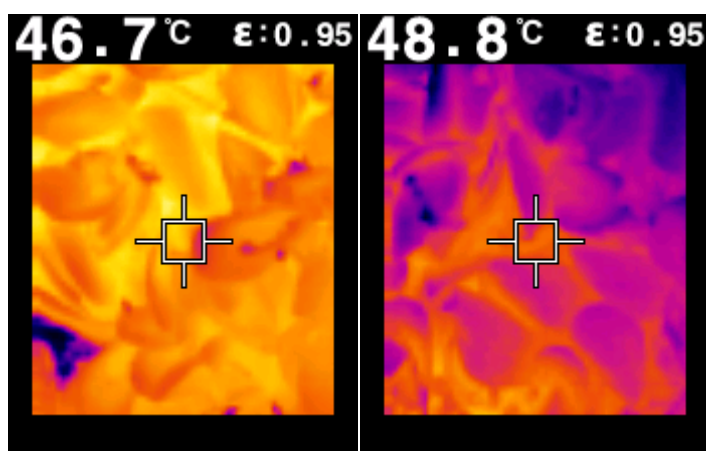


Рис. 10.4. Термограми поверхні мідій під час сушіння

Кінетика процесу показана на рис. 10.5

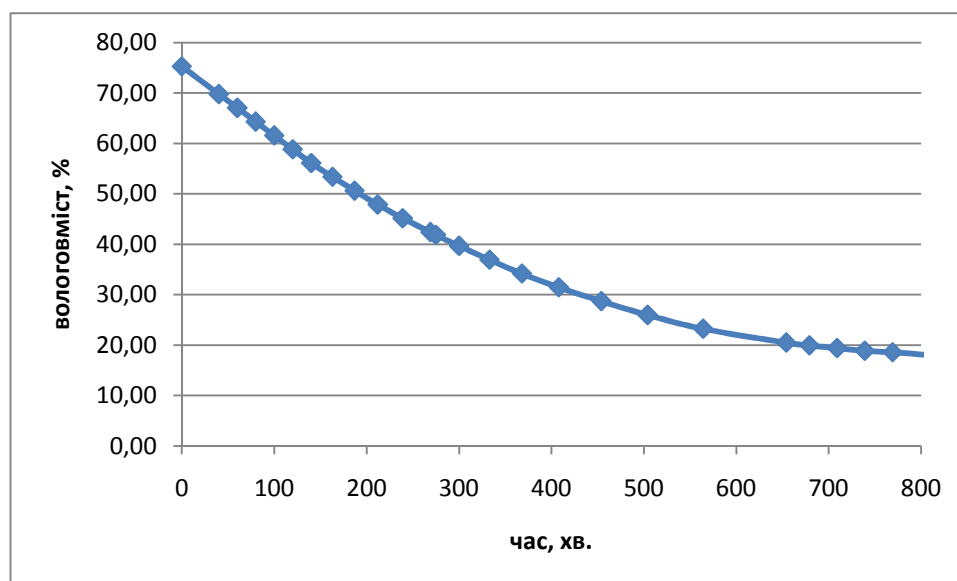


Рис. 10.5. Крива сушіння мідій.

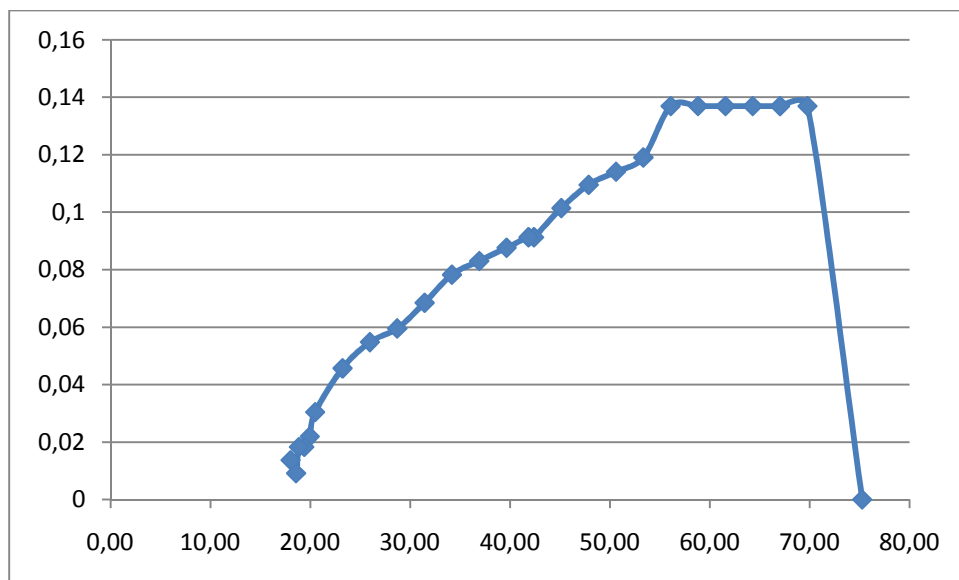


Рис. 10.6. Крива швидкості сушіння мідій.

Середні витрати енергії при сушінні мідій склали 1,7 кВт·ч/кг, що значно нижче середніх показників для вакуумного сушіння [1], але все одно набагато більше за енерговитрати конвективних сушарок. Використати існуючий потенціал можливо за рахунок більш досконалої системи термотрансформації.

10.1.2. Проект енергоефективної вакуумної сушарки з термотрансформатором. Як видно зі схеми, представленої на рис. 10.1 розроблена вакуумна сушарка має потенціал використання енергії конденсації видаленої з продукту вологи. Використання енергії конденсації дозволить не тільки зменшити витрати енергії на підтримання заданої температури на полицях, але й зменшити витрати енергії на підтримання температури охолоджуючої води, що використовується для конденсації у тому випадку, коли в наявності немає джерела дешевої льодяної води. Схема модифікованої вакуумної сушарки представлена на Рис. 10.7. На відміну від попередньої схеми, холодна поверхня 9 на якій відбувається конденсація пари, що утворюється під час сушіння, охолоджується за рахунок фазового переходу з рідкого до газоподібного стану холодильного агента R134a. Холодильний агент стискається до тиску конденсації компресором 4. Конденсація холодильного агента відбувається в конденсаторі 3 і теплота

конденсації передається продукту, що висушується. Температура охолоджуючої поверхні 9 підтримується за допомогою терморегулюючого вентилялю 14. Коли температура полиць з продуктом досягає заданої, надлишок енергії видаляється в навколишнє середовище в додатковому конденсаторі 11. У випадку коли тиск всмоктування компресора зменшиться нижче заданого обмеження холодильний агент з ресивера 8 подається в додатковий випарник 12, де переходить в газову фазу і подається на вхід компресора 4. Тиск в лінії всмоктування контролюється за допомогою регулятора тиску 13.

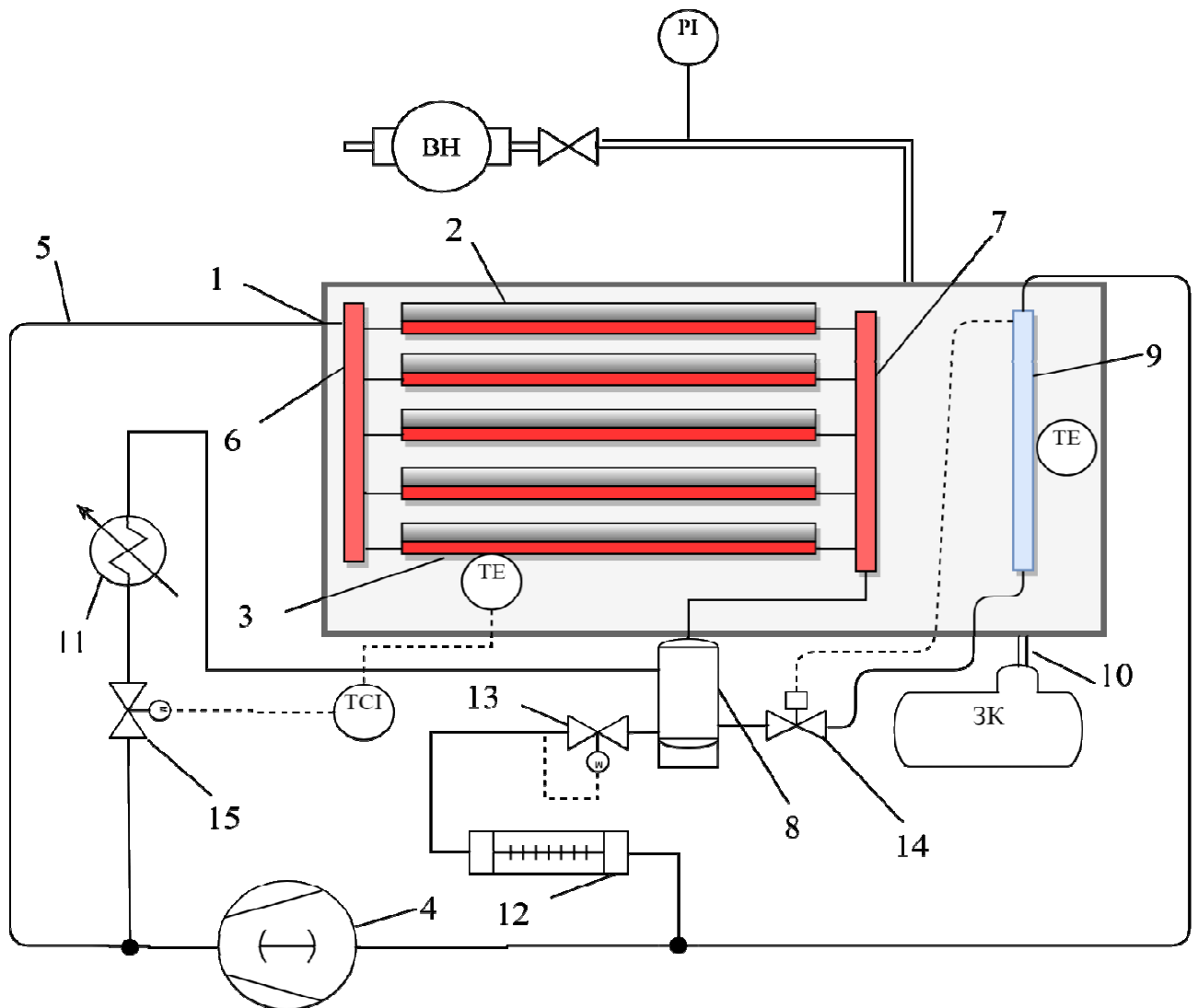


Рис. 10.7. Схема модифікованої вакуумної сушарки.

Економічний ефект від впровадження запропонованої схеми при виробництві сушеної мідії (Z) може бути розрахований як різниця між існуючим

споживанням енергії (N_o) та споживанням запропонованої установки (N_n) помноженим на вартість енергії (C_{el}) та на час роботи установки (τ).

$$Z = (N_o - N_n) \cdot C_{el} \cdot \tau \quad (10.1)$$

В існуючому процесі мідії спочатку попередньо зневоднюються центрифугуванням, а потім досушуються в вакуумній сушарці. Досушування проводиться від початкового вологовмісту 75 % до кінцевого 18 %. Середнє завантаження установки по сирому продукту дорівнює 32 кг. Середня тривалість процесу сушіння мідій складає 800 хвилин. За час сушіння з мідій видаляється 10,45 кг води. З результатів випробовувань схеми 10.1 її середнє енергоспоживання складає 1,3 кВт. При цьому на перетворення води на пару витрачається 525 Вт, вакуум насос споживає в середньому 56 Вт, на нагрів установки йде 140 Вт, на нагрів продукту – 30 Вт, втрати в навколишнє середовище складають 500 Вт. Така величина втрат зумовлена відсутністю теплової ізоляції на поверхні установки та повторним зволоженням продукту конденсатом, що утворюється на верхній поверхні сушильної камери. Застосування теплової ізоляції з пінопласту товщиною 70 мм дозволить зменшити втрати енергії до 93 Вт при вартості ізоляції 320 грн.

Для конденсації та охолодження водяної пари, що виділяється в процесі сушіння мідій необхідно відводити 545 Вт теплової енергії від охолоджуючої пластини 9. При температурі конденсації холодоагенту в конденсаторі 3, що дорівнює 60 °С та температурі кипіння холодоагенту в охолоджуючій пластині 9 – -1 °С потужність компресора 4 буде 260 Вт. Тоді в конденсаторі 3 буде виділятися 860 Вт теплової енергії, що дорівнює необхідному споживанню теплової енергії установкою за наявності встановленої теплової ізоляції. Характеристики енергопотоків наведені в таблиці 10.3.

Економія електричної енергії складає 1016 Вт, що при вартості електроенергії 2,29 грн/кВт·год. за рік складе 5586 грн.

Вартість додатково встановленого обладнання наведено в таблиці 10.4.

Характеристики продукту

Елемент	Вид енергії	Споживання (Вт)
Нагрівання матеріалу камери та полиць	тепло	144
Нагрівання продукту	тепло	30
Компенсація втрат в навколишнє середовище	тепло	93
Перетворення вологи на пару	тепло	523
Загальна встановлена потужність конденсатора		860
Конденсація пари та охолодження конденсату	холод	560
Загальна встановлена потужність конденсатора		600
Встановлена потужність компресора		260

Таблиця 10.4

Вартість додатково встановленого обладнання

Назва	Ціна, грн
Компресор	1353
Додатковий конденсатор	800
Додатковий випарник	534
Датчики температури	646
ТРВ	800
Регулятор тиску прямої дії	490
РО	450
Усього	5393

З урахуванням монтажу додаткові капітальні витрати складають 6472 грн.

Термін окупності запропонованої модифікації складе 1,16 років. Питомі витрати енергії складуть 1,19 МДж на кг видаленої вологи. Розрахунки наведено в додатку.

10.1.3. Результати випробовувань програми розрахунку блочної зерносушарки. У відповідності до договору № ДЗ/13-2017 від 14 листопада 2017 та згідно з технічним завданням на виконання науково-технічної роботи «Розроблення енергоефективної зерносушарки на базі термосифонів» розроблена програма «ETSdryer» приз-

начена для розрахунку конструктивних параметрів енергоефективної зерносушарки на базі термосифонів. Вона дозволяє автоматизувати процедуру розрахунку конструктивних параметрів запропонованої сушарки, і тим самим зменшити витрати часу на проектування подібного обладнання. Програма буде використана робочою групою під час проектування енергоефективної зерносушарки, та може використовуватися у проектних організаціях та конструкторами на підприємствах при проектуванні екологічно безпечних зерносушарок з термосифонними підігрівачами. Також програма може використовуватися інженерами-дослідниками при проектуванні нової техніки з використанням елементів сушарки, що розробляється. Програму можуть використовувати освітні заклади під час дипломного та курсового проектування.

Функціональне призначення програми є допомога проектувальнику в процесі визначення конструктивних параметрів сушарки.

Експлуатаційне призначення. Програма призначена для використання в науково-дослідних, проектних та освітніх організаціях. Кінцеві користувачі – проектувальники, дослідники, викладачі та студенти.

Програма виконує розрахунок необхідної площі поверхні теплопередачі теплообмінних труб шарового підігрівача зерна при заданих параметрах зернового шару (витрати, початкова та кінцева температура) та теплоносія (витрати, початкова температура) та розрахунок температури теплоносія після шарового підігрівача і використання розрахованих параметрів теплоносія після шарового підігрівача у якості вхідних даних для розрахунку термосифонного калорифера.

Програма виконує розрахунок необхідної площі поверхні теплопередачі теплообмінних труб термосифонного калорифера при заданих параметрах сушильного агенту (витрати, початкова та кінцева температура) та теплоносія (витрати, початкова температура) та використання попередньо заданих параметрів сушильного агенту та зерна у якості вхідних даних для розрахунку сушильної шахти.

Програма виконує розрахунок необхідної висоти сушильної шахти по заданим параметрам зерна та сушильного агента і відображення розрахованих конструктивних розмірів елементів сушарки.

Програма забезпечує можливість виконання перерахованих нижче функцій:

- a) інтерактивне введення початкових даних
- b) розрахунок необхідної площі поверхні теплопередачі теплообмінних труб шарового підігрівача зерна при заданих параметрах зернового шару (витрати, початкова та кінцева температура) та теплоносія (витрати, початкова температура).
- c) розрахунок температури теплоносія після шарового підігрівача.
- d) використання розрахованих параметрів теплоносія після шарового підігрівача у якості вхідних даних для розрахунку термосифонного калорифера.
- e) розрахунок необхідної площі поверхні теплопередачі теплообмінних труб термосифонного калорифера при заданих параметрах сушильного агента (витрати, початкова та кінцева температура) та теплоносія (витрати, початкова температура).
- f) використання попередньо заданих параметрів сушильного агента та зерна у якості вхідних даних для розрахунку сушильної шахти.
- g) розрахунок необхідної висоти сушильної шахти по заданим параметрам зерна та сушильного агента.
- h) відображення розрахованих конструктивних розмірів елементів сушарки.

Програмне забезпечення складається з файлу "ETSdryer.exe" призначеного для виконання в операційній системі MS Windows.

Відповідно до програми та методики випробувань «UA.ONAFT.18001-01 51 01» були проведені випробовування програми.

Програму впроваджено у навчальний процес для використання під час дипломного проектування магістрів за спеціальністю «енергетичний менеджмент».

10.1.4. Проект модифікованої блочної зерносушарки. На основі запропонованих схемних рішень () розроблено проект модифікованої блочної зерносушарки продуктивністю 6 тон/год. Сушарка складається з двоконтурного теплогенератора 1, шарового підігрівача зерна 2, калорифера 3 та шахти 4. Тиск в першому контурі теплогенератора дорівнює 85 кПа, а тиск у другому контурі – 400 кПа. Підйомні труби другого контура утворюють топковий екран і сприймають теплоту безпосередньо від факела та гарячих топкових газів. Пара, що утворюється в підйомних трубах другого контуру, конденсується в калорифері 3. Труби першого контуру сприймають теплоту від топкових газів, що йдуть з топки (температура 900 – 100 °С). Пара з підйомних труб першого контуру конденсується в трубах шарового підігрівача зерна при температурі 95 °С.

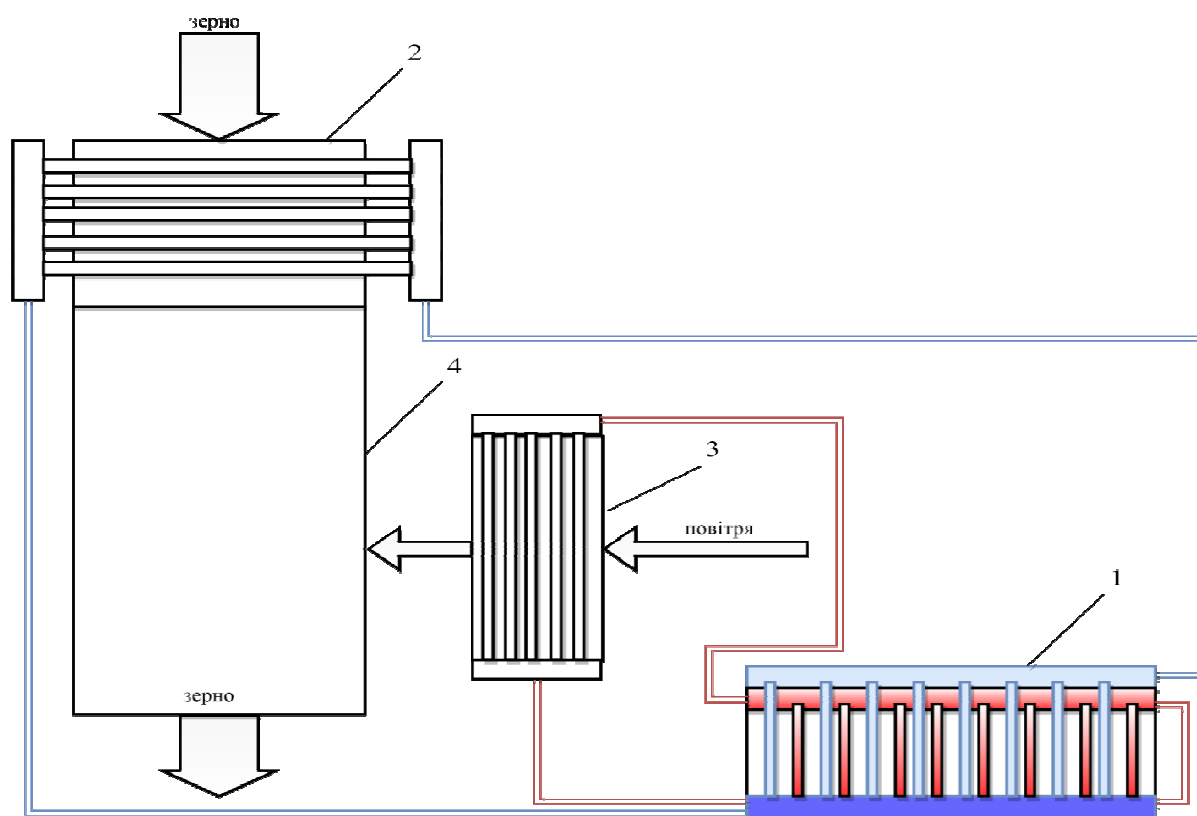


Рис. 10.8. Модифікована блочна сушарка.

Теплогенератор має наступні параметри: ширина топки = 0,55 м, довжина топки 1,85 м, діаметр екранних труб прийнято 60мм, зазор 2мм, поверхня екранних труб = 3,63м², об'єм топки = 0,56м³, потужність $Q_1 = 225,81211\text{kWt}$, витрати топкових газів $G_{\text{gas}} = 1733,0371\text{m}^3/\text{hr}$, питома потужність $Q_s = 62,229535\text{kWt/m}^2$, діаметр труб першого контуру – 60мм, шаг між трубами 2мм, фактор оребрення – 3, висота ребра – 3мм, ширина каналу – 150 мм. Для всієї топки без урахування випромінювання: $Q = 153,602\text{kWt}$, $t_{\text{out}} = 104,249\text{ }^\circ\text{C}$, $\text{massa} = 775,653\text{kg}$, $\text{specific mass} = 5,0498\text{kg/kWt}$, с урахуванням випромінювання: $Q_s = 379,414\text{kWt}$, $\text{specific mass} = 2,0443\text{kg/kWt}$

Параметри шарового підігрівача: висота – 1170 мм, ширина – 1000 мм, глибина – 500 мм. Компонування труб в шахті шахова. Діаметр 25мм. Крок між трубами вибирається з умови $(S_1 - d_T) > 33 d_3$; $S_1 > 28\text{мм}$. Приймаємо $S_1 = 45\text{мм}$. $S_2 = 45\text{мм}$. Число труб в ряду 10, загальне число труб 250.

Параметри калорифера

Ширина калорифера, м	<input type="text" value="0,5"/>	Повздовжний шаг S1, мм	<input type="text" value="90"/>
Довжина газового каналу, м	<input type="text" value="0,6"/>	Поперечный шаг S2, мм	<input type="text" value="45"/>
Довжина воздушного каналу, м	<input type="text" value="0,6"/>		
діаметр термосифона, мм	<input type="text" value="16"/>	Площад поверхні, м2	<input type="text" value="219,48304"/>
діаметр ребра, мм	<input type="text" value="43"/>	Число рядів термосифонів	<input type="text" value="37"/>
товщина ребра, мм	<input type="text" value="0,4"/>		
шаг між ребрами, мм	<input type="text" value="2,7"/>	Висота підігрівача, м	<input type="text" value="1,755"/>

Рис. 10.9. Параметри калориферу (вікно програми розрахунку).

Витрати газу складають 0,0115 м³/с або 37,6 м³/год., або 5,68 м³/т..

10.2. Інноваційне обладнання для процесів екстрагування.

Використання систем адресної доставки енергії дозволило створити інноваційне обладнання для процесів екстрагування. Для розрахунку і

оптимізації такого обладнання було розроблено і впроваджено пакет прикладних програм.

10.2.1. Результати впровадження пакету прикладних програм комп'ютерного моделювання та оптимізації екстракторів. За результатами досліджень було розроблено пакет прикладних програм комп'ютерного моделювання та оптимізації екстракторів при виробництві розчинної кави який складається з двох програм «EXTRACTOR.1» та «EXTRACTOR.2».

Сутність програми «EXTRACTOR. 1» в тому, що можливо без проведення натурального експерименту моделювати процес екстрагування при зміні технологічних параметрів, що характеризують екстрагент (початкова температура, кінцева температура, початкова концентрація, продуктивність), сировину (продуктивність, початкова концентрація, еквівалентний діаметр та щільність часток, пористість шару, питому поверхню), технічні характеристики установки (кількість модулів, висота, ширина та довжина модулів), а також параметри, що характеризують інтенсивність масовіддачі. У результаті моделювання розраховуються залишкова концентрація екстрактивних речовин у шламi, концентрація екстракту на виході з установки та питома потужність.

Таким чином, за допомогою програми можливо обирати конструктивні та технологічні параметри екстракторів з метою скорочення витрат енергії та сировини.

Сутність програми «EXTRACTOR.2» в тому, що вона дозволяє проводити визначення показника цільової функції - максимального економічного ефекту, оптимізувати такі параметри, як конструктивні розміри модулів екстракторів, кількість модулів, гідромодуль, температура у екстракторі. Шляхом зміни технологічних параметрів, що характеризують екстрагент, сировину, конструктивних параметрів установки, параметрів, що характеризують ефективність масообмінних параметрів та економічних параметрів (ціна сирової кави, вартість електроенергії, металу, коефіцієнт

амортизації) можна визначити більш ефективні з економічної точки зору поєднання цих параметрів, спростити вирішення задач пошуку економічної ефективності, окупності проектів, створення нових екстракторів більшої потужності. Економічний ефект досягається завдяки відсутності натурних експериментів з витратами сировини та енергії.

Пакет прикладних програм комп'ютерного моделювання та оптимізації екстракторів при виробництві розчинної кави було впроваджено на Українсько-англійському спільному підприємстві «ГАЛКА Лтд» та на ПАО «Енні Фудз». (додатки). Розгляд пакету програм показав, що вони становлять інтерес для використання з метою обрання доцільних режимів роботи екстракторів.

10.2.2. Результати впровадження екстракційної установки з адресною доставкою енергії. Дослідження дослідно-промислового зразка екстракційної установки з адресною доставкою енергії були проведені в лабораторії ОНАХТ.

Сировиною для проведення експериментальних досліджень була кава вищого сорту Арабіка, надана підприємством ПАТ «Енні Фудз», в якості екстрагенту використана вода. Кава подрібнювалася на лабораторному млині, її дисперсний аналіз проводився з використанням набору лабораторних сит. Підготовка зразків здійснювалася на базі лабораторії кафедри процесів, обладнання та енергетичного менеджменту ОНАХТ.

Зразки кавового екстракту були отримані після мікрохвильового екстрагування при температурі до 100 °С. Потім, екстракт концентрацією 15 °brix був поміщений в камеру вакуум-випарного мікрохвильового апарату для додаткового підвищення концентрації. На виході концентрація екстракту склала 55 °brix.

Отриманий екстракт був переданий для аналізу на ПАТ «Енні Фудз» і отримав позитивні оцінки по усім показникам якості.

10.3. Пілотна установка з термотрансформацією для концентрування розчинів.

Для перевірки характеристик запропонованих в розділі 6 схем концентрування розчинів рідких нелетких компонентів шляхом випаровування в умовах вакууму з використанням системи термотрансформації енергії вторинної пари та відпрацювання робочих режимів обладнання була спроектована та реалізована пілотна вакуум випарна установка з термотрансформатором (Рис. 10.10).

Установка складається з ємності 1 в якій відбувається нагрів та кипіння розчину, та ємності 3, в якій відбувається конденсація вторинної пари. Розрідження в установці створюється за допомогою вакуум насосу 6 і контролюється манометром 14. Для конденсації вторинної пари в ємності 3 розташовано випарник термотрансформатора 4. В випарнику 4 відбувається кипіння холодоагенту R134a при температурах нижчих за температуру конденсації вторинної пари (0 – 40 °C).

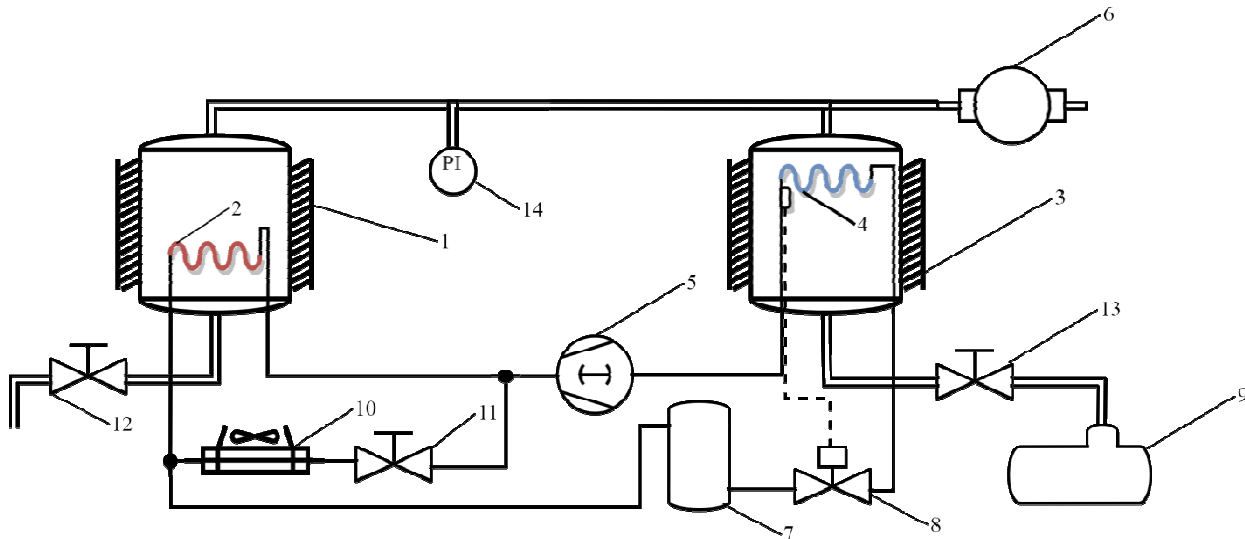


Рис. 10.10. ВВУ з термотрансформатором.

Температура на поверхні випарника 4 підтримується за допомогою терморегулюючого вентиля 8. Терморегулюючий вентиль 8 також забезпечує заданий перегрів холодоагенту щоб запобігти попадання в компресор 5 рідкої фази. В компресорі 5 відбувається стиснення холодоагенту до тиску конденсації (13 – 36 бар) що забезпечує температуру поверхні конденсатора 2 вищу

за температуру кипіння продукту при заданому розрідженні в апараті. За рахунок того, що створена установка є установкою періодичної дії, після досягнення продуктом температури кипіння в конденсаторі 2 буде виділятися надлишкова енергія, що призводить до накопичення вторинної пари та підвищення тиску в апараті. Для запобігання цьому в системі встановлено додатковий конденсатор 10, що викидає надлишкову енергію в навколишнє середовище. За допомогою вентиля 11 можна регулювати співвідношення теплових навантажень конденсаторів 2 і 10 і тим самим підтримувати необхідну температуру кипіння продукту. Для завантаження і розвантаження продукту використовують вентиль 12. Конденсат, що утворюється в ємності 3 збирається в збірнику конденсату 9.

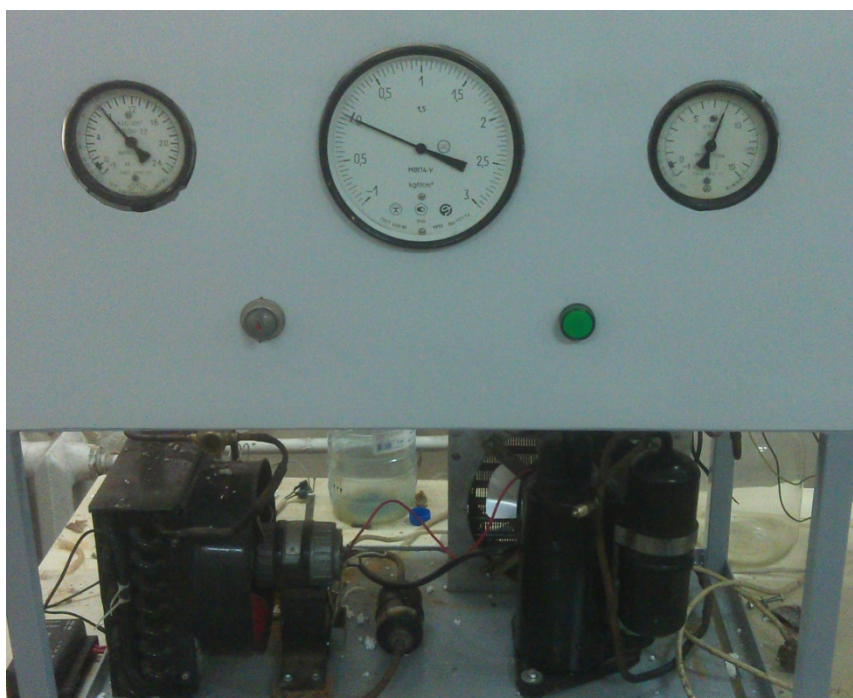


Рис. 10.11. Пілотна ВВУ з термотрансформатором.

Пілотна установка (рис. 10.10) є установкою періодичної дії. Максимальне завантаження продукту складає 30 л. Продуктивність установки по сировині при збільшенні концентрації від 12% до 60% складає 1,9 кг/год. Питомі витрати енергії складають 0,5 МДж на кілограм випареної води або 1,9 МДж на кілограм концентрованого продукту.

10.4. Економічна привабливість застосування двофазних випарювально-конденсаційних систем при генерації енергії.

Теплогенеруюче обладнання є складовою частиною багатьох енерготехнологічних комплексів АПК. Також теплогенеруюче обладнання з використанням двофазних випарно-конденсаційних систем входить до складу інноваційного сушильного обладнання, що запропоновано в роботі.

10.4.1. Програми розрахунку і оптимізації теплогенеруючого обладнання. Для проектування енергоефективного енергоденеруючого обладнання з використанням двофазного контуру було розроблено пакет прикладних програм для розрахунку і оптимізації конструктивних параметрів такого обладнання.

Окремі модулі розробленого пакету дозволяють провести розрахунки параметрів окремих частин теплогенеруючого обладнання включаючи підйомні труби, в яких відбувається кипіння проміжного теплоносія, а енергія передається конвективним способом від топкових газів або радіаційним від факела, та конденсатори двофазного контура.



Рис. 10.12. Програма розрахунку конвективного пучка оребрених труб.

Для розрахунку конструктивних параметрів трубного пучка, в якому відбувається теплопередача від топкових газів до проміжного теплоносія, що кипить в середині труб розроблено програмний розрахунковий модуль (Рис. 10.12). Модуль дозволяє провести порядний розрахунок трубного пучка та отримати значення теплової потужності, аеродинамічного опору та температури топкових газів для кожного ряду, а, також сумарні характеристики для пучка – теплова потужність, аеродинамічний опір та маса. Програма дозволяє задавати геометричні розміри трубного пучка (довжину, ширину, шаг між трубами) і окремої труби (висота, діаметр, висота ребра та шаг між ребрами) і параметри топкових газів (температура, витрати). Програма дозволяє автоматично провести серію розрахунків для різних значень діаметру труби, висоти ребра, та шагу між ребрами, що може бути використано при проведенні процедури оптимізації цих параметрів за критерієм, наприклад, питомої матеріалоємності при обмеженні на аеродинамічний опір.

Для розрахунку теплогенераторів з каналами змінної геометрії розроблено наступний модуль (Рис. 10.13). Модуль дозволяє отримати поля температур і перепад тисків в газовому каналі теплогенератора та теплову потужність підйомних труб в залежності від параметрів каналу (ширина, довжина, шаг звуження), труби (висота, діаметр, висота ребра та шаг оребрення) і параметрів топкових газів (температура, витрати). Програма дозволяє задати таку геометрію каналу при якій частина труб на початковій ділянці каналу не має оребрення.

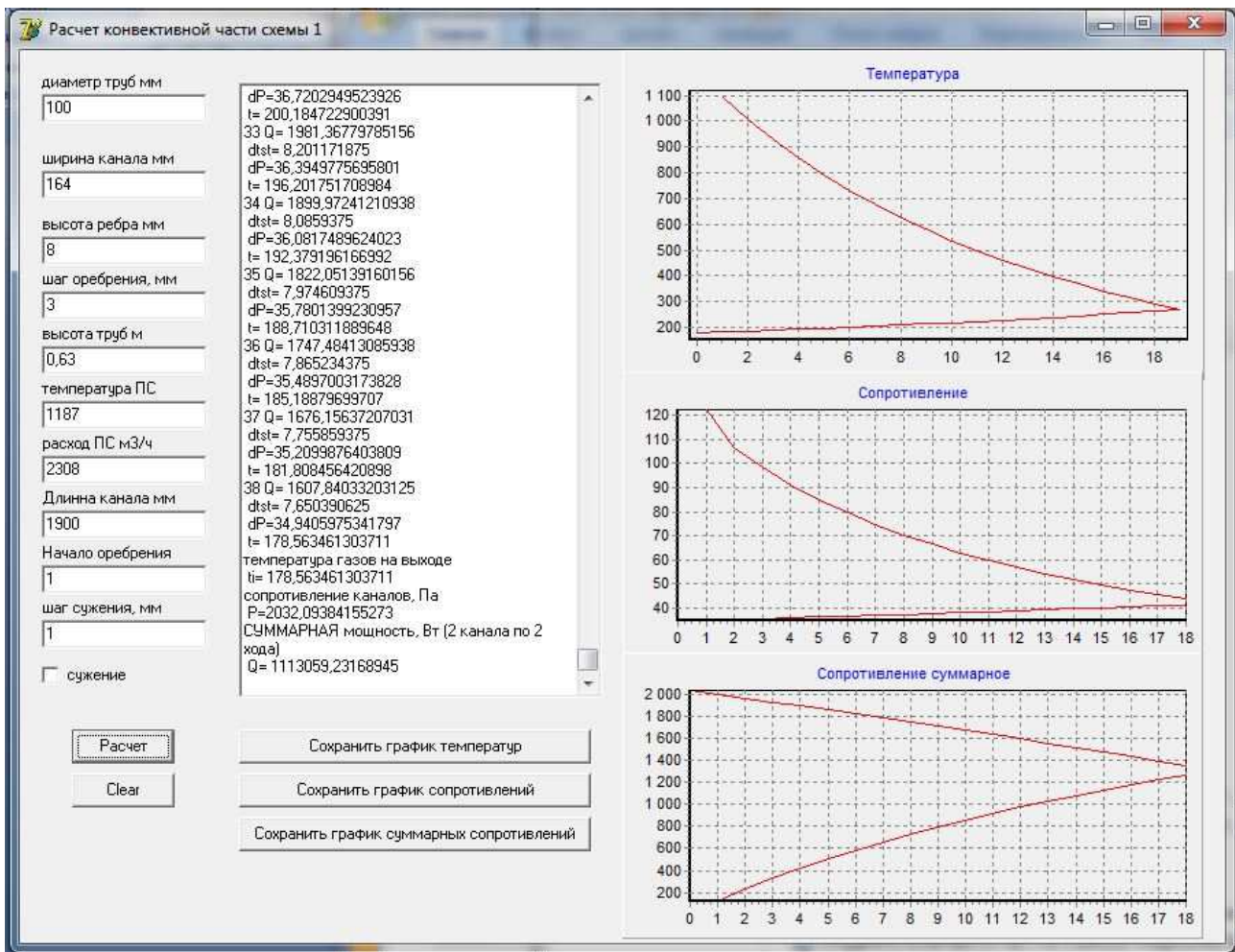


Рис. 10.13. Програма розрахунку параметрів у каналах змінної геометрії.

Для комплексного розрахунку теплогенератора з урахуванням радіаційної теплопередачі топці та конвективної теплопередачі в газових каналах, що утворені за допомогою металевих екранів розроблено наступний модуль (Рис. 10.14).

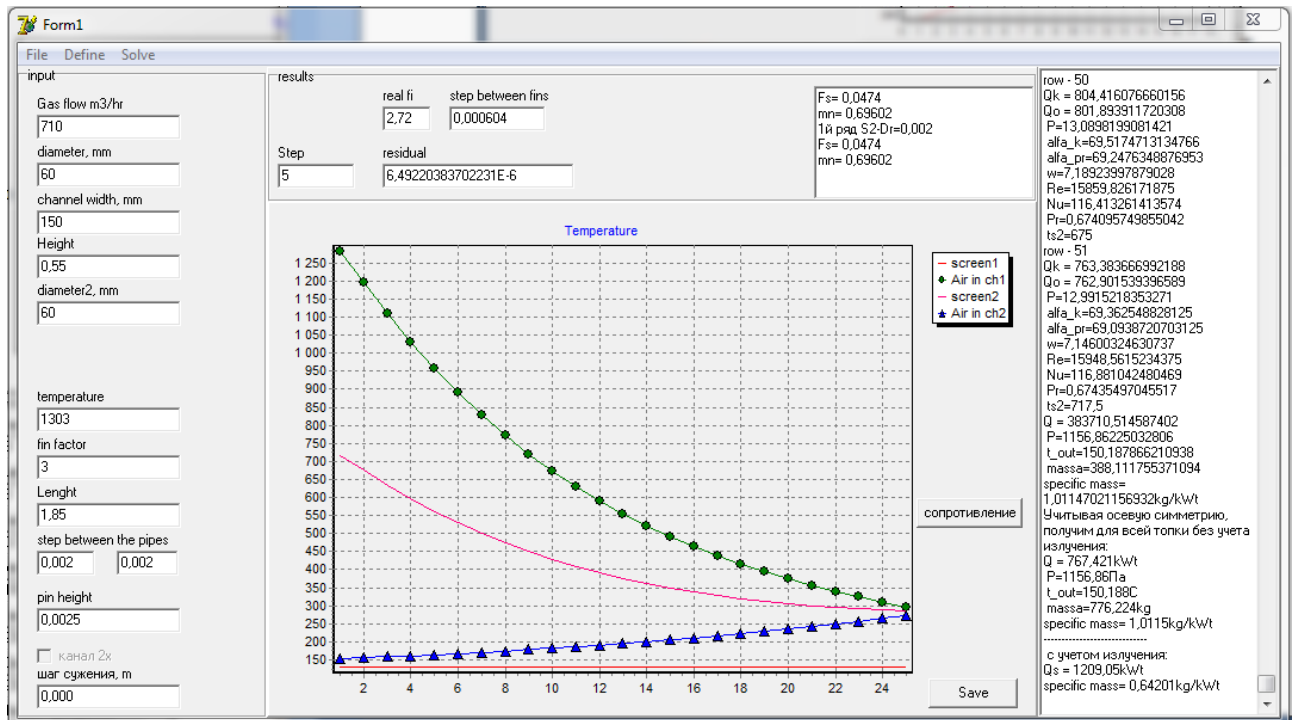


Рис. 10.14. Програма розрахунку теплогенератора (основна форма).

Форма 2 цього модуля (Рис. 10.15) дозволяє провести розрахунки радіаційно-теплообміну використовуючи параметри палива (витрати, теплота згоряння, адіабатична температура згоряння), параметри топкової камери та коефіцієнт надлишку повітря. В результаті розрахунків отримаємо теплову потужність радіаційного теплообміну в топковій камері, температуру та витрати топкових газів, та щільність теплового потоку, для запобігання кризи кипіння.

Результати розрахунків теплообміну в топковій камері можуть бути використані у якості вхідних даних при розрахунку конвективної теплопередачі в основній формі програми. Також потрібно задати діаметри труб першого та другого каналу, ширину, висоту, довжину та шаг звуження каналу, шаг між трубами в першому та другому каналі, висоту ребер та коефіцієнт оребрення. В результаті отримаємо поля температур та перепаду тисків в каналах, теплову потужність теплогенератора з урахуванням радіаційного теплообміну, температуру топкових газів на виході з теплогенератора, сумарний аеродинамічний опір та питому металоємність теплогенератора.

Form2

Расход газа м³/с
0,037

Теплотворная способность газа
35

Коэффициенты
Эффективности экранов
0,5

сохранения тепла
1

М-параметр
0,52

избытка воздуха
1,1

Т_а - адиабатическая т-тура горения
2315

ширина топки = 0,55м
диаметр экранных труб принят 60мм, зазор 2мм
поверхность экранных труб = 3,63м²
объем топки = 0,56м³
sx = 0,555м
starting

Tt=1586,1859 Tt=1577,0331 Tt=1576,2701 Tt=1576,2064
solved
lv = 23064,098kJ/m³
Bo = 0,461
Bu = 0,0945
Bupr = 0,15
Tt = 1303,0564 C
Ql = 441,62838kWt
Ggas = 7639,8522m³/hr
Ggas(20) = 1420,1672m³/hr
Qs = 121,70441kWt/m²

Расчитать Использовать р-ты

Рис. 10.15. Програма розрахунку теплогенератора (розрахунок топки).

Книга2

диаметр	Критерий	Стоимость при шир	Стоимость при шир	Стоимость при шир	Стоимость при шир	Стоимость при шир	Стоимость при шир	
0,006	1,396266	#####	1,393566	#####	1,387266	#####	1,389966	#####
0,008	0,721705	#####	0,732505	#####	0,738505	#####	0,758566	#####
0,01	0,973835	#####	0,973835	#####	0,973835	#####	0,973835	#####
0,012	1,35154	#####	1,35154	#####	1,35154	#####	1,35154	#####
0,014	1,93257	#####	1,93257	#####	1,93257	#####	1,93257	#####
0,015	2,254658	#####	2,254658	#####	2,254658	#####	2,254658	#####
0,016	2,786847	#####	2,786847	#####	2,786847	#####	2,786847	#####
0,018	4,186206	#####	4,186206	#####	4,186206	#####	4,186206	#####
0,02	6,348929	#####	6,348929	#####	6,348929	#####	6,348929	#####
0,021	8,062091	#####	8,062091	#####	8,062091	#####	8,062091	#####
0,022	9,970549	#####	9,970549	#####	9,970549	#####	9,970549	#####
0,025	19,25606	#####	19,25606	#####	19,25606	#####	19,25606	#####
0,027	34,90959	#####	34,90959	#####	34,90959	#####	34,90959	#####
0,028	41,51125	#####	41,51125	#####	41,51125	#####	41,51125	#####
0,03	61,2698	#####	61,2698	#####	61,2698	#####	61,2698	#####
0,032	87,82892	#####	87,82892	#####	87,82892	#####	87,82892	#####
0,034	126,8667	#####	126,8667	#####	126,8667	#####	126,8667	#####
0,035	163,7892	#####	163,7892	#####	163,7892	#####	163,7892	#####

Оптимизация трубного пучка

Длина труб Толщина слоя осадка
3 0

Ширина трубного пучка
1

Влияние ширины

S/d
2

Влияние S/d

Число ходов
1

Обратный код

Материал и стоимость за кг

Медь 425

Латунь Л68 340

Сталь 12X18Н10Т 450

Комплексный критерий

Весовой коэффициент

Масса Объем

наличие накатки

гладкая

накатанная

Мощность, Вт
2000000

Диаметр Масса Стоимость гор. рядов верт. рядов Объем Критерий

0,0080000 175,2289 74472,3136 62 4 0,21600000 0,80750679

Solve

Рис. 10.16. Програма розрахунку теплогенератора (розрахунок конденсатора).

Для розрахунку і оптимізації водяного конденсатору до складу програмного комплексу включено наступний модуль (Рис. 10.16). Модуль дозволяє досліджувати вплив конструктивних параметрів конденсатора заданої потужності на його масогабаритні показники. Програма розраховує масу і об'єм

конденсатора, кількість горизонтальних та вертикальних рядів труб, вартість металу та комплексний масогабаритний показник з можливістю налаштування вагового коефіцієнту відносного впливу маси та об'єму.

В програмі передбачена можливість вибору матеріалу труб з урахуванням його вартості. При заданих значеннях потужності конденсатора та довжині трубного пучка програмний модуль дозволяє дослідити вплив діаметру труб, ширини трубного пучка та відношення шагу між трубами до діаметру на комплексний критерій та на вартість трубного пучка конденсатора.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 10

Результати промислових випробовувань інноваційної сушарки показали можливість використання розробленого обладнання для технології виробництва сушеного часнику та морепродуктів. Доведено можливість організації процесу сушіння в вакуумі при конденсації водяної пари безпосередньо в обсязі сушильної камери. Доведено можливість теплопередачі до поверхні продукту за допомогою двофазного випарно-конденсаційного контуру. Термограми продукту, отримані за допомогою тепловізора, свідчать про незначне (в межах 1°C) відхилення температур у всіх касетах. Рівень температур і інтенсивність виходу пари з сировини показують, що установка відповідає вимогам до інноваційних зразків енергоефективної техніки сушіння.

Впровадження системи термотрансформації в вакуумну сушарку дозволить привести питомі витрати енергії до 1,19 МДж на кг видаленої вологи. Термін окупності запропонованої системи складе 1,16 років.

Створена програма "ETSdrier.exe" дозволяє проектувати блочні сушарки різних модифікацій, призначені для отримання екологічно безпечного продукту.

Список використаних джерел

1. Бурдо О.Г., Смирнов Г.Ф., Терзиев С.Г., Зыков А.В. Инновационные теплотехнологии АПК на основе тепловых труб – Одесса, «ИНВАЦ», 2014 – 376с.
2. Смирнов Г.Ф. Бурдо О.Г., Моделирование процессов в тепловых трубах и термосифонах – Одесса: Полиграф, 2012 – 294с.
3. The Nanotechnological Innovation in Food Industry [Text] / O.G. Burdo, A. V. Zykov, S. G. Terziev, N.V. Ruzhitskaya // International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA). 2016. Vol. 6. Issue 3. P. 144–150.

ВИСНОВКИ

В на підставі теоретичних та експериментальних досліджень в роботі науково обґрунтовано та доведено що використання принципів спрямованої доставки енергії до рідкої фази харчової сировини, дає можливість створення енергоефективних теплотехнологій та інноваційного тепломасообмінного обладнання. Повністю вирішені задачі теоретичних та експериментальних досліджень.

1. Проведене на основі аналізу енергетичної ситуації структурне моделювання енерготехнологій дозволило встановити що їх структурна недосконалість може бути джерелом втрат енергії. Виявлено протиріччя, що полягає в невідповідності потенціалу енергії, що утворюється при її генерації тепловим методом і необхідним потенціалом для її використання кінцевим споживачем в харчових виробництвах для розв'язання якого встановлюються додаткові ступені трансформації енергії. Рішення виявлених протиріч слід шукати в покращенні систем трансформації енергії, використанні нових принципів доставки енергії

2. Розроблені моделі градієнтних та безградієнтних систем адресної доставки енергії дозволили розширити уявлення про процеси тепло масообміну в капілярних структурах і дисперсних середовищах, та лягли в основу методик розрахунку удосконалених теплотехнологій, а саме:

– модель адресної доставки енергії всередину капілярно-пористого твердого тіла з урахуванням можливих локальних перегрівів рідини в капілярах, що призводять до точкового її переходу в парову фазу з ініціацією специфічного гідродинамічного двофазного потоку з капіляра в напрямку його відкритого торця, потужність якого визначається співвідношенням сил інерції потоку і сил «капілярного гальмування»

– модель процесу сушіння шару дисперсної сировини при градієнтній адресній доставці енергії за допомогою АТПП з урахуванням ефекту «капілярного гальмування»

– методики розрахунку і оптимізації процесів екстрагування в умовах адресної мікрохвильової доставки енергії.

– методики розрахунку і оптимізації процесів концентрування розчинів в випарних установках з системами термотрансформації на основі теплових насосів.

3. Для уточнення розроблених моделей було розроблено експериментальні установки і проведені дослідження процесів тепло та масообміну при:

– кипінні розчинів харчових продуктів. Запропоновано уточнену залежність для визначення коефіцієнтів тепловіддачі для яблучного соку концентрацією 10 – 50%.

– сушінні продукту в вакуумній сушарці. Запропоновані рівняння для визначення тривалості сушіння морепродуктів та овочевої сировини.

– кипінні рідини в теплообмінних трубах. Перевірено забезпечення сталої циркуляції при кипінні рідини в трубах діаметром від 60 мм при щільності теплового потоку до 800 кВт/м^2 .

– взаємодії від газового потоку з оребреними трубами зі специфічними видами оребрення. Визначено відповідні коефіцієнти тепловіддачі та аеродинамічного опору в діапазоні Re від 10^3 до 10^4 .

4. Розроблено інженерні методи і комп'ютерну програму розрахунку обладнання для сушіння дисперсних матеріалів з використанням градієнтних методів адресної доставки енергії за допомогою термосифонів. Створено програму розрахунку вакуумної сушарки та випарної установки удосконалених системами термотрансформації на основі теплового насосу випарник якого знаходиться безпосередньо в камері з продуктом, що дозволяє зменшувати опір лінії відводу і час роботи вакуум насосу. Розроблено методики і створено комп'ютерні програми для розрахунку і оптимізації теплогенеруючого обладнання з замкнутим випарно-конденсаційним циклом.

Створено програму розрахунку екстракторів з безградієнтною доставкою енергії за рахунок МХ випромінювання. Пакет прикладних програм комп'ютерного моделювання та оптимізації екстракторів при виробництві ро-

зчинної кави було впроваджено на Українсько-англійському спільному підприємстві «ГАЛКА Лтд» та на ПАО «Енни Фудз». Розгляд пакету програм показав, що вони становлять інтерес для обрання доцільних режимів роботи екстракторів.

5. Проведено серію дослідів з комп'ютерного моделювання та визначено:

– кінетику сушіння шару сипкого матеріалу в умовах підведення енергії за допомогою АТПП з урахуванням ефекту «капілярного гальмування»;

– конструктивні та режимні параметри екстракційного обладнання з адресною доставкою енергії продуктивністю по кавомісткій сировині від 6 до 96 т/год;

– конструктивні та режимні параметри теплогенератора, шарового підігрівача та калорифера модифікованої блочної зерносушарки продуктивністю 6 т/год, що забезпечують витрати природного газу 37,6 м³/год., або 5,68 м³/т;

– для запропонованої випарної установки з тепловим насосом оптимальною є температура гріючої пари 57 °С при 7500 годинах роботи ВВУ на рік. У разі 750 годин роботи в році, ця температура становить 60 °С;

6. Результати промислових випробовувань інноваційної сушарки показали можливість використання розробленого обладнання для технології виробництва сушеного часнику та морепродуктів. Доведено можливість організації процесу сушіння в вакуумі при конденсації водяної пари безпосередньо в обсязі сушильної камери. Доведено можливість теплопередачі до поверхні продукту за допомогою двофазного випарно-конденсаційного контуру. Термограми продукту, отримані шляхом тепловізійної зйомки, свідчать про незначне (в межах 1⁰С) відхилення температур у всіх касетах. Рівень температур і інтенсивність виходу пари з сировини показують, що установка відповідає вимогам до інноваційних зразків енергоефективної техніки сушіння. Впровадження системи термотрансформації в вакуумну сушарку дозволить привести питомі витрати енергії до

1,19 МДж на кг видаленої вологи Термін окупності запропонованої системи складе 1,16 років.

Створена пілотна установка з термотрансформацією для концентрування розчинів. Продуктивність установки по сировині при збільшенні концентрації від 12% до 60% складає 1,9 кг/год. Питомі витрати енергії складають 0.5 МДж на кілограм випареної води або 1,9 МДж на кілограм концентрованого продукту.

Проведені в лабораторії ОНАХТ дослідження дослідно-промислового зразка екстракційної установки з адресною доставкою енергії і наступний аналіз продукту в лабораторії ПАТ «Енні Фудз» показали, що отриманий екстракт відповідає усім показникам якості.