

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
«ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЗЕЛЕНСЬКИЙ АНДРІЙ ПЕТРОВИЧ

Гриф.
Прим. № ____
УДК 621.67

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗРОБКА ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ
ІНДИВІДУАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА ПНЕВМАТИЧНОГО
ВИСІВНОГО АПАРАТУ ПРОСАПНОЇ СІВАЛКИ**

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і
текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело ____ А.П. Зеленський

Науковий керівник **Мельник Віктор Іванович** доктор технічних наук, професор
Державний біотехнологічний університет

Харків–2025

АНОТАЦІЯ

Зеленський А.П. Розробка та обґрунтування параметрів індивідуального вентилятора пневматичного висівного апарату просапної сівалки. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування». – Державний біотехнологічний університет, Харків, 2025.

Дисертація присвячена удосконаленню роботи пневматичної системи сівалки точного висіву на основі запропонованої схеми індивідуального відцентрового радіального вентилятора. Основні зусилля були зосереджені на вивченні та дослідженні роботи пневматичної системи класичного типу, а також на роботі вентилятора. В результаті проведеної роботи Отримані результати та запропоновані методики, які можуть бути використані при дослідженні, проектуванні, доводці пневматичних систем машин і механізмів, що використовуються у сільському господарстві.

В процесі проведення посівних робіт виникає проблема підвищення продуктивності та ефективності, в той час коли агротехнічні підприємства активно розвиваються, при нестабільності технологічних норм вирощування сільськогосподарських культур. Внаслідок цих негативних проявів посівний процес стає більш дорожчим та виникає необхідність приділяти увагу розширенню номенклатури експлуатаційного парку сівалок. Ці прояви призводять до збільшення кількості, різноманітності типів сівалок. Продуктивність та ефективність процесу посіву знижується, в зв'язку з використанням великої кількості номенклатури висівних агрегатів.

Провідні виробники посівної техніки переважну увагу віддають сівалкам, які використовують в своїй роботі пневматичну систему. Сівалки з пневматичними висівними агрегатами, забезпечують високу точність висіву та дозування насіння. В пневматичній системі використання надлишкового тиску, дозволяє організувати подачу насіння з бункера, та провести дозування й

транспортування з висаджуванням, що дає можливість збільшити швидкість висіву насіння у ґрунт, а значить скоротити час роботи агрегату. Тому весь час наукова спільнота займається удосконаленням пневматичної системи сівалки. Одними з виявленими недоліками пневматичних систем сівалок точного висіву є пневматичні магістралі, висівні апарати та генератори вакууму (вентилятори). Наслідком неточного дозування насіння є гідравлічні втрати в пневматичних магістралях, втрати тиску повітря через неякісну герметичність пневматичні з'єднання, наявність різноманіття режимів роботи висівних апаратів та інше. Усі недоліки приводять до зростання втрат, а це в свою чергу збільшує кількість додаткових польових робіт. Для підвищення ефективності роботи пневматичної системи сівалки, виникає потреба у підвищенні рівня технічної досконалості агрегатів, що входять в неї. Утворюється завдання з підвищення показників до адаптованості процесу висіву до агротехнічних вимог.

Процесу руху повітряного потоку в каналах пневматичної системи присвячено велику кількість досліджень та наукових праць. Навчальні плани спеціалізованих навчальних закладів, які готують фахівців, що безпосередньо пов'язані з експлуатацією та роботою пневматичної системи, ґрунтуються на теоретичних основах поведінки повітряного потоку. Використання пневматики під час висіву, сприяє постійному вивченню поведінки повітряного потоку в агрегатах та його каналах за різних граничних умов. Це є наслідком виникнення ідеї щодо вдосконалення, поліпшення роботи пневматичної системи та механізмів сівалки, що працюють у ній. При цьому залишається багато невирішених питань, які виникають під час роботи пневматичної системи за різних умов експлуатації.

Під час руху повітряного потоку всередині закритого простору – каналів, трубопроводів та агрегатів виникають моменти, які супроводжуються непередбачуваними ситуаціями. Ці специфічні ситуації, що виникають під час руху повітряного потоку, враховуються при проектуванні нових або вдосконаленні існуючих пневматичних систем. Тому вивчення процесів руху повітряного потоку всередині каналів, трубопроводів та агрегатів залишається принциповою темою наукових досліджень та спостережень.

В рамках дисертаційної роботи проводилися дослідження процесів, які відбуваються у пневматичній системі сівалки точного висіву під час її роботи. В ході досліджень, під час роботи пневматичної системи просапної сівалки і на основі отриманих результатів, нашою групою, та мною особисто, було запропоновано нову реалізацію конструкції пневматичної системи, а саме переходу до модульного варіанту конструкції, яка передбачає використання вакуумних висівних апаратів. Також, було запропоновано, обладнати висівні апарати індивідуальними відцентровими радіальними вентиляторами. Передбачається, що привід кожного висівного апарату і вентилятора має здійснюватися індивідуальним незалежним електроприводом. В свою чергу, такі зміни в конструкції пневматичної системи сприяють підвищенню стабільності роботи, за рахунок зменшенню (майже відсутності) пневматичних трубопроводів, розширенню діапазону роботи самого агрегату, спрощенню налаштування висівного апарату, а значить і підвищенню його продуктивності. Під час дослідницької роботи було здійснено перехід від централізованої пневматичної системи до реалізації індивідуального модульного агрегату, який складається з індивідуального відцентрованого радіального вентилятора з висівним апаратом та їх електроприводів.

В рамках дисертаційної роботи було проведено чисельне моделювання газодинамічних процесів у індивідуальному радіальному відцентровому вентиляторі, створено 3D твердотільну геометричну модель. Використовуючи програмний комплекс ANSYS, було отримано картину процесу зміни значення статичного тиску P_{sv} повітряного потоку вздовж проточної частини, а також зміна значення швидкості повітряного потоку. Щодо температури повітря, було встановлено, що вона майже не змінюється, тому її значення в процесі вивчення нехтувались. Результатом розгляду стало збільшення статичного тиску, що залежить від величини масової витрати повітря, залежно від моделі робочого колеса. Отримана залежність досліджуваних параметрів від типу використовуваних колес в відцентрових радіальних вентиляторах.

На підставі математичного планування експерименту було проаналізовано основні рівні чинників, які впливають на модель. Виведено рівняння регресії у вигляді полінома першого ступеня. Проведено аналіз рівняння регресії створюваного статичного тиску в проточній частині індивідуального відцентрового радіального вентилятора разом з висівним апаратом. Критерієм оптимізації, при роботі, було обрано статичний тиск P_{sv} , який впливає на нерівномірність розподілу насіння, наслідки такого явища було проаналізоване за площею висіву. Отриманий висновок показує, що рівняння регресії першого ступеню описує досліджуване нами явище недосконало. Це спонукало перейти до рівняння регресії другого ступеню. Після обробки результатів багатофакторного експерименту, отримали рівняння регресії, що описує залежність другого ступеню. Встановлено, що основними факторами, які впливають на роботу досліджуваного вентилятора в пневматичній системі є масова витрата повітря кг/с (G_m), діаметр отворів висівного диска мм ($\varnothing d$), що присмоктують насіння, кількість працюючих отворів перепускного клапану шт ($z_{кл}$), кількість працюючих отворів на висівному диску, шт ($z_{диска}$), частота обертання робочого колеса рад/с (n).

Отримане рівняння регресії другого ступеню, в кодованому виді, дає наглядну можливість встановити залежність значення статичного тиску P_{sv} повітряного потоку від прийнятого значення вибраних факторів. Приймаючи до уваги, що вибрані фактори мають не тільки різні одиниці виміру, а також приймають різний порядок значень, то зручніше й більш наглядно буде вивчати ступінь їх впливу, на кінцеве значення поверхні відгуку, в кодованому виді.

Вирішувати кількісний вплив чинників можна двома способами: аналітичним та графоаналітичним. При аналітичному рішенні використовується метод невизначених множників Лагранжа. Графоаналітичне рішення, поставленої задачі, засновано на розгляді двомірних перерізів поверхні відгуку та виборі точок екстремумів.

Рациональна форма та геометричні розміри індивідуального відцентрового радіального вентилятора значною мірою визначають

створюваний статичний тиск P_{sv} . Від розмірів вхідного патрубку, також залежить продуктивність вентилятора. Розміри та форма робочого колеса значною мірою впливають на створюваний вентилятором статичний тиск P_{sv} . Форма та розміри ралика суттєво здійснює вплив на перетворення повного тиску P_v у статичний P_{sv} та динамічний P_{dv} тиск.

Виконавши аналіз дослідження встановили, що на величину статичного тиску P_{sv} , в пневматичній системі сівалки, впливають наступні фактори процесу: частота обертання робочого колеса, кут входу та виходу повітряного потоку в робочому колесі, кількість лопаток вентилятора, об'ємна витрата повітря.

Розроблено лабораторний стенд для дослідження та випробування індивідуального відцентрового вентилятора. Спроековано та виготовлено лінійку робочих колес, з різними кутами установки лопаток і їх кількості, проведено випробування на різних режимах роботи нашого агрегату. Стенд дає можливість за різних граничних умов отримувати параметри, що притаманні індивідуальному відцентровому радіальному вентилятору досліджуваних конструкцій.

В свою чергу отримано можливість вибрати найефективніший варіант конструкції виготовленого відцентрового радіального вентилятора. У роботі наведено результати аналітичного дослідження роботи пневматичної системи у новому виконанні. Отримано загальне рівняння, що описує залежність геометричних параметрів індивідуального відцентрового радіального вентилятора від обраних факторів. Розглянуто вплив кожного фактору на створюваний тиск. Запропоновано нову конструкцію висівного апарату з пневматичною системою, що з'єднує її з вентилятором. Визначено та висловлено думку щодо подальшого розвитку конструкції пневматичної системи сівалок.

Проведено наукове та інженерно-технологічне обґрунтування конструкції пневматичного висівного апарату для висіву просапних культур, облаштованого індивідуальною пневматичною системою, яка включає в себе індивідуальний вентилятор та перепускний клапан, встановлення якого поліпшує роботу всього агрегату.

В лабораторних умовах, експериментально доведено технологічну ефективність розробленої компоновальної схеми вакуумної системи на кожному висівному апараті, що показало компоновальні переваги для розробки перспективних посівних машин під майбутню систему землеробства Mix-Cropp, яка передбачає домінування змішаних (сумісних) посівів.

Проведено прогнозування господарської ефективності розроблених та запропонованих інженерно-технологічних рішень.

В роботі наведено аналіз відомих інженерно-технологічних рішень стосовно висіву насіння просапних культур, проведено моделювання робочого процесу поведінки повітряного потоку в пневматичній підсистемі висівного апарату та в проточній частині системи з індивідуальним відцентровим радіальним вентилятором.

Ключові слова: індивідуальний відцентровий радіальний вентилятор, висівний апарат, робоче колесо, статичний тиск, повний тиск, динамічний тиск, масові витрати повітря, рівняння регресії, поверхні відгуку, пневматична система.

Zelensky A.P. Development and Justification of Parameters for an Individual Fan of the Pneumatic Seed Meter of a Precision Planter. – Qualifying scientific work on the rights of manuscript.

Thesis submitted for the Doctor of Philosophy degree (PhD) in the specialty 133 – Industrial Machinery Engineering. State Biotechnological University, Kharkiv, 2025.

The dissertation is devoted to the improvement of the operation of the pneumatic system of a precision seed planter based on a proposed design of an individual centrifugal radial fan. The main efforts were focused on studying and analyzing the operation of traditional pneumatic systems, as well as the fan's performance. As a result of the conducted research, new results and proposed methods were obtained, which can be used in the study, design, and refinement of pneumatic systems in agricultural machinery and mechanisms.

During sowing operations, there arises a challenge of increasing productivity and efficiency, especially as agritechnical enterprises continue to grow amid unstable technological norms for crop cultivation. These negative factors lead to higher costs of sowing operations and necessitate the expansion of the range of seeders in use. This, in turn, results in an increase in the number and variety of planter types, and a reduction in sowing efficiency due to the wide range of seed dispensing units used.

Leading manufacturers of planting equipment primarily focus on seeders that use pneumatic systems. Pneumatic seed metering systems ensure high accuracy in seed dispensing and dosing. The use of overpressure in the pneumatic system allows seed to be transported from the hopper and dispensed with precision, enabling increased sowing speeds and reduced operational time. Therefore, the scientific community continually works on improving pneumatic planting systems.

Among the main drawbacks identified in current precision planting pneumatic systems are pneumatic pipelines, seed meters, and vacuum generators (fans). Inaccurate seed dosing is often caused by hydraulic losses in air lines, pressure loss due to poor sealing of pneumatic connections, and variable operating modes of seed

meters. These shortcomings lead to increased losses and, consequently, more field operations. Improving the efficiency of the pneumatic system thus requires enhancing the technical performance of its components, adapting the sowing process to agronomic requirements.

The movement of air through the channels of pneumatic systems has been the subject of many scientific studies. Educational curricula for institutions training specialists in this field are based on the theoretical foundations of airflow behavior. The use of pneumatics in planting requires constant study of airflow behavior under various boundary conditions, prompting ongoing efforts to improve system performance. However, many unresolved issues remain during system operation under varying conditions.

Airflow within enclosed spaces—channels, pipelines, and components—can give rise to unpredictable phenomena. These are considered in the design of new or improved pneumatic systems. Thus, studying airflow within such components remains a critical area of scientific inquiry.

This dissertation explores processes occurring within the pneumatic system of a precision planter during operation. Based on experimental findings, a novel design was proposed, shifting from a centralized pneumatic system to a modular configuration with individual centrifugal radial fans and vacuum seed meters. Each unit is equipped with its own independent electric drive. These design changes improve system stability by reducing (virtually eliminating) pneumatic pipelines, expanding operational range, simplifying seed meter adjustment, and improving performance.

Numerical modeling of gas-dynamic processes in the individual fan was conducted, and a 3D solid model was created. Using ANSYS software, simulations showed changes in static air pressure P_{st} and flow velocity along the flow path. Air temperature changes were negligible and thus not considered. It was found that static pressure depends on the air mass flow rate and fan impeller design.

Using experimental design methods, key influencing factors were analyzed. A first-order polynomial regression equation was derived but found insufficient, prompting the development of a second-order regression model. Factors affecting

system performance included: air mass flow rate G_m (kg/s), diameter of suction holes in the seed disk $\varnothing d$ (mm), number of bypass valve holes in operation z_n , number of active holes in the seed disk z_d , and impeller rotational speed (rad/s).

The coded second-order regression equation clearly shows the dependence of static air pressure on the selected factors. Due to differing units and magnitudes, a coded format was used for clarity. Factor influence was analyzed using both analytical methods (Lagrange multipliers) and graphical methods (2D response surface sections and extremum points).

The rational shape and geometric dimensions of the individual centrifugal radial fan largely determine the generated static pressure P_{sv} . Inlet pipe size also affects fan performance. The impeller's size and shape significantly influence pressure generation, and the volute's geometry affects the conversion of total pressure P_v into static P_{sv} and dynamic pressure P_{dv} .

Analysis showed that key factors affecting static pressure P_{sv} in the pneumatic system include: impeller speed, airflow entry and exit angles, number of fan blades, and air volumetric flow rate.

A laboratory test bench was developed for research and testing. Various impellers with differing blade angles and counts were designed and tested under various operating modes. The test bench allows collection of data under different boundary conditions for individual centrifugal radial fan designs.

This enabled the selection of the most efficient fan design. The dissertation presents analytical results for the improved pneumatic system, including a general equation describing geometric parameter dependencies. The effect of each factor on generated pressure was assessed, and a new seed meter design with an integrated pneumatic system and fan was proposed.

Scientific and engineering justification for the pneumatic seed meter's design was provided, including the integration of a bypass valve to improve system performance. Laboratory tests demonstrated the technological efficiency of the modular vacuum system for each seed meter. The proposed configuration is especially promising for the development of planting equipment suited to future "Mix-Cropp" systems, which prioritize intercropping.

Economic effectiveness of the proposed engineering solutions was forecasted. Known technological solutions for row crop sowing were analyzed. The dissertation also includes airflow modeling in both the pneumatic subsystem of the seed meter and the flow section of the fan.

Keywords: individual centrifugal radial fan, seed meter, impeller, static pressure, total pressure, dynamic pressure, air mass flow rate, regression equation, response surface, pneumatic system.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ, В ЯКИХ ОПУБЛІКОВАНІ ОСНОВНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ ДИСЕРТАЦІЇ

У фахових виданнях.

1. Мельник В.І., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Генезис посівних систем в контексті еволюціонуючого землеробства. // Науковий журнал «Інженерія природокористування». — Харків, 2021. — Вип. №3(21). — с. 39-51. *(Здобувачем запропоновано класифікацію етапів розвитку сівалок з визначенням ознак класифікації, що побудовані за характеристиками та типами засобів сівби, сформовано параметричний простір вимірювання рівню технічної досконалості засобів висіву.)*

2. Мельник В.І., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Чисельне моделювання газоподібних середовищ в проточній частині вентилятора. // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». — Суми, 2022. — Вип. 2(48). — с. 28-34. *(Здобувачем запропоновано методику розрахунку та оцінку газодинамічних параметрів ВРВ пневматичної системи сівалки точного висіву використовуючи класичні методології та САЕ - пакети програм на основі CFD -методів, що дало суттєво знизити витрати часу та ресурсів на проведення проектування та доведення систем сівалки.)*

3. Мельник В.І., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Побудова напірної характеристики відцентрового радіального вентилятора з використанням програмного пакет ANSYS CFX. // Загальнодержавний збірник «Механіка та автоматика агропромислового виробництва» ІМА АПВ НААН. — Глеваха, 2023. — Вип. 3(117). — С. 175-188. *(Здобувачем запропоновано підхід, що дозволяє оцінити параметри режими роботи ВРВ, визначити особливості зміни ККД та розподіл повного та статичного тиску в елементах проточної частини для подальшого удосконалення використовуючи програмний комплекс ANSYS CFX.)*

4. Мельник В.І., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Обґрунтування вибору конфігурації відцентрового радіального вентилятора з використанням

програмних комплексів Solidworks та ANSYS CFX. // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». — Суми, 2023. — Вип. 4(54). — с. 29-35. *(Здобувачем запропоновано можливість застосування програмного комплексу ANSYS CFX для вибору ВРВ зручнішої конфігурації використовуючи чисельне моделювання поведінки параметрів повітряного потоку різних типів робочих колес).*

Статті у наукових виданнях, які входять до наукометричних баз даних.

5. V. I. Melnyk, A.V. Nikiforov, O.P. Zelensky, **A.P. Zelensky**, R. V. Antoshchenkov Distributed Control System for Agrotechnical Processes Using Customizable Procedural Regulations. // Journal of Physics: Conference Series, 2224(2022)012093, p.1-13 (Scopus). *(Здобувачем запропоновано метод отримання тензорного рівняння перетворення вихідної мережі на основі вимог до складу вхідних і вихідних даних синтезованих процедурних регламентів, продемонстрований підхід, який може бути поширений на вирішення широкого кола проблем адаптивних змін у структурах організаційних систем управління проектування).*

6. V. I. Melnyk, O.P. Zelensky, **A.P. Zelensky** Numerical simulation of gas-dynamic processes in the centrifugal radial fan of seeding machines. // Machinery & Energetics, 2022. 13(3). — p. 62-72 (Scopus). *(Здобувачем запропоновано методика розрахунку ВРВ дозволяє зробити моделювання вентилятора з різними вхідними параметрами на основі оптимізаційних алгоритмів і методів обчислювальної газодинаміки та експериментальних дослідженнях.)*

7. V. I. Melnyk, O.P. Zelensky, **A.P. Zelensky** Design of centrifugal radial fans using regression analysis methods. // Machinery & Energetics, 2023. 14(3). — p. 47-60 (Scopus). *(Здобувачем запропоновано застосування статистичної теорії планування експериментів при проведенні обчислювальних досліджень замість натурних на етапах розробки, дослідження, проектування та експлуатації об'єктів пневматичної системи сівалок точного висіву, та приведено методику інтерполяційного обчислювального експерименту.)*

Праці, які засвідчують апробацію дисертації.

8. Мельник В.І., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Чисельне моделювання процесів у пневмосистемі сівалки для просапних культур. // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Сучасна інженерія агропромислових і харчових виробництв». 24-25 листопада 2022 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків, 2022. — с. 374-377.

9. Мельник В.І., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Численне моделювання газодинамічних процесів у відцентровому радіальному вентиляторі посівних машин. // Матеріали XXIII Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" 16–18 жовтня 2022 року, МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України, Житомирський агротехнічний фаховий коледж. — Житомир. 2022. — с. 114-116.

10. Мельник В.І., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Сучасні технології при численному моделюванні газоподібних середовищ в проточній частині радіального вентилятора. // Матеріали Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Виробництво сільськогосподарської продукції на основі Smart – технологій» (A Production of Agricultural Products Based on Smart Technologies). 30-31 березня 2023 року, сел. Глеваха / Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН України. — Глеваха. 2023. — с. 177-181.

11. Станіславенко А.В., Мельник В.І., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Поєднання кукурудзи та сої в посівах: стійкий та прибутковий підхід. // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ». 9-10 травня 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2023. — с. 100-102.

12. Станіславенко А.В., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Поєднання кукурудзи та сої в посівах // Матеріали XIX міжнародного форуму молоді «Молодь і індустрія 4. в XXI столітті». 6-7 квітня 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2023. — с. 30-31

13. Мельник В.І., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Числове моделювання нерозрахункових процесів у відцентровому радіальному вентиляторі. //

Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ». 9-10 травня 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2023. — с. 103-106.

14. Мельник В.І., Зеленський О.П., **Зеленський А.П.** Аналіз роботи радіального вентилятора з використанням програмного пакету Ansys CFX. // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ». 23-24 листопада 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2023. — с. 172-174.

15. **Зеленський А.П.** Дослідження структури повітряного потоку у пневматичній системі сівалки. // Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 117-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 22-23 лют. 2024 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. — Київ. 2024. — с. 205-208.

16. Мельник В.І., **Зеленський А.П.** Основи використання інформаційних технологій при організації виробництва сільськогосподарських машин. // Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих вчених «Інформаційні технології у сучасному світі» 22 квітня 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2024. — с. 250-252.

17. **Зеленський А.П.** Аналіз впливу повітряного потоку на посівний матеріал за різних діаметрів висівного диска. // XIX Міжнародна науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПВ» 21-22 травня 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків, 2024. — с. 166-168.

18. **Зеленський А.П.** Експериментальний стенд для дослідження параметрів повітряного потоку в проточній частині індивідуального відцентрового радіального вентилятора. // XXV Міжнародна наукова конференція «Сучасні проблеми землеробської механіки», присвячена 124-й річниці з дня народження видатного вченого у галузі землеробської механіки, академіка НААН

України, чл.кор. НАНУ, д.т.н., професора Петра Мефодійовича Василенка і 95-й річниці з дня заснування механіко-технологічного факультету НУБіП України, яка відбудеться 17–19 жовтня 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків, 2024. — с. 175-177.

19. Мельник В.І., **Зеленський А.П.**, Зеленський О.П. Дослідження режимів роботи відцентрового вентилятора пневматичного висівного апарату. // VI Міжнародна науково-практична конференція «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі» 01-25 листопада 2024 року, м. Запоріжжя / Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного. — м. Запоріжжя, 2024. — с. 222-225

20. **Зеленський А.П.** Етапи моделювання повітряного потоку у відцентровому вентиляторі висівного апарату. // XIX Міжнародна науково-практична конференція «Молодь і технічний прогрес в АПВ» 26-27 листопада 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків, 2024. — с. 252-255.

21. Мельник В.І., **Зеленський А.П.** Алгоритм розрахунку параметрів проточної частини відцентрового радіального вентилятора.// Збірник тез доповідей XII Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 118-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 22-23 лют. 2024 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. — Київ. 2025. — с. 304-306.

22. Мельник В.І., **Зеленський А.П.** Використання сучасних інформаційних технологій для дослідження поведінки повітряного потоку в пневматичній системі сівалки. // Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих вчених «Інформаційні технології у сучасному світі» 29 квітня 2025 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2025. — с. 449-452.

23. Мельник В.І., **Зеленський А.П.** Аналіз поведінки повітряного потоку в пневматичній системі сівалки блочного типу. // Матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПК» 21-22 травня 2025 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2025. — с. 210-212.

ЗМІСТ

ВСТУП. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЇ	25
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ВІДОМИХ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ СТОСОВНО ВИСІВУ НАСІННЯ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР	32
1.1. Огляд відомих технологій висіву насіння просапних культур	32
1.2. Огляд відомих конструкцій висівних систем для насіння просапних культур	38
1.3. Огляд відомих теоретичних досліджень висіву насіння просапних культур пневматичною сівалкою	47
Висновки за розділом 1	52
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПНЕВМАТИЧНОЇ ПІДСИСТЕМИ ВИСІВНОГО АПАРАТУ	54
2.1. Введення в карту розрахунку ентропії	54
2.2. Режим роботи відцентрового вентилятора	55
2.3. Класичні методи регулювання роботи відцентрового радіального вентилятора	58
2.4. Наявність втрат у відцентровому радіальному вентиляторі...	60
2.5. Конструкція радіальних вентиляторів. Методологія визначення основних геометричних та кінематичних параметрів робочого колеса.....	62
Висновки за розділом 2	75
РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОГО ЕКСПЕРЕМЕНТУ	77
3.1. Математична модель розподілу повітряного потоку у проточній частині ІВРВ	77

3.2. Моделювання процесів перебігу повітряного потоку у проточній частині ІВРВ	81
3.3. Якісний опис роботи ІВРВ у пневматичній системі	83
3.4. Чисельний розрахунок у середині проточної частини ІВРВ ..	83
3.5. Створення геометрії ІВРВ	84
3.6. Просторова дискретизація прохідного перерізу	86
3.7. Моделювання турбулентності повітряного потоку	89
3.8. Встановлення зв'язків параметрів висівного апарату та ІВРВ, що працюють в одній пневматичній системі	91
3.9. Математична модель розподілу повітряного потоку у ПССБТ	96
3.10. Планування факторного експерименту ПССБТ	99
3.11. Опрацювання результатів експерименту	100
3.12. Ротатбельний план другого порядку для ПССБТ	105
3.13. Остаточна специфікація математичної моделі рівняння статичного тиску у проточній частині ПССБТ	111
3.14. Аналіз рівняння регресії створюваного статичного тиску у проточній частині ПССБТ	112
3.15. Метод канонічного перетворення та аналізу поверхні відгуку	119
Висновки за розділом 3.	121

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕБІГУ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ

БЛОЧНОГО ТИПУ СІВАЛКИ	124
4.1. Програма лабораторних досліджень	124
4.2. Особливості роботи ВРВ	125
4.3. Опис руху повітряного потоку	134
4.4. Рівняння стану повітряного потоку	135
4.5. Параметри повітряного потоку гальмування	137
4.6. Спрощення для опису повітряного потоку	139

4.7. Рівняння Бернуллі для потоку повітря, що рухається	140
4.8. Рівняння неперервності для проточної частини	141
4.9. Закон збереження енергії повітряного потоку	142
4.10. Безрозмірні коефіцієнти повітряного потоку	143
4.11. Аналіз статичного тиску ПССБТ за допомогою програми ANSYS	144
4.12. Вплив геометричних елементів РК ІВРВ, що працює у пневматичній системі сівалки на рівень вихрових втрат.....	158
Висновки за розділом 4.	162
РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ	
МОДУЛЬНОЇ ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ СІВАЛКИ	164
5.1. Компонувальні переваги модульної пневматичної системи ..	164
5.2. Керованість і стабільність умов висіву насінні висівним апаратом обладнаним розробленою індивідуальною пневмосистемою	166
Висновки за розділом 5	176
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	178
ДОДАТКИ	182
Додаток А	183
Додаток Б	184
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	185

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення

a_i	– висота (довжина) характерних перерізів, м;
b_i	– ширина характерних перерізів, м;
c	– швидкість потоку в абсолютній системі координат, м/с;
c_i	– товщина характерних перерізів, м;
D_0	– діаметр вхідного патрубку, м;
D_1	– діаметр входу повітряного потоку в РК, м;
D_2	– діаметр виходу повітряного потоку із РК, м;
$d_{\text{отв}}$	– діаметр присмоктувального отвору на висівному диску, мм;
E_k	– кінетична енергія;
F	– сила Жуковського, Н
$f_{\text{ад}}$	– ступінь свободи;
F_p	– розрахункове значення критерію Фішера;
F_T	– табличне значення критерію Фішера;
g	– прискорення вільного падіння, м/с ² ;
G_m	– масова витрата повітря, м ³ /с;
G_v	– (продуктивність) об'ємна витрата повітря, м ³ /с;
G_p	– розрахункове значення критерію Кохрена;
G_T	– табличне значення критерію Кохрена;
h_γ	– гідравлічні втрати вентилятора;
k	– кількість факторів експерименту;
m	– маса характерне значення, кг;
n	– кутова швидкість обертання робочого колеса, рад/с;
$n_{\text{уу}}$	– коефіцієнт швидкохідності робочого колеса;
N_T	– потужність приводного вала;
p^*	– повний тиск створюваний вентилятором, Па.
P_B	– атмосферний тиск, Па;

p_{dv}	– динамічний тиск, що створюється вентилятором, Па;
p_{sv}	– статичний тиск створюваний вентилятором, Па;
p_{∞}^*	– безрозмірна напірна характеристика;
R	– радіус розташування точки, в якій визначається план швидкостей, м;
S_E	– дисперсія параметра оптимізації;
S_R	– сума квадратів відхилень розрахункових значень функції відгуку;
S_y	– дисперсія;
T	– температура в Кельвінах;
t_0	– температура в градусах Цельсія;
t^p	– розрахункове значення критерію Стюдента;
t^T	– табличне значення критерію Стюдента;
u	– окружна швидкість потоку, м/с;
V	– обсяг газу, м ³ ;
w	– швидкість потоку у відносній системі координат, м/с;
x	– значення змінних дослідів;
Z_{PK}	– кількість лопаток робочого колеса, шт;
$Z_{диск}$	– кількість працюючих отворів на висівному диску, шт;
$Z_{кл}$	– кількість працюючих отворів клапану, шт;
α	– кут потоку в абсолютній системі координат, кут установки лопатки НА, град;
β	– кут потоку у відносній системі координат, кут установки лопаті РК, град;
δ	– товщина профіля лопатки, м;
η	– коефіцієнт корисної дії, %;
η_v	– повний коефіцієнт корисної дії, %;
$\eta_{г}$	– гідравлічний коефіцієнт корисної дії, %;
η_m	– механічний коефіцієнт корисної дії, %;
η_{sv}	– статичний коефіцієнт корисної дії, %;

ν	– втулкове відношення;
φ	– коефіцієнт продуктивності;
ψ	– коефіцієнт стиснення потоку повітря;

Індекси

<i>max</i>	– максимальний;
<i>min</i>	– мінімальний;
<i>роб.ділянка</i>	– робоча ділянка;
*	– повний коефіцієнт;
<i>m</i>	– у проекції на меридіональну площину;
<i>r</i>	– у радіальному напрямку;
<i>t</i>	– середній крок лопаті;
→	– вектор;
∞	– Нескінченність.

Скорочення

ВА	– висівний апарат;
ВВП	– вал відбору потужності;
ВРВ	– відцентровий радіальний вентилятор;
ВиХНА	– вихідний направляючий апарат;
ВХНА	– вхідний направляючий апарат;
ДФЕ	– дробовий факторний експеримент;
ІВРВ	– індивідуальний відцентровий радіальний вентилятор;
ПССБТ	– індивідуальна пневматична система сівалки блочного типу;
ККД	– коефіцієнт корисної дії.
ММ	– математична модель;
ПЕ	– планування експерименту;
ПС	– пневматична система;
ПФЕ	– повний факторний експеримент;
ПЧ	– проточна частина;

РАВ	– равлик, спіральний корпус;
РК	– робоче колесо;
СА	– спрямляючий апарат;
СКВ	– середньо квадратичне відхилення;
ФЕ	– факторний експеримент;
ЦКП	– центральний композиційний план;
DES	– Detached Eddy Simulation;
LES	– Large Eddy Simulation;
RANS	– Reynolds-averaged Navier–Stokes;

ВСТУП

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЇ

Актуальність теми дослідження. Відцентровий радіальний вентилятор забезпечує створення вакууму в пневматичній системі сівалки необхідного для роботи висівних апаратів.

Через різні режими роботи пневматичної системи, використання посівних дисків з різним діаметром і кількістю отворів, різної конструкції пневматичної системи тощо, виникають питання в роботі вентилятора та системи. Вибір та стійка робота вентилятора в пневматичній системі за різних граничних умов є важливим завданням.

У сівалках для посіву насіння використовують пневматичні висівні апарати, які зарекомендували себе, як агрегати що забезпечують високу точність висіву, стійке дозування насіння і високу швидкість посіву. Ці переваги сприяють тривалий час провідними виробниками посівної техніки віддавати перевагу пневматиці.

Одночасний (сумісний) висів насіння різних культур в рамках майбутньої системи землеробства MixCropp сприяв виникненню ідеї створення пневматичної системи блочного типу. В такому випадку кожен висівний апарат облаштовують індивідуальною пневмосистемою, зокрема індивідуальним відцентровим вентилятором.

Дослідженням процесів висіву насіння просапних культур займалися такі відомі науковці, як П.М. Василенко, Г.М. Бузенков, В.П. Горобей, В.В. Труфанов, А.Г. Цимбал, Н.І. Кленин, К.Р. Казаров, В.І Мельник., С.І. Мельник, О.С. Кузьменко, С.В. Бегей, В.С. Басін, В.І. Александров, Д.Г. Войтюк, В.В. Василенко, М.Є. Руденко, Ю.А. Тирнов, та ін.. Вони внесли визначальний вклад в розвиток сучасної посівної техніки і технологій.

Роботи, що стосуються розробки посівних машин у яких передбачено облаштування кожного висівного апарату індивідуальною пневматичною системою на сьогодні невідомі, а отже розробка та обґрунтування параметрів

індивідуального вентилятора пневматичного висівного апарату просапної сівалки є актуальною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на базі Державного біотехнологічного університету в рамках науково-дослідних робіт кафедри оптимізації технологічних систем: «Розробка та автоматизація механізованих і технологічних систем рослинництва», 0118U003319, 2018-2022 рр.; «Наукове обґрунтування, проектування, оптимізація технічних і технологічних систем та процесів агропромислового виробництва», 0113U008229, 2023-2027 рр.

Об'єкт дослідження: технологічний процес відбору, дозування і транспортування насіння пневматичним апаратом просапної сівалки та субпроцеси течії повітряного потоку в проточній частині індивідуальної пневматичної системи висівного апарату.

Предмет дослідження: конструктивні і режимні параметри функціонування висівного апарату просапної сівалки і його індивідуальної пневматичної системи.

Методи дослідження: теоретичні дослідження з обґрунтування процесу руху насіння із порожнини висівної камери в порожнину сошника, повітряного потоку в міжлопатковому просторі, вибір трубопроводів пневматики проводилися на підставі відомих законів математики та теоретичної механіки; 3D-проектування загальної топології, конструкції та деталей запропонованих із застосуванням програмного комплексу SOLIDWORKS; моделювання та розрахунок параметрів робочих процесів функціонування складових елементів та пневмосистеми сівалки в цілому із застосуванням програмного комплексу ANSYS (універсальна програмна система аналізу методом кінцевих елементів); розробка математичних моделей та обґрунтування раціональних значень параметрів пневмосистеми сівалки із застосуванням регресійного аналізу та статистичної теорії планування експериментів; обробка результатів досліджень проводилася методами математичної статистики з використанням прикладних програм MathCad та Microsoft Excel та написання власної програми

на C++; експериментальні дослідження проводили із застосуванням повномасштабних та зменшених копій пристроїв та застосуванням теорії подібності згідно з ГОСТ 10921-90; виготовлення конструктивних елементів для дослідження із застосуванням 3D друку; польові дослідження на основі відомих методик і статистичних методів обробки експериментальних даних.

Метою роботи є підвищення контролю та керованості процесами відбору і транспортування насіння пневматичним висівним апаратом просапної сівалки, шляхом облаштування кожного висівного апарату індивідуальним вентилятором та узгодженням їх конструктивних параметрів і режимів роботи.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення наступних **завдань дослідження**:

- провести аналіз та систематизувати відомі інженерно-технологічні розробки і теоретичні дослідження процесів дозування і транспортування насіння просапних культур пневматичними висівними апаратами, обґрунтувавши можливість, необхідність і ефективність облаштування кожного висівного апарату індивідуальним вентилятором, а також довівши перспективність таких інновацій з позиції еволюції посівних технологій і машин в цілому;

- встановити причини та фізичну сутність техніко-технологічних суперечностей, які проявляються в процесі функціонування традиційної пневмосистеми просапної сівалки із централізованим вакуумним апаратом і теоретично обґрунтувати механізми усунення, або часткового вирішення таких суперечностей шляхом застосування множини індивідуальних вентиляторів, якими облаштовано кожен із висівних апаратів сівалки.

- виконати математичне і цифрове моделювання процесів створення вакууму, течії повітряних потоків, захвату і транспортування насіння в робочій зоні висівного апарату та встановити функціональні взаємозв'язки між конструктивними і режимними параметрами висівного апарату і його індивідуальної пневматичної системи;

- виконати теоретичне обґрунтування ефективності та необхідності включення в індивідуальну пневмосистему висівного апарату перепускного пневматичного клапану.

— провести наукове та інженерно-технологічне обґрунтування конструкції пневматичного висівного апарату для висіву просапних культур, облаштованого індивідуальною пневматичною системою, яка включає в себе індивідуальний вентилятор і перепускний клапан;

— в лабораторних умовах експериментально довести технологічну ефективність розробленої компоновальної схеми і конструкції висівної системи на основі пневматичного висівного апарату для висіву просапних культур, який облаштовано індивідуальною пневматичною системою, що включає в себе індивідуальний вентилятор та перепускний клапан.

— провести прогнозування господарської ефективності розроблених та запропонованих інженерно-технологічних рішень.

Наукова новизна отриманих результатів:

— для обґрунтування раціональної конструкції ІВРВ вперше встановлено функціональні взаємозв'язки між геометричними, газодинамічними і кінематичними параметрами ІВРВ та створюваним повним тиском у робочій камері висівного апарату сівалки, одержано рівняння регресії що пов'язують перелічені фактори;

— для обґрунтування алгоритму керування процесом висіву вперше встановлено функціональні взаємозв'язки між геометричними і раціональними значеннями режимних параметрів роботи облаштованого ІВРВ висівного апарату в залежності від якісних показників процесу присмоктування посівного матеріалу до поверхні висівного диску;

— для стабілізації параметрів вакууму в робочій камері висівного апарату вперше встановлено залежності, що пов'язують їх із конструктивними та регульованими параметрами перепускного клапану.

Практичне значення отриманих результатів.

Запропонована і обґрунтована нова конструкція модульної висівної системи просапної сівалки, яка включає пневматичний висівний апарат та індивідуальну пневматичну підсистему до складу якої входить індивідуальний вентилятор і перепускний клапан. Така висівна система є електропривідною

та автоматизованою, а від так, повністю автономною. Її використання в конструкції посівної машини забезпечує велику свободу компоновання.

Якщо прийняти до уваги перспективи розвитку рослинництва, зокрема впровадження новітньої системи землеробства MixCroop і, відповідно, поширення змішаних посівів, реалізація яких передбачає одночасний висів декількох культур, то автономність і компоновальні переваги запропонованої модульної посівної системи відкривають широкі можливості проектування новітніх посівних комплексів із гнучкою топологією і підвищеною універсальністю. В кінцевому результаті це призведе до здешевлення комплексу машин для рослинництва в цілому.

Спираючись на проектні показники запропонованої модульної пневматичної висівної системи розроблено рекомендації щодо вдосконалення сучасних сівалок просапних культур. Відповідно, розроблені інженерно-технологічні рішення рекомендовано до впровадження у виробництво серійних просапних сівалок АТ «Ельворті» (м. Кропивницький, вул. Євгена Чикаленка, 1. Акт ДБТУ, АТ «Ельворті», 2024 р.).

Окремі інженерно-технологічні рішення використано при модернізації центрального вентилятора пневмосистеми сівалки Vega 8 Profi виробництва АТ «Ельворті». На підставі проведених на полях ТОВ «Дельта» (м. Харків, вул. Пащенківська, 11) в 2023-2024 роках спільних експериментально-виробничих випробувань експериментального відцентрового радіального вентилятора пневматичної системи сівалки Vega 8 Profi виробництва АТ «Ельворті» встановлено, що застосування модернізованого вентилятора дозволило підвищити стабільність показників якості висіву насіння сої та кукурудзи (Акт ДБТУ, ТОВ «Дельта», 2024 р.).

Результати дисертаційної роботи доцільно використовувати у закладах вищої освіти для підготовки здобувачів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» галузі знань 13 «Механічна інженерія», у навчальних курсах: «Сільськогосподарські машини», «Використання техніки в АПК» та спеціальних курсів, пов'язаних із проектуванням і використанням посівних машин, та вирощуванням просапних культур.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень та отриманих результатів забезпечується результатами лабораторних досліджень.

Особистий внесок здобувача. Теоретичні та практичні результати, а також результати отримані в ході експериментальних досліджень, які були отримані в ході дисертаційної роботи та винесені на захист, зроблені автором самостійно. Пошук та аналіз відомих інженерно-технологічних рішень, а також літературних джерел за тематикою дисертації, проведення математичного моделювання робочого процесу пневматичної системи та підсистеми висівного апарату сівалки, моделювання процесу перебігу повітряного потоку у проточній частині індивідуального відцентрового радіального вентилятору та моделюванні турбулентності потоку, розроблення математичної моделі розподілу повітряного потоку у пневматичній системі сівалки блочного типу та проведення регресійного аналізу, розроблення стенду по дослідженню перебігу повітряного потоку в проточній системі інноваційної моделі індивідуальної пневматичної системи для висівного апарату сівалки і аналіз ефективності застосування такого підходу, використовуючи моделі та методи, планування та прийняття рішень по реалізації змін до конструкції пневматичної системи виконано автором особисто. Автор дисертації, отримані результати, були представлені та опубліковані у співавторстві у фахових виданнях де автором особисто було запропоновано методику розрахунку та оцінку газодинамічних параметрів ВРВ пневматичної системи сівалки точного висіву використовуючи класичні методології та CAE - пакети програм на основі CFD – методів, запропоновано використовувати додатково модель турбулентності SST (Shear Stress Transport) та для побудови 3D-твердотільної геометричної розрахункової моделі проточної частини області вентилятора використовувати програмний комплекс Solidworks, брати до уваги результати отримані в ході регресійного аналізу робочих процесів, що відбуваються в вентиляторі для більш коректного визначення геометричних параметрів робочого колеса.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи було представлено, обговорено та отримано позитивні відгуки на міжнародних науково-технічних конференціях, серед них: XXIII Міжнародна наукова конференція "Сучасні проблеми землеробської

механіки" 16–18 жовтня 2022 року, МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Житомир; міжнародної науково-практичної інтернет-конференція «Виробництво сільськогосподарської продукції на основі Smart – технологій» (A Production of Agricultural Products Based on Smart Technologies). 30-31 березня 2023 року, сел. Глеваха; Всеукраїнська науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПВ». 9-10 травня 2023 року, м. Харків; XI Міжнародна науково-технічна конференція «Крамаровські читання» з нагоди 117-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 22-23 лютого 2024 р., м. Київ; XXV Міжнародна наукова конференція «Сучасні проблеми землеробської механіки», присвячена 124-й річниці з дня народження видатного вченого у галузі землеробської механіки, академіка НААН України, чл.-кор. НАНУ, д.т.н., професора Петра Мефодійовича Василенка і 95-й річниці з дня заснування механіко-технологічного факультету НУБіП України, яка пройшла з 17–19 жовтня 2024 року, м. Харків; XIX Міжнародна науково-практична конференція «Молодь і технічний прогрес в АПВ» 26-27 листопада 2024 року, м. Харків; XII Міжнародна науково-технічна конференція «Крамаровські читання» з нагоди 118-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) лютий 2025 р., м. Київ; Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих вчених «Інформаційні технології у сучасному світі» 29 квітня 2025 року, м. Харків та інші.

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковані в 23 наукових працях: в 4 наукових статтях фахових видань; у 3 – закордонних виданнях; у 16 тезах доповідей.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку літератури зі 167 найменувань, 2 додатків. Основний зміст роботи викладено на 200 сторінках машинописного тексту, включаючи 69 рисунків, 20 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ВІДОМИХ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ СТОСОВНО ВИСІВУ НАСІННЯ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР

1.1. Огляд відомих технологій висіву насіння просапних культур

Процес висіву сільськогосподарської культури є одним з найбільш значущих етапів технологічного процесу. Основним завданням висіву – рівномірний розподіл висівного матеріалу на оброблюваній ділянці, з урахуванням площі харчування рослин, виходячи з агротехнічних вимог. Висіватися матеріал повинен рівномірно та бути розподілений як за довжиною гону посівної системи, так і за шириною її захоплення. Оцінка якості сівби є базовим показником технологічної операції.

При роботі посівної машини особлива увага приділяється пневматичній системі та основним її елементам ВРВ, ресиверу, трубопроводам та висівному апарату [1–3]. Забезпечення висіяного насіння всіма необхідними поживними речовинами відбувається за рахунок рівномірності висіву – площі живлення, що пред'являється технологією, здійснюється завдяки висівній системі сівалки. Вимоги, що висуваються до сівалок, відноситься ряд показників, такі показники, як рівномірність розподілу насіння в рядку – 97%; розподіл насіння у рядку та відхилення від середньої лінії – 97 %; кількість перепусток – 95 %; кількість двійників насіння – 97%; додатково при внесенні твердих гранульованих мінеральних добрив прийнято такі вимоги – відхилення від фактичної норми висіву не повинно перевищувати 10%.

Питаннями технології висіву, догляду та збору просапних культур постійно займаються вітчизняні та зарубіжні дослідники. Процес висіву має на увазі якісний розподіл висівного матеріалу за площею поля, виконуючи технологічні вимоги. Висів здійснюється як механічними, так і пневматичними системами, що висівають. Вивченням нюансів у роботі висівних систем займаються дослідники з їх виникнення [4 – 6].

Результати спостережень, аналізу та експериментів дають можливість зробити висновки, що підвищення врожайності приблизно на 10...20% можливе завдяки дотриманням технологічних вимог та якісним висівом насіння. Дотримання цих норм підвищує дружність сходів, зменшення вегетативного терміну розвитку рослини, а це призводить до збільшення врожайності.

Відмінні з інших культур фізико-механічні властивості просапних культур формують свої особливості технологічного процесу висіву. Останнім часом просапні культури – кукурудза, соняшник посіли значне місце у сівозмінах господарств, що обумовлено соціально-економічними передумовами [7]. Якість, продуктивність висіву, рівень пошкодження висівного матеріалу (у відсотковому еквіваленті) характеризують ефективність виконання технологічної операції. Отримання необхідних значень цих показників залежить насамперед від процесу протікання насіннєвого матеріалу, що володіє своїми геометричними властивостями, у системі «бункер-апарат, що висіває, спільно з пневматичною системою пристрою – насіннєпроводу – сошника». Знання геометричної форми та розміру використовуваного насіння дає можливість передбачити технологічно-конструктивні параметри висівного апарату, необхідні параметри повітряного потоку (швидкість повітряного потоку, тиск в районі висівного диска), розміри та форму ресивера й його довжина, кут нахилу та діаметр насіннєпроводу, конструкцію й геометричні параметри вентилятора, матеріал та кількість осередків висівного диска (при відповідній конструкції) та інше. Від забезпечення необхідних значень зазначених вище показників залежить насамперед конструкція висівного апарату та пневматичної системи де все це в комплексі відіграє велику роль на процес висіву насіння [2, 3].

З огляду на всі ці чинники, при проектуванні пневматичної системи та агрегатів сівалки, приділяють увагу основним геометричним, фізико – механічним параметрам просапних культур, ці дані беруться з науково – технічної літератури, які, наприклад, наведено у таблицях 1.1 і 1.2.

Розміри та форма насіння це є його геометричні властивості, які тісно пов'язані один з одним [7 – 14]. Розмір будь-якого насіння класифікують за довжиною, шириною та товщиною насіння, рисунок 1.1.

Таблиця 1.1 – Розміри та форма насіння деяких просапних культур

Культура	Довжина, мм	Ширина, мм	Товщина, мм	Форма насіння
Соняшник	7,5-15,0	3,5-8,5	1,7-6,0	подовжена, еліпсоподібна
Кукурудза	6,0-17,0	5,0-11,0	2,7-8,0	овальна-ниркоподібна
Сорго	1,8-3,2	1,2-2,5	1,0-2,2	куляста, подовжена
Соя	5,2-8,2	4,6-6,7	3,5-5,5	овальна, куляста

Таблиця 1.2 Фізико – механічні властивості насіння просапних культур

Культура	Маса 1000 насіння, г	Щільність, кг/м ³	Натура, кг/м ³
Соняшник	92,1	0,660	0,365
Кукурудза	264,1	1,160	0,740
Дражований буряк	34,6	1,330	0,798
Сорго	20,8	1,160	0,725
Соя	152,0	1,160	0,754

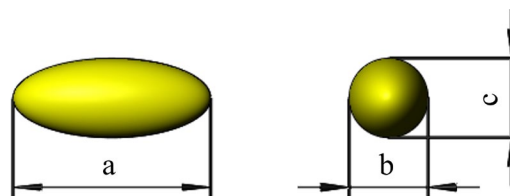


Рисунок 1.1 – Геометричні параметри насіння: а – довжина, b – ширина, c – товщина

При висіві насіння просапних культур необхідно керуватися вимогами, що визначаються якістю висіву та враховуючи польову схожість й врожайність культури, що обробляється. Завдяки постійному вивченню та дослідженню процесу висіву просапних культур, вироблено вимоги та норми [9, 14], які постійно допрацьовуються та удосконалюються, особливо у разі нових видів сортів культури. Дотримуючись вимог щодо процесу висіву просапних культур, дозволяє отримати високий результат.

На технологічний процес висіву просапного насіння пневматичними машинами, істотно впливає тиск, що створюється в пневматичній системі ВРВ, тому при проектуванні ВРВ необхідно враховувати геометричні параметри культури, що висівається. Враховуючи фізико-механічні властивості насіння можливо більш якісно передбачити технологічно-конструктивні параметри висівного апарату, форму та кут скосу насіннєвого бункера, принцип дії, розмір і кількість осередків висівного диска, швидкість повітряного потоку, довжину, кут нахилу та діаметр семепроводу, конструкцію та видавані параметри [1, 4].

При посіві оцінюється відхиленням маси частки посіву від норми висіву культури тобто це відстанню між насінням в рядку і відхиленням від середньої лінії, визначається нерівномірність висіву культури [8].

Пошкодження (дроблення) і це неминуче в процесі посіву насіння, існують вимоги, що пред'являються (у відсотковому еквіваленті) до кількості фактично втраченого насіння при їх внесенні в ґрунт. Норми пошкодженого насіння регламентуються відповідними вимогами [14, 16].

На якість посіву впливає захоплення культури диском ВА. Щільність насіннєвого матеріалу, яка залежить від присутності повітря (40 % повітря і більше знижує щільність) впливають на процес захоплення насіння просапних культур. На густину насіння надають фізичні властивості культури, такі як міцність, вологість, пружність.

На рух посівного матеріалу в процесі посіву: по поверхні висівного диска, рух між насінням, взаємодія з поверхнями при русі до поверхні поля – впливає стан самої поверхні посівного матеріалу (шорсткість, гладкість, бугристість, наявність западин, наявність пошкоджень). Величина коефіцієнта тертя характеризує ступінь взаємодії насіння між собою або з поверхнями з якими взаємодіє [17].

Окремо розглядається вплив на переміщення висівного матеріалу з фрикційними властивостями. Кут укладання насіння, що утворився при засипанні насіння в бункер, кут природного обсипання матеріалу з поверхні насіннєвого бункера впливає на положення висівного матеріалу протягом ходу.

Вплив аеродинамічних властивостей насіннєвого матеріалу в пневматичних системах приділяють особливу увагу. Аеродинамічні властивості насіння впливають на поведінку їх у повітряному потоці та характеризуються швидкістю витання. У процесі роботи пневматичної системи насіння від бункера переміщається до отворів висівного диска з меншою швидкістю ніж швидкість витання $v_{\text{вит}}$, при цьому вони мають більшу масу в порівнянні з повітрям ($700 - 800 \text{ кг/м}^3 > 1,25 \text{ кг/м}^3$) [19, 93, 127, 155]. Показники швидкості витання, коли частка перебуває у зваженому стані, наведено у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 Аеродинамічні характеристики насіння просапних культур

Назва насіння	Швидкість витання, м/с	Назва насіння	Швидкість витання, м/с
Сорго	15-16	Соняшник	4-14
Соя	17,3-20,2	Кукурудза	9,75-14,1

Тому вплив повітряного потоку на насіння характеризується такими показниками, як критична швидкість (при якій частка перебуває у зваженому стані), коефіцієнта опору та коефіцієнта парусності.

На якість посіву насіння впливає й спосіб висіву. Розрізняють такі способи висіву – рядовий, смуговий, розкидний, стрічковий, гніздовий, квадратногніздовий, перехресний та комбінований. Спосіб висіву вибирають залежно від особливостей оброблюваної просапної культури, і визначальним показником є площа живлення рослин [7 – 21].

Встановлено, що на процес висіву насіння впливає конструктивні особливості вузлів сівалки: трубопроводів, ВРВ та ВА. Наприклад, якість (шорсткість) поверхонь впливає на протікання повітряного потоку та переміщення посівного матеріалу, геометричні розміри, якість пневмосистеми також впливає на створення необхідного значення тиску, що в свою чергу впливає на переміщення посівного матеріалу та повітряного потоку.

Час – терміни посіву просапних культур також постійно досліджуються вченими та надаються рекомендації з цього питання [21]. З цим показником безпосередньо пов'язаний такий показник, як вологість ґрунту, від якого залежить глибина посіву відповідно до агротехнічних вимог (АТВ) викладених у технічній літературі. При цьому оптимальні терміни та необхідна глибина висіву для різних просапних культур є індивідуальними.

Агротехнічні вимоги до посіву насіння сільськогосподарських культур:

- 1) Відхилення фактичної норми висіву насіння від заданої, як правило, не повинно перевищувати $\pm 3\%$ для зернових культур, а для просапних та бобових культур можуть бути відхилення до $\pm 5-8\%$;
- 2) Насіння посіву має бути рівномірно розподілене по поверхні поля (норми відхилення окремих висівних апаратів (ВА) – для зернових не більше 6%, для зернобобових не більше 10%, для трав не більше 20%);
- 3) Кількість пошкодженого насіння не повинна перевищувати більше 0,2% для зернових та 0,7% для зернобобових;
- 4) Відхилення глибини загортання насіння від середньої не більше 15%;
- 5) Відхилення стику міжряддя від ширини основного не більше ± 5 см.

До вимог способу посіву просапних культур, відносять рядовий, смуговий, розкидний, стрічковий, гніздовий, квадратногніздовий, перехресний та комбінований способи. Спосіб висіву просапних культур вибирають залежно від вимог, що висуваються для культури, що висівається, спираючись на попередній досвід і вимоги технічної літератури: особливостей обробітку просапної культури, де визначальним показником є площа живлення рослин [21]. Таким чином, перевагу віддають при висіві просапних культур широкорядним, пунктирним, гніздовим або стрічковим способами. Домогтись ширини міжрядь не складно – домагаються шляхом перестановки посівних секцій по рамі сівалки (міжряддя має становити не менше 45 см), сучасні машинні технології обробітку просапних культур, після появи сходів, передбачають подальший догляд за рослинами. Рівномірне розміщення насіння по довжині рядка втілити значно складніше, сучасна тенденція розвитку посіву спрямована на збільшення швидкості висіву, тому проводяться постійно у цьому напрямі нові розробки та експерименти.

1.2. Огляд відомих конструкцій висівних систем для насіння просапних культур

В даний час в Україні при висіві просапних культур використовують просапні сівалки як вітчизняного [4, 22], так і зарубіжного виробництва.

Розвиток посівної техніки для посіву просапних культур довгий час був спрямований переважно на підвищення продуктивності, тобто на збільшення робочих швидкостей, ширину захвату, потужності тракторів, оптимального розміщення насіння на площі та глибині, створення щільного насінневого ложа. Виконати поставлені умови висіву просапних культур вимагало розробки принципово нових висівних апаратів та органів, удосконалення пневматичної системи та її вузлів. В останні роки стало ясно, що перспективний напрямок розвитку просапних сівалок можливий лише за удосконаленням вузлів та агрегатів пневматичної системи, перехід висівних апаратів на швидкісне дозування (полати встановлений поріг швидкості 0,3 м/с) наближаючись до швидкості руху агрегату.

Вирішенням проблеми підвищення якості висіву займалися такі вчені П.М. Василенко [23], А.А. Будагов, С.Д. Полонецький, Г.М. Бузенков [22], В.П. Горобей [25, 26], В.В. Труфанов, А.Г. Цимбал, Н.І. Кленин [33], К.Р. Казаров, В.І. Мельник [27 – 30], С.І Мельник. [31], О.С. Кузьменко [32], С.В. Бегей [35], В.С. Басін [36], В.І. Александров, Д.Г. Войтюк [38] В.В. Василенко, К.З. Кухмазов, О.Н. Кухарьов, Г.І. Подпрятков, М.Є. Руденко, Ю.А. Тирнов, В.П. Чичкин [36], В.В. Брей [37], П.М. Заїка [39] та інші науковці.

Дослідженням закономірностей розподілу насіння та рослин за площею поля та за глибиною, визначення оптимальних параметрів займалися В.С. Басін, В.А. Белодєдов, А.А. Будагов, Г.М. Бузенков, М.Н. Болдов, І.І. Гурєєв, Ф.Г. Гусінцев, А.Ф. Кошурніков, А.П. Іофінов, Е.В. Хангільдіна, Л.С. Зенін, В.П. Паламарчук, Л.В. Погорєлов, Ф.В. Пошарніков, П.В. Савич, А.Г. Цимбал та інші [16 – 39].

Група просапних сівалок за призначенням істотно відрізняється один від одного конструктивно хоча й має однакові за призначенням елементи.

Просапні сівалки можуть бути класифіковані за різними ознаками: за призначенням; за компонованням робочих органів; за типом системи дозування; за способом приводу; агрегатування; за тяговим класом трактора, з яким передбачається агрегатування; за способом подачі насіння в борозну; по рядності; за типом рами та числом її секцій; за способом, за яким здійснюється висів; за типом робочого фону; за наявності та конструкції туковисівної системи; за способом приводу пристроїв, що дозують насіння і т.д. [15, 24, 26].

Аналіз літературних технічних джерел вказує, що на сьогоднішній день створено велику кількість конструкцій просапних сівалок, класифікація яких представлена рисунку 1.2.

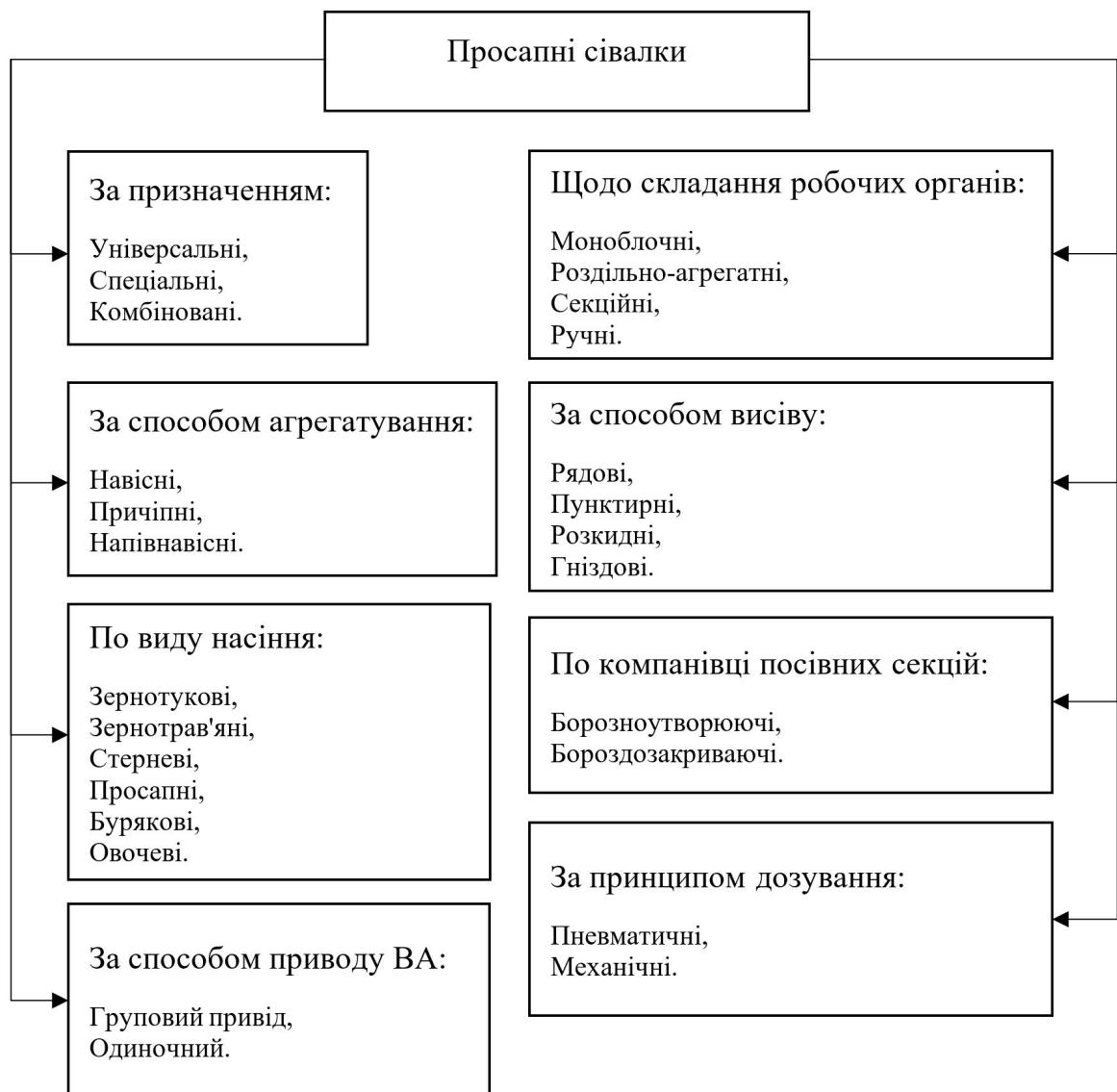


Рисунок 1.2 – Класифікація просапних сівалок

Просапні сівалки рисунок 1.2 можна класифікувати: за призначенням, за способом агрегатування, за видом насіння, що потрібно висіяти, за способом приводу ВА, за способом висіву, відповідно до складання робочих органів, за компоновкою посівних секцій та за принципом дозування. В свою чергу, просапні сівалки за призначенням розподіляються на універсальні, спеціальні та комбіновані. Якщо розглядати просапні сівалки за способом агрегатування, то вони поділяються на: навісні, причіпні та напівнавісні. За видом висівного насіння, вони поділяються на: зернотукові, зернотрав'яні, стернові, просапні, бурякові та овочеві. За способом приводу ВА, вони поділяються на: з груповим приводом та на по одинокий привід. В свою чергу, просапні сівалки поділяються відповідно до складання робочих органів на: моноблочні, на роздільно-агрегатні, секційні та ручні. За способом висіву, вони поділяються на: рядові, пунктирні, розкидні та гніздові. За компоновкою посівних секцій, просапні сівалки, розподіляються на борозноутворюючі та борознозакриваючі. Нарешті, вони можуть розподілятися за принципом дозування висівного матеріалу на: пневматичні та механічні.

Досягнення максимальних значень висіву просапних культур залежить від рівня досконалості ВА, який формує вихідний насіннєвий потік і є головним дозуючим робочим органом сівалки, що визначає кінцеву рівномірність розподілу інтервалів між насінням у борозні.

Висівні апарати розподіляються на механічні та пневматичні. Висівні апарати механічного типу, являють собою, як найбільш прості та досить надійні робочі органи, що дозують, сівалок для пунктирного висіву насіння просапних культур. Основним недоліком, виявленим при експлуатації, є недостатня продуктивність та універсальність.

Механічні висівні апарати можливо використовувати при висіві каліброваного чи дражованого насіння відповідних фракцій, причому перехід з однієї культури на іншу майже завжди супроводжується зміною висівних елементів (робочих органів), а це призводить до зниження економічного ефекту від використання ВА.

Усі сучасні просапні сівалки здійснюють такі способи висіву: широко-рядний; пунктирний та гніздовий. Найбільш поширеним принципом дозування насіння є пневматичний. Тому сівалки оснащені ВА, які використовують у процесі роботи пневматику як розрядження чи надлишкового тиску.

При використанні в роботі сівалки розрядження тиску (вакууму), посів культури здійснюється пристроями, які створюють розрядження: ВРВ, пневматичні трубопроводи та ВА. Перевага пневматичних ВА в тому, що вони висівають насіння без пошкодження та не вимагають додаткових пристроїв. До них пред'являється менше вимог, особливо до дозаторів, зокрема калібрування насіння (дозволяє використовувати один висівний диск або барабан для різних фракцій), рисунок 1.3.

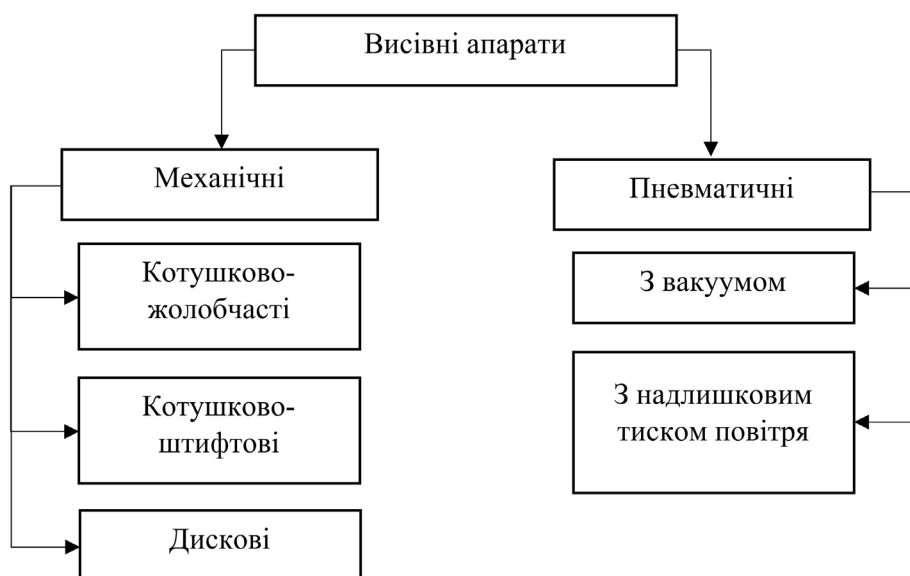


Рисунок 1.3 Класифікація ВА точного посіву

Особливістю пневматичної сівалки є те, що вона може працювати на підвищеній швидкості та має високу надійність технологічного процесу, має можливість широкої зміни діапазону норм висіву. ВА можуть бути дисковим чи барабанними. ВА – дискового типу, має конструкцію з розташуванням отворів, що присмоктують насіння, по колу на торцевій площині дисків, і є більш поширеною. Дослідженню та аналізу роботи піддалися також універсальні пневматичні сівалки для просапних культур, що активно використовуються в

нашій країні та вироблялись ОАО «Червона зірка» тип УПС-6, УПС-8, УПС-12 та нині підприємством АТ «Ельворті» Vega 8 Profi, яка підходить до сучасних технологій обробітку, наприклад Mini-Till [38 – 40]. На сівалках цього виробника встановлюються пневматичні, механічні ВА дискового типу, кількість яких залежить від типу сівалки.

Висівні апарати точного висіву рисунок 1.3 поділяються на механічні та пневматичні. До механічних ВА відносять: катушкові – жолобчасті, катушково-штифтові та дискові. До пневматичних ВА відносять: з вакуумом та з надлишковим тиском повітря.

Розглядаючи роботу пневматичного ВА, користувач стикається в його роботі з відсутністю активного захоплення насіння в зоні отворів на висівному диску, що присмоктує, як наслідок, призводить до пропусків насіння, а згодом стає причиною обмежень швидкості руху посівного агрегату, зокрема при посіві культур з великою нормою висіву, все це стає основним недоліком дискових ВА. Останніми роками багато часу приділяється вивченню та аналізу процесів, що проходять при посіві просапних культур. Результати аналізу втілюються у розробках та впровадженні змін у конструкції пневматичних ВА надлишкового тиску, удосконаленню пневматичної системи, зміні у конструкції ВРВ.

Працює висівний апарат сівалок Vega 8 Profi з електроприводом наступним чином, рисунок 1.4: насіння з бункера через горловину насіннєвої камери 2 надходить у дозуючу камеру, під дією вакууму воно захоплюється отворами висівного диска 6. Зайве насіння з диска видаляється механізмом скидання 3 і 4, який регулюється так, щоб у кожного отвору залишилося тільки по одному насінню. Видалені з диска насіння повертається в камеру, що дозує. Рухомі разом з диском 6 насіння падає з нього біля каналу, що зменшує вакуум, і через сім'япровід падають у борозну.

Питанням процесу руху, поведінки та присмоктування насіння присвячено велику кількість робіт. Дослідами займалися такі автори як П.М. Василенко, А.А. Будагов, С.Д. Полонецький, Г.М. Бузенков,

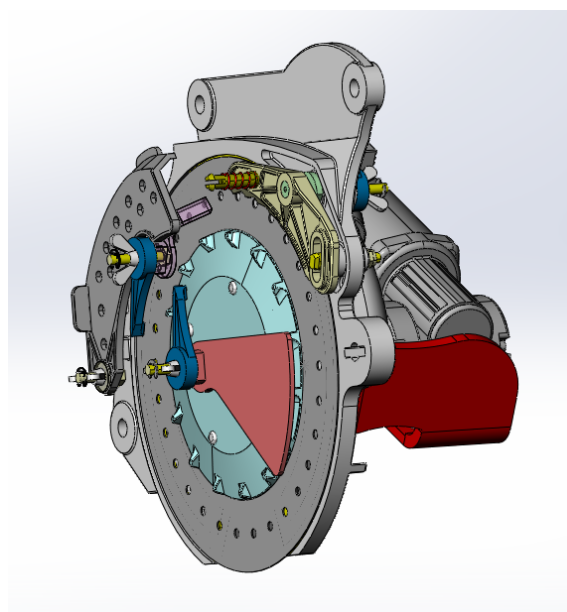
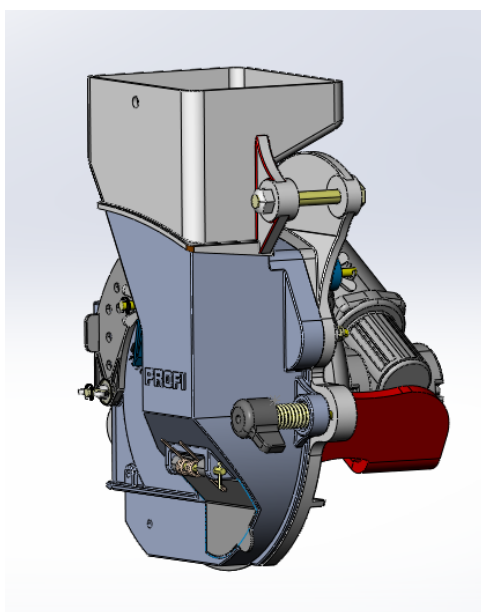
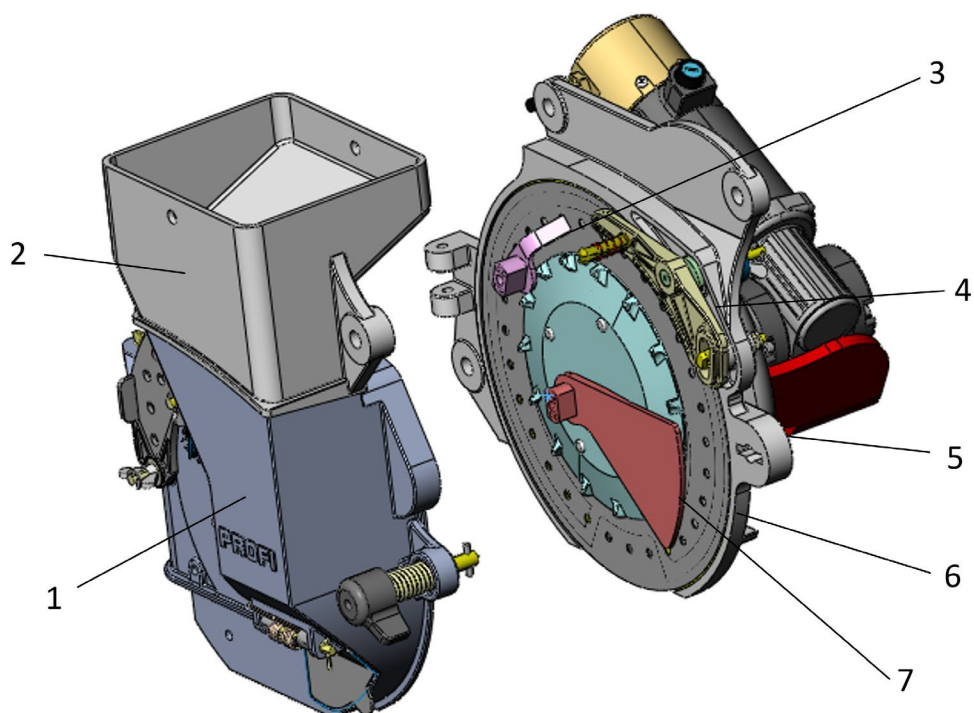


Рисунок 1.4 – Висівний апарат сівалок Vega-8 Profi: 1 – кришка;
2 – горловина насінневої камери; 3 – скидач «зайвого» насіння (нижній);
4 – скидач «зайвого» насіння (верхній); 5 – корпус; 6 – висівний диск;
7 – редукуюча заслінка.

В.П. Горобей, В.В. Труфанов, А.Г. Цимбал, Н.І. Кленин, К.Р. Казаров, Мельник В.І., Мельник С.І., О.С. Кузьменко, С.В. Бегей, В.С. Басін, В.І. Александров, Д.Г. Войтюк, В.В. Василенко, К.З. Кухмазов, О.Н. Кухарьов, Г.І. Подпрятков, М.Є. Руденко, Ю.А. Тирнов, В.П. Чичкин, В.В. Брей, П.М. Заїка та інші [22 – 39].

Сівалки СУПН-8 – 01, УПС – 18, Vega 8 Profi, «AiCT» СТВ – 108, СТВ – 109, С - 6ПМ2, СТВ, іноземні сівалки Kinze, JohnDeere, Sunflower, Plotseed, MONOSEM, Amazone, Accord, Horsch, Flexi – Coil та інші використовують пневматичні висівні апарати з горизонтальною віссю обертання точного висіву [38 – 40].

Робота ВА безпосередньо пов'язана з роботою ВРВ (рисунки 1.5 та 1.6) та каналів, що передають повітряний потік. Привід вентилятора пневматичних сівалок здійснюється від валу відбору потужності (ВВП) трактора через систему механічних передач. Оскільки частота обертання колінчастого валу двигуна та пов'язаного з ним ВВП змінюються в залежності від навантаження в досить широких межах, такі зміни зазнає й частота обертання вала вентилятора. В результаті змінюються параметри повітряного потоку, за допомогою якого проводиться подача посівного матеріалу до сошників сівалки, та потрібна кількість насіння, що подається. Це негативно впливає на якість висіву. Конструкції та принцип роботи вентиляторів, що встановлюються на сівалках, дуже різноманітні. Вентилятори можуть як створювати вакуум, так і надлишковий тиск. Розрядження в сівалці Vega 8 Profi, що створюється відцентровим вентилятором, через розтруб по каналах трубопроводу діаметром 70 мм подається до ресивера, а потім через відведення в трубопровід діаметром 38 мм – до висівного апарату. Для успішної роботи ВА та виконання поставлених завдань необхідна достатня кількість тиску, що створюється. Так як у пневматичній системі сівалки працює різна кількість ВА та в різних режимах – підбір вентилятора є складною процедурою. Здійснити це завдання можливо приділивши цьому питанню багато часу.

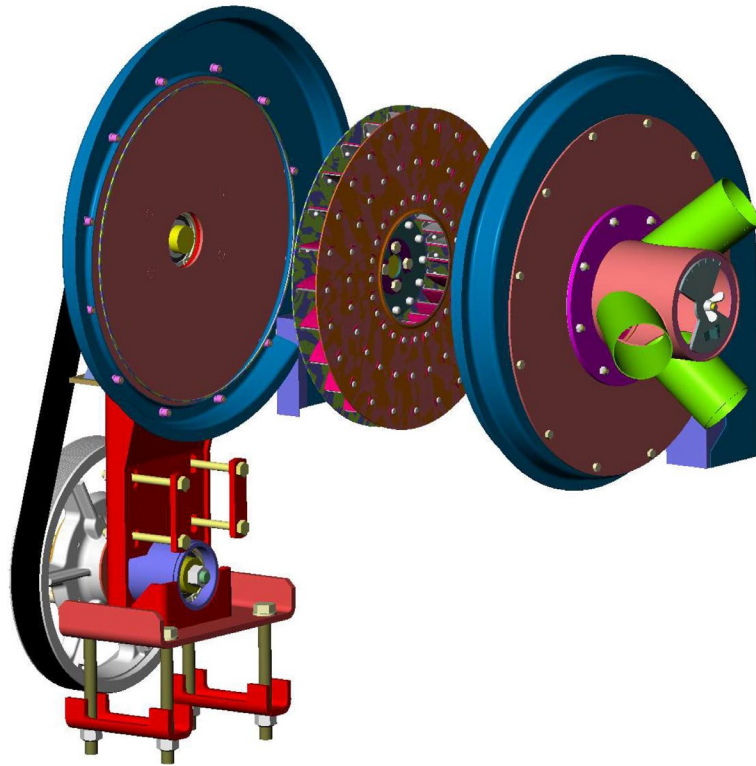


Рисунок 1.5 – ВРВ сівалки Vega 8 Profi

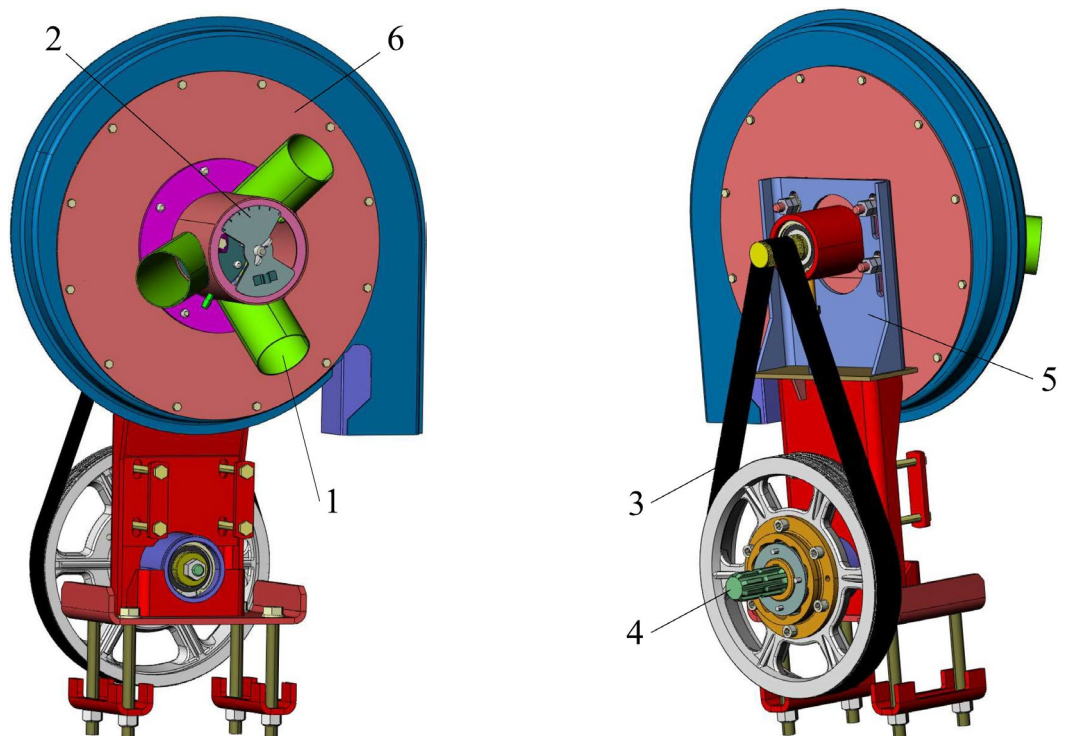


Рисунок 1.6 – Зовнішній вигляд вентилятора: 1 – штуцер розтруба;
2 – регулятор; 3 – ремінь; 4 – вал ВВП; 5 – стійка; 6 – вентилятор

Безпосередньо технологічний процес висіву насіння пневматичним ВА це поєднання складних операцій, підпорядкованих впливу безлічі факторів. Розглядаючи кожну операцію окремо, попередньо розбивши процес висіву на етапи, можливе вирішення питань, що виникають, рисунок 1.7.



Рисунок 1.7 – Схема технологічного процесу роботи пневматичної системи з посіву насіння пневматичними сівалками

Технологічний процес роботи пневматичної системи з посіву насіння пневматичними сівалками полягає: в переносі висівного матеріалу з бункера в насінневу камеру ВА, за допомогою повітря, яке створюється під час роботи ВРВ та пневматичної системи, захоплення його дозуючим елементом за рахунок присмоктування та винесення насіння з висівної камери, попередньо видалив зайві зернятка. Після видалення зайвих зерняток, насіння продовжує свій рух в зону розвантаження, де наступним етапом, відбувається скидання безпосередньо насіння в борозну.

Модернізуючи існуючі конструкції висівних апаратів, можна покращити результат їхньої роботи та, як наслідок, підвищити врожайність

сільськогосподарських культур. Однією із завдань подальших досліджень є аналіз існуючих систем та створення принципово нової конструкції висівного апарату з пневматичним пристроєм, модель функціонування якого представлена рисунком 1.8. Отже, модель основних органів елементів пневматичного ВА складається з: корпусу ВА, пневматичної системи до якої входять висівний диск з висівними отворами, насіннепроводи та насіннева камера. Привід ВА може здійснюватися за рахунок ВВП або індивідуальним електроприводом. Розглядаючи вдосконалення самого висівного апарату, дасть змогу виключити ряд недоліків, притаманних аналогічним конструкціям, підвищити надійність та рівномірність розподілу висівного матеріалу.

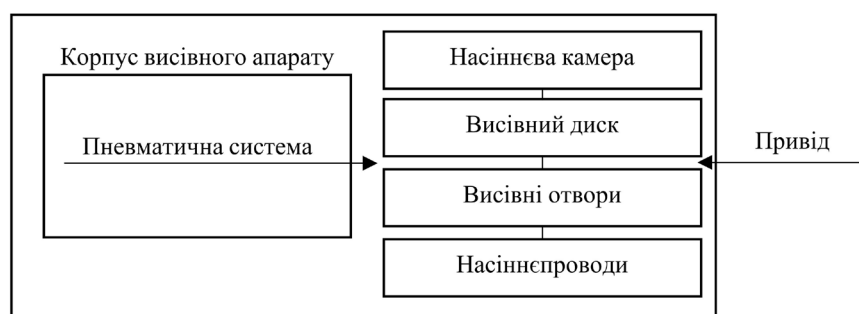


Рисунок 1.8 – Модель основних елементів пневматичного ВА

Пропонована залежність технологічного процесу посіву просапних культур вказує на тісний зв'язок між різними операціями та дає змогу систематизувати наукові роботи, що проводяться різними авторами.

1.3. Огляд відомих теоретичних досліджень висіву насіння просапних культур пневматичною сівалкою.

Вентилятор використовують для забезпечення безперервного потоку повітря та створення певного тиску в системі. З початком розвитку інформаційних технологій та поширення використання методів обчислювальної гідродинаміки в інженерній практиці, людство отримало можливість дослідження та розрахунок процесів протікання повітря в проточній частині пневматичної

системи сівалки. Такі підходи показали більш детальний підхід розуміння процесів, що протікають в середині пневматичної системи та дали можливість отримати розрахункові характеристики вентилятора в короткі, порівняно з часом потрібних для експериментальних досліджень показників роботи. У свою чергу, це вимагає достатнього знання системи, що оточує вентилятор та дає змогу модифікувати проточну частину пневматичної системи за результатами чисельного моделювання в процесі проектування, що тим самим отримуємо більш досконалі конструкції, без тривалих експериментальних досліджень впливу геометричних параметрів проточних частин характеристики вентилятора. Вибір відповідної конструкції вентилятора є дуже особливим та важливим етапом побудови пневматичної системи для сівалки точного висіву. Бо неправильно підібраний вентилятор може призвести до неправильної роботи ВА. Вимоги, щодо підвищення тиску та необхідного об'ємного потоку повітря визначають саме майбутню конструкцію виробу, що буде використовуватись у сівалці. Спираючись на дослідження та тенденції в агропромисловому виробництві пневматичних сівалок, широкого використання в своїх системах отримали відцентрові радіальні вентилятори (ВРВ) [41 – 45].

При розробці перспективних конструкцій пневматичних сівалок точного висіву, було приділено увагу до можливості переходу від загальної архітектури побудови пневматичних сівалок, до моделі сконструйованих за модульним принципом, що відкриє перспективи по нарощуванню їх продуктивності та адаптованості відповідно до мінливих умов експлуатації, за рахунок додавання нових модулів. Для вирішення даної практичної задачі доцільно провести наукові дослідження газодинамічних процесів в системі передачі та спрацьовування вакууму в пневматичній системі сівалки. Під час досліджень, слід визначити можливості використання принципу модульності при реконфігурації пневмосистеми сівалки: додавання (видалення) нових висівних агрегатів, зміна геометрії їх розташування.

Для проектування відцентрового радіального вентилятора, працюючого в пневматичній системі блочного типу, спочатку слід розглянути основи

конструкції відцентрового радіального вентилятора та процеси, що проходять в пневматичній системі [39, 46, 47].

На підставі отриманих уявлень про процеси, що протікають у проточній частині вентилятора, даних спеціальної літератури розробляють методику проектування індивідуального відцентрового вентилятора (ІВРВ).

Отже, метою спостереження є попереднє дослідження спільної роботи ІВРВ та висівного апарату в пневматичній системі Рисунок 1.9.

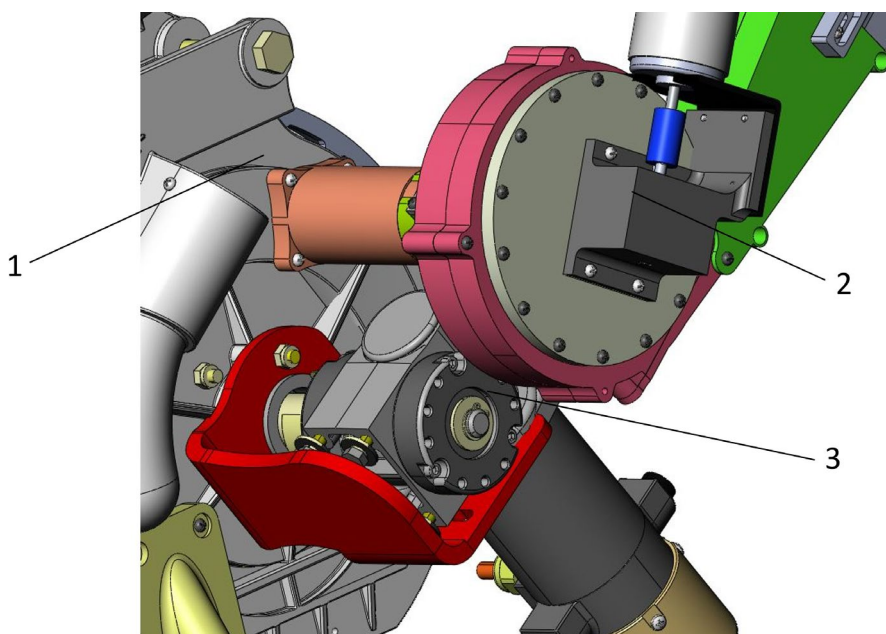


Рисунок 1.9 – ІВРВ з висівним апаратом пневматичної системи сівалки: точного висіву: де 1 – ВА пневматичної системи сівалки; 2 – ІВРВ пневматичної системи сівалки; 3 – привід ВА

Поряд із пошуками шляхів поліпшення конструктивного виконання пневматичної системи, висівного апарату та ВРВ не припиняється вдосконалення методики розрахунку газодинамічних характеристик, створюються нові математичні моделі розрахунку, які точніше описують особливості робочого процесу. Все це дозволяє виявляти недоліки експлуатованої конструкції, які виражаються у вигляді вузького діапазону ефективної роботи системи на розрахункових та нерозрахункових режимах та низьким значенням ККД. Наявність цих недоліків багато в чому зумовлено

конструктивним виконанням пневматичної системи, тобто саме наявністю в ній елементів з високими значеннями втрат, а це призводить до зниження ККД всієї системи[37, 39, 47].

Для підвищення енергоефективності відомих конструкцій пневматичних систем сівалки необхідно скористатися методами оптимізації процесу, що дозволить розширити діапазон роботи. Проте процес пошуку оптимального проектного рішення на основі розрахунків зазвичай ґрунтується на інтуїтивних методах і залежать від кваліфікації та досвіду інженера-дослідника. Але розширення діапазону ефективної роботи пневматичної системи сівалки стає можливим, внаслідок розробки альтернативної схеми. Тому дана альтернативна схема може стати пневматичною системою сівалки блочного типу (ПССБТ).

Метод розрахунку проточної частини пневматичної системи сівалки на основі оптимізаційних алгоритмів повинен враховувати тип проточної частини, формулювання та кількість критеріїв оптимізації, що легко має трансформуватися при введенні на розгляд додаткових умов, та повинен за короткий час перераховуватися.

Потрібно розробити методику розрахунку пневматичної системи на основі сучасних вимог та норм.

У зв'язку з пошуком оптимальної конструкції, пневматичної системи, виникає запит у розробці математичної моделі та виготовлення стенду.

Для перевірки правильності суджень, в рамках дисертаційної роботи, збудовано стенд, у якому використовувався запропановна схема роботи пневматичної системи. За рахунок цього, отримана можливість, отримати експериментальні дані щодо розрахунків, при реально працюючому ІВРВ з оптимальними даними, прибраними недоліками під час раніше зроблених розрахунків.

Аналіз роботи ПССБТ є складним процесом, оскільки система працює в умовах постійного тиску в пневматичній системі. Процес опису цих змін на довгостроковий період неможливий. Важливим є розуміння, як і чим

підтримується тиск усередині пневматичної системи у вибраних інтервалах. Вплив факторів, що розглядаються, на величину значення тиску в залежності від обраного часу роботи системи. Вплив окремих пристроїв та елементів пневматичної системи на величину значення тиску. Ступінь впливу вибраних факторів аналізується, а потім вживаються заходи для мінімізації їх впливу на процес присмокування посівного матеріалу до отворів диска, що висіває.

У зв'язку з складним характером залежності критеріїв оптимізації від безлічі геометричних параметрів проточної частини насоса та тривалістю розрахунку характеристик вентилятора методами обчислювальної гідродинаміки, універсальні методи оптимізації погано підходять для вирішення поставленого завдання [48].

Отже, виникає потреба в створенні методу розрахунку основних елементів проточних частин пневматичної системи, на основі оптимізаційних алгоритмів та методів обчислювальної гідродинаміки, що дозволяє проводити оптимізацію з різною кількістю критеріїв в мінімальні терміни з гарантованим результатом.

При оптимізації геометричної форми проточної частини пневматичної системи розглядали різні критерії оптимізації та їх комбінації [46 – 50].

Параметрами оптимізації виступають різні геометричні характеристики проточної частини пневматичної системи. При описі форми поверхні проточної частини запроваджується до розгляду сотні параметрів, тому в рамках роботи досліджується вплив тих параметрів, котрі вважаються, інженером-дослідником, найбільш впливовими на вибрані критерії оптимізації.

Метою роботи є створення комплексного методу розрахунку основних елементів проточної частини ВРВ та пневматичної системи на основі оптимізаційних алгоритмів та методів обчислювальної гідродинаміки, що дозволяє провести оптимізацію з різною кількістю критеріїв. Процес проектування пневматичної системи сівалки, на основі даної методики, повинен укладатися в мінімальний термін з гарантованим результатом.

Висновки за розділом 1.

1. На підставі огляду відомих інженерно-технологічних рішень, стосовно висіву насіння просапних культур, встановлено, що на сьогодні найбільше поширені є пневматичні висівні апарати, але поступово все більшу увагу привертають розробки та впровадження висівних апаратів надлишкового тиску.

2. Із аналізу обох систем висіву витікає, що задача стабілізації та керування параметрами повітряних потоків в їх робочих камерах є перспективним напрямком для подальшого підвищення якісних показників висіву насіння просапних культур.

3. Аналіз відомих підходів показує, що в системах надлишкового тиску, щодо вирішення задачі стабілізації й керування параметрами повітряних потоків, заважають процеси транспортування насіння до висівного апарату. В свою чергу й процеси транспортування та процеси дозування насіння, що протікають в одному робочому об'ємі впливають на стабілізацію повітряного потоку.

4. Найбільш та перспективним напрямком підвищення якісних показників висіву насіння є подальше удосконалення пневматичних систем висіву, шляхом вирішення задачі стабілізації й керування параметрами повітряних потоків в робочих камерах ВА.

5. Одним із напрямків вирішення задачі стабілізації та керування параметрами повітряних потоків, в робочих камерах пневматичних висівних апаратів, є повна автономізація кожного ВА, шляхом застосування індивідуальної пневмосистеми, як його підсистеми та відповідно, відмова від застосування центрального генератора вакууму й фрагментація пневмосистеми сівалки на множину незалежних контурів, по одному на кожний висівний апарат.

6. Оскільки нормальним є процес висіву насіння без пропусків та двійників, то саме цей режим з мінімальним притоком зовнішнього повітря, відповідно, максимальними значення вакууму в робочій камері, слід

розглядати, як найбільш ймовірний. Для роботи ВРВ це дуже складний режим, що супроводжується періодичними зривами повітряного потоку, що призводить до порушення нормальної течії процесу висіву.

7. Повністю уникнути зривів потоку в робочому просторі ВРВ та стабілізувати параметри вакууму в робочій камері ВА, шляхом регулювання обертів робочого колеса вентилятора, дуже важко. Більш доцільно, не відмовляючись від регулювання обертів робочого колеса, а застосувати перепускний клапан, який забезпечить нормовану подачу повітря в робочий простір ВРВ, все це призведе до гарантії мінімальної необхідної кількості повітря в робочій зоні, що в свою чергу, сприятиме уникненню прояву такого явища, як зрив потоку.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПНЕВМАТИЧНОЇ ПІДСИСТЕМИ ВИСІВНОГО АПАРАТУ

2.1. Введення в карту розрахунку ентропії

У загальному випадку рух повітряного потоку в елементах проточної частини має складний характер і рівняння, що точно описують рух реального повітряного потоку, дуже громіздкі, що ускладнює їх використання для аналізу та практичних розрахунків. Тому виведення рівнянь газової динаміки ґрунтується на внесенні низки спрощень.

Наприклад розрахунок продуктивності вентилятора заснований на внесенні ряду спрощень ідеалізованих умов потоку та емпірично отриманні залежності для номінальної робочої точки, визначається аналітично. Починаючи з основного рівняння Ейлера поступово віднімаються компоненти втрат, такі як втрати зазору. Інша компонент опису втрат, що відбуваються всередині системи, виробництво ентропії. Яке буде показано пізніше, крім швидкостей або градієнтів швидкості, враховані різні температури, температурні градієнти, в'язкість і теплопровідність рідини. Таким чином, оцінка виробництва ентропії підходить не тільки для питань гідромеханіки, але також пропонує можливість оцінки процесів теплопередачі [48].

Взаємозв'язок між тиском p^* і між температурою T^* у проточній частині ІВРВ характеризується зміною ентропії s . Величина параметра ентропії виступає як зв'язок між областями термодинаміки механіка рідини та теплообміну. Введення поняття ентропії дозволяє наочно уявити процеси, які відбуваються у проточної частини ВРВ, у графічному вигляді в координатах $i - s$, або $T - s$ [50]. Рух повітряного потоку в проточній частині ІВРВ – турбулентний, а це обумовлює складні умови течії, що характеризуються високими швидкостями і коливаннями створюваного тиску. Передаючи енергію повітряному потоку через лопатки РК створюються вихори, розмір яких обмежений геометрією

проточної частини. Утворені вихори діляться на більш дрібні. Процес розпаду закінчується із втратою кінетичної енергії найдрібніших вихорів і перетворюється на внутрішню енергію шляхом дисипації. Цю форму внутрішньої енергії можна використовувати доти, доки існує різниця температури або тиску з умовами довкілля. Цей незворотний процес багато в чому залежить від в'язкості повітряного потоку [48 – 52]. Для аналізу роботи пневматичної системи, потрібно знати величини цих параметрів, тому переходимо до вивчення режимів роботи вентилятора.

2.2. Режим роботи відцентрового вентилятора

Вентилятори, що використовуються у сівалці, є частиною всієї пневматичної системи пристрою. Робоча характеристика пневматичної системи, що складається з ВРВ, трубопроводів і апарата, що висіває, описується характеристичними кривими, як показано на рисунку 2.1.

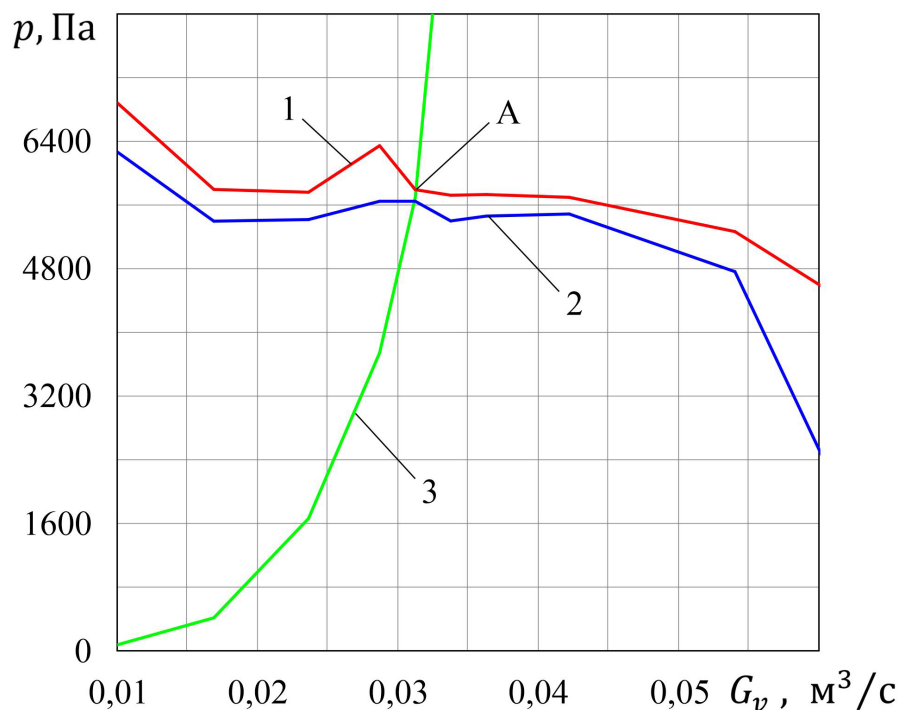


Рисунок 2.1 – Характеристика мережі пневматичної системи сівалки: 1 – крива тиску ВРВ (p^*), 2 – крива статичного тиску ВРВ (p_{sv}), 3 – крива тиску мережі (p^*), точка А – робоча точка

ВРВ працює в системі трубопроводів та висівного апарату, які мають різну протяжність званою мережею. Мережа має свою характеристику (рисунок 2.1 має крива – 3) – залежність сумарних повних втрат тиску p^* у всіх елементах мережі від витрати G_v повітря. Характеристика мережі залежить від щільності повітряного потоку, швидкості перебігу та конфігурації елементів пневматичної системи. Отже, спроектована мережа представляє форму параболічної кривої. Режим роботи вентилятора визначається робочою точкою – точка А перетину характеристик вентилятора 1 та мережі 3. В ідеалі робоча точка знаходиться у зоні максимального ККД. Цю робочу точку також називають номінальною робочою точкою [47, 48].

Можна помітити, що зміна положення робочої точки призводить до зміни ККД вентилятора чи пневматичної системи.

У ІВРВ, працюючого з мережею, що приєднується до нього, за робочу ділянку характеристики згідно загальноприйнятих умов повинна прийматися та її частина, на якій значення повного ККД вентилятора дорівнює [26]:

$$\eta_{\text{в-роб.діл}} < 0,9 \times \eta_{\text{max}}. \quad (2.1)$$

Робоча ділянка АС кривої – 1, характеристики η_v , повинна задовольняти умові забезпечення стійкої роботи вентилятора, як показано на рисунку 2.2. Експлуатація вентиляторів при показаннях нижче за рекомендовані не допустима, оскільки виникає нестійка робота, що виявляється підвищеним звуком, підвищеною вібрацією агрегату тощо.

Як бачимо рисунок 2.2. (крива – 2, яка характеризує значення статичного ККД системи – η_{sv}), характеристична крива вентилятора має пік ліворуч від цієї вершини і через зменшення об'ємних витрат потоку повітря, всередині робочого колеса, відбуваються відриви потоків. Робоча ділянка FD статичного ККД системи (η_{sv}), кривої – 2 з точкою максимум Е. Відшарування потоку повітря відбувається в окремих лопаткових каналах робочого колеса, а це призводить до періодичних коливань тиску всередині лопаткових каналів, які, у свою чергу, призводять до виникнення коливань системи – помпажу. Виникнення високого механічного навантаження на робочому колесі, призводить до виникнення явища нестационарного потоку

пневматичної системи вентилятора. З цієї причини експлуатацію мережі слід проводити на виділеній на графіку рисунка 2.2 ділянці АС кривої – 1 оптимальної роботи вентилятора. При максимальних значеннях витрати повітря, всередині робочого колеса, виникає замикання каналу виходу, вентилятор перестає виконувати своє завдання.

При виборі числа лопаток РК перевагу надають простим числам (7, 11, 13, 17, 19, 23 та інше), що зменшує небезпеку акустичного резонансу через не стаціонарність потоку, пов'язану з кінцевим числом лопаток.

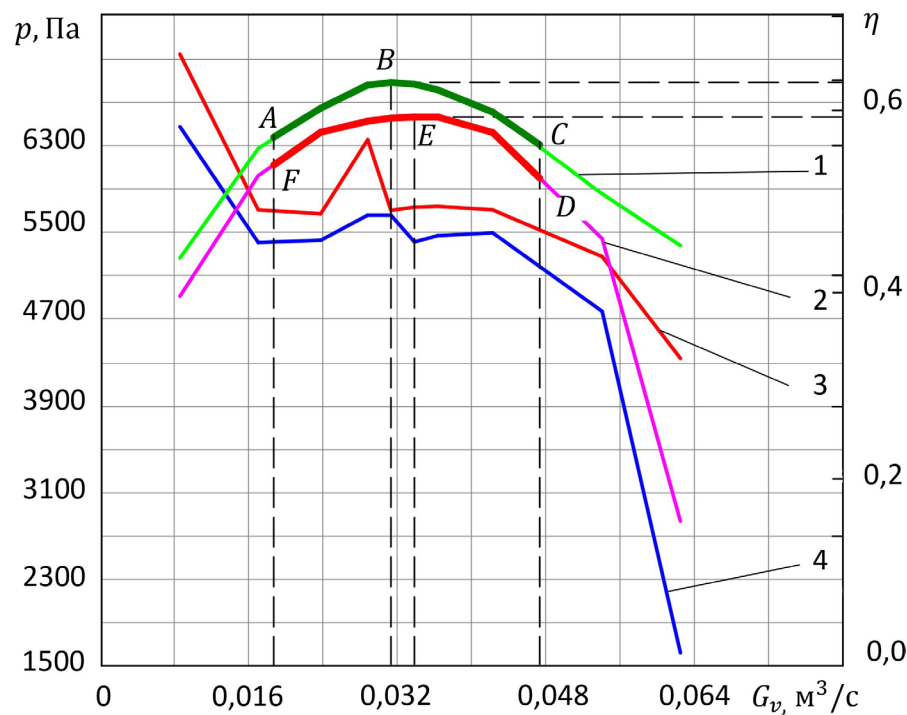


Рисунок 2.2 – Характеристична крива вентилятора з робочою ділянкою: 1 – крива ККД (η_B), 2 – крива статичного ККД (η_{sv}), 3 – крива повного тиску (p^*), 4 – крива статичного тиску (p_{sv}); частина кривої 1 – АС робоча ділянка, де точка В – максимальне значення η_B , частина кривої 2 – DF робоча ділянка, де точка Е – максимальне значення η_{sv} .

Отже, в ході досліджень було розглянуто особливості характеристики ВРВ, визначена робоча точка В при $G_v = 0,032 \text{ м}^3/\text{с}$ та робоча ділянка АС, що лежить в діапазоні об'ємної витрати повітря $G_v = 0,016 \dots 0,048 \text{ м}^3/\text{с}$. Для зміни режимів роботи потрібно знати методи регулювання роботи ВРВ.

2.3. Класичні методи регулювання роботи відцентрового радіального вентилятора

ВРВ розраховують для певного поєднання витрати повітря, створюваного тиску, та частоти обертання РК, при цьому розміри та форму проточної частини вентилятора вибирають таким чином, щоб гідравлічні втрати при роботі на цьому режимі були мінімальними. Таке поєднання витрати повітря, створюваного тиску та частоти обертання РК називається розрахунковим режимом. Процес висіву відбувається за різних умов, що впливають на якість роботи пневматичної системи. Для досягнення якісної роботи пневматичної системи потрібна зміна отриманих параметрів, що видаються вентилятором, а отже, варто вдаватися до їх регулювання (налаштування). Регулювання параметрів здійснюється шляхом впливу на сам вентилятор або (чи) безпосередньо впливаючи на систему, в якій він працює [48 – 51]. Це найпростіший спосіб впливу. Зміна властивостей повітряного потоку складний спосіб. Цей спосіб не здійснений. Спосіб регулювання поєднує в собі простий та складний спосіб – комбінований. Способи регулювання роботи ВРВ поділяються на такі види, рисунок 2.3.



Рисунок 2.3 – Методи регулювання роботи ВРВ

Методи регулювання режимів роботи ВРВ поділяються на дві групи такі, як: зміну параметрів ВРВ та зміну параметрів мережі. В свою чергу, зміну параметрів ВРВ здійснюють за допомогою зміни: частоти обертання РК, окремих елементів проточної частини, застосування поворотних лопаток. Зміна параметрів мережі здійснюється за рахунок: дроселювання, використання перепускного клапану, що з'єднує з навколишнім середовищем.

Методи ступінчастого регулювання, вимагають зупинки ВРВ і подальшим внесенням змін до граничних умов. Використання методу плавного регулювання, рисунок 2.4, дозволяє змінювати характер напірно-витратної характеристики без припинення роботи ВРВ [52 – 55].

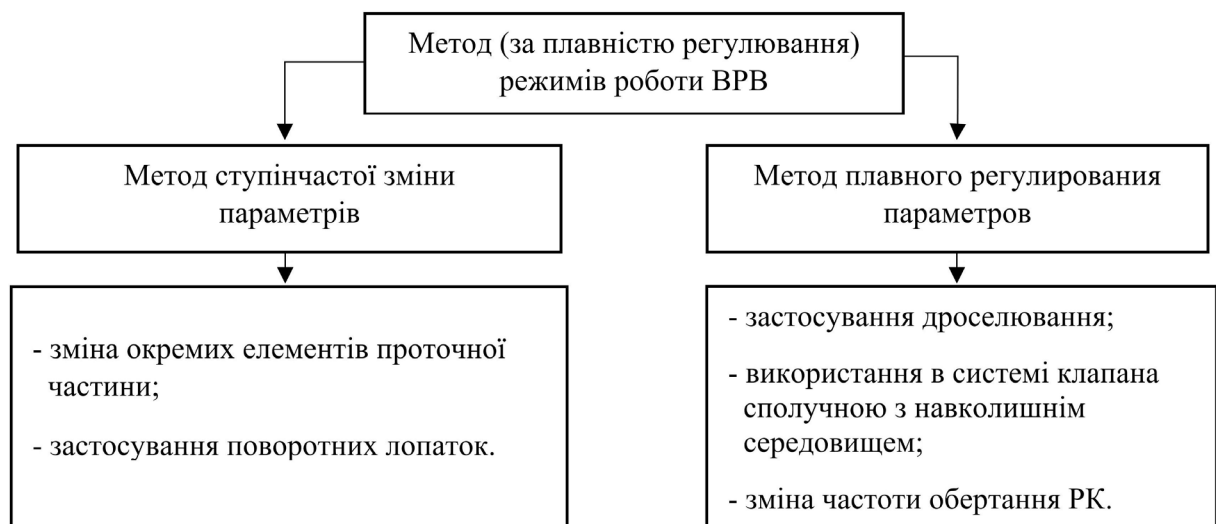


Рисунок 2.4 – Метод плавного регулювання роботи ВРВ

Положення робочої точки на графіку напірно-витратної характеристики змінюється залежно від застосовуваного способу регулювання – зміною частоти обертання РК, використанням у системі клапана сполучною з навколишнім середовищем, застосуванням дроселювання, застосуванням поворотних лопаток, чи зміною окремих елементів проточної частини. При використанні цих способів регулювання спостерігається значна зміна ККД установки.

При проектуванні пневматичної системи класичного виду, передбачається робота одного ВРВ, виникає необхідність отримання стійкої роботи всіх апаратів, що висівають. Досягти цього випадку неможливо, та положення

робочої точки постійно змінюється. Для досягнення цієї мети, виробники пневматичних сівалок, вводять у розтруб вікно, що регулює потік повітря.

Щоб потрібні параметри приймали належні значення, пропонується використовувати архітектуру побудови пневматичної сівалки точного висіву за принципом ПССБТ. Для кожного ВА потрібно використати свій ВРВ, який в подальшому будемо називати індивідуальний відцентровий радіальний вентилятор (ІВРВ). Робота ІВРВ пов'язана з наявністю втрат в системі, яким потрібно приділити увагу та вивчити.

2.4. Наявність втрат у відцентровому радіальному вентиляторі

Робота ВРВ у пневматичній системі характеризується наявністю втрат енергії. Існує три види втрат енергії – гідравлічні, механічні та об'ємні, рисунок. 2.5 [48, 53].

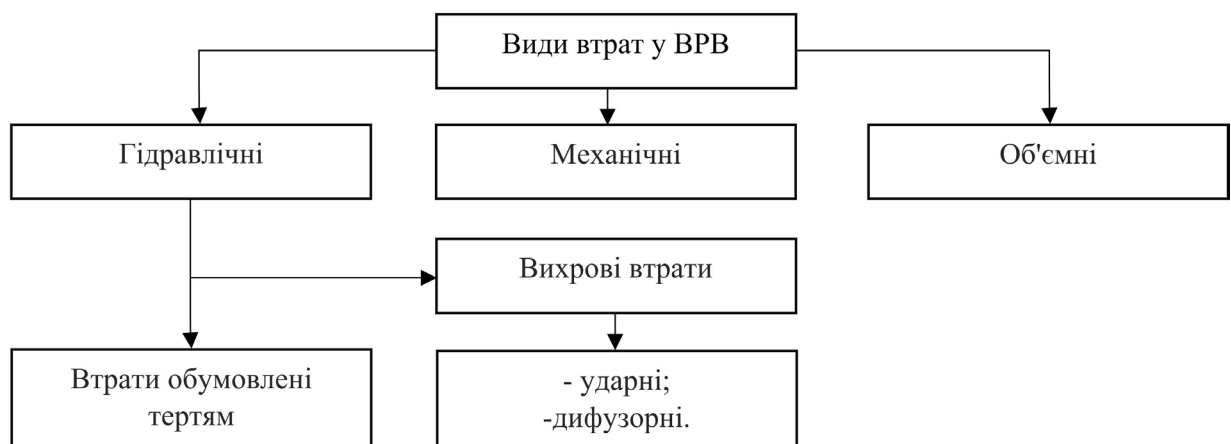


Рисунок 2.5 – Види втрат енергії у ВРВ

Енергоефективність роботи ВРВ відбиває коефіцієнт корисної дії – ККД. Повний очікуваний ККД вентилятора η_v оцінюється:

$$\eta_v = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_m \quad (2.2)$$

Гідравлічний ККД η_r – ставлення корисної потужності нагнітача до суми корисної потужності та потужності, витраченої на подолання гідравлічних опорів, можна оцінити за формулою:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,055}{\left[\left(1 - \frac{D_1}{D_2}\right) \cdot \left(\frac{D_1}{D_0}\right)\right]^{0,14}} \quad (2.3)$$

де D_0 – діаметр вхідного патрубку, м; D_1 – діаметр входу повітряного потоку в РК, м; D_2 – діаметр виходу повітряного потоку із РК, м.

Під час руху повітряного потоку вздовж проточної частини вентилятора – вздовж РК, статора вентилятора чи трубопроводів, з'являються гідравлічні втрати. При відриві повітряного потоку від стінок проточної частини виникають вихрові втрати.

Гідравлічні втрати характеризуються коефіцієнтом гідравлічних втрат – ζ . Значення повного коефіцієнта гідравлічних втрат окреслюється сума гідравлічних втрат всіх елементів ВРВ. У різних елементах ВРВ значення гідравлічних втрат відрізняється, та приблизна їх величина від частки втрат представлена в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Розподіл втрат енергії у елементах пневматичної системи

Найменування проточної частини	Частка загальних втрат у %
РК	50...45%
корпус равлика (статор)	10...15%
дифузорні канали	10%
канали проточної частини	20%
канали перепускні	10%

Найбільш високі значення гідравлічних втрат мають РК. Втрати в робочому колесі у свою чергу складаються з втрат на тертя та втрат на вихроутворення відносного руху, що встановився. Втрати від вихроутворення руху, а також втрати гідравлічного гальмування обумовлені взаємним впливом робочого колеса й пристроїв, що відводять. Частка даних втрат, при розрахунковому режимі роботи, незначна, проте, у разі відхилення від розрахункового режиму роботи робочого колеса, частка даних гідравлічних втрат дуже зростає [56].

Розподіл втрат енергії у елементах пневматичної системи розподіляються за таким принципом: втрати в РК, відносно загальної частки, становлять близько від 45 до 50 %, а вже в корпусі равлика, вони становлять від 10 до 15 %, в свою чергу, втрати, в дифузорних та перепускних каналах, становлять близько 10 %, а в каналах проточної частини, можуть сягати 20 %.

Об'ємний ККД η_o описує втрати в зазорі, зумовлені конструкцією через зазор між робочим колесом, що обертається, і нерухомим корпусом. Об'ємний ККД η_o розраховується відповідно до такого рівняння:

$$\eta_o = \left[1 + 0,68 \cdot n_{yy}^{-\frac{2}{3}} \right]^{-1} \quad (2.4)$$

де $n_y = n_{yy}$ – коефіцієнт швидкохідності вентилятора дорівнює коефіцієнту швидкохідності РК.

Механічний ККД η_m – виражає частку механічних втрат, що складаються з втрат на тертя у підшипниках та ущільненнях, а також втрат на дискове тертя РК у вентиляторі:

$$\eta_m = \frac{n_{yy}^2}{n_{yy}^2 + 820} \quad (2.5)$$

Реальна напірно-витратна характеристика ВРВ може бути описана у вигляді регресійного рівняння, що є рівнянням полінома Тейлора. Коефіцієнти, які входять до рівняння при членах полінома, визначаються у процесі зняття параметрів на дослідницькому стенді. Отже, в залежності від вибраних значень ККД вентилятора, розраховуються геометричні та кінематичні параметри.

2.5. Конструкція радіальних вентиляторів. Методологія визначення основних геометричних та кінематичних параметрів робочого колеса

При проектуванні ІВРВ необхідно враховувати конструкцію РК, яка впливає на форму равлика, отже, й на геометричні розміри вентилятора загалом. Конструкція РК впливає на тиск, що створюється вентилятором і

об'ємні витрати повітряного потоку, які може пропустити через себе вентилятор. При обертанні РК, його лопатки впливають на повітряний потік, що призводить до виникнення різного тиску в міжлопатковому каналі. Цей тиск створює сили, які, своєю чергою впливають на повітряний потік. Повітряний потік починає рухатися. Складні умови руху повітряного потоку всередині робочого колеса описуються сукупністю емпіричних рівнянь.

Процедура вибору геометричних параметрів (конструкції) РК є складною так як вона насамперед впливає на положення робочої точки. Положення робочої точки залежить від об'ємної витрати повітряного потоку G_v , створюваного тиску вентилятором p^* та швидкості обертання РК n .

Це означає, що задавши величину тиску, що створюється вентилятором p^* , задавши об'ємну витрату повітряного потоку G_v та швидкість обертання РК n визначається конструкція вентилятора та на підставі цих даних розраховується коефіцієнт швидкохідності й габаритність проектного вентилятора, використовуючи ДСТУ 3251-95 по формулі [57]:

$$n_y = 53 \sqrt{G_v} \cdot n \cdot (p^*)^{-3/4}; \quad (2.6)$$

де G_v — продуктивність вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$; n — кутова швидкість обертання РК, $\text{рад}/\text{с}$; p^* — повний тиск створюваний вентилятором, Па.

Критерій швидкохідності n_y дозволяє оцінити основні геометричні характеристики вентилятора. Користуючись статистичними даними, встановили, що для відцентрових вентиляторів $n_y < 120$, для осьових — $n_y > 120$. Відцентрові вентилятори відносяться до нагнітачів низького та середнього тиску з лопатками РК, при $n_y = 30 \div 60$ загнутими вперед і при $n_y = 50 \div 80$ загнутими назад.

Існує інший спосіб вибору конструкції вентилятора, використання діаграми Кордье.

Для забезпечення мінімальних втрат повітряним потоком на вході в РК, розраховуємо діаметр входного патрубку у вентилятор за даними ХАІ:

$$D_0 = (1,35 \div 1,90) \cdot \sqrt[3]{G_v \cdot n^{-1}}. \quad (2.7)$$

Діаметр на вході в міжлопатковий канал повітряного потоку D_1 вибираємо виходячи з конструктивних міркувань. Потім визначаємо

зовнішній діаметр РК – D_2 та, розраховуємо окружну швидкість на зовнішньому діаметрі u_2 . Розраховуємо ширину лопатки b_1 та b_2 , вибираємо кут установки лопаток β_1 в РК та кут виходу повітряного потоку з лопаток β_2 в колесі. Розраховуємо розміри нерухомого корпусу вентилятора.

Кожен із цих геометричних розмірів РК впливають на робочі параметри: коефіцієнт тиску ψ та коефіцієнт продуктивності φ , положення номінальної робочої точки вентилятора. Номінальну робочу точку можна розрахувати за допомогою створення математичної моделі вентилятора, визначити оптимальні геометричні розміри та умови роботи вентилятора [56].

Крім розрахунку номінальної робочої точки, характеристичну криву також розділяють на діапазони навколо номінальної робочої точки. Однак збільшення діапазону роботи вентилятора призводить до невизначеності.

Представлена розрахункова схема ПССБТ рисунок 2.6. Маємо можливість умовно показати основні елементи системи: висівний апарат – ВА, індивідуальний відцентровий радіальний вентилятор – ІВРВ, вихідний патрубок – ВП [48, 53]. Позначимо вхідну поверхню пневматичної системи через – «Н – Н», та вихідну поверхню пневматичної системи через – «К – К».

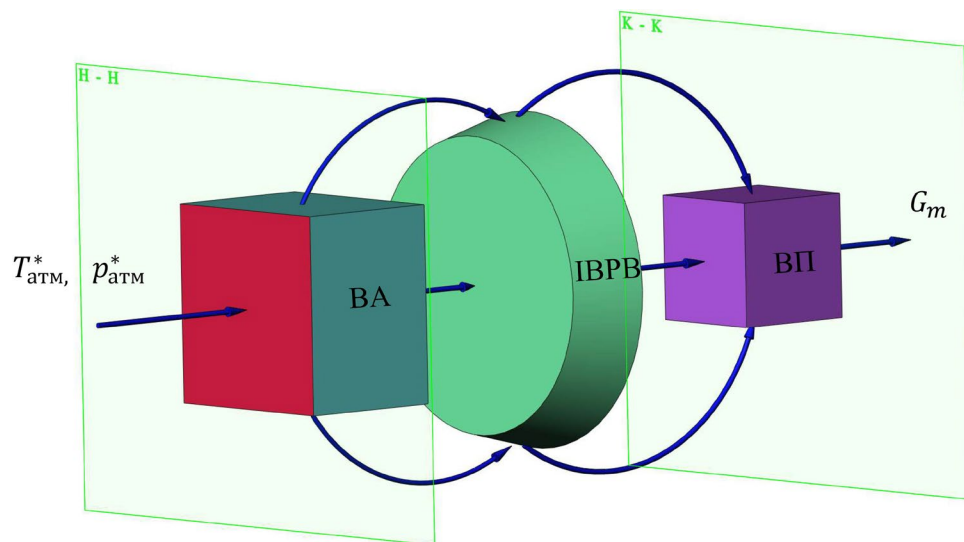


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема ПССБТ

Розглядаючи модель ідеалізованої пневматичної системи беремо до уваги, що на вході в пневматичну систему, площа перерізу постійно міняється, потім повітря пересувається по каналу, який має постійну площу перерізу, та

потрапляє в ІВРВ з змінною площею перерізу, після чого входить в канал дифузора, що розширюється, де й забезпечується рівномірний розподіл швидкості на виході з дифузора. У дифузорі швидкісний натиск без втрат перетворюється на статичний натиск, де середня швидкість повітря з урахуванням площі перерізу дифузора також може бути розрахована – c_3 .

Середня швидкість повітря – c_2 на виході із ІВРВ складається із двох складових переносного руху – u_2 , та відносної швидкості – w_2 . І ці властивості необхідно враховувати через дію закону кількості руху та відповідно враховувати втрати напору, при гальмуванні потоку, з використанням формули Борда-Карно.

Повітряний потік, що переміщується проточною частиною ВРВ, залежно від місця знаходження, розглядається з трьох позицій, під впливом трьох швидкостей: 1) відносно нерухомої системи координат, пов'язаної з корпусом вентилятора (абсолютний рух зі швидкістю c), тобто швидкість відносно корпусу вентилятора; 2) щодо рухомої системи осей, пов'язаної з РК (відносний рух зі швидкістю w), тобто швидкість щодо робочого колеса. Відносна швидкість повітряного потоку спрямована по дотичній до поверхні лопатки в точці; 3) спільно з рухомою системою осей (переносний рух зі швидкістю u). У переносному русі повітряний потік обертається навколо осі РК, тобто переносна окружна швидкість u , визначається кутової швидкістю обертання та спрямована по дотичній до кола в точці РК, що розглядається.

Абсолютний рух – це результат геометричного складання відносного та переносного рухів повітряного потоку. Векторний зв'язок, між абсолютним c та відсноною w швидкостями повітряного потоку, визначається як сума:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (2.8)$$

Це так звані трикутники швидкостей, які грають дуже велику роль під час вивчення та аналізу робочого процесу.

Дійсно рух повітряного потоку в РК ВРВ є невстановлений та тривимірний. Застосування законів механіки, вивчення руху повітряного потоку – складне завдання. Тому при дослідженні силової взаємодії РК вентилятора з повітряним потоком приймають припущення – роблять

опосередкування параметрів потоку перерізу, вважаючи його рух одномірним. Швидкість переносного руху u визначається, як:

$$u = n \cdot R, \quad (2.9)$$

де n – кутова швидкість, рад/с; R – радіус розташування точки, в якій визначається план швидкостей, м.

Співвідношення між c , w та u легко виражаються аналітично, тому для наочності аналізу, графічно побудували трикутники швидкостей рисунок 2.7.

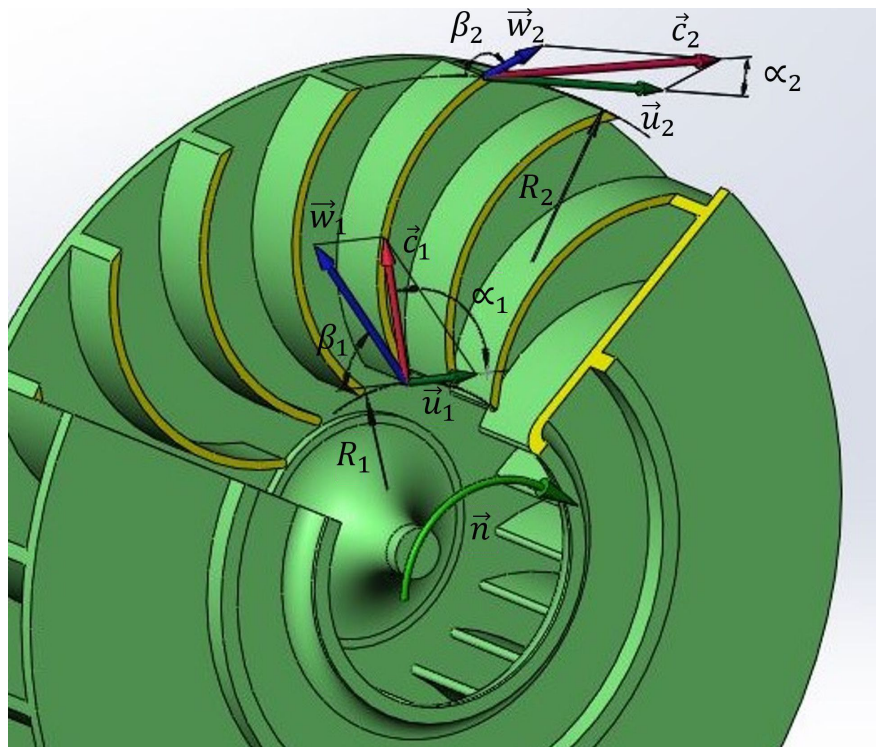


Рисунок 2.7 – Рисунок робочого колеса вентилятора з векторами швидкості $\vec{c}_i$, $\vec{u}_i$ та $\vec{w}_i$

На рисунку 2.7 представлений паралелограм швидкостей повітряного потоку в довільній точці проточної частини РК. Згідно зі схемою нескінченного числа нескінченно тонких лопаток відносна швидкість w спрямована по дотичній до лопатки, окружна швидкість u направлена по дотичній до кола, де знаходиться досліджувана точка. Абсолютна швидкість c розкладається на дві взаємно перпендикулярні складові: c_m – проекція абсолютної швидкості на площину, що проходить через вісь

колеса і точку, що розглядається, меридіональна швидкість; c_u – окружна складова абсолютної швидкості.

Де: α – кут між абсолютною швидкістю c та переносною швидкістю u повітряного потоку; β – кут між відносною швидкістю w та негативним напрямком переносної швидкості u повітряного потоку.

Перебіг повітряного потоку в РК розраховуємо, використовуючи відносну швидкість рисунок 2.8.

Розподіл швидкостей $\vec{c}_i$, $\vec{u}_i$ та $\vec{w}_i$ повітряного потоку в міжлопатковому просторі РК ІВРВ представлений рисунок 2.7. Індексми "0" і "1" позначаємо значення швидкостей на вході повітряного потоку в РК до і після надходження на лопатки та індекс "2" і "3" відноситься до значення швидкостей повітряного потоку в РК до і після виходу з лопатки.

При вході повітряного потоку в РК проходить через поверхні, розташовані дуже близько один від одного, позначені індексами «0» і «1». До надходження повітряного потоку на лопатки РК меридіональна складова абсолютної швидкості c_{0m} визначається з рівняння нерозривності об'ємної подачі повітряного потоку G_v та площі перерізу повітряного потоку F_0 надходить на лопатки РК:

$$c_{0m} = \frac{G_v}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1} . \quad (2.10)$$

Переносна швидкість повітряного потоку при вході в РК через близькість перерізів 0 – 0 і 1 – 1 визначається, як:

$$u_0 = u_1 = n \cdot \frac{D_1}{2} . \quad (2.11)$$

Так як вхідний патрубок виготовлений так, щоб закрутка повітряного потоку на вході була відсутня, тобто $\angle \alpha_0 = \angle \alpha_1 = 90^\circ$. При вході повітряного потоку до РК абсолютна швидкість c_0 розташована в меридіональній площині та дорівнює c_{0m} , а проекція на окружній складовій c_{0u} .

При попаданні повітряного потоку на передній край лопаток РК потік піддається впливу лопаток [56]. Меридіональна складова абсолютної швидкості c_{1m} при виході з РК визначається з рівняння:

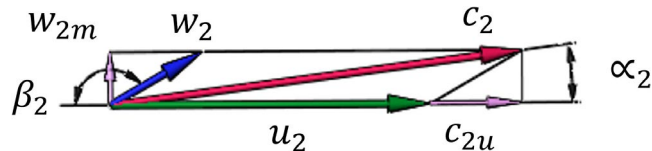
$$c_{1m} = \frac{G_v}{\psi_1 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot b_1}, \quad (2.12)$$

де ψ_1 – коефіцієнт стиснення потоку на вході в РК; z – кількість лопаток РК. Величина коефіцієнт стиснення потоку набуває значення $\psi_1 = 0,75 \dots 0,90$.

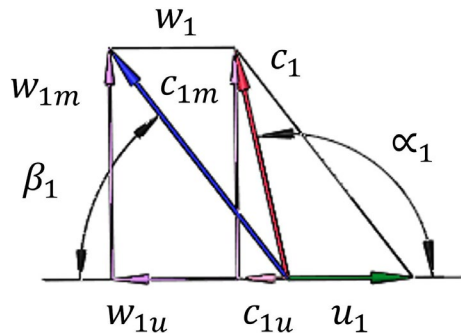
$$\psi_1 = 1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{\lambda 1}}. \quad (2.13)$$

де $\beta_{\lambda 1}$ – кут між дотичною до лопатки та негативним напрямком переносної швидкості u_1 повітряного потоку; δ_1 – товщина вхідного профілю лопаток РК [53].

Швидкості на виході з РК



Швидкості на вході в РК після надходження повітряного потоку на лопатки



Швидкості на вході в РК до надходження повітряного потоку на лопатки

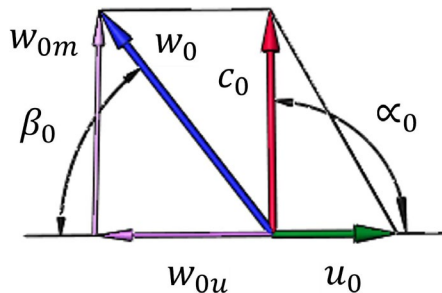


Рисунок 2.8 – Рисунок швидкостей на вході та виході з робочого колеса

При надходженні повітряного потоку на лопатки РК виникає дія лопаток на потік, що призводить до виникнення окружної складової швидкості c_{1u}

$$\Delta\beta = \beta_{1л} - \beta_1. \quad (2.14)$$

де $\Delta\beta$ – кут атаки. Приймають значення $\Delta\beta = (3^\circ \dots 15^\circ)$, для зменшення гідравлічних втрат в області РК та покращення кавітаційних властивостей. Вхідну кромку лопатки закруглюють для розширення діапазону кутів атаки безвідривного обтікання лопаток РК.

Відносна швидкість w_1 повітряного потоку після надходження на лопатки РК направлена по дотичній до неї при вході та складає кут $\beta_{1л}$ з дотичною до кола входу на радіусі R_1 :

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{1л}}. \quad (2.15)$$

При виході повітряного потоку з РК, потік проходить через поверхні, розташовані дуже близько один від одного, позначені індексами «2» і «3».

Так як поверхні знаходяться близько один від одного, то силами тертя, які виникають при переході з одного перерізу в інший, нехтуємо, вважаємо, що рух відбувається під впливом сил інерції, а окружна складова абсолютної швидкості є постійною, тобто $c_{2u} = c_{3u}$. При виході повітряного потоку з РК, меридіональна складова абсолютної швидкості зменшується, наслідок припинення впливу лопаток РК на потік і тоді $c_{3m} < c_{2m}$.

Меридіональна складова абсолютної швидкості c_{2m} при виході з РК визначається з рівняння нерозривності:

$$c_{2m} = \frac{G_v}{\psi_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2}, \quad (2.16)$$

де ψ_2 – коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК; z – число лопаток РК. Величина коефіцієнт стиснення потоку набуває значення $\psi_2 = 0,90 \dots 0,95$.

$$\psi_2 = 1 - \frac{z \cdot \delta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{2л}}. \quad (2.17)$$

де $\beta_{2л}$ – кут між дотичною до лопатки та негативним напрямком переносної швидкості u_2 повітряного потоку; δ_2 – товщина вихідного профілю лопаток.

Абсолютна швидкість у окружному напрямку c_{2u} має такий вигляд:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} \quad (2.18)$$

Переносна швидкість повітряного потоку при виході з РК через близькість

перерізів 2 – 2 і 3 – 3 визначається, як:

$$u_2 = n \cdot \frac{D_2}{2} . \quad (2.19)$$

При виході повітряного потоку в переріз 3-3 меридіональна складова абсолютної швидкості c_{3m} :

$$c_{3m} = \frac{G_v}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} = \psi_2 \cdot c_{2m} , \quad (2.20)$$

При виході повітряного потоку з РК, момент кількості руху повітряного потоку не змінюється, тому окружна складова після виходу повітряного потоку з РК буде $c_{3u} = c_{2u}$ та переносна швидкість $u_3 = u_2$ [56]. Звідси абсолютна швидкість c_3 визначається з рівняння:

$$c_3 = \sqrt{c_{3m}^2 + c_{3u}^2} . \quad (2.21)$$

Коли у ВРВ вектор середній абсолютної швидкості на вході в РК спрямований радіально $c_1 = c_{1m}$; $c_{1u} = 0$ і рівняння Ейлера набуває вигляду:

$$p_\infty^* = \rho_v \cdot u_2 \cdot c_{2u} . \quad (2.22)$$

Враховуючи вище викладене, отримуємо вираз у наступному вигляді:

$$p_\infty^* = \rho_v \cdot u_2 \cdot \left[\left(\frac{D_2 \cdot n}{2} \right)^2 - \frac{n \cdot G_v}{2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \tan b_2} \right] . \quad (2.23)$$

Замінивши значення c_{2u} у рівнянні (2.18.) на зручніший вигляд отримаємо взаємозв'язок між напором і об'ємними витратами:

$$p_\infty^* = \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{u_2 \cdot G_v \cdot \cot \beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \right) , \quad (2.24)$$

При конструювання ІВРВ, для пневматичних сівалок точного висіву, доцільно розглядати можливі варіанти розрахунку напірних характеристик за розмірами проточної частини системи й вентилятора, з урахуванням параметрів повітря та властивостей посівного матеріалу. У процесі розрахунку потрібно провести порівняння різних варіантів перетворення другого рівняння Ейлера.

На підставі даної формули (2.24) у технічній літературі представлені теоретичні характеристики вентиляторів для різних значень кута β_2 . Характеристика вентилятора має вигляд прямої лінії, причому в залежності від значення кута β_2 , то величина напору вентилятора p_∞^* представлена на рисунку 2.9.

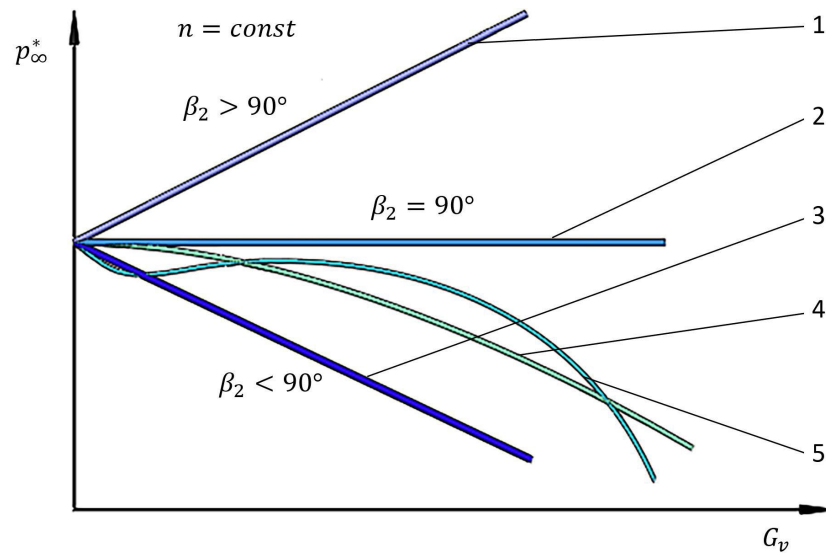


Рисунок 2.9 – Характеристика ВРВ $p_{\infty}^* = f(G_v)$: 1, 2, 3 – теоретична залежність, 4, 5 – дійсна залежність

Для радіальних вентиляторів при $n = \text{const}$ дане рівняння можна записати рівнянням у вигляді прямої лінії:

$$p_{\infty}^* = A - B \cdot G_v. \quad (2.25)$$

Що представляється функцією залежності p_{∞}^* від G_v ($p_{\infty}^* = f(G_v)$) та визначається величинами n , D_2 , b_2 і β_2 . При $\beta_2 = 90^\circ$ залежність $p_{\infty}^* = f(G_v)$ розташована паралельно осі абсцис; при $\beta_2 > 90^\circ$ залежність $p_{\infty}^* = f(G_v)$ – висхідна; при $\beta_2 < 90^\circ$ залежність $p_{\infty}^* = f(G_v)$ – низхідна, це ідеальна картина зміни p_{∞}^* . Зміна витрати повітря G_v тягне за собою зміну c_{2u} , тоді характеристика є безперервно падаючою кривою, або кривою сідлоподібного виду, при роботі на різних режимах.

Безрозмірний коефіцієнт тиску ψ та коефіцієнт продуктивності φ являє собою залежність, та рівняння набуває вигляду:

$$\psi_{\infty} = 2 - \frac{\varphi \cdot D_2}{2 \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2 \cdot \zeta_2} \quad (2.26)$$

Рівняння (2.25) визначає пряму лінію, положення якої залежить від геометричних розмірів РК.

Розрахунок вентилятора ґрунтується на геометричних параметрах повітряного потоку. Такий підхід дозволяє оцінити реальну робочу точку

проектованого РК. Надалі, при розрахунку ВРВ, враховують значення різних безрозмірних коефіцієнтів, що дозволяє досягти якісної розробки характеристичної кривої вентилятора. Загалом, під час проектування пневматичної системи ІВРВ, потрібно враховувати вплив деяких чинників. Вплив факторів на значення тиску індивідуальним вентилятором підтверджується й шляхом виміру параметрів на дослідницькому стенді.

Від вибору вихідного кута нахилу лопатки β_2 визначається конструкція РК [48, 49, 57], але це впливає на створюваний вентилятором тиск. Вибір значення вихідного кута нахилу лопатки β_2 впливає на форму напірно-витратної характеристики та на гідравлічні якості вентилятора (форму каналів РК, корпусу вентилятора, трубопроводів). Таким чином, робимо висновок: 1) вибір значення вихідного кута нахилу лопатки β_2 залежить від величини коефіцієнта швидкохідності n_y ; 2) величина вихідного кута нахилу лопатки β_2 значно впливає на величину ККД вентилятора η_v ; 3) збільшення вихідного кута нахилу лопатки β_2 призводить до зростання гідравлічних втрат, які виникають за рахунок повітряного удару та вихроутворення в корпусі вентилятора, в свою чергу, як наслідок, відбувається зростання створюваного тиску.

Вибір числа лопаток РК пов'язаний безпосередньо з вибором значення вихідного кута повітряного потоку з лопаток β_2 , а також з коефіцієнтом швидкохідності n_y . Для вибору раціонального числа лопаток РК вентилятора потрібно керуватись такими положеннями: швидкість руху повітряного потоку в каналах проточної частини повинна проходити рівномірно, для зниження тиску на лопатки РК потрібно мати велику кількість лопаток, але збільшення числа лопаток збільшує площу тертя повітряного потоку об поверхню, що призводить до зниження величини відносної швидкості протікання частинок повітряного потоку, а також виникнення додаткових гідравлічних втрат. При відносно невеликих значеннях коефіцієнту швидкохідності та великих значень вихідного кута нахилу лопаток, при проектуванні ВРВ, як правило, приймається більше число лопаток колеса.

Товщину лопаток вибираємо залежно від матеріалу РК, його розмірів та технології виготовлення [52].

Потреба створення алгоритму розрахунку основних геометричних параметрів ПССБТ, спираючись на режими роботи пристрою, дозволило знайти компромісне рішення в основі яких знаходяться капітальні витрати, експлуатаційні витрати, пов'язані зі створенням та експлуатацією ІВРВ для пневматичних систем сівалок в умовах виробництва сівалок. Виходячи з вище наведеного, то можна систематизувати процес розрахунку проточної частини ІВРВ та представити у вигляді схеми алгоритму рисунок 2.10.

На початку розрахунку вводимо вхідні дані такі, як тиск p^* , масова витрата повітря G_m та частота обертання РК n . На основі введених даних робиться розрахунок кінематичних та геометричних параметрів РК. Наступним, проводимо аналіз втрат енергії та вихрові втрати в колесі, якщо вони відповідають нормам, то наступний крок, це визначення геометричних та кінематичних параметрів для РАВ, якщо ні, то процедура повторюється заново, повертаємося до розрахунку геометричних та кінематичних параметрів РК.

Далі проводимо розрахунок втрат енергії та вихрові втрати, які виникають у спіральному корпусі РАВ, подальша дія відповідає алгоритму розрахунку РК. За аналогічною схемою відбувається розрахунок і для втрат для вхідних й вихідних трубопроводів.

За результатами, отриманих під час розрахунків енергетичних та вихрових втрат, маємо попередні геометричні та кінетичні параметри ІВРВ для ПССБТ. Наступний етап, проводимо розрахунок енергетичних та вихрових втрат для всієї системи ІВРВ, за отриманими результатами приймаємо рішення, щодо наступної дії: якщо значення втрат не відповідають нормам, то повертаємося на початковий етап, розрахунку геометричних та кінематичних параметрів РК і далі по схемі, уточнюємо параметри відповідно РАВ та трубопроводів. Якщо в ході розрахунків втрати є прийнятними, то отримуємо кінцеві геометричні та кінематичні параметри ІВРВ ПССБТ. На основі отриманих розрахункових параметрів виробляється ІВРВ, який далі досліджується.

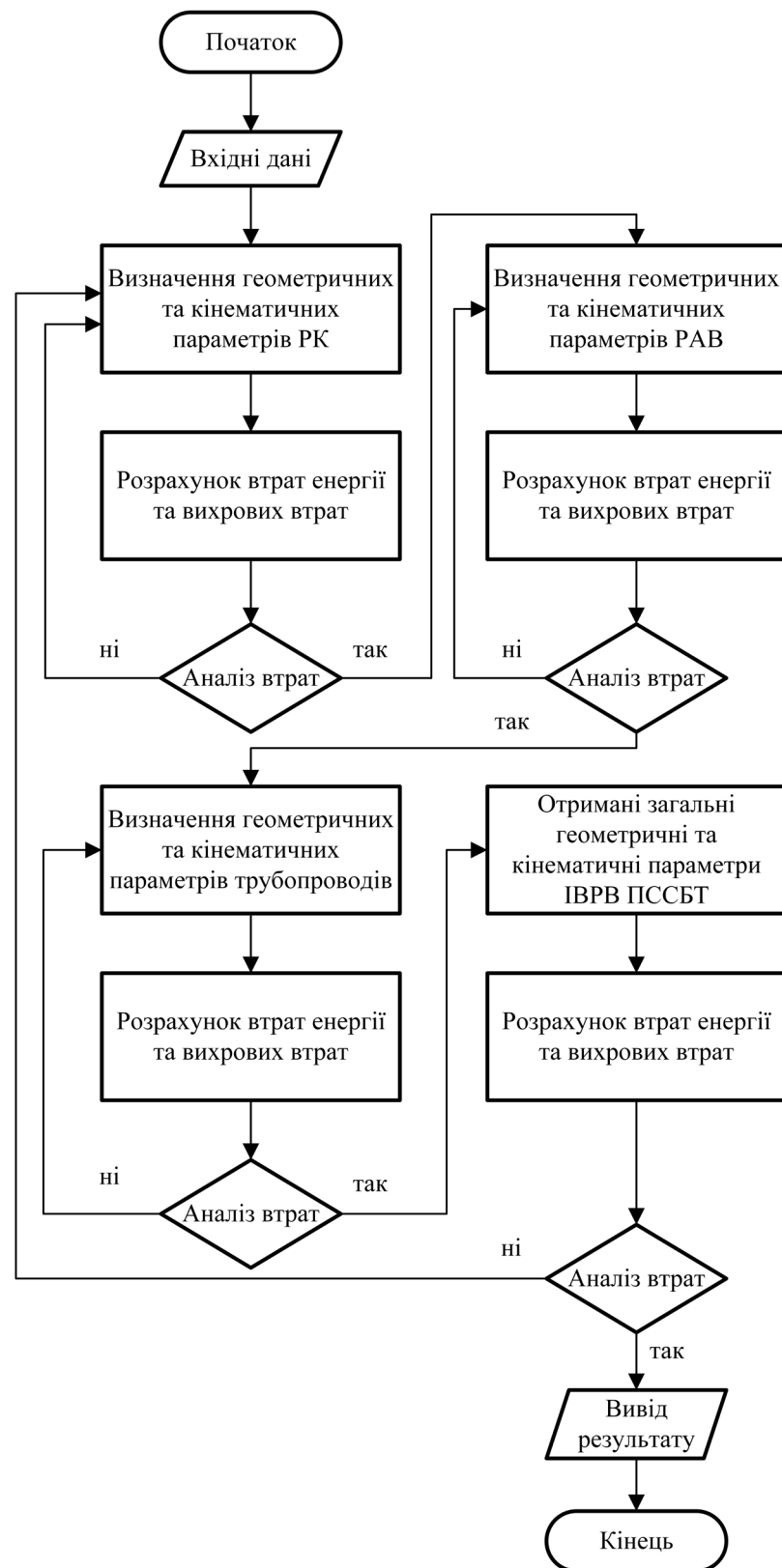


Рисунок 2.10 – Схема алгоритму розрахунку параметрів проточної частини ІВРВ ПССБТ

Висновки за розділом 2.

1. Вивчено процес переміщення повітряного потоку в елементах проточної частини ВРВ та всієї пневматичної системи сівалки. У загальному випадку рух повітряного потоку в елементах проточної частини має складний характер. Встановлено параметри, що точно характеризують реальне становище повітряного потоку. В рамках дисертаційної роботи розглянули вплив на деякі елементи ПССБТ для аналізу та практичних розрахунків.

2. Робота ВРВ у пневматичній системі характеризується наявністю втрат енергії. Розглянута та вивчена робоча характеристика пневматичної системи в цілому. Виявлено зв'язок параметрів, що характеризують стійку роботу пневматичної системи. Встановлено, що режими роботи вентилятора у мережі визначається робочою точкою, яка знаходиться в зоні максимального ККД. Значення повного ККД вентилятора залежить від положення робочої ділянки, максимум якого підпорядкований рекомендаціям отриманим в ході дослідження. Для досягнення якісної роботи пневматичної системи потрібна зміна отриманих параметрів, що видаються вентилятором, а отже слід вдаватися до їх регулювання (налаштування). Регулювання параметрів можна здійснити шляхом впливу на сам вентилятор або (чи) безпосередньо впливаючи на систему, в якій він працює. Переміщення повітря залежить від виду втрат енергії при роботі ВРВ у пневматичній системі сівалки. Вивчені та розглянуті класичні методи регулювання роботи ВРВ для зменшення втрат.

3. Процедура вибору геометричних параметрів (конструкції) РК є складною, оскільки вона насамперед впливає на положення робочої точки. Задавши величину тиску, що створюється вентилятором, задавши об'ємну витрату повітряного потоку та швидкість обертання РК, визначаються геометричні розміри вентилятора. Встановлено зв'язок параметрів видаваних ІВРВ у пневматичну систему сівалки від геометричних розмірів. Розглянуто, як змінюється значення швидкості у проточній частині ІВРВ, на прикладі трикутників швидкості, а також зміна значення повного тиску. Зроблено аналіз поведінки графіка характеристики вентилятора – в залежності від значення вихідного кута нахилу лопатки.

4. Алгоритм розрахунку основних геометричних параметрів ПССБТ, спираючись на режими роботи пристрою, дозволило знайти компромісне рішення, на основі якого знаходиться створення та розрахунок ІВРВ для пневматичних систем сівалок. Завдяки цьому розроблено схему алгоритму розрахунку проточної частини ІВРВ.

5. Потрібно створити ІВРВ, який мінімізує втрати та працюватиме у зоні максимального ККД. В даній конструкції вентилятора ККД становить 64 %. Збільшення фізичного ККД ІВРВ пов'язане безпосередньо з зменшенням втрат. Найбільш високі значення втрат лежать в діапазоні від 45% до 50% для РК, що потрібно знижувати. Працюючи над геометрією РК, це вдалося зробити. Визначити зменшення втрат можна за шумом, який створює дана конструкція ІВРВ під час роботи. Вибір геометричних параметрів вентилятора здійснюється не тільки з урахуванням розрахунків, а й використанням набутого досвіду науковцями та інженерами, які описані в технічній літературі. Тому більш доцільно приділити увагу дослідженням поведінки повітряного потоку в системі.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОГО ЕКСПЕРЕМЕНТУ

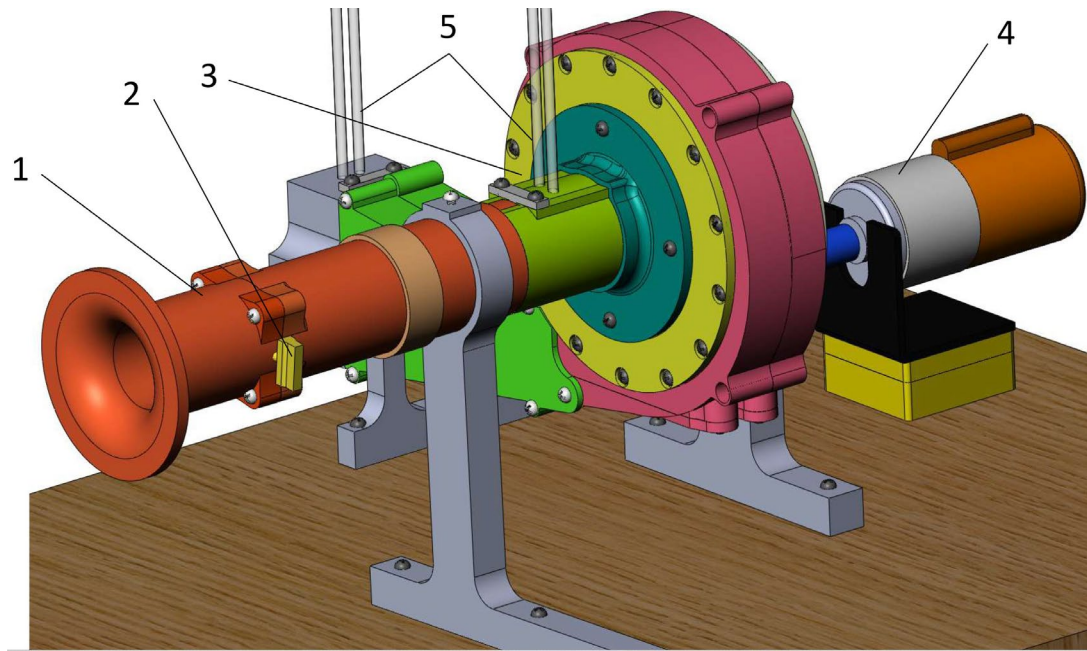
3.1. Математична модель розподілу повітряного потоку у проточній частині ІВРВ

На рисунок 3.1 представлено стенд дослідження роботи ІВРВ де: а) 3D модель геометрії, б) лабораторна модель для дослідження роботи вентилятора. Отже, 3D модель геометрії рисунка 3.1 (а) описується: режимами роботи виробу; розмірами вхідного та вихідного патрубків; розмірами (діаметрами) входу та виходу, шириною, профілем лопатки, вхідними та вихідними кутами установки лопатки РК; формою та розмірами равлика ІВРВ. Раціональна форма та геометричні розміри ІВРВ значною мірою визначають створюваний повний тиск p^* . Від розмірів вхідного патрубка залежить продуктивність вентилятора. Розміри та форма виконаного РК впливають на створюване вентилятором повного тиску p^* та статичного тиску p_{sv} . Розміри та форма равлика також впливають на перетворення повного тиску p^* в статичний p_{sv} і динамічний p_{dv} тиск.

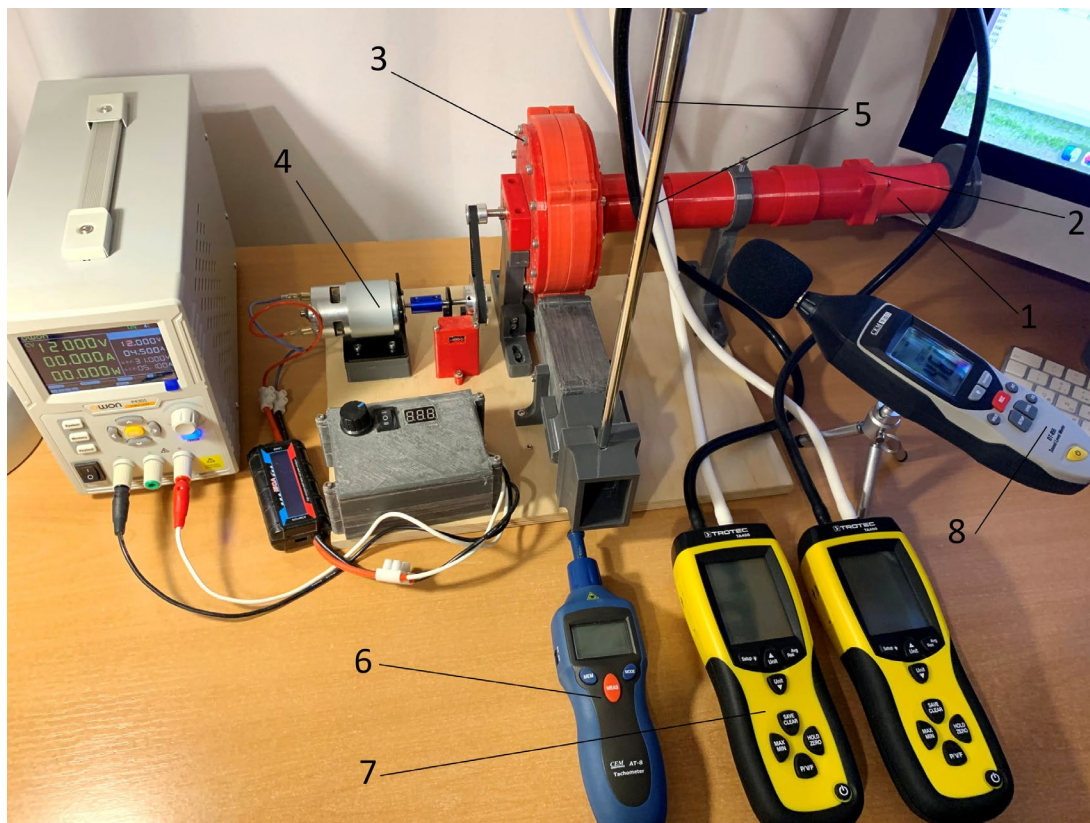
Встановлено емпіричним шляхом, що на величину повного тиску p^* в пневматичній системі сівалки, впливають наступні фактори процесу: частота обертання РК, кут входу та виходу повітряного потоку в РК, кількість лопаток РК, об'ємна витрата повітря ІВРВ [55, 56]. Тому залежність створюваного вентилятором повного тиску p^* від запропонованих факторів мають такий вигляд (3.1):

$$p^* = f_1(n); p^* = f_2(\beta_1); p^* = f_3(\beta_2); p^* = f_4(z); p^* = f_5(G_m). \quad (3.1)$$

де n – частота обертання РК; β_1 – кут установки лопатки на вході до РК; β_2 – кут установки лопатки на виході з РК; z – кількість лопаток РК; G_m – масова витрата повітря ІВРВ.



а



б

Рисунок 3.1 – Стенд IBPV а) 3D модель; б) лабораторна модель :

1 – вхідний патрубок; 2 – дросельна заслінка; 3 – равлик IBPV з РК; 4 – електродвигун - привід IBPV; 5 – трубка Піто; 6 – прилад для вимірювання кількості обертів (АТ – 8 digital tachometer); 7 – TA400 dynamic pressure anemometer; 8 – детектор шуму DT 855

Кожна із цих залежностей є функцією однієї змінної, отриманої за певних умов процесу та фіксації на прийнятих рівнях всіх факторів, що впливають, крім одного. При інших значеннях факторів, що впливають, ці залежності інші [59 – 65]. Процес створення повного тиску є багатофакторним процесом, тому вплив факторів на процес створення повного тиску потрібно встановлювати.

Для розрахунку значення створюваного повного тиску p^* потрібно одержати математичні моделі, що характеризують значення створюваного тиску не від одного, а одночасно від усіх факторів процесу, що впливають. Тобто, слід ставити завдання щодо створення таких математичних моделей, які б описували створення очікуваного значення повного тиску p^* .

Змінними факторами були: n – частота обертання РК; β_1 – кут установки лопатки на вході до РК; β_2 – кут установки лопатки на виході з РК; z – кількість лопаток РК; G_m – масова витрата повітря ІВРВ. Представляємо побудовані математичні моделі елементів досліджуваного ІВРВ із різними геометричними параметрами [66].

На рисунку 3.2. показані основні аналізовані фактори та рівні, а також передбачуваний відгук проведених досліджень.



Рисунок 3.2 – План-матриця ДФЕ 2V⁵⁻¹

Таким чином, експеримент містив п'ять факторів дослідження та три рівні натуральних значень.

Залежність, створюваного вентилятором повного тиску p^* від основних факторів процесу, представили у загальній формі виразом (3.2):

$$p^* = f(n, \beta_1, \beta_2, z, G_m) . \quad (3.2)$$

Залежність (3.2) з достатньою точністю апроксимується рівнянням регресії.

Перехід до планування другого порядку дало можливість отримати математичний опис області оптимуму у вигляді полінома другого ступеня та уточнити положення точки екстремуму, здійснивши диференціювання рівняння регресії за факторами, що розглядаються [65 – 69].

В результаті, проведених експериментів та зробленого аналізу, отримано рівняння регресії у вигляді полінома другого ступеня:

$$\begin{aligned} \widehat{Y}_{pv} = & 5426,26 + 294,89 \cdot x_3 + 234,93 \cdot x_4 - \\ & - 433,52 \cdot x_5 - 197,60 \cdot x_2^2 - 144,85 \cdot x_3^2 - \\ & - 133,73 \cdot x_4^2 - 143,85 \cdot x_5^2 + 141,46 \cdot x_3 \cdot x_5 , \end{aligned} \quad (3.3)$$

де $\widehat{Y}_{pv}$ – математичне очікування показника параметра оптимізації; x_2, x_3, x_4 і x_5 – фактори досліджуваного процесу в кодованому вигляді [64 – 69].

Рівняння регресії (3.3) визначає створюваний тиск ІВРВ з урахуванням виникаючих втрат.

В результаті проведеного розрахунку геометричні параметри ІВРВ, що використовуються для пневматичної системи блочного типу, представлені в таблиці 3.1.

В таблиці 3.1 запропоновано прийняти вхідні параметри для подальшого розрахунку та одержання рівняння регресії: кінематичні параметри – частота обертання РК (n) розглянута в межах від 1465 до 1476 рад/с, геометричні параметри – вхідний кут РК (β_1) в діапазоні від 56° до 72° , вихідний кут РК (β_2) в діапазоні від 108° до 132° , кількість лопаток РК (z_{PK}) в діапазоні від 14 до 22 шт, газодинамічні параметри – масова витрата повітря (G_m) в діапазоні від 0,029 до 0,045 кг/с.

Попереднє проектування ІВРВ, з використанням регресійного аналізу, дало можливість отримати оптимальні геометричні параметри, які представлені

Таблиця 3.1 – Оптимальні геометричні параметри ІВРВ, отримані
розрахунковим шляхом

Номер п/п	Кінема- тичні	Геометричні			Газодина- мічні
	частота обертання РК n , рад/с	кут входу та виходу повітряного потоку, град		кількість лопаток РК $z_{РК}$, шт.	масова ви- трата пові- тря G_m , кг/с
		β_1	β_2		
Заданий ін- тервал зна- чень ІВРВ	1465...1476	56...72	108...132	14...22	0,029...0,045
Оптимальні розрахун- кові зна- чення ІВРВ	1470	64	124,46	21,51	0,026
Прийняті значення ІВРВ	1470	64	125	21	0,029...0,045

в таблиці 3.1. Отже оптимальні розрахункові значення ІВРВ такі: частота обертання РК (n) становить 1470 рад/с, вхідний кут РК (β_1) становить 64° , вихідний кут РК (β_2) становить $124,46^\circ$ та кількість лопаток РК ($z_{РК}$) становить 21,51 шт, а також масова витрата повітря (G_m) буде 0,026 кг/с. Виходячи з отриманих оптимальних даних приймаємо наступні значення факторів: частота обертання РК (n) – 1470 рад/с, вхідний кут РК (β_1) – 64° , вихідний кут РК (β_2) – 125° та кількість лопаток РК ($z_{РК}$) – 21 шт, а масова витрата повітря (G_m) розглядаємо в діапазоні від 0,029 до 0,045 кг/с. В подальшому, переходимо до створення тривимірної моделі.

3.2. Моделювання процесів перебігу повітряного потоку у проточній частині ІВРВ

Проведення фізичних експериментів з дослідження газодинамічної структури повітряного потоку у проточній частині ІВРВ, а відповідно в

міжлопаткових каналах РК, яке обертається, що пов'язане зі складністю здійснення візуалізації та виміру досліджуваних параметрів. Якщо питання візуалізації картини течії в проточній частині ІВРВ, технічно можуть бути вирішені, шляхом виконання стінок з прозорого матеріалу та фіксації картини течії, за допомогою швидкісної зйомки, то проблема вимірювання тисків та швидкостей у проточній частині РК, на сьогоднішній день, зробити важко.

Тому доступним способом дослідження параметрів течії в проточній частині, пневматичної системи сівалки, є чисельний (розрахунковий) експеримент [70 –74].

При оптимізації геометричної форми проточної частини ІВРВ потрібно розглядати значення різних створюваних параметрів вентилятора за отриманих умов оптимізації в регресійному аналізі. Для отримання характеристики ІВРВ був застосований метод тривимірного моделювання газодинамічного процесу робочої порожнини вентилятора, що дозволяє вирішити поставлене завдання з мінімальними витратами обчислювальних ресурсів, в програмному комплексі ANSYS [45]. Метод ґрунтується на моделюванні течії повітряного потоку в проточній частині вентилятора. Отримана інформація обробляється оператором та приймається рішення щодо якості роботи вузла. ІВРВ не повинен працювати за межами номінального значення робочої точки. Цей момент роботи пневматичної системи розглянули та усвідомили характер поведінки повітряного потоку рисунок 2.2. Тому для розуміння областей роботи вентилятора проводиться розрахунок результуючої характеристичної кривої з використанням пакетів прикладних програм програмного комплексу ANSYS.

Для виконання чисельного експерименту, за допомогою сучасних програмних продуктів обчислювальної гідродинаміки (CFD), потрібно обґрунтувати вибір математичної моделі (ММ), вибір розрахункової сітки, вибір моделі турбулентності, завдання граничних умов.

Для проведення чисельного дослідження було обрано ММ турбулентного перебігу однофазного потоку повітря у постановці Ейлера. Рух повітряного потоку моделюється системою рівнянь руху та неперервності, середніх за часом (по Рейнольдсу).

3.3. Якісний опис роботи ІВРВ у пневматичній системі

Ефективність ІВРВ, підключеного до пневматичної системи сівалки, знижується, зі збільшенням витрати повітря. Відповідно, повний та статичний тиск системи також падає. Крім того, конструктивні переваги пневматичної системи блочного типу та використання ІВРВ менших розмірів у порівнянні з одним більшим пристроєм – ВРВ для всієї сівалки очевидні. При використанні ІВРВ у пневматичній системі блочного типу, переходимо до контролю роботи вентилятора в робочій точці. Таким чином, ми домагаємося більш стійкої роботи ІВРВ у робочій області. Для створення необхідного тиску в каналах, пневматичної системи, при зменшенні розмірів РК, кутова швидкість обертання зростає. Для зменшення шуму, кількість лопаток РК, потрібно вибрати непарну. При проектуванні та експлуатації важливо забезпечити, щоб ІВРВ працював при високих тисках, а корпуси та ущільнення відповідно сприяли цьому. Це, у свою чергу, створює високі статичні та динамічні навантаження на всі компоненти системи. Своєрідна робота висівного апарату може спричинити кавітацію, пульсацію тиску та призвести до нестійкої роботи системи. Для уникнення такого явища пропонується: зміна конструкції корпусу висівного апарату та встановлення перепускного клапану. Потрібно дистанційно контролювати роботу пристрою, наприклад, за кількома параметрами. Отримана інформація обробляється оператором й приймається рішення, щодо якості роботи вузла. ІВРВ не повинен працювати за межами номінального значення робочої точки. Для розуміння областей роботи вентилятора провадиться розрахунок результуючої характеристичної кривої з використанням пакетів прикладних програм програмного комплексу ANSYS.

3.4. Чисельний розрахунок у середині проточної частини ІВРВ

Для проведення розрахунків зробили спрощення повітряного потоку – нехтуємо реальними та складними умовами потоку всередині проточної частини ІВРВ. Зауважимо, що характеристика вентилятора, за різних значень

витрати повітря, наближена. За допомогою числового методу можливо визначити та оцінити поведінку повітряного потоку вздовж проточної частини ІВРВ у різних робочих точках. Тому досліджуваний простір, повітряного потоку, розбивається на кінцеві ділянки та визначаються механічні властивості повітря. До розрахунку залучаються основні математичні рівняння та далі проводять рішення. Таким чином, чисельне рішення описується приблизно до реальних умов потоку. Завдяки такому процесу точність рішення залежить від вибраних налаштувань та дискретності області.

Процес чисельного розрахунку перебігу повітряного потоку всередині проточної частини ІВРВ поділено на такі етапи: 1) формування геометрії вузлів, що у роботі; 2) графічне зображення вузлів; 3) вибір моделі турбулентності; 4) тимчасова дискретизація з визначенням розв'язуваних систем рівнянь; 5) рішення рівнянь та остаточна перевірка та інтерпретація результатів.

На результати моделювання впливають: створена геометрія, обрана модель турбулентності та просторова й тимчасова дискретизація, перед реальним розв'язанням систем рівнянь.

3.5. Створення геометрії ІВРВ.

Геометрію досліджуваного повітряного простору, індивідуального відцентрового вентилятора, отримуємо із тривимірної моделі САПР. На першому етапі обсяг повітряного потоку проходить через вузол моделі, що витягується за допомогою логічного віднімання. Цей процес показаний на рисунку 3.3 з використанням робочого колеса та рисунку 3.4 з використанням спірального корпусу(равлика) [72].

Першим кроком є створення закритого твердого тіла, створеного на основі геометрії РК [75 – 79]. Для створення закритого твердого тіла усі входні та вихідні отвори РК закриті, а внутрішні порожнини – заповнені, що зображено на рисунку 3.3. Потім, робиться віднімання геометрії робочого колеса із замкнутого твердого тіла. Результат, цієї арифметичної операції, є простір, через який проходить повітряний потік.

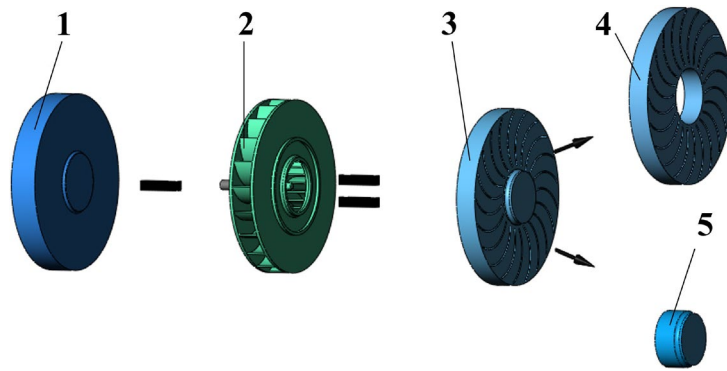


Рисунок 3.3 – Логічне віднімання об'єму повітряного потоку з об'єму вузла, що спостерігається для створення моделі: 1 – область повітряного потоку навколо РК; 2 – геометрія робочого колеса; 3 – робоча область РК; 4 – розділена робоча область РК – 1; 5 – розділена робоча область РК – 1

Другим кроком, є створення закритого твердого тіла, отриманого на основі геометрії спірального корпусу. Результат цієї арифметичної операції є простір, через який проходить повітряний потік всередині спірального корпусу, що зображено на рисунку 3.4. Такій процедурі піддаються решта компонентів ІВРВ. Виконується процедура таким чином, щоб домени з'єднання, повітряних контурів, були геометрично однаковими.

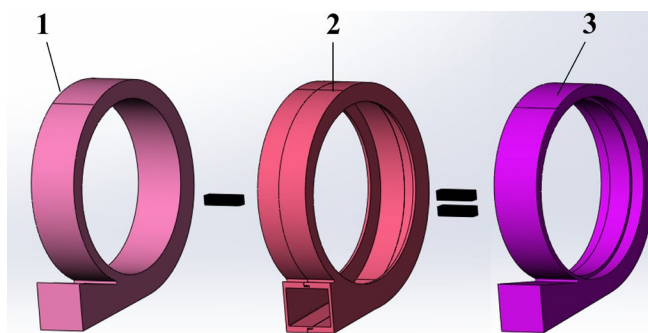


Рисунок 3.4 – Логічне віднімання об'єму повітряного потоку з об'єму вузла, що спостерігається для створення моделі: 1 – область простору обмежена равником; 2 – спіральний корпус (равлик); 3 – область розрахунку

Для точного розрахунку параметрів повітряного потоку область розрахунку повинна бути розширена за рахунок спеціального проектування вхідного та вихідного патрубків (включаючи додаткові обсяги повітря), щоб мати

можливість досягти необхідних граничних умов. Результируюча область руху повітряного потоку, вздовж проточної частини ІВРВ, показана на рисунку 3.5. Витрата повітряного потоку вентилятора, що поступає в систему через поверхні – INLET і OUTLET однакова, згідно закону збереження маси [84 – 90].

3.6. Просторова дискретизація прохідного перерізу

Після створення досліджуваної області руху повітряного потоку, створюється сітка створених об'ємів. Топологія сітки поділяється на структуровану та неструктуровану. Переваги неструктурованої сітки в тому, що вона найпростіша. Задаються необхідні граничні умови, щоб була можливість провести розрахунок системи рівнянь Нав'є-Стокса.

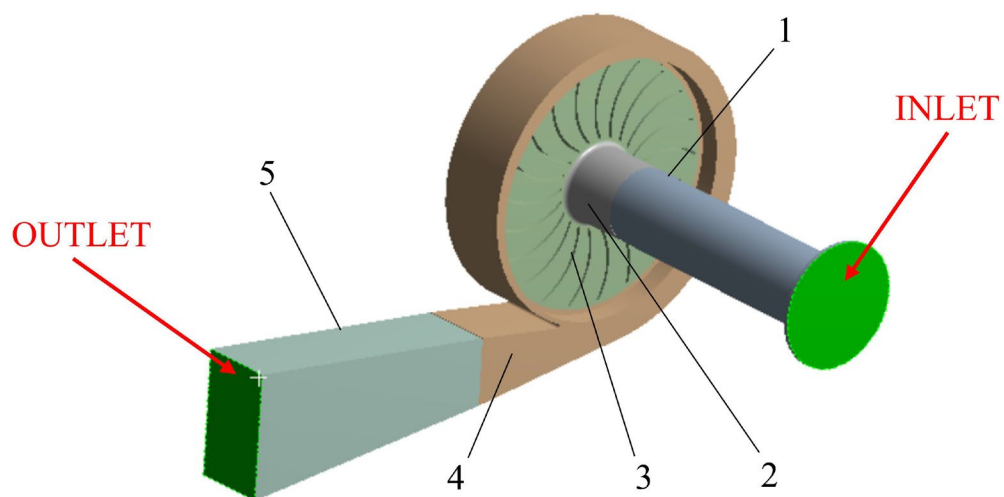


Рисунок 3.5 – Розрахункова сфера руху повітряного потоку: 1 – вхідний патрубок; 2 – перехідна деталь РК; 3 – РК; 4 – спіральний корпус (равлик); 5 – вихідний патрубок; INLET – вхідна, гранична поверхня; OUTLET – вихідна, гранична поверхня

Моделюючи складну геометрію, проточної частини ІВРВ, у програмному комплексі ANSYS Workbench 2019 R2 [91], можлива автоматизована побудова, розрахунок та налаштування сітки. Однак, при використанні неструктурованих сіток, витрачається більший час розрахунку сітки та розв'язання

системи рівнянь. Вибір сітки, у створених обсягах, тягне за собою кількість та спосіб розташування вузлів, але це призводить до збільшення вимог, щодо зберігання інформації (обсягу пам'яті). Через складність областей перебігу повітряного потоку, представлених у IBPB, дискретизація здійснюється з використанням неструктурованих тетраедральних сіток, рисунок 3.6.

Розріз IBPB з неструктурованою та локально подрібненою сіткою, а також вузли сітки показані на рисунку 3.7. Щільність сітки в прикордонних шарах збільшена, щоб мати можливість точніше визначати змінні повітряного потоку в цій зоні [91 – 93].

Для вирішення рівнянь Нав'є-Стокса потрібно задати граничні умови. З цією метою, на краях розрахункової області – на поверхнях INLET та OUTLET, задаємо змінні повітряного потоку. Загалом, треба уважно стежити за тим, щоб був зроблений правильний вибір збіжності процедури рішення та задана правильна кількість граничних умов [91]. Неправильно задані граничні умови можуть призвести до переривання розрахунку, або фізично непридатних результатів.

Деякі статорні елементи проточної частини не мають геометричної симетрії, а в області ротора, осьова симетрія повітряного потоку присутня, тому потрібно змодельовати повний об'єм проточної частини. На поверхні інтерфейсу, роторні елементи проточної частини, в процесі розрахунку, фіксуються у певному кутовому положенні щодо статорних елементів, задається умова "Frozen Rotor" – "заморожений ротор". Зосередження на поверхні інтерфейсу не виконується, що дозволяє моделювати вплив сліду від лопатки одного елемента в міжлопатковому каналі наступного елемента [91 – 95].

При проектуванні, стикаємося з «умовою прилипання» – в областях повітряного потоку, що безпосередньо межують з геометрією вентилятора. Це показує, що повітряний потік знаходиться в безпосередній близькості від стінки та рухається зі швидкістю стінки. За наявності суцільної стінки швидкість перебігу повітряного потоку на стінці падає до нуля. Усе це призводить до турбулентності.

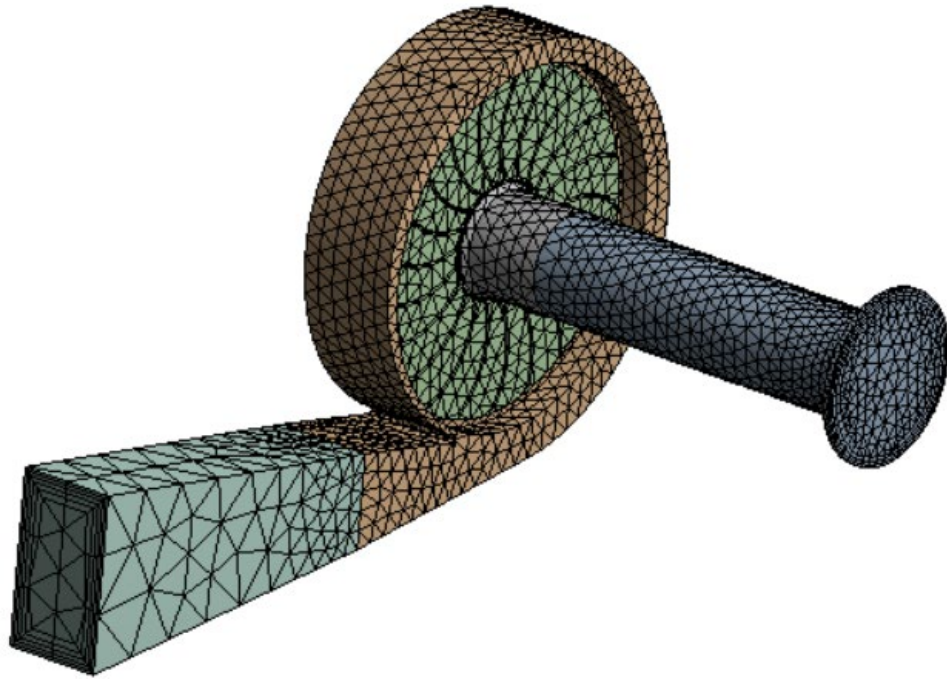


Рисунок 3.6 – Вид сітки робочої області ІВРВ

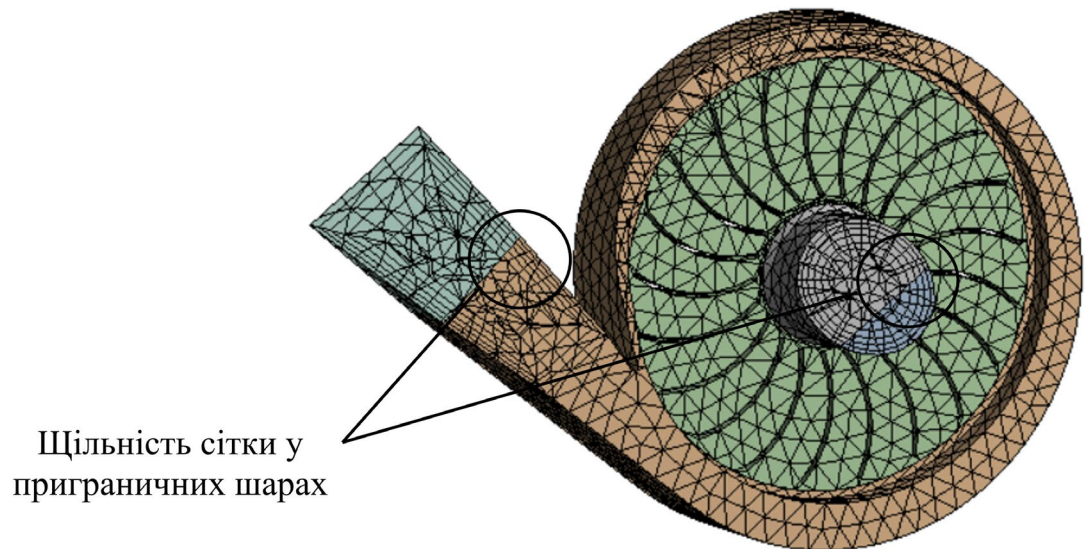


Рисунок 3.7 – Вид ІВРВ у розрізі з неструктурованою сіткою у створених обсягах.

3.7. Моделювання турбулентності повітряного потоку

Поведінка турбулентного потоку повітря ІВРВ може бути повністю описана за допомогою рівнянь Нав'є-Стокса. Важливою вимогою є просторовий та тимчасовий дозвіл, він є настільки великим, що точний розрахунок рівнянь, можливий лише за великою кількістю часу та обчислювальних ресурсів. На основі цих обмежень, можливо провести прямий розрахунок рівнянь Нав'є-Стокса, який також називається прямим чисельним моделюванням (DNS), який застосовується лише для кількох особливих випадків. Вибір моделі турбулентності дає можливість спрощеного підходу до розв'язання рівняння [75, 91, 96]. Цей спосіб передбачає поділ величини повітряного потоку G_m на статичну G_{m1} і коливальну G_{m2} частини:

$$G_m = G_{m1} + G_{m2} \quad (3.4)$$

Застосування такого способу дає можливість вирішення рівняння Нав'є-Стокса усередненого по Рейнольдсу (Reynolds-averaged Navier Stokes – RANS). Введення додаткових членів, призводить до імпульсу, де в рівнянні енергії виникають додаткові невідомі. У рівнянні імпульсу, такі невідомі називаються турбулентною напругою, або напругою Рейнольдса. У рівнянні енергії їх називають турбулентними тепловими потоками, чи потоками Рейнольдса. Ці невідомі визначаються за допомогою додаткових моделей турбулентності. Використання таких додатків, є переважною частиною, у вигляді моделі перенесення з двома рівняннями, через їх більш високу точність, порівняно з моделями з нульовим, або одним рівнянням.

Найбільш поширеними моделями турбулентності є модель $k - \varepsilon$, модель $k - \omega$ і модель $k - \omega SST$. Ці моделі містять емпіричні константи, які вибираємо під час розрахунку. Модель $k - \varepsilon$ є прийнятною для опису турбулентності, розташованої далеко від стінки. Опис турбулентності біля стінки – модель $k - \omega$, дає можливість отримати більш кращі результати. Для чисельного розрахунку вентиляторів, $k - \varepsilon$ -модель придатна лише для досліджень у галузі номінальної робочої точки [71, 83].

Моделювання IBPV проводилося з використанням виключно моделі турбулентності повітряного потоку $k - \omega - SST$. Модель турбулентності $SST - k - \omega$ поєднує в собі моделі $k - \varepsilon$ і $k - \omega$ та використовує модель $k - \omega$ в шарах повітря, близьких до стінки, а модель $k - \varepsilon$ в шарах повітря, віддалених від стінки.

Результат розрахунку залежить від вибору типу розрахунку: стаціонарного – незалежного від часу, стійкого стаціонарного стану чи перехідного процесу, що змінюється через певний час, тобто результати залежить від часу. Таким чином, стаціонарні розрахунки не вимагають рішення в реальному часі, а отже, виконуються швидше та вимагають менше витрати пам'яті комп'ютера, в порівнянні з тимчасовими обчисленнями. Для вирішення перехідних моделей потрібна вказувати час обліку, або загальний час та його проміжні етапи [91].

Загалом слід зазначити, що результати розрахунку не зовсім збігаються з натуральними вимірами, тому що процеси спрощені.

Повна система IBPV складається з робочого колеса (ротора) і відповідного корпусу (статора), вхідного патрубку та вихідного. Для того, щоб забезпечити одночасне спостереження за ротором і статором з вхідним та вихідним патрубком, потрібно використання кількох систем координат (множинна система відліку = MRF). Статор і патрубки спостерігаються в абсолютній системі координат, а ротор – у відносній системі, чи навпаки. В результаті використання кількох систем координат для опису процесу всередині розрахункової моделі виникають інтерфейси, де змінні потоки переводяться з абсолютної системи координат у відносну, або навпаки. Для моделювання цих інтерфейсів у програмному комплексі Ansys CFX є спеціальні команди.

З'єднання перехідного патрубку з ротором, ротора зі статором, повинні бути правильно змодельовані, як інтерфейс ротор-статор та враховувати команду «Frozen Rotor» в блоці програми Ansys CFX. Обертання робочого колеса призводить до зміни положення кожної з лопаток всередині моделі в залежності від часу. На підставі відносного руху областей один до одного, змінні потоки мають бути внутрішніми [96, 97]. Передача змінних потоків

повітря, на інтерфейсах, відбувається негайно. Через обертання системи координат ротора змінюється потік повітря усередині проточної частини лопаток. Таким чином, результати моделювання залежать від положення ротора щодо статора (корпусу).

В інших місцях з'єднання областей змінні усереднюються по вихідній поверхні. Такий підхід краще відображає стан повітряного потоку в реальному ІВРВ, оскільки існують симетричні та асиметричні поверхні.

3.8. Встановлення зв'язків параметрів висівного апарату та ІВРВ, що працюють в одній пневматичній системі

Поряд із пошуками шляхів поліпшення конструктивного виконання пневматичної системи, висівного апарату та ІВРВ не припиняється вдосконалення методики розрахунку газодинамічних характеристик, створюються нові математичні моделі розрахунку, які точніше описують особливості робочого процесу. Все це дозволяє виявляти недоліки експлуатованої конструкції, які виражаються у вигляді вузького діапазону ефективної роботи системи на розрахункових та нерозрахункових режимах при та низьких значеннях ККД. Наявність цих недоліків багато в чому зумовлена конструктивним виконанням пневматичної системи, тобто саме наявність в ній елементів з високими значеннями втрат, призводить до зниження ККД всієї системи.

Для підвищення енергоефективності відомих конструкцій пневматичних систем сівалки необхідно скористатися методами оптимізації процесу, що дозволить розширити діапазон роботи. Але розширення діапазону ефективної роботи пневматичної системи сівалки стає можливим внаслідок розробки альтернативної схеми. Як дана альтернативна схема може стати ПССБТ.

Для перевірки правильності суджень, збудовано стенд, у якому використовувалася ця схема роботи пневматичної системи. В результаті використання такого стенду з'явилась можливість отримати експериментальні дані щодо розрахунків, при реально працюючому ІВРВ з оптимальними даними уточненими у процесі раніше зроблених розрахунків.

Аналіз роботи ПССБТ є складним процесом, оскільки система працює в умовах постійного тиску в пневматичній системі. Процес опису цих змін на довгостроковий період неможливий. Важливим є розуміння, як і чим підтримується тиск усередині пневматичної системи у вибраних інтервалах. Вплив факторів, що розглядаються, на величину значення тиску, в залежності від обраного часу роботи системи. Вплив окремих пристроїв та елементів, пневматичної системи, на величину значення тиску. Ступінь впливу вибраних факторів аналізується, а потім вживаються заходи для мінімізації їх впливу на процес присмокування посівного матеріалу до отворів диска, що висіває [96 – 99].

Стенд для визначення параметрів ПССБТ розроблено відповідно до ДСТУ 3251-95. Основними критеріями, що оцінюють проектувану пневматичну мережу сівалки, є можливість створення нею загального повного та статичного тиску, ККД, а також потужність вузла, що проектується.

Для створення дослідницького стенду скористались раніше отриманими оптимальними параметрами ІВРВ та уявленнями про процеси, що проходять у пневматичній системі. Стенд ПССБТ дає змогу з мінімальними зусиллями визначити параметри при різних витратах повітря.

Для регулювання подачі витрати повітря на пневматичній системі ПССБТ існує дросельний вузол на виході з ІВРВ. Частота обертання РК реєструється відповідно до роботи електричного приводу.

Під час роботи ПССБТ реєструються такі дані: повний тиск, створюваний вентилятором; статичний тиск, створюваний вентилятором; повний тиск на виході з апарата, що висіває; статичний тиск на виході з апарата, що висіває; витрата повітря, що проходить через проточну частину вентилятора; частота обертання РК; барометричний тиск повітря P_b ; температура навколишнього середовища T_b [56, 99, 100].

Для порівняння розрахункової та визначеної в результаті досвіду механічної потужності, що передається на робоче колесо, потрібно знімати результати енергії, що споживається електричним приводом.

На точність розрахунків впливають чинники, величину яких ми можемо передбачити де значення змінюється залежно від режимів роботи системи.

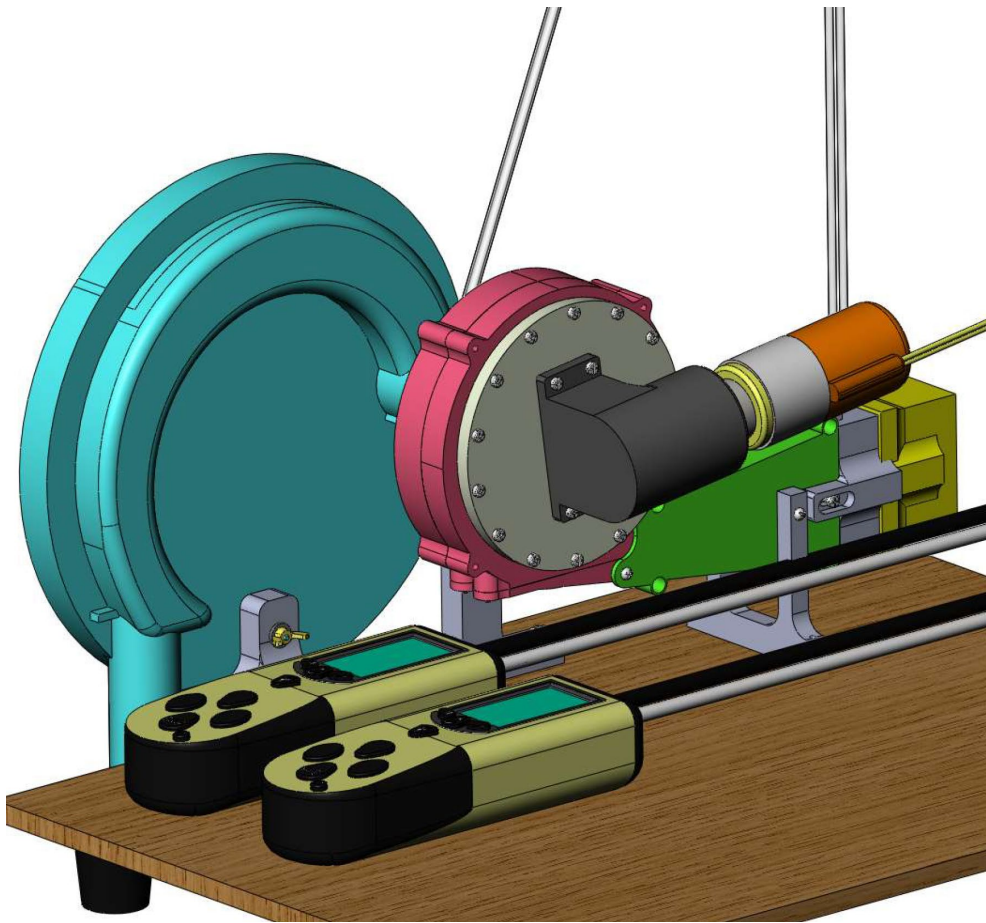
Зокрема, це втрати окремих пристроїв та елементів пневматичної системи, що виникають під час роботи в мережі. Втрати при цьому аналізується, а потім пропонуються заходи, як їх можна зменшити.

Як можна розрахувати продуктивність вентилятора та ефективність комбінованої операції на основі характеристик окремих використовуваних пристроїв? Як отримана характеристична крива ІВРВ впливає на різні режими роботи пневматичної системи? За яких умов використання сукупності ПССБТ краще за класичну схему сівалки? Чи існують інші схеми, які дають кращі умови роботи пневматичної системи сівалки? Чи існують додаткові втрати? Звідки виникають ці додаткові втрати та як їх можна мінімізувати?

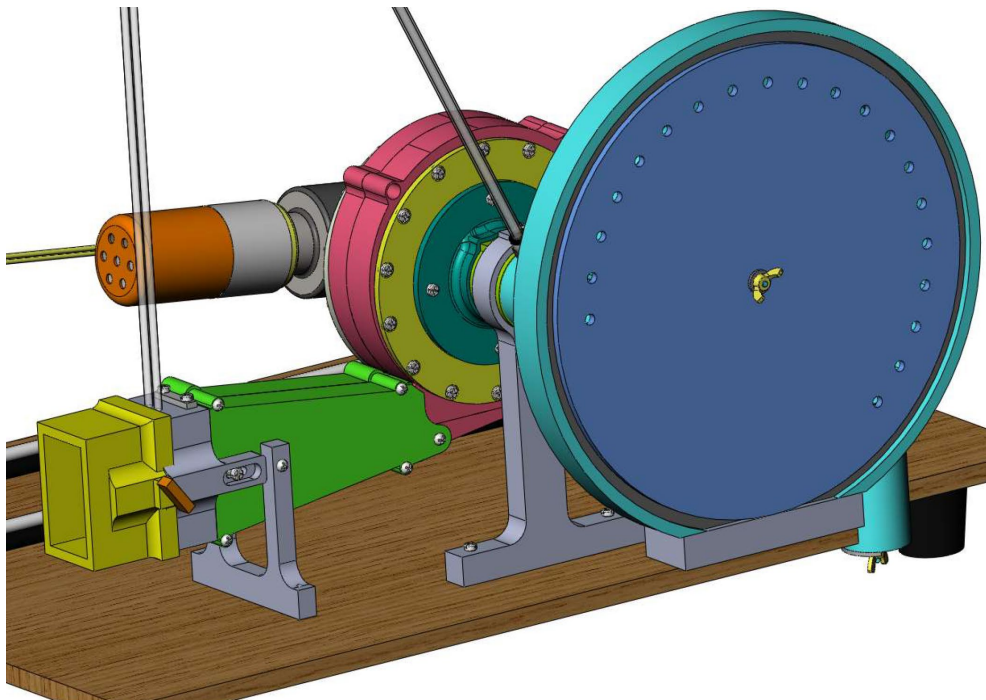
Виходячи з поставлених дослідницьких питань, мета цієї роботи визначається так: конструктору відцентрових вентиляторів слід використовувати представлені дослідження. Спираючись на результати даних досліджень: представити та розраховувати варіант ІВРВ; показати переваги та можливі способи застосування ПССБТ; вплив конструкції ІВРВ на результуючу характеристичну криву та провести її оцінку взаємодії за характеристичною кривою системи; визначити додаткові втрати, що виникають, та мінімізувати їх [48, 56, 75].

Дослідницький стенд представлений на рисунку 3.8 складається з спроектованого ІВРВ, та раніше сформульованої ідеї створення висівного апарату (геометрія, якого має іншу форму, на відміну від використовуваної), вхідного патрубку (що імітує перепускний клапан, для подачі додаткової витрати повітря в пневматичну систему), трубопроводу (що з'єднує висівний апарат з ВРВ), деталь з отворами (що імітує висівний диск).

У трубопроводі з'єднуючого ВА з ІВРВ встановлений датчик для зняття параметрів статичного тиску в пневматичній системі, що цікавлять нас. На виході з ВРВ встановлено пристрій, що дроселює та дозволяє контролювати витрату повітря в системі, а також датчики, які знімають вихідні параметри. Вхідний патрубок має пластину, що обертається, яка дозволяє контролювати кількість працюючих вікон диска ВА в експерименті.



а



б

Рисунок 3.8 – Геометрія стенда ПССБТ: а) вид зліва; б) вид справа

Робота стенду розділена на етапи, що дозволяють, залежно від умов роботи, зняти дані та зробити на їх підставі розрахунки. Отримане в результаті цього, рівняння регресії процесу, дає можливість детально проаналізувати та оптимізувати зроблені заздалегідь припущення, провести оцінку повних індивідуальних характеристик пристрою. Такий підхід дозволяє інженеру – науковцю використовувати отримані дані геометричних розмірів для роботи пристроїв у номінальній робочій точці.

Аналіз впливу параметрів показує вплив на ефективність відбору насіння в пневматичній системі сівалки.

Проаналізувавши вплив геометричних та кінематичних параметрів роботи дозуючого пристрою, пневматичного висівного апарату, трубопроводів системи ІРВ встановлено залежність впливу багатьох факторів на ефективність роботи. Більшість цих чинників визначають безпосередньо конструктивні параметри елементів системи. Біологічні особливості насіння культур, що висіваються, впливають в основному на форми дозуючих елементів висівного апарату.

Основними параметрами, що впливають на роботу пневматичної системи, взятими для дослідження та аналізу, є ряд факторів: кутова швидкість обертання РК ІРВ – n ; кількість працюючих отворів на висівному диску – z_d ; сила присмоктування – p_{sv} , обумовлена перепадом тисків; розміри отвору, що присмоктують зернятка, виражаються діаметром – $d_{отв}$; кількість повітря, що потрапляє у пневматичну систему сівалки через перепускний клапан – $z_{кл}$ та інше. Таким чином, захоплення та переміщення насіння в камері висівного апарату може відбуватися по-різному, залежно від поєднання параметрів n , $d_{отв}$, $z_{кл}$, z_d , p_{sv} .

Таким чином, дане дослідження має на меті отримання основного рівняння, що описує зв'язок створюваного тиску в ПССБТ з низкою обраних факторів при заданих граничних умовах. На підставі виведеного рівняння визначаються оптимальні технологічні параметри диска висівного апарату – діаметра отворів, що присмоктують, кількості працюючих отворів;

оптимальна витрата повітря; оптимальна кількість працюючих перепускних отворів. Оскільки від цього залежить точність, продуктивність, універсальність та інші показники роботи системи.

Проводимо обчислення та встановлюємо взаємозв'язок між перерахованими факторами у вигляді рівняння регресії [101 – 104].

3.9. Математична модель розподілу повітряного потоку у ПССБТ

Матеріали та методи. Алгоритм виведення рівняння регресії для п'яти незалежних кількісних факторів показаний на прикладі розробки ПССБТ. За стандартною процедурою, на першому етапі в якості параметра, що цікавить, був обраний статичний тиск p_{sv} створюване ІВРВ у ПССБТ та визначили кількісний склад факторів. Було вибрано п'ять параметрів, які значно впливають на створення статичного тиску – масова витрата повітря G_m (фактор X_1), діаметр отворів, що присмоктують, висівного диска $d_{отв}$ (фактор X_2), кількість відкритих отворів перепускного клапана $z_{кл}$ (фактор X_3), кількість працюючих присмоктувальних отворів на висівному диску $z_{диска}$ (фактор X_4) та частота обертання РК ІВРВ n (фактор X_5) [61 – 66].

Також, потрібно визначити кількісне значення величин чинників, інтервали варіювання.

Вибір значення факторів. Вибір основного рівня та інтервалів варіювання, це складний процес, від якого залежить створена математична модель усієї ПССБТ. Для вибору рівнів факторів зібрано та проаналізовано літературні, заводські та практичні дані. Величина фактору X_1 масова витрата повітря блокової системи вибрали рівну $0,034 \pm 0,003$ кг/с. Другий фактор X_2 діаметр отворів висівного диска до якого присмоктуються зернятка, вибрали значення рівне $4,5 \pm 1$ мм. Третій фактор X_3 кількість відкритих отворів перепускного клапана, вибрали значення 3 ± 1 шт. Четвертий фактор X_4 кількість працюючих присмоктувальних отворів на висівному диску, вибрали значення 11 ± 2 шт. П'ятий фактор X_5 частота обертання РК ВРВ, вибрали

значення 1470 ± 10 рад/с. Остаточні значення величини та інтервалів зміни факторів були обрані завдяки ретельному та неодноразовому аналізу отриманих рівнянь регресії [66, 105].

Для виведення рівняння регресії для п'яти незалежних кількісних факторів створено твердотільну 3D модель ПССБТ ІВРВ рисунок 3.9, та з імітовано процес роботи вузла висіву. Зроблено деякі припущення: диск висівного апарату не обертався; розглядалася обмежена кількість працюючих отворів на диску, для імітації присмоктування зерняток отвори, що не працювали, закривалися; на місці перепускного клапана розглядали отвори, що закриваються.

Вибрані геометричні розміри, комплектація та поведінка у просторі вузлів, частота обертання РК ІВРВ значною мірою визначають створюваний статичний тиск p_{sv} блоку. Від розмірів вхідного патрубку, кількості отворів на висівному диску, робота перепускного клапана залежить продуктивність ПССБТ та інше.

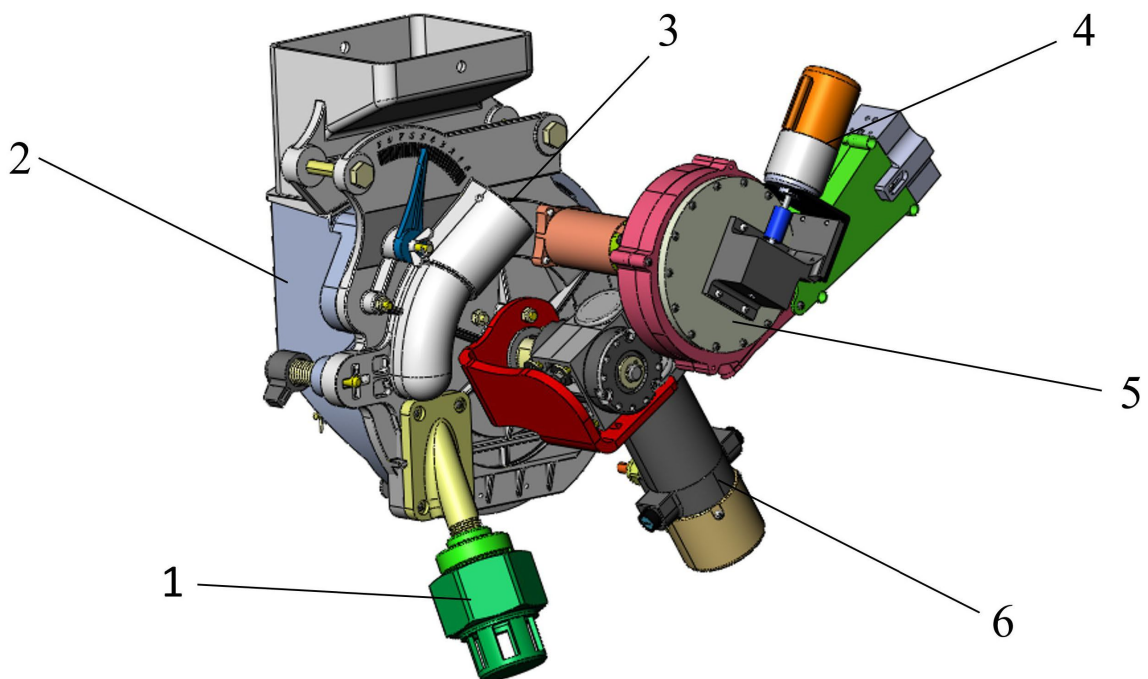


Рисунок 3.9 – Геометрия ПССБТ ІВРВ: 1 – перепускний клапан; 2 – ВА; 3 – заглушка; 4 – електродвигун приводу ІВРВ; 5 – ІВРВ; 6 – електродвигун приводу ВА

Для розрахунку значення статичного тиску p_{sv} потрібні математичні моделі, що характеризують значення створюваного тиску одночасно від усіх факторів процесу, що впливають. Було поставлено завдання створення математичних моделей, що виконують умови безперебійного присмоктування посівного матеріалу та подачі його в сошник.

Математична модель досліджуваної ПССБТ із різними кінематичними, геометричними та газодинамічними параметрами представлено як схема (рис. 3.10). У таблиці показані основні аналізовані фактори та рівні, а також передбачуваний відгук проведених досліджень.

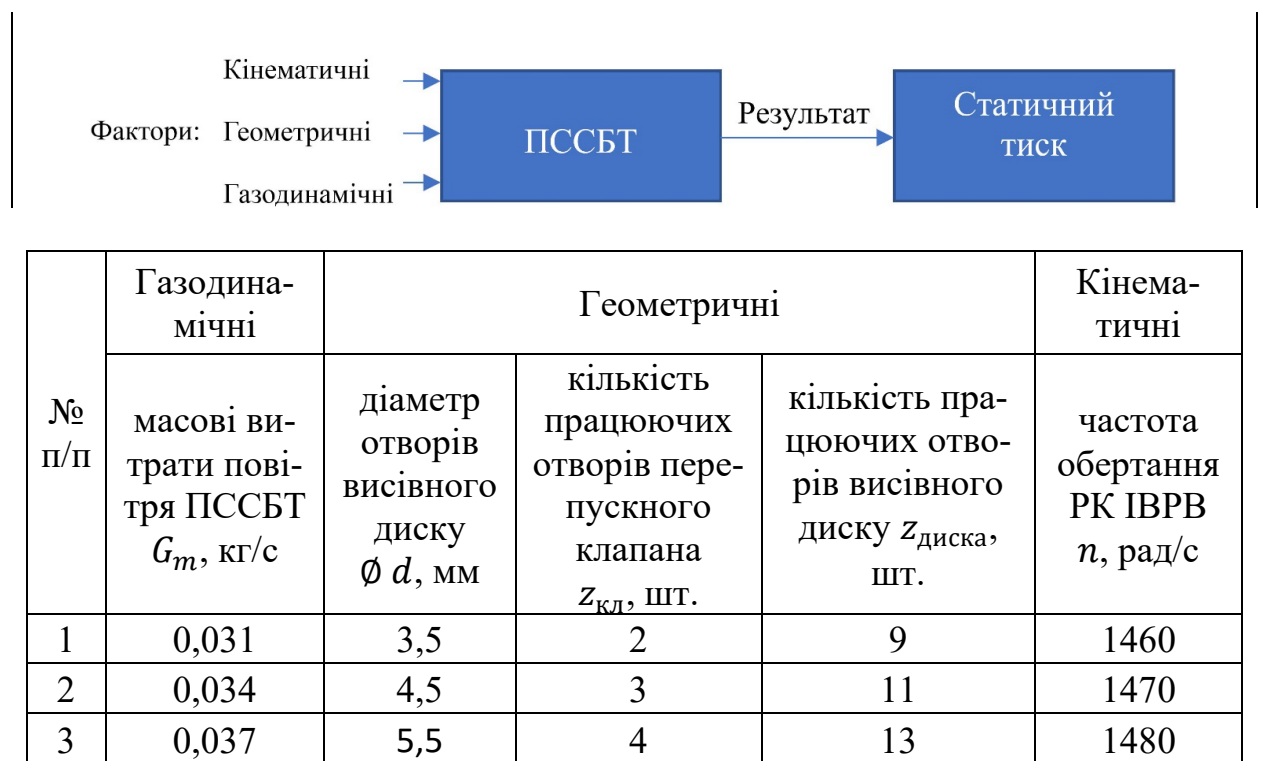


Рисунок 3.10 – Схема значень факторів експерименту

Заданий експеримент містив п'ять факторів дослідження та три рівні натуральних значень. Щоб змінити рівні значення кожного з факторів, при проведенні дослідів використовувалися різні пластини, що імітують висівні диски з різною величиною діаметра отвору, що присмоктує, а також змінювали кількість працюючих отворів перекриваючи їх. Змінювали кількість працюючих отворів перепускного клапана за допомогою пелюстки, що закриває. Частота обертання РК ІВРВ змінювалася за допомогою перетворювача частоти [66].

Залежність статичного тиску p_{sv} від основних факторів процесу представили у загальній формі виразом (3.5):

$$p_{sv} = f(G_m, \phi d, z_{кл}, z_{диска}, n). \quad (3.5)$$

Залежність (3.5) із достатньою точністю апроксимується рівнянням регресії.

Припустимо, що математична модель процесу, який вивчається є лінійною та представляється у вигляді полінома першого ступеня, тобто відрізка ряду Тейлора, в який розкладається невідома функція $f_i(x_i)$

$$Y(x_1, \dots, x_k) = b_0 + \sum_{i=1}^{b_i} b_i \cdot f_i(x_i), \quad (3.6)$$

де b_0 – вільний член; b_i – лінійні ефекти; $f_i(x_i)$ – деяка функція від вихідних змін. Провівши експерименти над об'єктом дослідження, отримали математичну модель певного виду, рівняння 3.6.

3.10. Планування факторного експерименту ПССБТ

Прийняті фактори аналізованого процесу неоднорідні, треба пам'ятати, що вони мали різні одиниці виміру, а величини факторів мали різні порядки, тому їх привели до єдиної системи обчислення шляхом переходу від дійсних значень факторів до кодованих.

Кодовані та натуральні значення факторів процесу, які вивчаються для п'ятифакторного плану представлені в таблиці 3.2.

Для кожного фактору встановили два значення: максимальне та мінімальне. У прийнятому полі значень кожен чинник може змінюватися безперервно чи дискретно. Інтервал варіювання ΔX_i вхідних факторів X_i вибрали в межах від 0,003...10 можливого діапазону варіювання досліджуваного i -того фактора.

Сформували початкові умови експерименту та інтервали варіювання незалежних змінних (вхідних факторів), за допомогою яких визначається перехід від натуральних змінних X_1, X_2, X_3, X_4 та X_5 до кодовагих змінних x_1, x_2, x_3, x_4 та x_5 , які приймали на кінцях інтервалів значення +1 або -1.

Таблиця 3.2 – Рівні факторів та інтервали варіювання ПССБТ

Фактори	Кодове позначення факторів	Інтервали варіювання ΔX_i	Рівні факторів: верхній/ основний/ нижній		
			+1	0	–1
Масова витрата повітря ПССБТ, G_m , кг/с	x_1	0,003	0,037	0,034	0,031
Діаметр отворів, висівного диска, $\varnothing d$, мм	x_2	1	5,5	4,5	3,5
Кількість працюючих отворів перепускного клапана, $Z_{кл}$, шт	x_3	1	4	3	2
Кількість працюючих отворів на висівному диску, $Z_{диска}$, шт	x_4	2	13	11	9
Частота обертання РК, n , рад/с	x_5	10	1480	1470	1460

Фактори процесу незалежні один від одного та не потребують детального вивчення аналізованого процесу, зменшили кількість експериментів, що проводяться, застосовуючи план дробових факторних експериментів (ДФЕ) [66, 101, 105].

Матриця планування експерименту представлена в таблиці 3.3.

Кількість дослідів зменшилася з 32 до 16, використовуючи напіврепліку ДФЕ $2V^{5-1}$ з визначальним контрастом $1 = x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 \cdot x_5$, а значить заданим генеруючим співвідношенням $x_5 = x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4$.

3.11. Опрацювання результатів експерименту

Провівши досліди, відповідно до впорядковано прийнятих комбінацій факторів на двох рівнях заносимо значення y_i в колонки таблиці 3.4.

Таблиця 3.3 – Умови виконання ДФЕ $2V^{5-1}$ – комбінації значень факторів (кодовані та фактичні) для 16 дослідів ПССБТ

№ дос- ліду	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
1	-1	-1	-1	-1	+1	0,031	3,5	2	9	1480
2	+1	-1	-1	-1	-1	0,037	3,5	2	9	1460
3	-1	+1	-1	-1	-1	0,031	5,5	2	9	1460
4	+1	+1	-1	-1	+1	0,037	5,5	2	9	1480
5	-1	-1	+1	-1	-1	0,031	3,5	4	9	1460
6	+1	-1	+1	-1	+1	0,037	3,5	4	9	1480
7	-1	+1	+1	-1	+1	0,031	5,5	4	9	1480
8	+1	+1	+1	-1	-1	0,037	5,5	4	9	1460
9	-1	-1	-1	+1	-1	0,031	3,5	2	13	1460
10	+1	-1	-1	+1	+1	0,037	3,5	2	13	1480
11	-1	+1	-1	+1	+1	0,031	5,5	2	13	1480
12	+1	+1	-1	+1	-1	0,037	5,5	2	13	1460
13	-1	-1	+1	+1	+1	0,031	3,5	4	13	1480
14	+1	-1	+1	+1	-1	0,037	3,5	4	13	1460
15	-1	+1	+1	+1	-1	0,031	5,5	4	13	1460
16	+1	+1	+1	+1	+1	0,037	5,5	4	13	1480

Число паралельних дослідів однакове у всіх рядках матриці, тому однорідність низки дисперсії проводили за допомогою G – критерію Кохрена, що визначається за допомогою формули (3.7):

$$G_p = 0,165 ; \quad (3.7)$$

Визначаємо табличне значення критерію Кохрена:

$$G_T = 0,198 ; \quad (3.8)$$

Тоді критерії вважаються однорідними та досліді відтворюються, якщо виконується умова:

$$G_p < G_T, \quad (3.9)$$

де G_T – табличне значення критерію Кохрена; G_p – розрахункове значення критерію Кохрена [66].

Якщо дисперсії S_j^2 дослідів однорідні то це вказує на те, що досліджувана величина підпорядковується нормальному закону та дисперсії

Таблиця 3.4 – Матриця планування ДФЕ $2V^{5-1}$ та результати паралельно проведених дослідів ПССБТ

№ досл.	y_1	y_2	y_3	$\bar{y}_j$	S_j^2
1	85521,227	83221,29	82022,77	82587,76	363632,750
2	77890,69	78160,74	77240,34	77763,92	223836,38
3	89109,31	89409,34	88859,17	89125,94	75879,17
4	85966,70	86746,78	85566,28	86093,25	360406,87
5	92979,45	93479,52	92509,30	92989,42	235406,31
6	90938,79	91338,85	90158,51	90812,05	360347,90
7	93730,89	94430,96	93480,15	93880,67	242834,70
8	92382,49	92682,53	91592,24	92219,09	317208,56
9	85877,59	86627,67	84406,84	85637,37	1276301,92
10	81361,61	82231,67	80191,16	81261,48	1048439,78
11	91025,80	92005,93	89785,35	90939,03	1238391,09
12	88807,12	89077,18	88226,88	88703,77	188770,16
13	93432,22	93612,92	92491,79	93178,98	362332,26
14	91687,37	92087,44	90917,13	91563,98	353825,19
15	94174,60	94954,68	93234,12	94121,13	742225,69
16	93176,43	93936,51	92805,79	93306,24	332270,56
				$\Sigma \rightarrow$	7722109,28
				max $\rightarrow$	1276301,91

S_y^2 відтворюваності експерименту, що обчислюється за виразом (3.10):

$$S_y^2 = 482631,83. \quad (3.10)$$

Тоді помилка досвіду S_y була визначена як:

$$S_y = 694,72. \quad (3.11)$$

Користуючись результатами експерименту, обчислювали коефіцієнти шуканої моделі процесу, результати обчислень наведено в таблиці 3.5.

Так як рівна кількість паралельних дослідів у всіх точках плану матриці, тоді дисперсія помилки визначається як:

$$\sigma^2\{b_i\} = 15082,25. \quad (3.12)$$

Тоді:

$$\sigma\{b_i\} = \sqrt{\sigma^2\{b_i\}} = 122,81. \quad (3.13)$$

Таблиця 3.5 – Розрахункові значення коефіцієнтів рівняння регресії (3.7)

b_i	Значення	b_i	Значення	b_i	Значення	b_i	Значення
b_0	89336,76	b_4	690,99	b_{14}	165,69	b_{25}	11,79
b_1	-1298,31	b_5	-186,71	b_{15}	155,80	b_{34}	-771,40
b_2	2038,78	b_{12}	510,81	b_{23}	-1415,95	b_{35}	-142,43
b_3	3981,65	b_{13}	511,92	b_{24}	-106,35	b_{45}	18,74

Здійснили перевірку значимості коефіцієнтів регресії за допомогою t^T – табличного критерію Стюдента, порівнюючи його з розрахунковим значенням t^P . Табличне t^T значення критерію Стюдента рівня значимості $q = 5\%$ та ступеня свободи:

$$f_{st} = N \cdot (n - 1); \quad (3.14)$$

тоді:

$$f_{st} = 32; \quad (3.15)$$

було визначено табличний критерій Стюдента:

$$t^T = 2,037. \quad (3.16)$$

Розраховані значення t^P коефіцієнтів регресії занесли до Таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Розрахункові значення t^P

t_i^P	Значення	t_i^P	Значення	t_i^P	Значення	t_i^P	Значення
t_0^P	724,44	t_4^P	5,63	t_{14}^P	1,35	t_{25}^P	0,10
t_1^P	10,57	t_5^P	1,52	t_{15}^P	1,27	t_{34}^P	6,28
t_2^P	16,60	t_{12}^P	4,16	t_{23}^P	11,53	t_{35}^P	1,16
t_3^P	32,42	t_{13}^P	4,17	t_{24}^P	0,87	t_{45}^P	0,15

Розглядаючи Таблицю 3.6, ми робимо висновок, що всі розрахункові значення коефіцієнта регресії t_i^P , а саме t_0^P , t_1^P , t_2^P , t_3^P , t_4^P , t_{12}^P , t_{13}^P , t_{23}^P и t_{34}^P є значущими, відповідні доданки b_0 , b_1 , b_2 , b_3 , b_4 , b_{12} , b_{13} , b_{23} та b_{34} входять до рівняння (3.6) [104 – 108].

В результаті отримано рівняння регресії у вигляді полінома першого ступеня, що включає тільки значущі коефіцієнти:

$$\begin{aligned}\widehat{Y}_{psv} = & 89336,76 - 1298,31 \cdot x_1 + 2038,78 \cdot x_2 + \\ & + 3981,65 \cdot x_3 + 690,99 \cdot x_4 + 510,81 \cdot x_1 \cdot x_2 + \\ & - 511,92 \cdot x_1 \cdot x_3 - 1415,95 \cdot x_2 \cdot x_3 - 771,40 \cdot x_3 \cdot x_4 .\end{aligned}\quad (3.17)$$

Це рівняння описує процес створення статичного тиску в прийнятому діапазоні для ПССБТ. Перевірили адекватність моделі за критерієм Фішера – F_p .

Обчисливши дисперсію адекватності:

$$S_{ад}^2 = 147720,10 ; \quad (3.18)$$

тоді

$$F_p = 0,31 ; \quad (3.19)$$

та

$$F_T = 2,31 . \quad (3.20)$$

Адекватність моделі перевірили, порівнюючи розрахункове значення F_p критерію Фішера з табличним значенням F_T :

$$F_p < F_T . \quad (3.21)$$

Отже модель адекватна. Особливістю полінома першого ступеня те, що вона показує напрямок руху параметра оптимізації, при цьому не вказуючи саму критичну точку, тому перейшли до планування рівняння полінома другого ступеню [66, 103, 108].

Для отримання повної картини зміни статичного тиску у проточній частині ПССБТ, залежно від прийнятих значення факторів, переходимо до висновку рівняння регресії у вигляді полінома другого ступеня.

Щоб отримати математичну модель, як поліному другого ступеню, використовували раніше отримані виміри, зроблені висновки, щодо лінійного рівняння ПССБТ та зроблені виміри в «зіркових» точках, додавши додаткові досліді, тобто добудувавши ДФЕ до плану другого ступеню. Побудова відбувається визначенням відстані від центру плану до «зіркових» точок. Плече α вибирали таким чином, щоб його величина задовольнила умову ортогональності чи ротатабельності плану [111, 112].

3.12. Ротатабельний план другого ступеню для ПССБТ

Математична модель об'єкта або процесу, в області оптимуму нелінійна, апроксимуємо поліномом другого ступеня (3.22):

$$Y(x_1, \dots, x_k) = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i \cdot x_i + \sum_{\substack{i,j=1 \\ i \neq j}}^k b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} \cdot x_i^2, \quad (3.22)$$

де b_0, b_i, b_{ij} — коефіцієнти рівняння регресії; x_i, x_j, x_i^2, x_j^2 — значення змінних факторів дослідів.

Кроковий рух до екстремуму функції продовжували до тих пір, поки не досягли стаціонарної області, а ця область не може бути описана лінійним рівнянням. Для обчислення полінома другого ступеню, з метою оцінки всіх коефіцієнтів полінома, число досліджуваних рівнів має бути на одиницю більше ніж ступінь полінома — три. Необхідно застосування факторного експерименту типу 3^k , але це різко збільшує кількість експериментів. Для скорочення чисельності експериментів перейшли до використання центральних композиційних планів (ЦКП). З цією метою додали кілька спеціально спланованих експериментальних точок до матриці ДФЕ для отримання полінома другого ступеня. Загальна кількість дослідів ЦКП для ДФЕ $2V^{5-1}$ визначили за формулою:

$$N = 2^{k-p} + 2 \cdot k + m_0 = 32, \quad (3.23)$$

де p — кількість лінійних ефектів; $2 \cdot k$ — кількість «зіркових» точок; m_0 — кількість дослідів у центрі плану. Усі проведені експерименти залишаються, а до лінійної моделі було додано «зіркові» точки з координатами $(0; \alpha)$, що лежать на сфері діаметром рівним $2 \cdot \alpha$, та дослідями в центрі плану. Вибір плеча «зіркових» точок α та числа нульових точок m_0 залежить від критерію оптимальності плану [66, 105]. Для знаходження екстремуму функції застосуємо ротатабельний план другого ступеню.

Основною особливістю ротатабельного плану, для виведеної регресійної залежності, що полягає у можливості передбачити значення функції відгуку з дисперсією, однаковою на рівних відстанях від центру плану, тобто забезпечити його інваріантність при обертанні та системи координат щодо центру.

В якості ядра плану використовували ДФЕ, який проводили раніше. Потім виконали вимірювання у «зоряних» точках і скористалися значеннями проведених експериментів у нульовій точці (центр плану). «Зоряне» плече α , відстань від центру плану до зіркової точки вибирали з умови інваріантності плану до обертання, що приблизно обчислюється за формулою:

$$\alpha = 2^{\frac{(k-1)}{4}}, \quad (3.24)$$

де k – кількість факторів експерименту.

При ротатабельному плануванні є дуже важлива кількість вимірювань на нульовому рівні. Дані, які були використані при побудові центрального композиційного ротатабельного плану, наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Параметри центральних композиційних ротатабельних планів другого порядку

Число факторів k	Ядро плану	Число точок			Величина плеча зіркових точок α
		«Зіркових»	На нульовому рівні	Загальне	
5	2^{5-1}	10	6	32	2.00

Сформулювали початкові умови експерименту для ротатабельного плану розрахунку ПССБТ та, відповідно, звели інтервали варіювання незалежних змінних (вхідних факторів) та занесли до Таблиці 3.8.

Створили матрицю умов ротатабельного планування для $k = 5$ та результати відобразили у таблиці 3.9. Для виключення систематичних помилок, досліди проводили у випадковій послідовності. Порядок проведення дослідів вибирали по таблиці відповідно до помірно розподілених випадкових чисел. Досліди проводили рандомізовано за часом, тобто у випадковому порядку.

У таблиці 3.9 перші шістнадцять рядків це дані проведених раніше дослідів та внесених до даної таблиці, а також проведені додаткові виміри дослідів з 27 по 32, які проведені на нульовому рівні. Виконали вимірювання у «зіркових» точках і результати вимірювань занесли до таблиці 3.10.

Таблиця 3.8 – Рівні та інтервали варіювання факторів для ротатабельного плану розрахунку ПССБТ

Фактори	Кодове позначення факторів	Інтервали варіювання	Рівні факторів: верхній/основний/нижній			«Зіркові» точки	
		ΔX_i	+1	0	-1	+2	-2
Масова витрата повітря ПССБТ G_m , кг/с	x_1	0,003	0,037	0,034	0,031	0,040	0,028
Діаметр отворів, висівного диска $\varnothing d$, мм	x_2	1	5,5	4,5	3,5	6,5	2,5
Кількість працюючих отворів перепускного клапана $Z_{кл}$, ШТ	x_3	1	4	3	2	5	1
Кількість працюючих отворів на висівному диску $Z_{диска}$, ШТ	x_4	2	13	11	9	15	7
Частота обертання РК ІВРВ n , рад/с	x_5	10	1480	1470	1460	1490	1450

Залежно від числа факторів та інших параметрів обраного плану, коефіцієнти рівняння регресії (3.22) та при числі факторів $k = 5$ і ядрі плану, представлено напівреплікою 2^{5-1} ($1 = x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 \cdot x_5$). Результати обчислень коефіцієнтів регресії наведено у таблиці 3.11.

Дисперсія коефіцієнтів рівняння регресії були розраховані та набули наступного значення:

$$\sigma^2\{b_0\} = 283837,70 ; \quad (3.25)$$

$$\sigma^2\{b_i\} = 70958,15 ; \quad (3.26)$$

$$\sigma^2\{b_{ij}\} = 107619,94 ; \quad (3.27)$$

$$\sigma^2\{b_{ii}\} = 59774,69 ; \quad (3.28)$$

Таблиця 3.9 – Умови виконання ротатабельного ДФЕ $2V^{5-1}$ – комбінації
значень факторів (кодовані та фактичні)

№ досл.	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
1	-1	-1	-1	-1	+1	0,031	3,5	2	9	1480
2	+1	-1	-1	-1	-1	0,037	3,5	2	9	1460
3	-1	+1	-1	-1	-1	0,031	5,5	2	9	1460
4	+1	+1	-1	-1	+1	0,037	5,5	2	9	1480
5	-1	-1	+1	-1	-1	0,031	3,5	4	9	1460
6	+1	-1	+1	-1	+1	0,037	3,5	4	9	1480
7	-1	+1	+1	-1	+1	0,031	5,5	4	9	1480
8	+1	+1	+1	-1	-1	0,037	5,5	4	9	1460
9	-1	-1	-1	+1	-1	0,031	3,5	2	13	1460
10	+1	-1	-1	+1	+1	0,037	3,5	2	13	1480
11	-1	+1	-1	+1	+1	0,031	5,5	2	13	1480
12	+1	+1	-1	+1	-1	0,037	5,5	2	13	1460
13	-1	-1	+1	+1	+1	0,031	3,5	4	13	1480
14	+1	-1	+1	+1	-1	0,037	3,5	4	13	1460
15	-1	+1	+1	+1	-1	0,031	5,5	4	13	1460
16	+1	+1	+1	+1	+1	0,037	5,5	4	13	1480
17	+2	0	0	0	0	0,028	4,5	3	11	1470
18	-2	0	0	0	0	0,040	4,5	3	11	1470
19	0	+2	0	0	0	0,034	2,5	3	11	1470
20	0	-2	0	0	0	0,034	6,5	3	11	1470
21	0	0	+2	0	0	0,034	4,5	1	11	1470
22	0	0	-2	0	0	0,034	4,5	5	11	1470
23	0	0	0	+2	0	0,034	4,5	3	7	1470
24	0	0	0	-2	0	0,034	4,5	3	15	1470
25	0	0	0	0	+2	0,034	4,5	3	11	1450
26	0	0	0	0	-2	0,034	4,5	3	11	1490
27	0	0	0	0	0	0,034	4,5	3	11	1470
28	0	0	0	0	0	0,034	4,5	3	11	1470
29	0	0	0	0	0	0,034	4,5	3	11	1470
30	0	0	0	0	0	0,034	4,5	3	11	1470
31	0	0	0	0	0	0,034	4,5	3	11	1470
32	0	0	0	0	0	0,034	4,5	3	11	1470

Таблиця 3.10 – Матриця планування ротатабельного ДФЕ $2V^{5-1}$
та результати дослідів

№ досл.	y_{u1}	y_{u2}	y_{u3}	$\bar{y}_u$	S_y^2
1	82020,77	83221,22	83221,29	82587,76	727265,49
2	77240,34	78160,69	78160,74	77763,92	447672,76
3	88859,17	89409,31	89409,34	89125,94	151758,35
4	88001,85	89182,27	86446,78	85993,25	388697,74
5	94167,90	97723,52	95138,12	94648,02	470812,63
6	90349,45	91529,63	91529,69	91002,89	720695,80
7	93676,85	94627,59	94627,66	94077,37	485669,40
8	93240,19	94330,44	94330,48	93867,04	634417,12
9	84587,07	86807,82	86807,90	85187,60	2552603,82
10	80361,91	82402,36	82402,42	81432,23	2096879,56
11	89976,38	92196,83	92086,96	91093,39	2250130,12
12	88413,25	89263,49	89863,55	89090,10	1065684,32
13	92687,87	93808,30	93809,00	93375,05	724664,52
14	91109,55	92279,79	92279,86	91756,40	707650,39
15	93431,76	95152,24	95152,32	94318,77	1484451,38
16	93001,33	94131,97	94132,05	93501,79	664511,11
17	92555,56	—	—	92555,56	—
18	88914,30	—	—	88914,30	—
19	88183,22	—	—	88183,22	—
20	92118,95	—	—	92118,95	—
21	75800,78	—	—	75800,78	—
22	94419,83	—	—	94419,83	—
23	90176,47	—	—	90176,47	—
24	92775,23	—	—	92775,23	—
25	91378,46	—	—	91378,46	—
26	91267,57	—	—	91267,57	—
27	90417,57	—	—	91002,40	342028,07
28	90892,72	—	—	91002,40	12030,06
29	91253,92	—	—	91002,40	63261,47
30	91755,12	—	—	91002,40	566584,88
31	91178,24	—	—	91002,40	30919,12
32	90516,84	—	—	91002,40	235770,13
	546014,40	—	—	—	16261928,53

Таблиця 3.11 – Розрахункові значення коефіцієнтів рівняння регресії (3.22)

b_i	Значення	b_i	Значення	b_i	Значення
b_0	94604,93	b_{22}	-702,79	b_{15}	123,84
b_1	-535,13	b_{33}	-1966,42	b_{23}	-1489,48
b_2	1073,72	b_{44}	-367,91	b_{24}	-94,02
b_3	1141,74	b_{55}	-395,95	b_{25}	-2,44
b_4	135,45	b_{12}	548,49	b_{34}	-686,03
b_5	-132,78	b_{13}	480,13	b_{35}	-66,96
b_{11}	-3410,06	b_{14}	286,37	b_{45}	24,03

Тоді:

$$\sigma\{b_0\} = 532,76 ; \quad (3.29)$$

$$\sigma\{b_i\} = 266,38 ; \quad (3.30)$$

$$\sigma\{b_{ij}\} = 328,05 ; \quad (3.31)$$

$$\sigma\{b_{ii}\} = 243,82 . \quad (3.32)$$

Обчислювали значення коефіцієнтів рівняння регресії (3.22) та перевірили значущість коефіцієнтів регресії за допомогою критерію Стюдента.

Розраховані значення t^p коефіцієнтів регресії занесли до таблиці 3.12.

Таблиця 3.12 – Розрахункові значення t^p

t_i^p	Значення	t_i^p	Значення	t_i^p	Значення
t_0^p	72,495	t_{22}^p	2,142	t_{15}^p	0,508
t_1^p	1,004	t_{33}^p	5,994	t_{23}^p	6,109
t_2^p	4,031	t_{44}^p	1,121	t_{24}^p	0,386
t_3^p	4,286	t_{55}^p	1,207	t_{25}^p	0,010
t_4^p	0,508	t_{12}^p	2,250	t_{34}^p	2,814
t_5^p	0,498	t_{13}^p	1,969	t_{35}^p	0,275
t_{11}^p	10,395	t_{14}^p	1,175	t_{45}^p	0,099

Розглядаючи Таблицю 3.12, ми робимо висновок, що всі розрахункові значення коефіцієнта регресії t_i^p , а саме $t_0^p, t_2^p, t_3^p, t_{11}^p, t_{22}^p, t_{33}^p, t_{12}^p, t_{23}^p$ і t_{34}^p є

значущими, відповідні доданки $b_0, b_2, b_3, b_{11}, b_{22}, b_{33}, b_{12}, b_{23}$ і b_{34} входять до рівняння регресії.

3.13. Остаточна специфікація математичної моделі рівняння статичного тиску у проточній частині ПССБТ

В результаті отримано рівняння регресії у вигляді полінома другого ступеня, яке описує процес створення статичного тиску в діапазоні, що розглядається для ПССБТ :

$$\begin{aligned} \widehat{Y_{Psv}} = & 94604,93 + 1073,72 \cdot x_2 + 1141,74 \cdot x_3 - \\ & - 3410,06 \cdot x_1^2 - 702,79 \cdot x_2^2 - 1966,42 \cdot x_3^2 + \\ & + 548,49 \cdot x_1 \cdot x_2 - 1489,48 \cdot x_2 \cdot x_3 - 686,03 \cdot x_3 \cdot x_4 . \end{aligned} \quad (3.33)$$

Адекватність моделі перевірили, порівнюючи розрахункові значення F_p критерію Фішера з табличним значенням F_T за формулою (3.34) [66, 112, 113]:

$$F_p < F_T(f_1; f_2), \quad (3.34)$$

де f_1 і f_2 – ступені свободи:

$$f_1 = N - (k + 1) = 26, \quad (3.35)$$

$$f_2 = n_0 - 1 = 5. \quad (3.36)$$

Розрахункове значення критерію Фішера визначають за формулою (3.37):

$$F_p = \frac{s_{ад}^2}{s_0^2}; \quad (3.37)$$

де F_p – розрахункове значення критерію Фішера; $s_{ад}^2$ – оцінка дисперсії адекватності; s_0^2 – дисперсія параметра оптимізації.

Оцінку дисперсії адекватності моделі визначили за формулою (3.38):

$$s_{ад}^2 = \frac{S_R - S_E}{f_{ад}}, \quad (3.38)$$

де S_R – сума квадратів відхилень розрахункових значень функції відгуку від експериментальних; S_E – дисперсія параметра оптимізації за результатами

дослідів у центрі плану; $f_{ад}$ – ступінь свободи.

$$S_R = \sum_{j=1}^N (y_j - \bar{y}_j)^2 = 16824188,26; \quad (3.39)$$

$$S_E = \sum_{u=1}^{n_0} (y_u - \bar{y}_u)^2 = 1250593,76. \quad (3.40)$$

ступінь свободи:

$$f_{ад} = N - k' - (n_0 - 1), \quad (3.41)$$

де k' – число статистично значущих коефіцієнтів моделі; N – загальна кількість дослідів; n_0 – кількість дослідів у центрі плану.

Згідно (3.42) оцінка дисперсії адекватності моделі:

$$s_{ад}^2 = 819662,87. \quad (3.42)$$

Розрахункове та табличне значення критерію Фішера відповідно:

$$F_p = 0,48 \quad (3.43)$$

та

$$F_T = 4,57. \quad (3.44)$$

Як видно з (3.43) розрахункове значення критерію Фішера F_p виявилось менше табличного значення F_T (3.44), що відповідно до таких суджень, гіпотеза адекватності моделі (3.34) приймається. А це означає, що отримане рівняння адекватно описує поверхню відгуку, проведемо аналіз рівняння регресії.

3.14. Аналіз рівняння регресії створюваного статичного тиску у проточній частині ПССБТ

Для проведення лабораторних та польових досліджень, крім описаної лабораторної установки, був виготовлений ІВРВ, трубопровід та задня стінка корпусу висівного апарату. Як критерій оптимізації при роботі ПССБТ було обрано статичний тиск p_{sv} , що впливає на рівномірність розподілу насіння за площею посіву. Після обробки результатів багатофакторного експерименту на персональній розрахунковій машині отримали рівняння другого ступеню, що у закодованому вигляді має вигляд:

$$\begin{aligned} \widehat{Y_{Psv}} = & 94604,93 + 1073,72 \cdot x_2 + 1141,74 \cdot x_3 - \\ & - 3410,06 \cdot x_1^2 - 702,79 \cdot x_2^2 - 1966,42 \cdot x_3^2 + \\ & + 548,49 \cdot x_1 \cdot x_2 - 1489,48 \cdot x_2 \cdot x_3 - 686,03 \cdot x_3 \cdot x_4. \end{aligned} \quad (3.45)$$

За допомогою рівняння регресії (3.45) та вивчаючи на графіках значення поверхні відгуку при різних поєднаннях факторів визначаємо оптимальні значення. Одне і те саме значення відгуку $\widehat{Y_{Psv}}$, може бути отримано при різних поєднаннях факторів [114].

Таким чином, завдання, що має важливе значення для практики, полягатиме у встановленні найкращих умов присмоктування посівного матеріалу до отворів диска, що висіває, при різній комбінації значущих факторів. Розв'язанням цього завдання є створення оптимального статичного тиску для певного посівного матеріалу за обраної комбінації факторів. Вирішувати це завдання можна двома способами: аналітичним та графоаналітичним. При аналітичному рішенні скористалися методом невизначених множників Лагранжа. Графоаналітичний розв'язок поставленої задачі заснований на розгляді двовірних перерізів поверхні відгуку та виборі точок екстремумів.

Аналізуючи рівняння регресії (3.45) видно, що до рівняння входять чинники, які мають другий ступінь, які відображаються поверхнею відгуку як параболо, наявність у рівнянні лінійних членів зміщують поверхню відгуку щодо центру системи координат. Знак коефіцієнтів регресії за чинників свідчить про напрям і величину на поверхні відгуку.

Скористалися графоаналітичним методом, розглянувши поведінку функції $\widehat{Y_{Psv}} = f_{Psv}(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5)$ в 3D просторі в залежності від значень факторів, що приймаються x_1, x_2, x_3, x_4 і x_5 . Збудували функцію $\widehat{Y_{Psv}} = f_{Psv}(x_1, x_2)|_{x_3, x_4, x_5 = const}$ згідно з отриманими рівняннями (3.45) використовуючи програму Mathcad 15 де $x_3, x_4, x_5 = 0$ та фактори $x_1 \in [-1; +1]$ і $x_2 \in [-1; +1]$ (рисунок 3.11). У даному випадку рівняння регресії набуло наступного вигляду:

$$\widehat{Y}_{Psv}(x_1, x_2)|_{x_3, x_4, x_5 = const} = 94604,93 + 1073,72 \cdot x_2 - 3410,06 \cdot x_1^2 - 702,79 \cdot x_2^2 + 548,49 \cdot x_1 \cdot x_2. \quad (3.46)$$

Двовимірні перерізи поверхні відгуку отримали надавши факторам значення $x_3, x_4, x_5 = const$, а два фактори, що залишилися $x_1, x_2 = variables$. В результаті дійшли рівняння регресії (3.46), яке виражає залежність параметра оптимізації від двох факторів. Задавши у рівнянні регресії певне значення параметра оптимізації, отримаємо залежність від двох факторів у вигляді кривої (рисунок 3.12). Задаючи різні значення параметра оптимізації будуємо сімейство ліній, що дають наочне уявлення впливу факторів параметра оптимізації.

Збудували функцію $\widehat{Y}_{Psv} = f_{Psv}(x_1, x_3)|_{x_2, x_4, x_5 = const}$ згідно з отриманим рівнянням (3.47) використовуючи програму Mathcad 15. Прийняли фактор $x_2, x_4, x_5 = 0$ та фактори $x_1 \in [-1; +1]$ і $x_3 \in [-1; +1]$ (рисунок 3.13). У цьому випадку рівняння регресії набуло наступного вигляду:

$$\widehat{Y}_{Psv}(x_1, x_3)|_{x_2, x_4, x_5 = 0} = 94604,93 + 1141,74 \cdot x_3 - 3410,06 \cdot x_1^2 - 1966,42 \cdot x_3^2. \quad (3.47)$$

Аналізуючи рівняння (3.46) видно, що коли фактори $x_3, x_4, x_5 = 0$ величина поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ описана цим рівнянням приймає зображення «еліптичного параболоїда» [105]. Зменшення чи збільшення значення фактору x_1 або x_2 призводить до зменшення величини поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$. У рівнянні регресії (3.46) є лінійні члени, які зміщують поверхню відгуку щодо центру координат.

Аналізуючи рівняння (3.47) видно, що коли фактори $x_2, x_4, x_5 = 0$, тоді величина поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ описана цим рівнянням приймає зображення «еліптичного параболоїда». Зменшення або збільшення значення фактору x_1 або x_3 призводить до зменшення величини поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$. У рівнянні регресії (3.47) є лінійний член, який зміщує поверхню відгуку щодо центру координат.

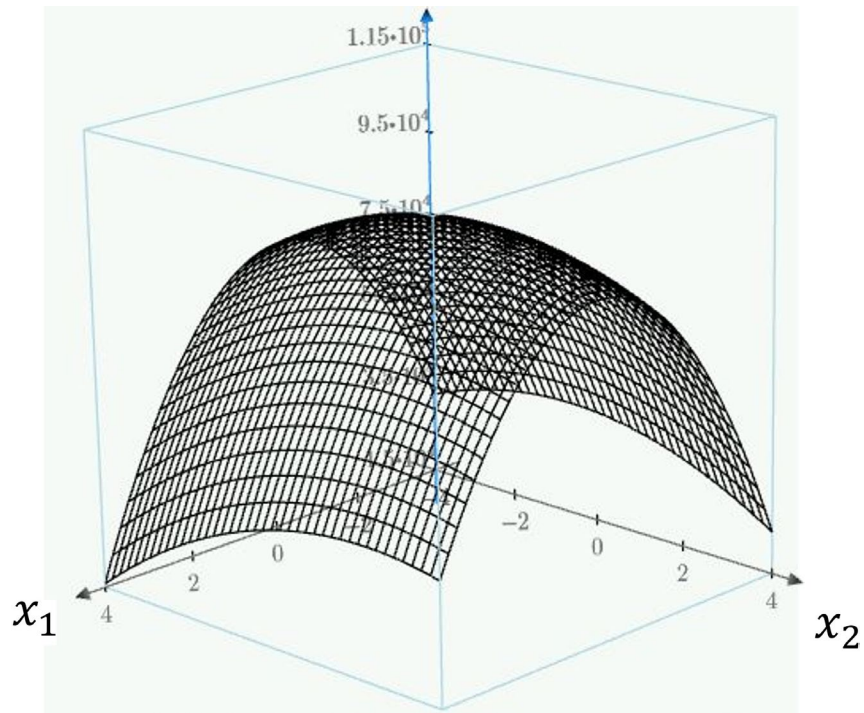


Рисунок 3.11 – Поверхні відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.46) коли фактори $x_3, x_4, x_5 = 0$ та фактори $x_1 \in [-1; +1]$ і $x_2 \in [-1; +1]$

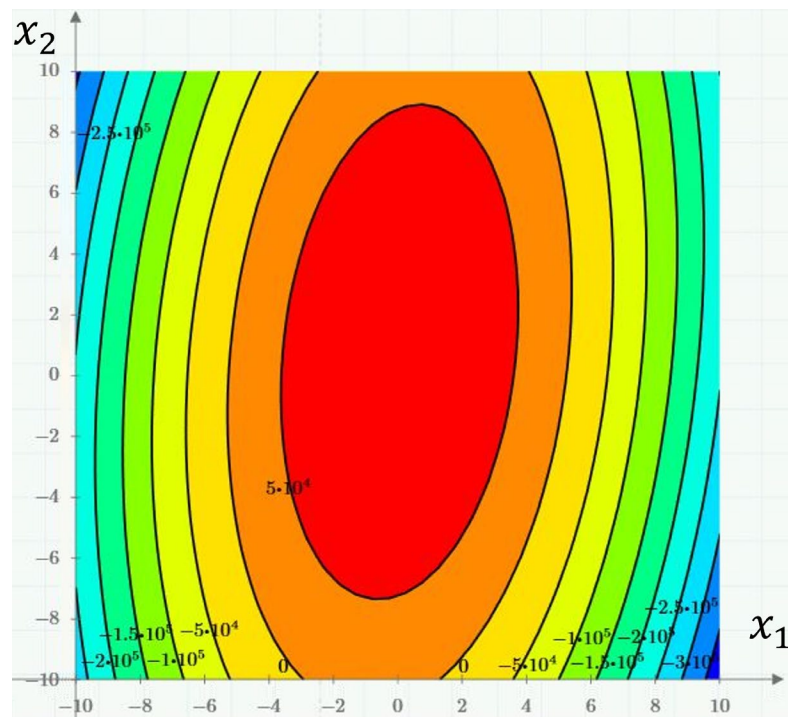


Рисунок 3.12 – Двовимірні перерізи поверхні відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.46) коли фактори $x_3, x_4, x_5 = 0$ та фактори $x_1 \in [-1; +1]$ і $x_2 \in [-1; +1]$.

Двовимірні перерізи поверхні відгуку отримали надавши факторам значення $x_2, x_4, x_5 = const$, а два фактори, що залишилися $x_1, x_3 = variables$. В результаті дійшли рівняння регресії (3.47), яке виражає залежність параметра оптимізації від двох факторів. Задавши в рівнянні регресії певне значення параметра оптимізації, отримаємо залежність від двох факторів у вигляді кривої (рисунок 3.14). Задаючи різні значення параметра оптимізації будуємо сімейство ліній, що дають наочне уявлення впливу факторів параметра оптимізації [66, 114].

Збудували функцію $\widehat{Y}_{Psv} = f_{Psv}(x_2, x_4)|_{x_1, x_3, x_5 = const}$ згідно з отриманим рівнянням (3.45) використовуючи програму Mathcad 15. Прийняли фактор $x_1, x_3, x_5 = 0$ та фактори $x_2 \in [-1; +1]$ і $x_4 \in [-1; +1]$ (рисунок 3.15). У цьому випадку рівняння регресії набуло наступного вигляду:

$$\widehat{Y}_{Psv}(x_2, x_3)|_{x_1, x_4, x_5 = 0} = 94604,93 + 1073,72 \cdot x_2 + 1141,74 \cdot x_3 - 702,79 \cdot x_2^2 - 1966,42 \cdot x_3^2 - 1489,48 \cdot x_2 \cdot x_3 ; \quad (3.48)$$

Аналізуючи рівняння (3.48) видно, що коли фактори $x_1, x_4, x_5 = 0$ величина поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ описана цим рівнянням приймає зображення «еліптичного параболоїда». Зменшення або збільшення значення фактору x_2 або x_3 призводить до зменшення величини поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$. У рівнянні регресії (3.48) є лінійний член, який зміщує поверхню відгуку щодо центру координат.

Двовимірні перерізи поверхні відгуку отримали надавши факторам значення $x_1, x_4, x_5 = const$, а два фактори, що залишилися $x_2, x_3 = variables$. В результаті дійшли рівняння регресії (3.48), яке виражає залежність параметра оптимізації від двох факторів. Задавши у рівнянні регресії певне значення параметра оптимізації, отримаємо залежність від двох факторів у вигляді кривої рисунок 3.16 [99]. Задаючи різні значення параметра оптимізації будуємо сімейство ліній, що дають наочне уявлення впливу факторів параметра оптимізації.

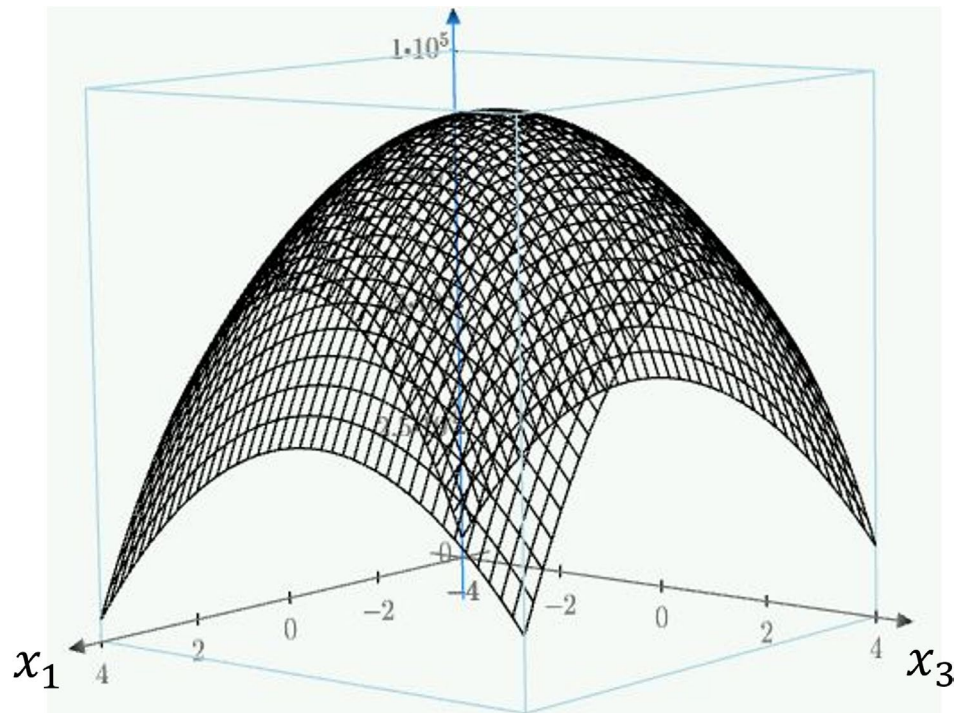


Рисунок 3.13 – Поверхня відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ (3.47) коли фактори $x_2, x_4, x_5 = 0$;
 $x_1 \in [-1; +1]$ та $x_3 \in [-1; +1]$

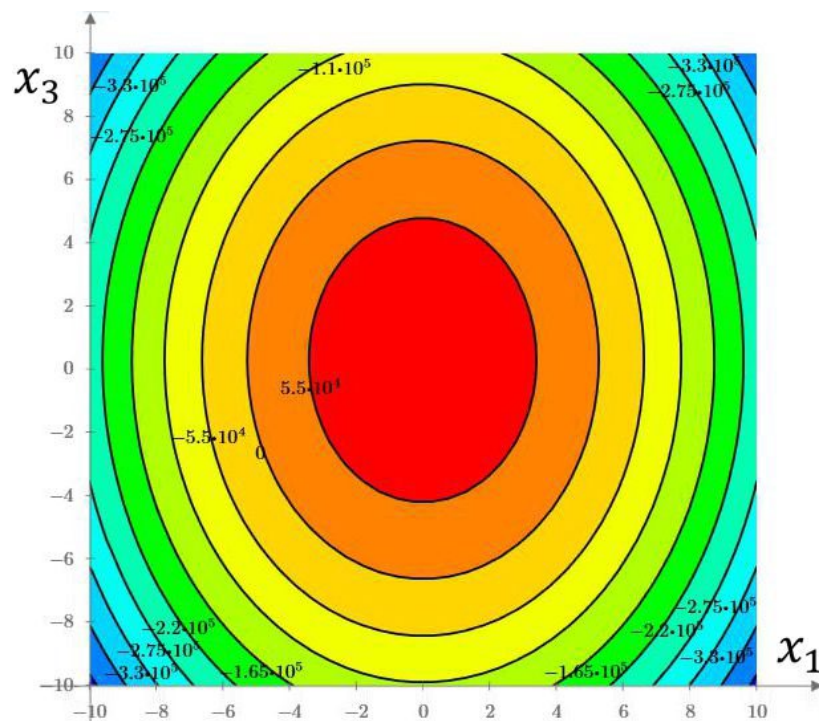


Рисунок 3.14 – Двовимірні перерізи поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$ (3.47) коли
фактори $x_2, x_4, x_5 = 0$; $x_1 \in [-1; +1]$ та $x_3 \in [-1; +1]$

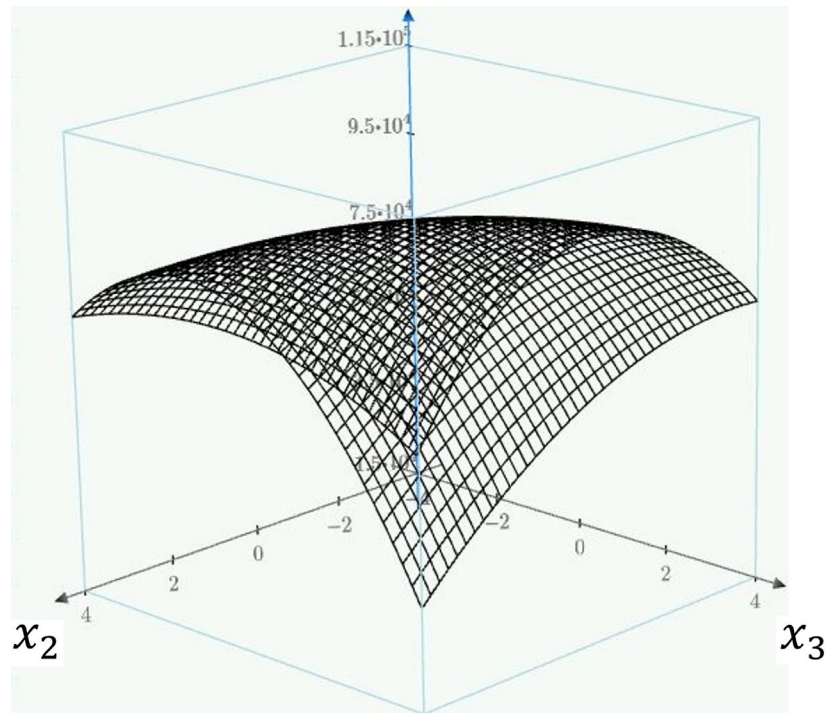


Рисунок 3.15 – Поверхня відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.48) коли фактори $x_1, x_4, x_5 = 0$;
 $x_2 \in [-1; +1]$ та $x_3 \in [-1; +1]$

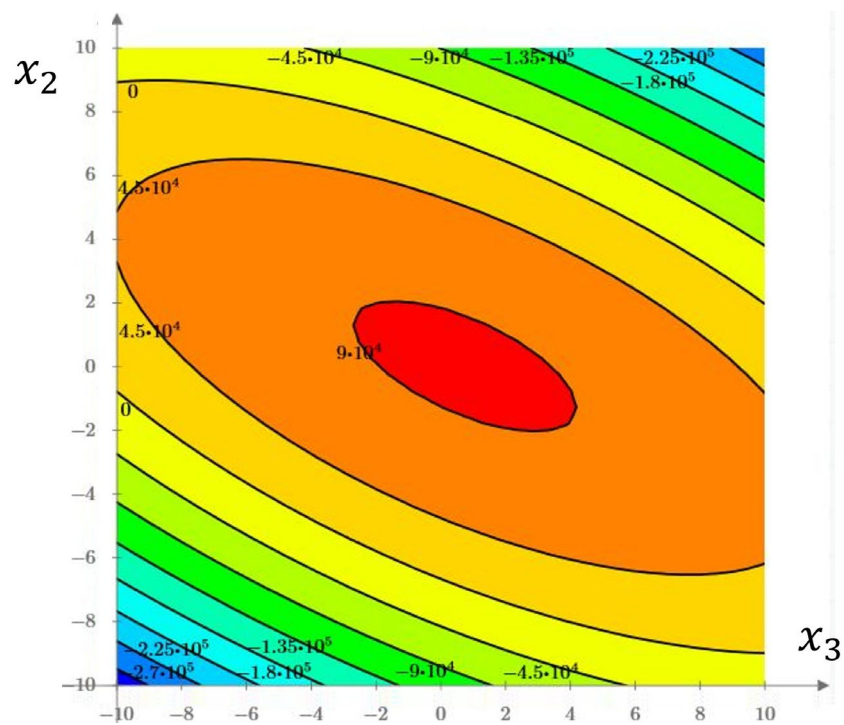


Рисунок 3.16 – Поверхня відгуку $\widehat{Y}_{PSV}$ (3.48) коли фактори $x_1, x_4, x_5 = 0$;
 $x_2 \in [-1; +1]$ та $x_3 \in [-1; +1]$

3.15. Метод канонічного перетворення та аналізу поверхні відгуку

Для переходу рівняння регресії другого ступеню до нового рівняння у канонічному вигляді виникає потреба, перенесення початку координат у центрі поверхні відгуку та повернути осі на певний кут. Перенесення початку координат призводить до усунення лінійних та вільного членів у рівнянні та поворот осей – до виключення взаємодій [105].

$$\widehat{Y_{Psv}} - Y_s = \sum_{i=1}^n B_{ii} \cdot X_i, \quad (3.49)$$

де Y_s — значення вихідної змінної в центрі поверхні відгуку; X_i — канонічні змінні; B_{ii} — коефіцієнти канонічного рівняння.

Перекладемо рівняння регресії записаного як полінома другого ступеня (3.45) до канонічного виду.

Диференціюючи рівняння (3.45) за незалежними змінними x_1 , x_2 та x_4 отримаємо систему рівнянь, прирівнявши її до нуля, для визначення оптимальних значень факторів:

$$\begin{cases} \frac{\partial \widehat{Y_{Psv}}}{\partial x_1} = -6820,12 \cdot x_1 + 548,49 \cdot x_2 = 0; \\ \frac{\partial \widehat{Y_{Psv}}}{\partial x_2} = 548,49 \cdot x_1 - 1405,58 \cdot x_2 - 1489,48 \cdot x_3 + 1073,72 = 0; \\ \frac{\partial \widehat{Y_{Psv}}}{\partial x_3} = -1489,48 \cdot x_2 - 3932,84 \cdot x_3 - 686,03 \cdot x_4 + 1141,74 = 0; \\ \frac{\partial \widehat{Y_{Psv}}}{\partial x_4} = -686,03 \cdot x_3 = 0; \\ \frac{\partial \widehat{Y_{Psv}}}{\partial x_5} = 0; \end{cases} \quad (3.50)$$

Визначаємо координати центру S вирішивши систему рівняння (3.45):

$$x_{1s} = 0,083; x_{2s} = 0,796; x_{3s} = 0; x_{4s} = -0,064; x_{5s} = 0. \quad (3.51)$$

Підставивши отримані значення x_{1s} , x_{2s} , x_{3s} , x_{4s} та x_{5s} до рівняння регресії (3.45), знайшли значення оптимізації Y_s у новому початку координат:

$$Y_s = 94970,00. \quad (3.52)$$

Провели паралельне перенесення координатних осей та отримали рівняння регресії у наступному вигляді:

$$\widehat{Y_{sv}} = 94970,00 - 3410,06 \cdot \widetilde{x_1^2} - 702,79 \cdot \widetilde{x_2^2} - 1966,42 \cdot \widetilde{x_3^2} + \\ + 548,49 \cdot \widetilde{x_1} \cdot \widetilde{x_2} - 1489,48 \cdot \widetilde{x_2} \cdot \widetilde{x_3} - 686,03 \cdot \widetilde{x_3} \cdot \widetilde{x_4}. \quad (3.53)$$

Вирішуючи дане рівняння визначаємо коефіцієнти B_{11}, B_{22} і B_{33} , рівняння регресії (3.45) у канонічному вигляді, що набуває такого виду:

$$Y_{sv} - 94970,00 = -2299,62 \cdot X_1^2 - 337,76 \cdot X_2^2 - 3441,89 \cdot X_3^2. \quad (3.54)$$

Контурні криві в області оптимуму є три гіперболи з гілками, спрямованими вниз – $B_{11}, B_{22}, B_{33} < 0$.

Отримане рівняння регресії (3.45) незручно для аналізу пневматичної системи, при різних комбінаціях факторів, та проведення подальших розрахунків, тому перейшли від кодованих значень $(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5)$ до натуральних значень факторів $(G_m, d_{отв}, z_{кл}, z_{диск}, n)$:

$$x_1 = \frac{G_m - 0,034}{0,004}, \quad x_2 = \frac{d_{отв} - 4,5}{1}, \quad x_3 = \frac{z_{кл} - 4}{1}, \quad (3.55)$$

Тоді рівняння регресії можна перевести в такий вигляд:

$$p_{sv} = 13875703,75 \cdot G_m - 213128750,00 \cdot G_m^2 + \\ + 7205,11 \cdot d_{отв} - 702,79 \cdot d_{отв}^2 - 23432,59 \cdot z_{кл} - 1966,42 \cdot z_{кл}^2 + \\ + 1033,55 \cdot z_{диск} + 137122,50 \cdot G_m \cdot d_{отв} - 1489,48 \cdot d_{отв} \cdot z_{кл} - \\ - 344,52 \cdot z_{кл} \cdot z_{диск} - 202455,38 \quad (3.56)$$

Вирішуючи систему рівнянь, було визначено координати екстремальної точки, а це означає оптимальні параметри ПССБТ.

В результаті проведеного розрахунку, геометричні параметри елементів, що використовуються в математичній моделі пневматичної системи блочного типу, будуть наступні таблиця 3.13.

Попереднє проектування ПССБТ з використанням регресійного аналізу дало можливість отримати оптимальні геометричні параметри. Далі перейшли до створення тривимірної моделі, що дозволила побудувати характеристику пневматичної системи.

Таблиця 3.13 – Оптимальні геометричні параметри елементів ПССБТ,
отримані розрахунковим шляхом

Номер п/п	Газодина- мічні	Геометричні			Кінема- тичні
	Масова витрата повітря G_m , кг/с	Діаметр отворів, висів- ного диску $d_{отв}$, мм	Кількість працюю- чих отво- рів перепу- скного клапана, $z_{кл}$, шт.	Кількість працюючих отворів на висівному диску $z_{диск}$, шт.	Частота обертання РК n , рад/с
Заданий інтервал значень ПССБТ	0,031...0,037	3,5...5,5	2...4	9...13	1460...1480
Оптимі- альні зна- чення еле- ментів ПССБТ	0.034	5,5	3	11	1470

Висновки за розділом 3.

1. Розроблено математичну модель ІВРВ. Встановили початкові та граничні умови процесу роботи вентилятора, які поділяються на такі параметри: геометричні, кінематичні та газодинамічні. Кінематичні параметри, а саме n – частота обертання РК, змінюється в діапазоні від 1464 до 1476 рад/с; геометричні параметри β_1 – кут установки лопатки на вході до РК, змінюється в діапазоні від 56° до 72° ; β_2 – кут установки лопатки на виході з РК, змінюється в діапазоні від 108° до 132° ; $z_{РК}$ – кількість лопаток РК, змінюється в діапазоні від 14 до 22 шт; газодинамічні параметри: G_m – масова витрата повітря ІВРВ змінюється в діапазоні від 0,029 до 0,045 кг/с. Вивели рівняння регресії для створюваного повного тиску p^* ІВРВ пневматичної системи, що впливає на роботу ПССБТ, це дало можливість отримати

математичний опис області оптимуму у вигляді полінома другого ступеня та уточнити положення точки екстремуму здійснивши диференціювання рівняння регресії по факторам, що розглядались.

2. Для отримання характеристики ІВРВ був застосований метод тривимірного моделювання газодинамічного процесу робочої порожнини вентилятора, що дозволило вирішити поставлене завдання з мінімальними витратами обчислювальних ресурсів, в програмному комплексі ANSYS. Для аналізу роботи вентилятора провели розрахунок та дослідження газодинамічної структури повітряного потоку у проточній частині ІВРВ, а відповідно в міжлопаткових каналах РК за допомогою програмного комплексу ANSYS.

3. Розроблено математичну модель ПССБТ, встановили початкові та граничні умови процесу роботи пневматичної системи. До початкових та граничних умов процесу роботи системи віднесли такі параметри: газодинамічні, геометричні та кінематичні. Кінематичні параметри, а саме n – частота обертання РК ІВРВ, змінюється в діапазоні від 1460 до 1480 рад/с; геометричні параметри: $d_{\text{отв}}$ – діаметр отворів висівного диску, змінюється в діапазоні від 3,5 до 5,5 мм; $z_{\text{кл}}$ – кількість працюючих отворів перепускного клапану, змінюється в діапазоні від 2 до 4 шт; $z_{\text{диска}}$ – кількість працюючих отворів на висівному диску, змінюється в діапазоні від 9 до 13 шт; газодинамічні параметри: G_m – масова витрата повітря ІВРВ змінюється в діапазоні від 0,031 до 0,037 кг/с. Вивели рівняння регресії для створюваного статичного тиску p_{sv} пневматичної системи, що впливає на розподіл посівного матеріалу на площу посіву.

4. Провели аналіз одержуваних параметрів, збудували графіки залежностей функції відгуку – p_{sv} від факторів. З проведеного аналізу обрали оптимальні геометричні розміри та кінематичні параметри ПССБТ. Перевели рівняння регресії, що описує створюваний статичний тиск p_{sv} пневматичної системи в рівняння канонічного виду. З проведеного аналізу обрали оптимальні геометричні параметри елементів ПССБТ, які мають такі значення: кінематичні параметри, а саме n – частота обертання РК ІВРВ,

становить 1470 рад/с; геометричні параметри: $d_{\text{отв}}$ – діаметр отворів висівного диску, становить 5,5 мм; $z_{\text{кл}}$ – кількість працюючих отворів перепускного клапану, становить 3 шт; $z_{\text{диска}}$ – кількість працюючих отворів на висівному диску, становить 11 шт; газодинамічні параметри: G_m – масова витрата повітря ІВРВ становить 0,034 кг/с.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕБІГУ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В ПРОТОЧНІЙ
ЧАСТИНІ ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ БЛОЧНОГО ТИПУ СІВАЛКИ

4.1. Програма лабораторних досліджень

Умовно пневматичну систему сівалки блочного типу (ПССБТ) розбили на три взаємопов'язані блоки, рисунок 4.1.

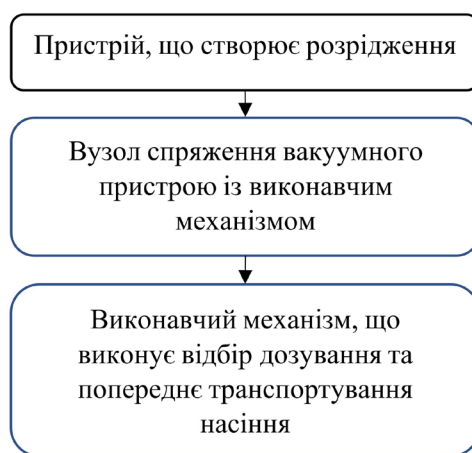


Рисунок 4.1 – Блок-схема пневматичної системи сівалки блочного типу

Основними вузлами, що задають умови роботи пневматичної системи сівалки блочного типу, є: 1 блок – ВРВ, що створює розрядження повітряного потоку, 2 блок – трубопровід з вузлом розподілу повітряного потоку і 3 блок – сам висівний апарат з агрегатом, що забезпечує подачу посівного матеріалу [115 – 122].

З метою покращення якості посіву виникає завдання – зі створення пневматичної системи сівалки з новою ідеєю роботи надалі називатимемо її пневматичною системою сівалки блочного типу (ПССБТ). Для визначення кроків зміни необхідно виділення основних факторів, що впливають на якість висіву насіння. До них відносяться: частота обертання висівного диска; частота обертання РК ВРВ; надлишковий тиск, що створюється ВРВ у пневматичній системі вузла сівалки; надлишковий тиск у насіннєвій камері апарату; діаметр

отвору дозуючих елементів висівного диска; фізико-механічні властивості насіння посівного матеріалу; діаметр, довжина та геометричні обводи пневматичних трубопроводів; рівень заповнення бункера висівного апарату; геометричні розміри, обводи та форма висівного апарату та його елементів; геометричні розміри, обводити форму ВРВ.

Ранжування показало, що основними факторами є частота обертання РК ВРВ n , відповідно створюваний їм надлишковий повний тиск p^* , кути установки лопаток на РК та їх кількість $z_{\text{РК}}$, кількість $z_{\text{отв}}$ та діаметр $d_{\text{отв}}$ отворів дозуючих елементів висівного диску, витрата повітряного потоку в вакуумній системі G_m .

Тому мета подальшого дослідження – визначення впливу цих чинників параметр оптимізації. Розглянемо важливий вузол у ПССБТ, такий як ВРВ.

4.2. Особливості роботи ВРВ

Головною особливістю ВРВ пневматичної системи сівалки є траєкторія руху робочого тіла повітряного потоку від центру до периферії. При цьому лінії струму на виході розташовані в площинах перпендикулярних (радіальних) осі робочого колеса. Процес проектування ВРВ полягає у пошуку таких її геометричних та кінематичних параметрів, при яких досягається заданий ступінь стиснення, при мінімальних габаритах, масі, вартості, а також забезпечується висока ефективність її роботи та надійність протягом заданого ресурсу [48 – 50].

Внутрішня поверхня корпусу та поверхня ротора – РК утворюють внутрішню порожнину вентилятора, що омивається повітряним потоком, що стискається – проточну частину.

Площина, яка проходить крізь вісь робочого колеса (РК) – це меридіональна площина. Повітряний потік, що стискається – робоче тіло – починає рухатися в меридіональній площині приблизно в напрямку осі РК. Після цього повітряний потік потрапляє в порожнину міжлопаткового

простору РК і змінюючи напрямок руху, що переміщається в радіальному напрямку. При досягненні виходу з РК повітряний потік потрапляє у простір спірального корпусу, здійснюючи за інерцією круговий рух. Покидаючи простір спірального корпусу, повітряний потік, рухаючись у вихідному патрубку, розташованому в площині перпендикулярної осі обертання, змінює напрямок руху, рисунок 4.2.

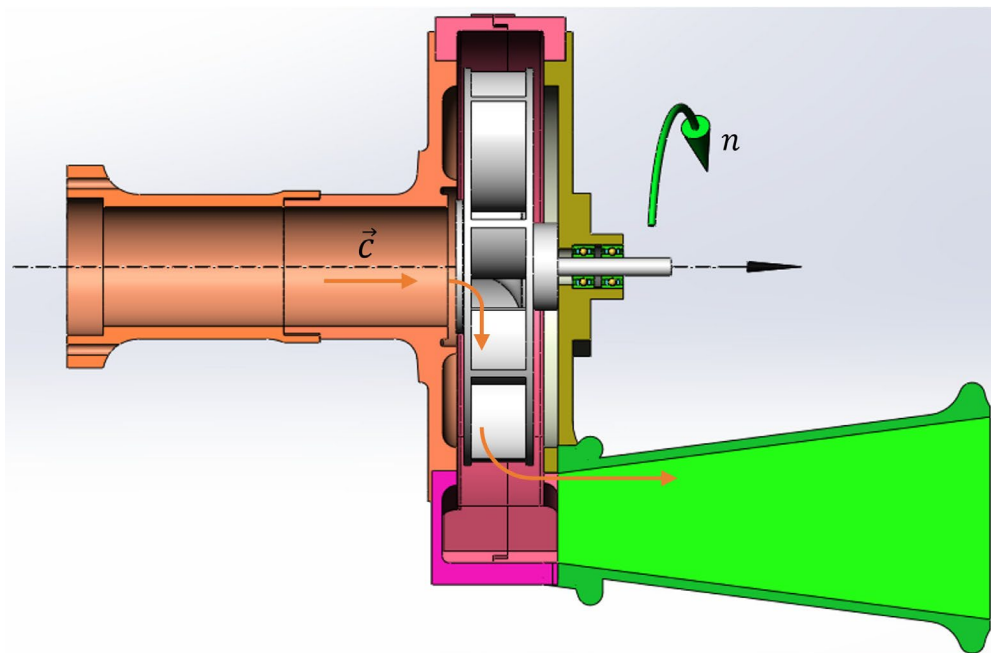


Рисунок 4.2 – Рисунок проточної частини вентилятора

Аеродинамічна схема ВРВ на практиці реалізована в конструкції консольного вентилятора. Робоче колесо складається з переднього 1 та заднього дисків 2 між якими з певним кроком нормально до площини заднього диска встановлюються лопатки 4, рисунок 4.3.

Лопатки 4 РК розташовані на радіальній поверхні основного диска робочого 2 колеса. Висота лопаток маленька, тому протікання через зазор між нерухомим корпусом і відкритими торцями лопаток були б занадто великі. Тому торці лопаток закриті диском 1, що покриває. Лопатки 4 і диски 1 і 2 утворюють відцентрове РК закритого типу.

Нерухомий корпус (статор) 5 вентилятора об'єднує пристрої, потрібні для підведення в певному напрямку повітряного потоку до лопаток РК

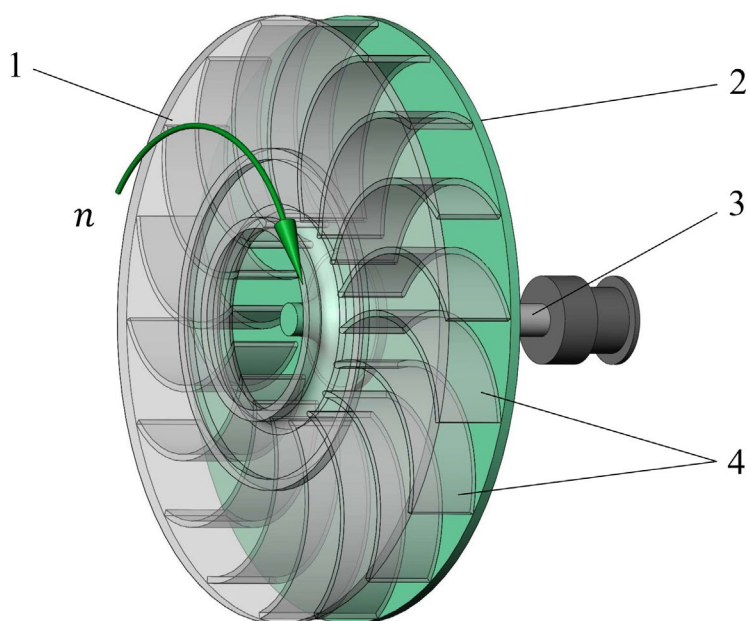


Рисунок 4.3 – Рисунок робочого колеса вентилятора з елементами (підведення 6 на даній конструкції пневматичної системи блочного типу сівалки виконаний у формі входного патрубка) і відведення повітряного потоку, часткового перетворення динамічного тиску у статичний тиск (відведення 7), рисунок 4.4.

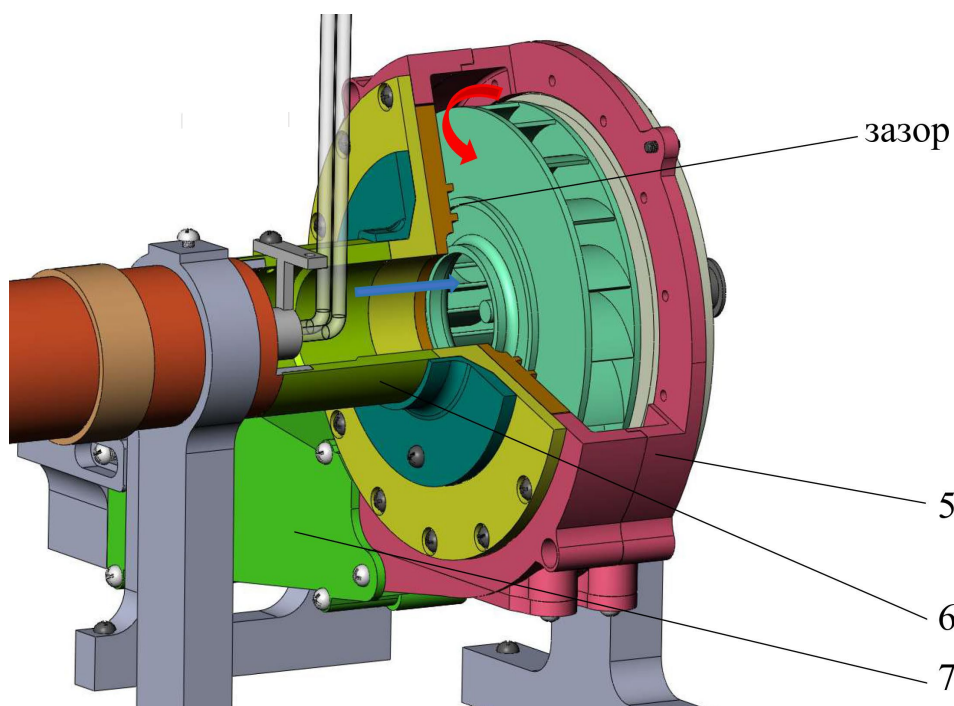


Рисунок 4.4 – Місце переходу повітряного потоку від входного патрубка до робочого колеса

Привідний вал (3) через шестерну передачу обертається під впливом електричного двигуна установки. Завдяки цьому робоче колесо має високу частку кінетичної енергії, яка генерується за допомогою спірального корпусу та пропорційно перетворюється назад на енергію тиску [83].

Геометричні розміри спірального корпусу, перерізу в спіральному корпусі, через які повітряний потік входить і виходить, розраховуються та вибираються згідно з рекомендаціями, викладеними у спеціальній технічній літературі [48, 56, 100]. У вхідній частині робочого колеса є конструктивний зазор, так як необхідно уникати контакту робочого колеса з корпусом вентилятора.

Місце переходу повітряного потоку від вхідного трубопроводу (6) до робочого колеса (1, 2, 4) виконано у спеціальній формі для поліпшення наповнення робочого колеса, що обертається. Через різницю тиску всередині спірального корпусу (високий тиск/червона стрілка рисунок 4.4.) та всмоктуючий отвір (низький тиск/синя стрілка рисунок 4.4.). У зазорі виникає витік, що призводить до зворотнього потоку вже стисненого повітря в отвір, що всмоктує. Цей повітряний потік призводить до витоку та цим знижує продуктивність ВРВ. Щоб уникнути такого явища на РК та корпусі (статора) виготовлені бортики, що виконують функцію лабіринтного ущільнення.

Для підвищення енергоефективності відомих конструкцій пневматичних систем сівалки потрібно скористатися методами оптимізації процесу, що дозволить розширити діапазон роботи. Але розширення діапазону ефективної роботи пневматичної системи сівалки стає можливим внаслідок розробки альтернативної схеми, якою може стати ПССБТ.

Для перевірки правильності суджень було збудовано стенд рисунок 3.1 (б) та реалізовано модель ПССБТ ІВРВ рисунок 4.5. у якому використовувалася така схема роботи пневматичної системи. Це дало можливість отримувати експериментальні дані щодо розрахунків, при реально працюючому ІВРВ з оптимальними показниками, щодо удосконалення конструкції.

Аналіз роботи ПССБТ є складним процесом, бо система працює в умовах постійно змінливого тиску в пневматичній системі. Процес опису цих змін на довгостроковий період неможливий. Важливим є бачення процесів, які підтримують тиск усередині пневматичної системи на заздалегідь вибраних інтервалах оптимальної роботи. Суттєвим є вплив факторів, що розглядаються в ході досліджень, які впливають на величину значення тиску в залежності від обраного часу роботи системи. Розглядається вплив окремих конструктивних елементів пневматичної системи на величину значення тиску. Оцінюється ступінь впливу вибраних факторів, приймається рішення згідно отриманих результатів, а потім вживаються заходи за потребою, щодо удосконалення процесу присмоктування посівного матеріалу до отворів диска, що висіває.

Особливістю конструкції робочого колеса є загнуті вперед лопатки, рисунок 4.6.

Передня кромка лопатки, яка є стороною тиску поверхні лопатки – 1; задня кромка лопатки, яка виступає стороною розрядження поверхні лопатки – 5; окружна швидкість повітряного потоку $\vec{u}$ – 4; абсолютна швидкість повітряного потоку $\vec{c}$ – 3; відносна швидкість повітряного потоку $\vec{w}$ – 2.

Обертання робочого колеса та проходження повітряного потоку в міжлопаткових каналах створюють різний тиск на поверхнях лопаток. Поверхня лопатки, що передає енергію потоку від робочого колеса, називається стороною тиску, а протилежна сторона називається стороною розрядження [92].

Завдання при проектуванні вентилятора полягає в тому, щоб досягти високої ефективності за низьких виробничих витрат. Але оскільки при роботі вентилятора частина енергії витрачається на втрати, тому не вдається досягти максимальної ефективності. Ідеальна конструкція робочого колеса – це контур із просторово вигнутими лопатками. Робоче колесо виходить як складальна одиниця, де деталі отримані за допомогою фрезерування або як лита більш економічна деталь. Лопатки робочого колеса мають постійну товщину стінки, які виконані у вигляді лез з круговою дугою, або лопатка з плоскопаралельною опорою та захисним диском.



Рисунок 4.5 – Модель ПССБТ ІВРВ: 1 – перепускний клапан; 2 – ВА; 3 – заглушка; 4 – електродвигун приводу ІВРВ; 5 – ІВРВ (робоче колесо та раавлик); 6 – джерело живлення; 7 – дифманометр ТА400

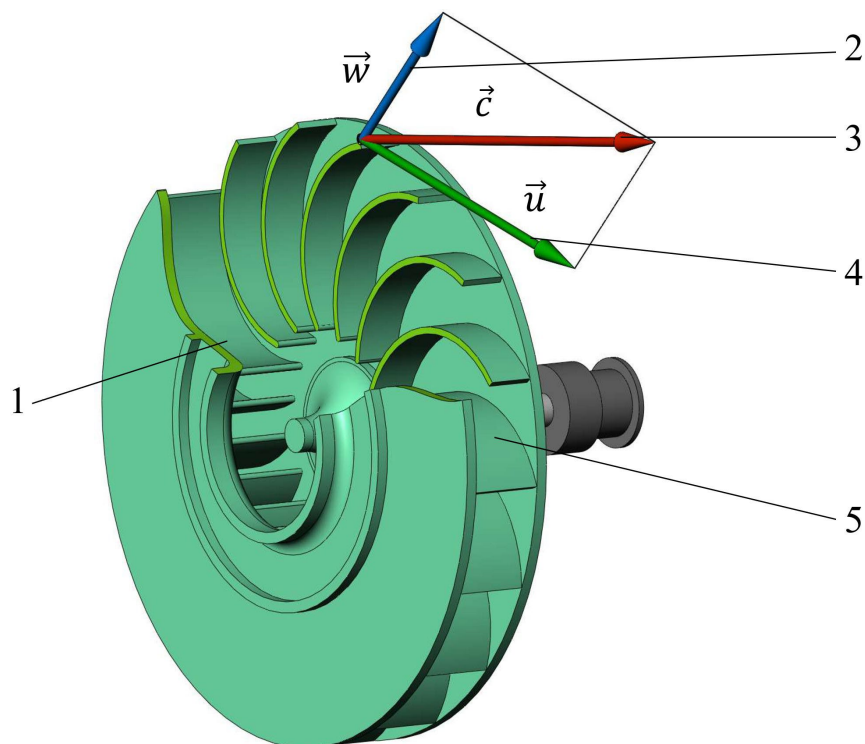


Рисунок 4.6 – Конструкція робочого колеса із загнутими вперед лопатками

При обертанні РК його лопатки закручують потік, тобто надають йому окружної складової швидкості c_u та переміщують повітряний потік у напрямку від осі машини до периферії зі швидкістю c_r (витратна швидкість), чим пояснюється назва машини – відцентровий радіальний вентилятор. При русі повітряного потоку через міжлопаткові канали РК над поверхнею струму можна приблизно прийняти радіальні площини.

Перетин умовно кажучи конічної поверхні струму з поверхнею лопатки утворює профіль лопатки. Сукупність профілів всіх лопаток на одній поверхні струму – це елементарні кільцеві решітки лопаток.

Профілі лопаток мають аеродинамічну форму, що зручно обтікає. Якісний та кількісний характер їх взаємодії з потоком залежить від напрямку лопаток на вході та виході, тобто від кута входу $\beta_{1л}$ та виходу $\beta_{2л}$. Це кути між дотичними до середньої лінії профілю та переднім і заднім фронтами решітки (це лінії, які з'єднують вхідну та вихідну кромки лопаток). Розрідження, що виникає перед лопатками, змушує повітряний потік безперервно рухатися до колеса, спочатку в осьовому напрямку, а потім – в радіальному. Роль вихідного пристрою виконує равлик, який збирає повітряний потік по колу на виході з РК та виводить його з проточної частини. Швидкість повітряного потоку на виході з равлика $c_3 < c_2$, тобто равлик виконує функцію дифузора.

Лопатки РК переміщається зі швидкістю u , рівної окружній швидкості руху лопаток на конічній поверхні струму (4.1):

$$u = n \cdot r, \quad (4.1)$$

де r – радіус конічної поверхні струму, м; n – кутова швидкість обертання приводного валу РК, рад/с.

У початковий час РК не обертається тобто $n = 0$. Тоді вся проточна частина з урахуванням міжлопаткового простору заповнена нерухомим повітряним потоком. Тиск повітряного потоку у всіх точках однаковий та в даному випадку дорівнює атмосферному тиску P_a . При включенні електродвигуна, який обертає вал РК ВРВ, його лопатки, почнуть переміщатися. При цьому на передній поверхні лопаток, зверненої в бік руху, виникне підвищений тиск,

який створюють сили інерції частинок (елементарно малих обсягів) повітряного потоку на поверхні лопатки, що виводяться зі стану спокою лопаткою та переміщаються. На задній поверхні лопатки РК виникає знижений тиск. Під дією вищого тиску далеко від задньої поверхні частинки повітряного потоку виходять зі стану спокою та йдуть за поверхнею лопаток.

На частинки повітряного потоку діють дві групи зовнішніх сил: 1) сила від різниці тиску на межах частки; 2) сила тертя на межах частинки, спрямована вздовж поверхні й та, що виникає при переміщенні сусідніх частинок щодо один одного.

Аеродинамічна сила F створює на лопатках колеса момент, подолання якого потрібне обертанню валу РК. Обертання приводного валу ВРВ здійснюється від електродвигуна. Сила F , діє по нормалі до поверхні профілю, це підйомна сила (сила Жуковського), яка спрямована приблизно перпендикулярно до хорди профілю. Підйомна сила може бути розкладена на складові у напрямку швидкості u та в напрямку осі r , збігається з напрямом виходу повітряного потоку з РК.

Відповідно з законом збереження енергії, лопатки РК діють на повітряний потік із силою $F^* = F$. Повітряний потік, що знаходився в стані спокою до початка руху лопаток РК, починає рухатися в напрямку сили, що діє на нього F^* , вздовж вигнутої поверхні профілю. Таким чином, при виході з РК у перерізі 2 повітряний потік набуває абсолютної швидкості c_2 (швидкість у системі координат, пов'язаної з корпусом вентилятора) – 3, також має дві складові: витратну швидкість c_{2r} та закрутку c_{2u} .

Для спрощення аналізу течії потоку в ВРВ приймається умова $c_z = c_{1z}$. У вхідному патрубку рух повітряного потоку відбувається під дією розрідження, створюваного лопатками РК, що відкидають повітряний потік у напрямку осі r та u . Тиск p_1^* , на вході в РК стає менше тиску перед вентилятором, у цьому випадку менше атмосферного тиску P_a . Під впливом різниці тисків $P_a - p_1^*$ здійснюється процес безперервного підведення повітряного потоку до робочого колеса через вхідний патрубок [66].

У вентиляторі, різниця тисків змушує повітряний потік рухатися в осьовому напрямку, тобто $c_1 = c_{1z} = c_z$ та перед РК у повітряного потоку закрутки немає. Очевидно, що при проходженні через РК швидкість повітряного потоку збільшується, тому що на виході з РК повітряний потік набуває закрутки c_{2u} .

РК є основним обов'язковим елементом вентилятора. Воно передає повітряному потоку механічну роботу від приводного валу та як слідство створюється безперервний повітряний потік, в якому зростає тиск повітря. Надлишкова кінетична енергія, отримана повітрям в РК, дорівнює (4.2):

$$E_k = \frac{(c_{2u}^2 - c_{1u}^2)}{2}, \quad (4.2)$$

На прискорення потоку в РК витрачається частина потужності, що передається вентилятору від приводного валу N_T , здебільшого дуже значна. Інша частина йде на підвищення тиску та подолання опору руху повітряного потоку в РК. Відзначимо, що підвищення тиску у вентиляторі може відбуватися тільки тоді, коли в кінцевому перерізі 3 опір мережі створює деякий протитиск $p^* = p_3^* - p_1^*$.

За робочим колесом встановлюється деякий тиск, який $p_2^* > P_a > p_1^*$. Переміщення повітряного потоку з меншого тиску p_1^* в область більшого тиску p_2^* з одночасним його стисненням здійснюється внаслідок дії сили F^* на повітряний потік з боку лопаток, це є наслідком роботи РК. Але для переміщення повітряного потоку з області низького тиску p_1^* , в область високого тиску p_2^* й далі по проточній частині достатня витратна швидкість c_r .

Кінетична енергія повітряного потоку перетворюється на енергію тиску, якщо швидкість знижується в каналах спеціальної форми – каналах, виконаних як дифузор, такий є равлик (РАВ) [124 – 127].

Повний тиск, створюваний вентилятором, p^* , виражається відповідно до рівняння Бернуллі для потоку стисливого ідеального газу, що рухається без втрат та енергообміну (4.3):

$$p^* = p_{sv} + p_{dv} + h_\gamma, \quad (4.3)$$

де p_{sv} – статичний тиск створюваний вентилятором; p_{dv} – динамічний тиск, що створюється вентилятором; h_γ – гідравлічні втрати вентилятора.

Гідравлічні втрати вентилятора h_{γ} , за величиною малі порівняно з іншими, тому у розрахунках ними нехтуємо.

З рівняння (4.3) випливає, що механічна енергія, що підводиться до вентилятора, витрачається на підвищення тиску (потенційну енергію повітряного потоку), зміні кінетичної енергії повітряного потоку та на подолання гідравлічних втрат.

Падіння повного тиску p^* через неякісну герметичність пневмоз'єднань, неоптимальність режимів роботи висівних апаратів – все це призводить до неточного дозування насіння (з'являються пропуски та здвоєне насіння), зниження ефективності висіву в цілому. Для ефективного використання пневматичних сівалок точного висіву потрібно підвищувати рівень технічної досконалості пневмосистеми, покращувати показники адаптованості в умовах мінливості параметрів застосування.

4.3. Опис руху повітряного потоку

Основна особливість ВРВ полягає в тому, що всі процеси в них протікають у робочому тілі, що рухається (повітряному потоці). Теорія та розрахунок цих процесів базується на термодинамічному аналізі повітряного потоку. Весь аналіз роботи вентиляторів ґрунтується безпосередньо, або опосередковано на чотирьох основних фізичних законах, що описують рух повітряного потоку. Ці закони: 1) закон збереження маси; 2) другий закон руху Ньютона; 3) перший закон термодинаміки; 4) другий закон термодинаміки.

Крім цих основних принципів, зазвичай, використовують допоміжні співвідношення. Такими прикладами є рівняння стану ідеального газу, закон пропорційності між тілами, що стикаються, напругами та швидкістю деформації зміщення, рівняння теплообміну і та інше.

Виходячи з першого закону термодинаміки, отримуємо основні співвідношення, що описують енергетичний баланс у потоці, та виявляємо характер зміни параметрів робочого тіла. Для повної характеристики стану повітряного

поток (робочого тіла), що рухається, крім основних термодинамічних параметрів (p, T, V), потрібно знати й швидкість руху повітряного потоку (c), через цей поперечний переріз [127].

Рух повітряного потоку каналами має свої закономірності, які відображені в основних рівняннях газової динаміки.

4.4. Рівняння стану повітряного потоку

Стан повітряного потоку може бути описаний змінними: тиском p ; температурою T ; щільністю повітряного потоку ρ_v ; швидкістю c (розкладену на величину та напрямок).

Такий стан може бути виражений у вигляді функціональної залежності, який називається термічним рівнянням стану:

$$f(p, T, \rho_v, c) = F. \quad (4.4)$$

Вид функції F різний, що залежить від природи та агрегатного стану, в даному варіанті, повітряного потоку де є записом законів збереження маси та імпульсу, або моменту кількості руху, енергії та рівнянням Менделєєва-Клапейрона.

Параметри стану повітряного потоку, пов'язані між собою та описуються рівнянням стану ідеального газу (рівняння Менделєєва-Клапейрона):

$$p \cdot V = \nu \cdot R \cdot T, \quad (4.5)$$

де p – абсолютний тиск, Па; V – обсяг газу, м³; ν – кількість речовини, моль; R – універсальна газова постійна, $R \approx 8,314$ Дж/(моль · К); T – термодинамічна температура повітряного потоку, що розглядається, К.

У разі постійної маси, в даному випадку повітряного потоку, рівняння (4.5) набуває такого вигляду:

$$\frac{p \cdot V}{T} = \nu \cdot R = \text{const}. \quad (4.6)$$

При роботі вентилятора, кількість вхідного та вихідного повітряного потоку є величина постійна (зробивши припущення, що втрат повітряного

поток в процесі руху немає), тоді рівняння (4.6) для нашого випадку справедливе.

Зв'язок між тиском, щільністю та абсолютною температурою встановлюється рівнянням стану:

$$\frac{p}{g \cdot \rho_v} = T \cdot R_n, \quad (4.7)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ; R_n – питома газова стала ($R_n = 288 \text{ Дж/}(\text{кг} \cdot \text{К})$).

Температура виражається або у Кельвінах, або в градусах Цельсія. Значення повітряного потоку приймаємо:

$$t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (4.8)$$

де температури за шкалою Кельвіна та Цельсія пов'язані між собою співвідношенням:

$$T_0 = t_0 + 273,15 = 293,15 \text{ К}. \quad (4.9)$$

Під тиском, що входить до рівняння (4.9), мають на увазі абсолютне значення, що відраховується від абсолютного вакууму. Прийнято приймати значення тиску, що відраховується від барометричного тиску (тобто це атмосферний тиск – тиск атмосфери, що діє на всі предмети, що знаходяться в ній), де при тисках, більших барометричного, такі тиски називають надлишковими, при менших значеннях – розрідженням. Барометричний тиск повітря при відносній вологості $\varphi_0 = 0,5$:

$$B_0 = 101325 \text{ Па (760 мм. рт. ст.)}, \quad (4.10)$$

та щільності атмосферного повітря:

$$\rho_v = 1,22 \text{ кг/м}^3. \quad (4.11)$$

Значення відносної вологості повітря тісно пов'язане з щільністю атмосферного повітря. У ІВРВ створюваний ним тиск трохи відрізняється від атмосферного, тому, як правило, перерахунок щільності не роблять [47, 49, 71].

Говорячи про процеси, які відбуваються усередині ІВРВ ми вважаємо, що робоче тіло (повітряний потік) є ідеальним, тобто у нас відсутні міжмолекулярні сили взаємодії, а сам об'єм молекул дорівнює нулю та взаємодіє між собою, як абсолютні пружні тіла.

Слід зазначити, що ознакою підведення роботи до системи є наявність фізичного руху. Таким чином, у ІВРВ робота здійснюється РК, нерухомі елементи роботи не здійснюють, тому до них не підводиться робота.

Закон зміни основних параметрів повітряного потоку описується рівнянням процесу:

$$\frac{p}{\rho_B^n} = p \cdot v_B^n = \text{const}, \quad (4.12)$$

де n – показник політроп.

Залежно від того яке значення набуває n такий процес ми й розглядаємо. Знаючи рівняння процесу досить легко знайти зв'язок між параметрами повітряного потоку:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\rho_{B2}}{\rho_{B1}} \right)^n, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (4.13)$$

У ІВРВ тепло не підводиться та не відводиться, тому процес у машині розглядається, як адіабатний (вважається ідеальним) та описується рівнянням адіабатного процесу:

$$\frac{p}{\rho_B^k} = p \cdot v^k = \text{const}, \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\rho_{B2}}{\rho_{B1}} \right)^k, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (4.14)$$

де k – показник ізоентропії, $k = c_p/c_v$.

Відповідно до рівняння Маєра:

$$c_p = c_v + R. \quad (4.15)$$

Величини c_p , c_v , а відповідно та k будуть використовуватися в розрахунках ІВРВ, є постійними величинами, що залежать від складу речовини й температури T .

4.5. Параметри повітряного потоку гальмування

Параметри стану нерухомого повітряного потоку, що включають тиск p , температуру T та щільність повітряного потоку ρ_B , називаються істинними, термодинамічними, або статичними параметрами. Якщо повітряний потік рухається, то перед нерухомо встановленими приладами, наприклад, трубкою манометра, або термометром він гальмується (рисунок 4.7).

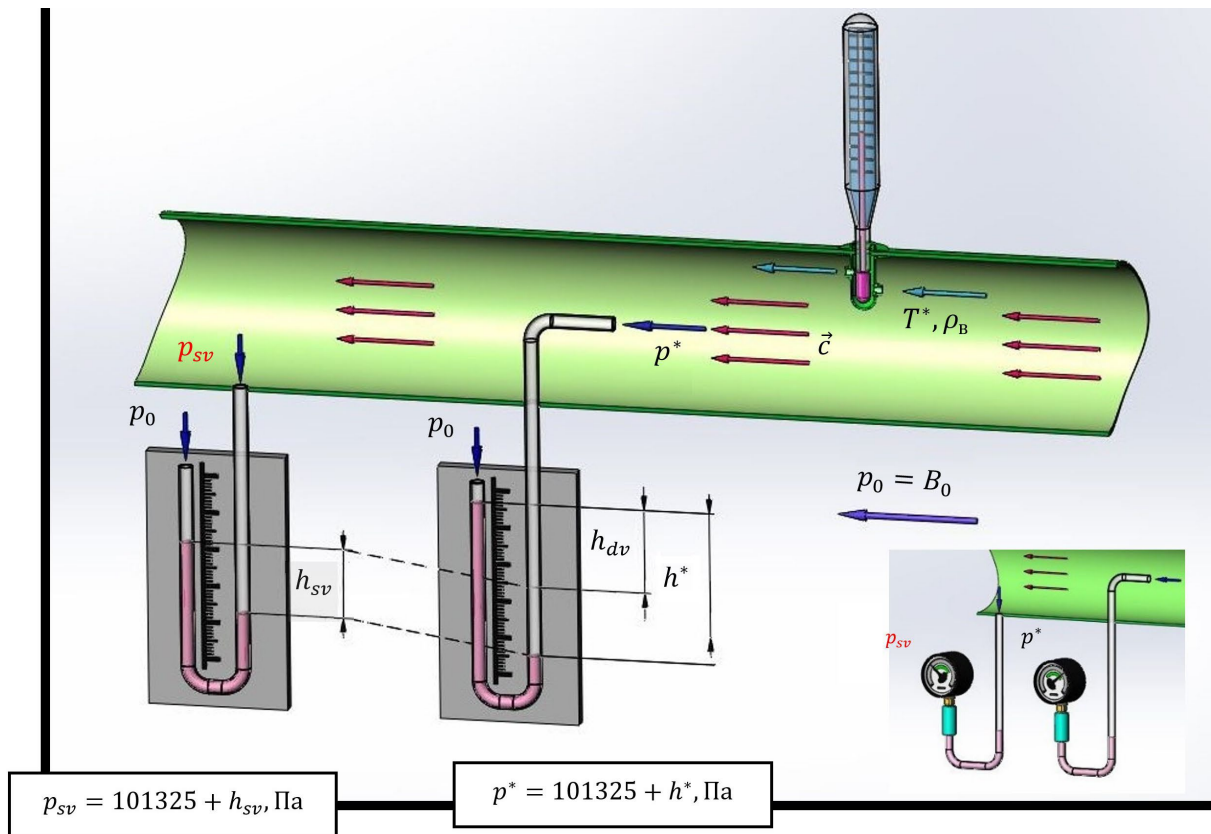


Рисунок 4.7 – Схема вимірювання параметрів тиску та температури загальмованого повітряного потоку

При гальмуванні відбувається стиснення повітряного потоку, у результаті чого місцеві значення параметрів його стану змінюються (збільшуються) відносно з їх значеннями в набігаючому повітряному потоці. Такі параметри називають параметрами гальмування, або повними параметрами. Термометр покаже у трубопроводі підвищене значення T^* :

$$T^* = T + \frac{c^2}{2 \cdot c_p}, \quad (4.16)$$

де T – статична температура, К; c – швидкість повітряного потоку, м/с; c_p – ізобарна теплоємність робочого тіла (повітряного потоку), Дж · кг/К.

Манометр, у свою чергу, покаже підвищене значення тиску p^* :

$$p^* = p_{sv} + \rho_B \cdot \frac{c^2}{2}. \quad (4.17)$$

де p_{sv} – статичний тиск, Па; ρ_B – щільність робочого тіла (повітря), кг/м³.

Така поведінка приладів (завищені показники приладів) пов'язані з законом збереження енергії, тобто потік загальмувавши на трубі Піто

перерозподілив кінетичну енергію потоку, перейшовши в потенційну енергію стисненого повітряного потоку. Ці параметри називають загальмованими p^* та T^* . Параметри гальмування характеризують енергетику потоку, перетворення енергії потоку. Вимірювання статичних параметрів є складний процес, засоби вимірювання повинні рухатися з тією швидкістю, що й повітряний потік, тоді вони покажуть справжнє значення параметра, яке замірюється, а це не реалістичне значення потоку. Статичний тиск передається через прикордонний шар без спотворень. Тому статичний тиск заміряють за допомогою зондів отворами, що знаходяться в стінках перпендикулярних потоку, який рухається. Статичну температуру не вимірюють.

4.6. Спрощення для опису повітряного потоку

У загальному випадку рух повітряного потоку в елементах проточної частини має складний характер де рівняння, що точно описують рух реального повітряного потоку, дуже громіздкі, а це ускладнює їх використання для аналізу та практичних розрахунків. Тому виведення рівнянь газової динаміки здійснюється за таких основних припущень:

1) перебіг повітряного потоку вважається стаціонарним (сталим), тобто. між параметрами повітряного потоку (швидкість, тиск, температура, щільність) у будь-якій точці потоку встановлюється часова залежність, у вигляді Закону Бернуллі [56]. Насправді, завжди є пульсації потоку, викликані кінцевим числом лопаток, турбулентністю та іншими причинами, але нехтування ними не призводить до помітних похибок у розрахунках;

2) вважають, що у кожній точці даного перерізу всі параметри повітряного потоку однакові. Такий потік називають рівномірним. Зміна параметрів відбувається лише у напрямі руху. Рівняння, отримані за цієї умови, безперечно вірні лише для елементарного струмка, поперечні розміри якого настільки малі, що у кожному його перерізі параметри потоку практично постійні. Потік має струмкову структуру, тобто складається з безлічі струмок, що повторюють

геометричну форму лопатки. Має місце осьова симетрія потоку, тобто всі струмки, що становлять потік, абсолютно однакові геометрично та кінематично. Слід зазначити, що у реальних повітряних потоках, в межах поперечного перерізу, параметри повітряного потоку можуть бути змінними. При використанні рівнянь елементарного струмка, для таких потоків, розглядаються середні значення для кожного перерізу потоку величини (середня швидкість, середня щільність та інше). Це припущення можна вважати здійсненими тільки при нескінченно великій кількості робочих лопаток за умови, що лопатки не мають товщини та не зменшують прохідний перетин міжлопаткових каналів.

З урахуванням усіх цих припущень, виникає можливість розглядати рух повітряного потоку в міжлопаткових каналах, як плоский, одновимірний перебіг елементарного струменя повітряного потоку. Але необхідно враховувати, що заміна об'ємного руху повітряного потоку в каналах робочого колеса є плоским рухом, веде до певної похибки розрахунку дійсних характеристик вентилятора. Похибка виникає через відсутність у розрахунку відцентрових сил, що діють на частинки повітряного потоку, що знаходяться в міжлопатковому просторі.

4.7. Рівняння Бернуллі для потоку повітря, що рухається

Тиск, що виникає в потоці повітря, що рухається, поділяють на три види: статичний – p_{sv} , динамічний – p_{dv} та повний – p^* . Статичний тиск являє собою внутрішній тиск повітряного потоку, що надається прямолінійним потоком на паралельні йому стінки каналу. Воно характеризує потенційну енергію потоку та діє з однаковою силою на всі боки, паралельну руху потоку, й характеризує кінетичну енергію потоку [53].

Ці обидва види тиску пов'язані між собою рівнянням Бернуллі:

$$\rho_v \cdot \frac{c^2}{2} + p_{sv} + h_v = const, \quad (4.18)$$

де ρ_v – щільність повітряного потоку, кг/м^3 ; c – швидкість повітряного

поток, м/с; p_{sv} – статичний тиск повітряного потоку, Па; h_γ – гідростатична підйомна сила, що діє на стовп повітряного потоку h , різниця висот входу та виходу не велика, тому цим членом нехтуємо.

Сума цих трьох членів рівняння, вздовж кожної окремої лінії струму, величина стала, яка характеризує повний тиск потоку – p^* . Повний тиск для вентилятора може бути визначений за рівнянням Бернуллі:

$$p^* = p_2^* - p_1^* = (p_{sv2} - p_{sv1}) + \frac{\rho_B}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2) + h_\gamma, \quad (4.19)$$

де p_2^* – повний тиск на виході вентилятора, Па; p_1^* – повний тиск на вході (у всмоктувальному патрубку) вентилятора, Па; p_{sv2} – статичний тиск на виході вентилятора, Па; p_{sv1} – статичний тиск на вході (у всмоктувальному патрубку) вентилятора, Па; c_1, c_2 – швидкість повітряного потоку на вході та на виході з вентилятора.

4.8. Рівняння неперервності для проточної частини

Це рівняння дозволяє розрахувати проточну частину вентилятора та пов'язує параметри й швидкість газу (робочого тіла) з площею поперечного перерізу повітряного потоку, дає можливість визначити габарити ІВРВ. Рівняння неперервності є записом закону збереження маси стосовно течії робочого тіла у вентиляторі.

При перебігу повітряного потоку через будь-який переріз потоку в одиницю часу проходить однакова маса повітря.

$$F \cdot c \cdot \rho_B = \text{const.} \quad (4.20)$$

Отримане рівняння (4.20) є рівняння неперервності стаціонарного повітряного потоку, що встановлює зв'язок між площею поперечного перерізу потоку каналу F , його швидкістю c , та щільністю повітряного потоку ρ_B у цьому перерізі. У цьому рівнянні враховується властивість повітряного потоку. Об'ємна витрата G_v , у свою чергу, розраховується із відношення масової витрати G_m та щільності ρ_B , або як добуток перерізу F та витрати

через швидкість c :

$$G_v = \frac{G_m}{\rho_B} = F \cdot c \quad (4.21)$$

4.9. Закон збереження енергії повітряного потоку

Згідно із законом збереження енергії, повна енергія повітряного потоку на виході з елемента 2-2, що розглядається, буде більше повної енергії на вході в нього 1-1 на величину переданої енергії між перерізами, що розглядаються, рисунок 4.8.

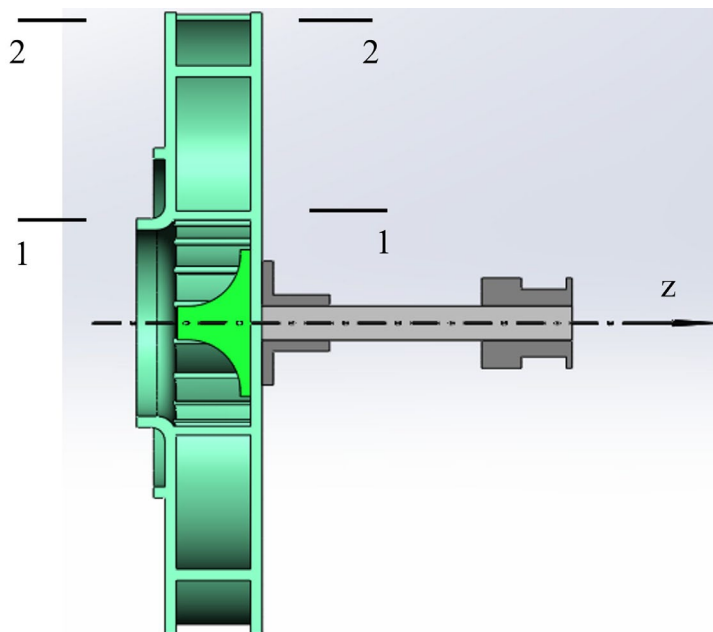


Рисунок 4.8 – Схема розташування перерізів у РК

Так як повна енергія повітряного потоку, в кожному перерізі, дорівнює сумі внутрішньої енергії, енергії тиску та кінетичної енергії, то рівняння збереження енергії в загальному вигляді таке:

$$c_v \cdot T_1 + p_{sv1} \cdot \vartheta_1 + \frac{c_1^2}{2} + L_i = c_v \cdot T_2 + p_{sv2} \cdot \vartheta_2 + \frac{c_2^2}{2}. \quad (4.22)$$

Розглянуте рівняння (4.22), для спрощення розрахунків, приведемо до іншого виду, замінивши суму внутрішньої енергії та енергії тиску на ентальпію.

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L_i = i_2 + \frac{c_2^2}{2}. \quad (4.23)$$

Тоді рівняння (4.23) має іншу форму:

$$L_i = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (4.24)$$

або у диференціальній формі:

$$dL_i = di + \frac{dc^2}{2}. \quad (4.25)$$

Рівняння збереження енергії у формі (4.25) сформулюємо так: зовнішня енергія, підведена до повітряного потоку у вигляді роботи, йде на зміну ентальпії та кінетичної енергії потоку [70].

У разі ідеального газу

$$i_2 - i_1 = c_p(T_2 - T_1). \quad (4.26)$$

Тому для ідеального газу рівняння (4.26) подаєм у диференційній формі:

$$dL_i = c_p \cdot dT + \frac{dc^2}{2}. \quad (4.27)$$

Таким чином, отримані рівняння неперервності та рівняння збереження енергії є найважливішими рівняннями термодинаміки, що дозволяють виконати газодинамічний розрахунок, як елементів вентилятора, так в ІВРВ в цілому.

4.10. Безрозмірні коефіцієнти повітряного потоку

Для опису термодинамічного стану повітряного потоку велике значення мають безрозмірні коефіцієнти, які часто використовують для порівняння різних робочих станів, або станів повітряного потоку. Безрозмірні коефіцієнти утворюються шляхом ув'язування характерних величин – окружної швидкості повітряного потоку, діаметру та площі РК, площу отвору вхідного патрубку тощо [128].

Для розрахунків вентилятора важливими є такі безрозмірні коефіцієнти:

1) коефіцієнт тиску ψ :

$$\psi = \frac{2 \cdot p^*}{u_2^2 \cdot \rho_v}, \quad (4.28)$$

де p^* – повний тиск створюваний вентилятором; Па; u_2 – окружна швидкість повітряного потоку на вихідній поверхні РК, м;

2) коефіцієнт продуктивності φ :

$$\varphi = \frac{4G_v}{\pi \cdot D_2^2 \cdot u_2} \quad (4.29)$$

де G_v – об'ємна витрата повітряного потоку, $\text{м}^3/\text{с}$; D_2 – зовнішній діаметр РК, м; u_2 – окружна швидкість повітряного потоку по зовнішньому діаметру РК, м/с.

3) питома швидкість σ :

$$\sigma = \varphi^{\frac{1}{2}} \psi^{-\frac{3}{4}}. \quad (4.30)$$

За допомогою наведених формул та попередніх міркувань є можливість провести розрахунок підвищення тиску в ВРВ та ПССБТ.

4.11. Аналіз статичного тиску ПССБТ за допомогою програмного комплексу ANSYS

Для дослідження тривимірного перебігу повітряного потоку в проточній частині ПССБТ створена Solidworks 3D твердотільна геометрична модель, що з максимальною точністю імітує внутрішній обсяг проточної частини системи, рисунок 4.9.

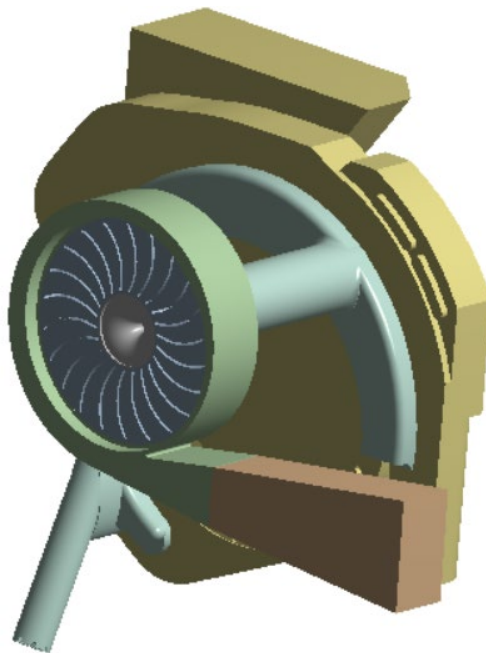


Рисунок 4.9 – Результати побудови 3D твердотільної геометричної моделі ПССБТ

У розрахункову схему входять: внутрішня вхідна частина висівного апарату, канали висівного диску, внутрішня вихідна частина висівного апарату, трубопроводи, міжлопатковий канал РК і спірального корпусу ВРВ, вихідний патрубок ВРВ, який точно повторює геометрію тіл, що застосовуються в експерименті. Надалі 3D твердотільну геометричну модель експортуємо у форматі Parasolid для побудови розрахункової сітки в програмі ANSYS CFX–Mesh, інструменти та тип сітки визначається автоматично. Наступним кроком, для газодинамічного розрахунку, змодельовали прикордонний шар, де протікають найважливіші процеси руху потоку повітря. Дотримавшись цієї мети, функцією Inflation, задали товщину прикордонного шару Total Thickness. Вибір сітки залежить від конкретної задачі, визначається дослідним шляхом, та залежить від потрібної точності отримання швидкості розрахунку. Для проведення розрахунку було обрано *SST* (Shear Stress Transport) модель турбулентності потоку [128 – 138]. Ця модель тягне за собою створення дуже щільної сітки поблизу стінок. Результати побудови сітки показано на рисунку 4.10.

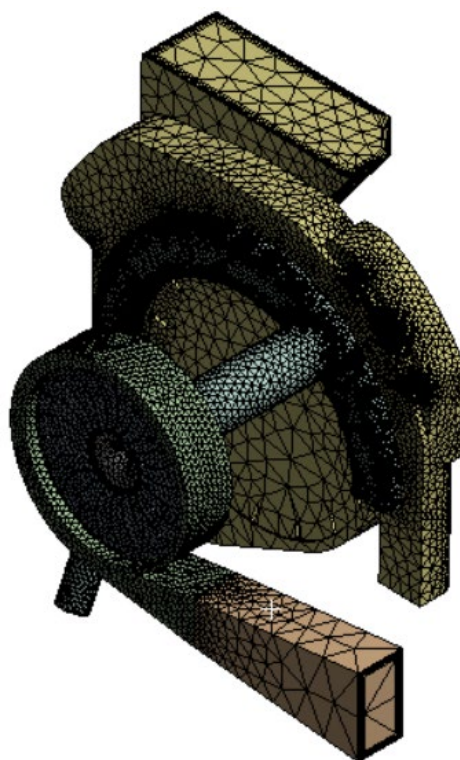


Рисунок 4.10 – Результати побудови розрахункової сітки ПССБТ

Кількість вузлів цієї моделі становить 114352 шт. Геометричний простір розрахункової моделі було розбито на 559 983 шт елементів. Для подальших розрахунків застосовувалася одержана сітка. Автоматично була побудована високоякісна структурована розрахункова сітка з тетраїдальними осередками [91, 132].

Перебіг повітряного потоку в ПССБТ є турбулентним [77]. Турбулентність – це нелінійний процес із великим масштабом зміни параметрів у просторі та часі. Для опису турбулентного руху Рейнольдс запропонував розбиття поля параметрів потоку на середню складову, що змінюється. Отже, отримано рівняння Нав'є–Стокса усереднені за Рейнольдсом (RANS), тобто диференціальні рівняння середнього руху рідини. Ця система рівнянь є незамкненою. Для замикання використовуються різні моделі турбулентності.

Для вирішення більшості завдань, щодо розрахунку перебігу в ВРВ, достатньо двох моделей турбулентності: $k - \varepsilon$ і SST (Shear Stress Transport).

Розрахунок течії повітряного потоку виконується шляхом чисельного розв'язання системи рівнянь, що описують рух повітряного середовища. Представимо у векторній формі рівняння неперервності, рівняння руху (рівняння Нав'є–Стокса), рівняння енергії та рівняння стану у вигляді системи (вважаємо $\mu = \text{const}$ і $\lambda = \text{const}$):

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho_B}{\partial t} + \vec{c} \cdot \vec{\nabla} \rho_B + \rho_B \vec{\nabla} \cdot \vec{c} = 0, \\ \frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + (\vec{c} \cdot \vec{\nabla}) \vec{c} = \vec{F} - \frac{1}{\rho_B} \vec{\nabla} p_{sv} + \frac{\gamma}{3} \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{c}) + \gamma (\vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla}) \vec{c}, \\ \mu c_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{c} \cdot \vec{\nabla} T \right) + p_{sv} \vec{\nabla} \cdot \vec{c} = \mu D + \lambda \Delta T, \\ p_{sv} = \rho_B R T \text{ (у загальному випадку } p_{sv} = p_{sv}(\rho_B, T)). \end{cases} \quad (4.31)$$

де $\vec{\nabla}$ – оператор набла; $\vec{c}$ – вектор швидкості; $\vec{F}$ – вектор поля масових сил; ρ_B – щільність повітряного потоку; p_{sv} – статичний тиск повітряного потоку; T – температура повітряного потоку; $\gamma = \mu / \rho_B$ – кінетична в'язкість (μ – динамічна в'язкість).

Ця система встановлює, у диференціальній формі, зв'язок між величинами, що характеризують стан руху ($p_{sv}, \vec{c}, \rho_v, T$). Для визначення цих величин, функції координат і часу, потрібно інтегрувати знайдені диференціальні рівняння в приватних похідних при заданих граничних і початкових умовах. Число рівнянь системи дорівнює числу невідомих $\vec{c}, p_{sv}, \rho_v, T$ (вектор і три скаляри) [139 – 144].

Тому задаються додаткові умови – початкові та граничні, що дозволяють інтегрувати диференціальні рівняння та з безлічі рішень виділити єдине рішення. Робоче тіло моделі – Air at 25° C, опція розрахунку передачі тепла – Total Energy, модель турбулентності – SST. Область обертання РК – частоти обертання $n = 1470$ рад/с. Тип взаємодії ротора та статора – Frozen rotor. На вході у модель: гранична умова – Opening, з параметрами входу – Total Pressure – 101325 Па, атмосферний тиск, значення – Total Temperature – 298 К, параметри виходу – Mass Flow Rate – масова витрата на виході G_m кг/с. В розрахунках нехтуємо тертям про внутрішню стінку проточної частини [145].

Для аналізу правильності опису поверхні відгуку рівнянням регресії (4.32) визначаємо статичний тиск у проточній частині ПССБТ при різних значеннях фактора – масової витрати повітря на виході G_m кг/с.

Модель ПССБТ із граничними умовами представлена рисунок 4.11.

В результаті розрахунку було визначено розподіл статичного тиску, картину зміни швидкості повітряного потоку, процес зміни ентропії в досліджуваних областях ПССБТ, при різних значеннях факторів у межах просторового перебігу повітряного потоку.

Проведений аналіз, течії потоку повітря в проточній частині ПССБТ, дозволяє побудувати залежність статичного тиску, що характеризує роботу системи, від масової витрати повітря при $n = \text{const}$:

$$p_{sv} = f(G_m), \quad (4.32)$$

Результати значення статичного тиску при різних значеннях масової витрати повітря розраховано за формулою (4.32) та отримані значення занесли до таблиці 4.1 та побудували характеристику ПССБТ рисунок 4.12.

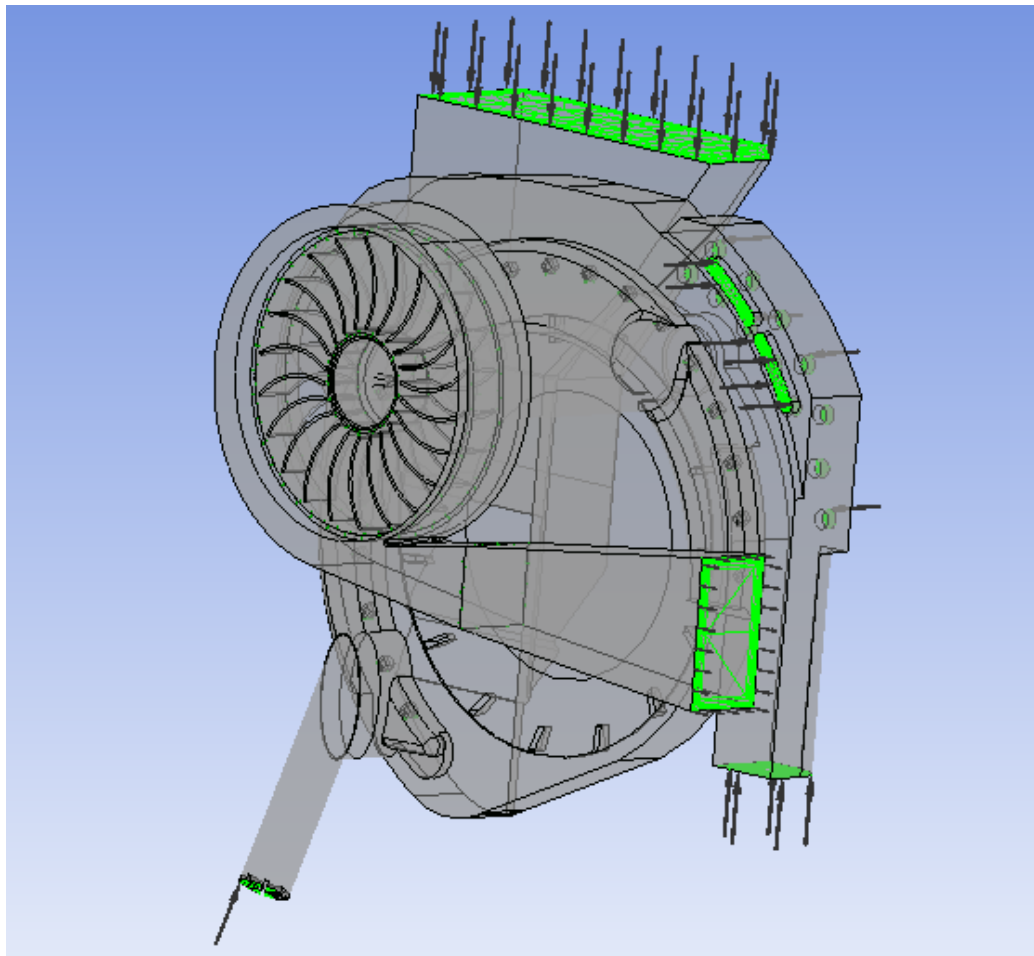


Рисунок 4.11 – Модель ПССБТ у CFX – Pre

Таблиця 4.1 – Результати значення статичного тиску p_{sv}

№ п/п	Об'ємні витрати повітря ПССБТ G_m , кг/с	Статич- ний тиск p_{sv1} , (Па) розрахо- ваний за рівнян- ням (3.17)	Статич- ний тиск p_{sv2} , (Па) розрахо- ваний за рівнян- ням (3.33)	Статичний тиск ММ p_{sv} , (Па) (ANSYS)	Відносна похибка статичного тиску (p_{sv1}) $\varepsilon_{p_{sv}}$, %	Відносна похибка статичного тиску (p_{sv2}) $\varepsilon_{p_{sv}}$, (%)
1	0,030	90330,00	91020,00	97258,30	7,12	6,41
2	0,032	89770,00	93850,00	96690,00	7,17	2,94
3	0,034	89200,00	94980,00	96149,60	7,23	1,22
4	0,036	88640,00	94400,00	95336,30	7,02	0,98
5	0,038	88070,00	92110,00	94689,00	6,99	2,72

Значення статичного тиску, отримані за трьома варіантами в робочій точці рівною $G_m = 0,034$ кг/с, відрізняються на 7,23 % та 1,22 %, а це не суттєво. Визначення статичного тиску p_{sv} в ПССБТ можливо за допомогою рівняння регресії у вигляді полінома першого ступеня, або полінома другого ступеня чи програмного комплексу ANSYS [72, 91, 146].

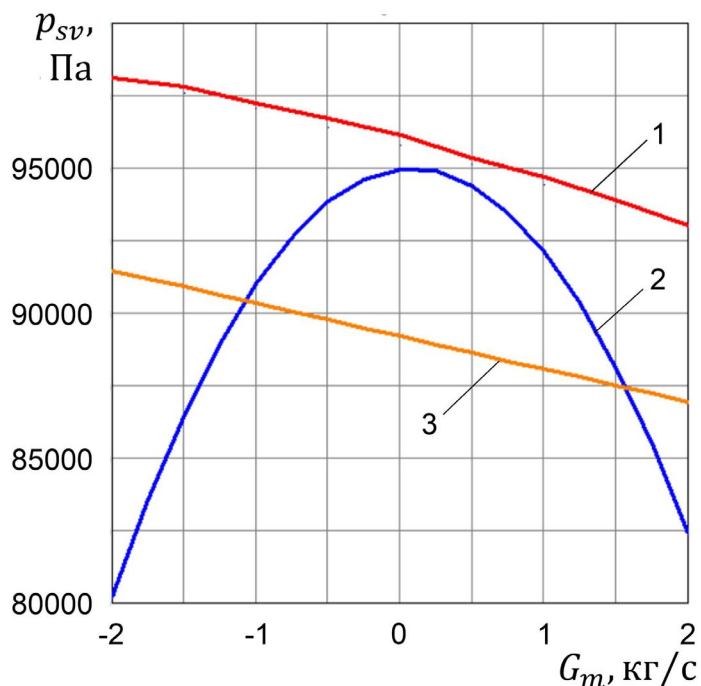


Рисунок 4.12 – Результати значення p_{sv} при різних значеннях G_m в ПССБТ: 1 – крива статичного тиску ММ p_{sv} (ANSYS), 2 – крива статичного тиску p_{sv2} розрахована за рівнянням (3.33), 3 – крива статичного тиску p_{sv1} розрахована за рівняннями (3.17)

При проектуванні процесів у вентиляторах, використовуючи методи CFD, можливо передбачити експлуатаційні характеристики пристроїв. Слід зазначити, що точність розрахунку продуктивності при віддаленні від робочої точки падає. Це пов'язано, насамперед, із оцінкою втрат системи, бо механізм виникнення втрат, деяких пневматичних систем, у деталях невідомий. Для розуміння принципу роботи пневматичної системи, знати механізм виникнення втрат, дуже важливо, бо він суттєво впливає на продуктивність всієї системи. Для оптимізації роботи системи, та визначення втрат, в програмному комплексі CFD ANSYS, можливо оцінити їх за допомогою

метода, заснованого на швидкостях виникнення ентропії в турбулентних полях потоку [125, 132].

Усі види втрат, як було зазначено раніше, поділяються на внутрішні втрати та зовнішні. Зовнішні втрати, наприклад втрати в підшипниках, приводних механізмах і ущільненнях на валах, не включені в розрахунках CFD ANSYS. Внутрішні втрати, наприклад, ударні втрати та втрати на тертя, включені у розрахунках CFD ANSYS, які можна подати у вигляді дисипативної функції. Дисипація енергії (лат. *dissipatio* «розсіювання») — перехід частини енергії упорядкованих процесів в енергію неупорядкованих процесів, зрештою — теплоти. Таким чином, внутрішні втрати можна підсумовувати в дисипації. Повітряний потік ПССБТ, використовуючи сучасні методи чисельного моделювання, можна спостерігати тривимірно в довільний момент часу. Поля тиску, температури та швидкості розраховуються в процесі дослідження [135].

Повітряний потік системи описується основними законами термодинаміки – рівнянням збереження маси, збереження імпульсу та збереження енергії. Перший закон термодинаміки як параметр, що характеризує ефективність системи, використовує показник ентропії, що зв'язує зміну величини тиску та температури. Питома ентропія є змінною стану, яка, згідно з другим законом термодинаміки, зростає у кожному реальному а, отже, незворотному технічному процесі. До величини ентропії включені всі втрати, які відбуваються в системі через тертя та теплопередачу. Величина теплопередачі дуже мала, це видно за величиною зміни температури. Процес зміни значення статичного тиску p_{sv} повітряного потоку, вздовж проточної частини ПССБТ, показано на рисунку 4.13.

Як видно на виході повітряний потік з отворів висівного диска, для даних значень факторів, статичний тиск дорівнює 97386,50 Па, а це достатньо для утримання насіння в області отворів диска, що висіває. Потрібно пам'ятати про існування двох систем відліку. Статичний тиск у місці виміру дорівнює 96149,60 Па, ця величина відображена у таблиці 4.1.

Рисунок 4.14 показує зміну статичного тиску в області отворів висівного диска, що присмоктують насіння, при цьому створюваний тиск цілком

достатньо для утримання зерняток в робочій області висівного апарату. На рисунку 4.15 зображено розподіл швидкості повітряного потоку в елементах проточної частини ПССБТ. Як видно, на виході, швидкість повітряного потоку з отворів висівного диска, для даних значень факторів, дорівнює 37,61 м/с, а це достатньо для переміщення насіння в області отворів диска, що висіває.

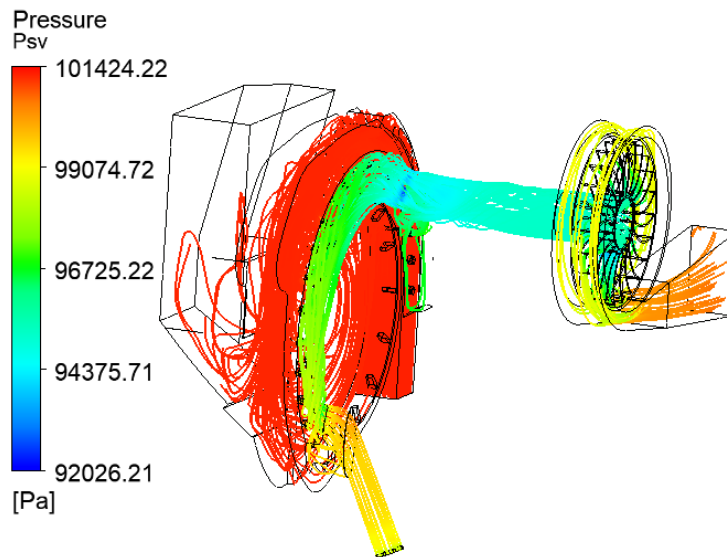


Рисунок 4.13 – Зміна значення статичного тиску p_{sv} повітряного потоку у проточній частині ПССБТ

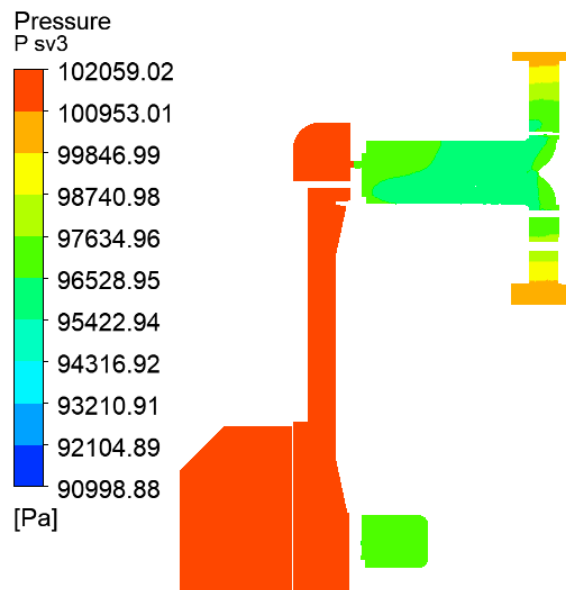


Рисунок 4.14 – Зміна значення статичного тиску p_{sv} повітряного потоку у проточній частині ПССБТ

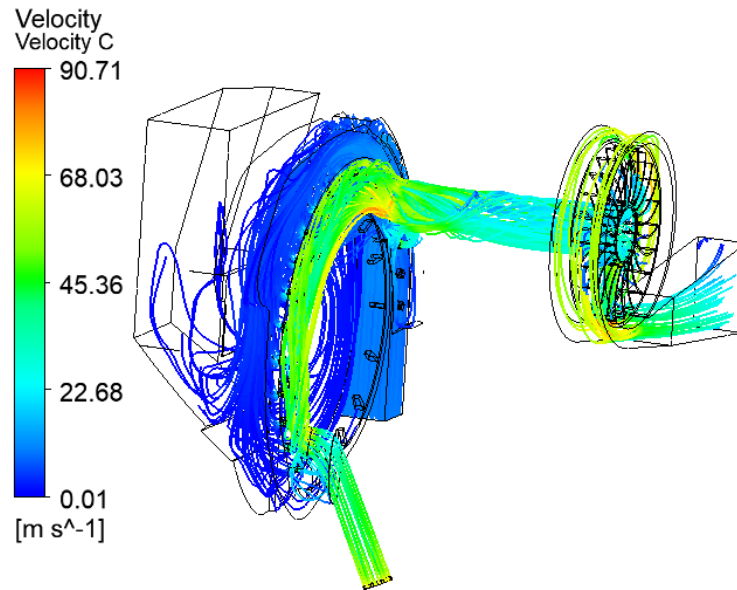


Рисунок 4.15 – Зміна значення швидкості повітряного потоку у проточній частині ПССБТ

У середині патрубку, що з'єднує ВРВ з ВА, повітряний потік розподілено не рівномірно, з картини руху видно, що він закручується, рисунок 4.16. Неоднорідний профіль повітряного потоку в осьовому напрямку трубопровода, також був продемонстрований при змінах значення витрати в досліджуваній пневматичній системі [150].

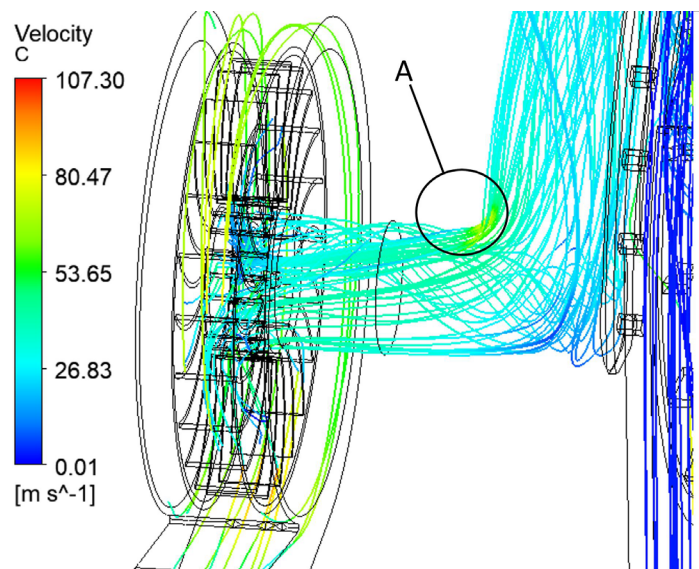


Рисунок 4.16 – Поведінка повітряного потоку в каналі до потрапляння в проточну частину ВРВ

Закручування повітряного потоку в проточній частині може спричинити труднощі при протіканні в міжлопатковому просторі РК, що призведе до явища кавітації. Цей процес потрібно детально вивчити. Швидкість повітряного потоку в середині патрубку, що з'єднує ВРВ і ВА, на ділянці А – зростає, можливо, таке явище бажано мінімізувати, ввівши в конструкцію проточної частини додаткові елементи.

На рисунок 4.17 зображено зміну значення ентропії повітряного потоку в елементах проточної частини ПССБТ. Як видно, від виходу повітряного потоку з отворів висівного диска, перед входом повітряного потоку в РК, зміна значення ентропії повітряного потоку дорівнює приблизно $-2,77$ Дж/(кг · К). При значенні ентропії стоїть знак мінус, а це говорить нам про те, що така система бере частину енергії для переміщення повітряного потоку від РК.

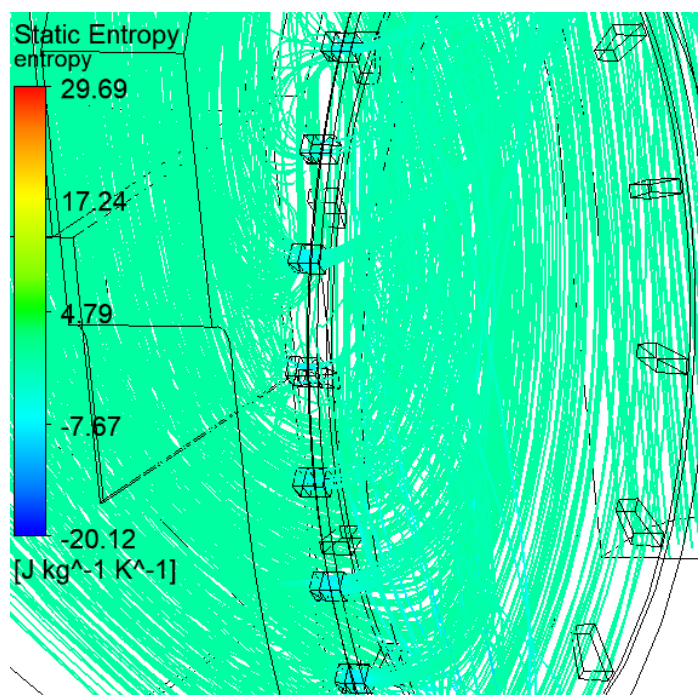


Рисунок 4.17 – Зміна значення ентропії повітряного потоку у проточній частині ПССБТ

Для вирівнювання течії повітряного потоку в середині патрубку, перед входом у ВРВ, потрібно поставити лопатки, що спрямовують потік рисунок 4.18.

В результаті установки спрямовуючого апарату в патрубку напрям руху повітряного потоку вирівнюється, рисунок 4.19.

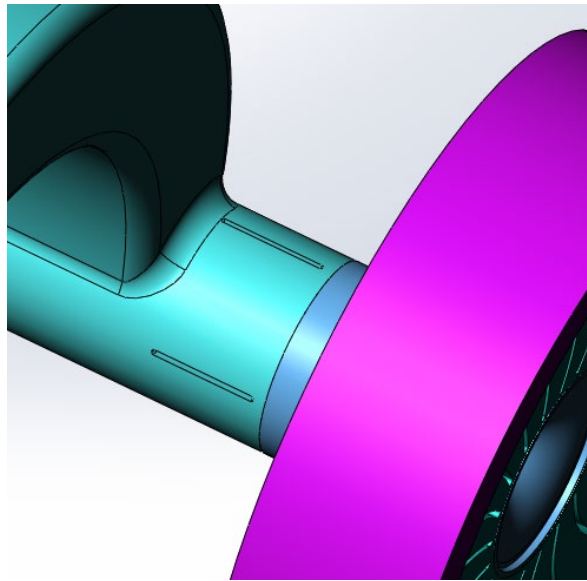


Рисунок 4.18 – Спрямляючі лопатки в патрубку

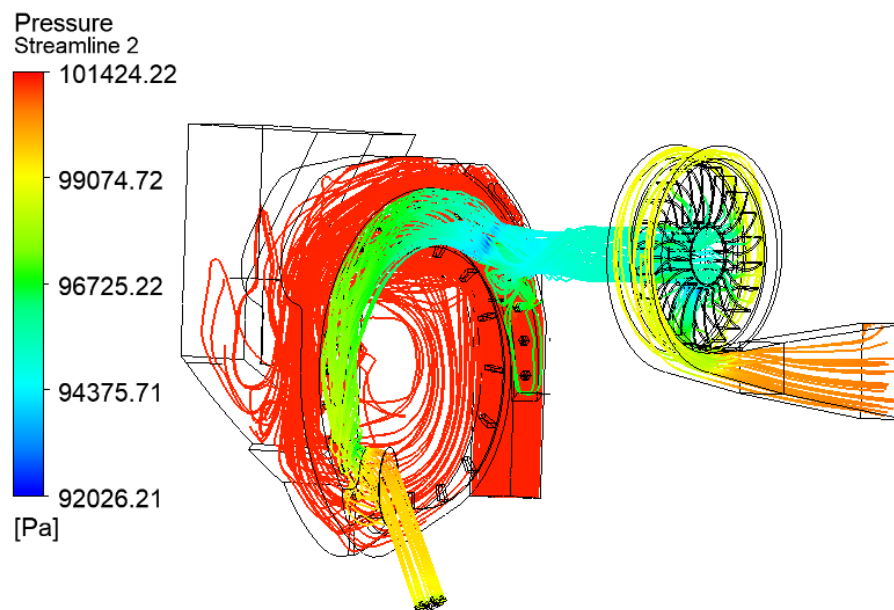


Рисунок 4.19 – Зміна значення статичного тиску p_{sv} повітряного потоку у проточній частині ПССБТ

Установка спрямовуючого апарату в патрубку дає можливість підвищити швидкість повітряного потоку в отворах диска, що висіває, від значення 37,61 до 56,77 м/с, рисунок 4.19.

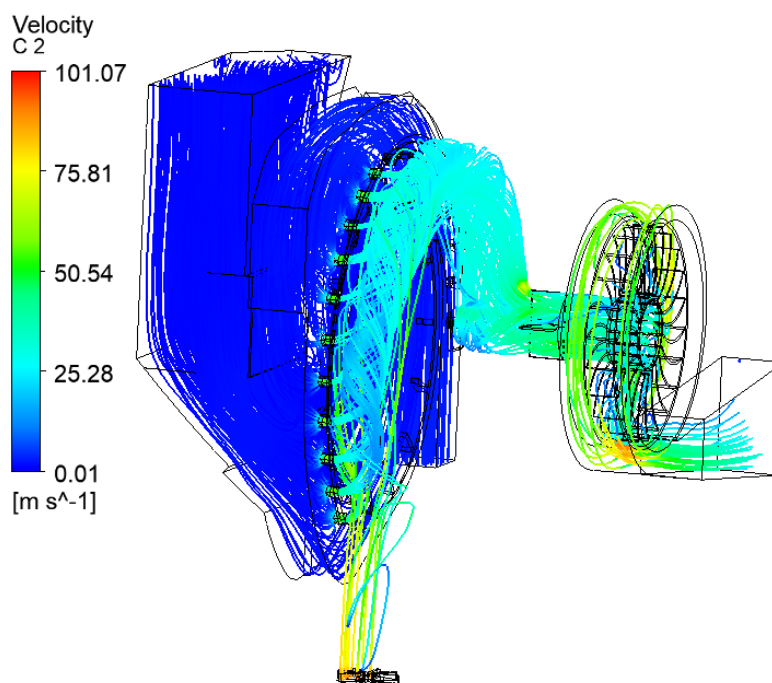


Рисунок 4.20 – Розподіл повітряного потоку в проточній частині ПССБТ

Картину розподілу повітряного потоку усередині проточної частини РК спостерігаємо на рисунку 4.21. Картина фарбування ізоповерхонь зображує нерівномірність повітряного потоку в проточній частині. Потрібно пам'ятати, що оцінка величини швидкості відбувається за двома системами відліку: відносною та переносною. На виході з РК, величина швидкості збільшується, але це викликає виникнення великих втрат [143].

Уявімо обертання РК по колу за годинниковою стрілкою, відстань між лопатками рівномірна. Колірна різноманітність ізоповерхонь рисунок 4.21 (а) говорить про різницю швидкостей на цих ділянках та збільшення швидкості до виходу з РК. Відрив потоку та утворення вихрових областей, що чіткіше видно на рисунку 4.21 (б). Спостерігаємо нерівномірний розподіл потоку в міжлопатковому каналі, ущільнення потоку в коритці лопатки та меншу щільність біля спинки.

Розглядаючи рисунок 4.21, помітно підвищення швидкості до виходу з РК, нерівномірність протікання повітряного потоку в міжлопатковому каналі. Потік повітря не тече до лопаток РК під оптимальним кутом. Вхід потоку в міжлопатковий простір РК чітко видно на рисунку 4.21 (б). На деяких ділянках

він входить вільно, а десь потік входить під кутом, що створює завихрення спочатку лопатки, або при подальшому проходженні. Лінії струму в міжлопаткових каналах значно різняться. У каналі лопаток потік не повторює контур лопатки, це призводить до тертя, яке пояснює збільшені втрат та утворення областей відриву потоку.

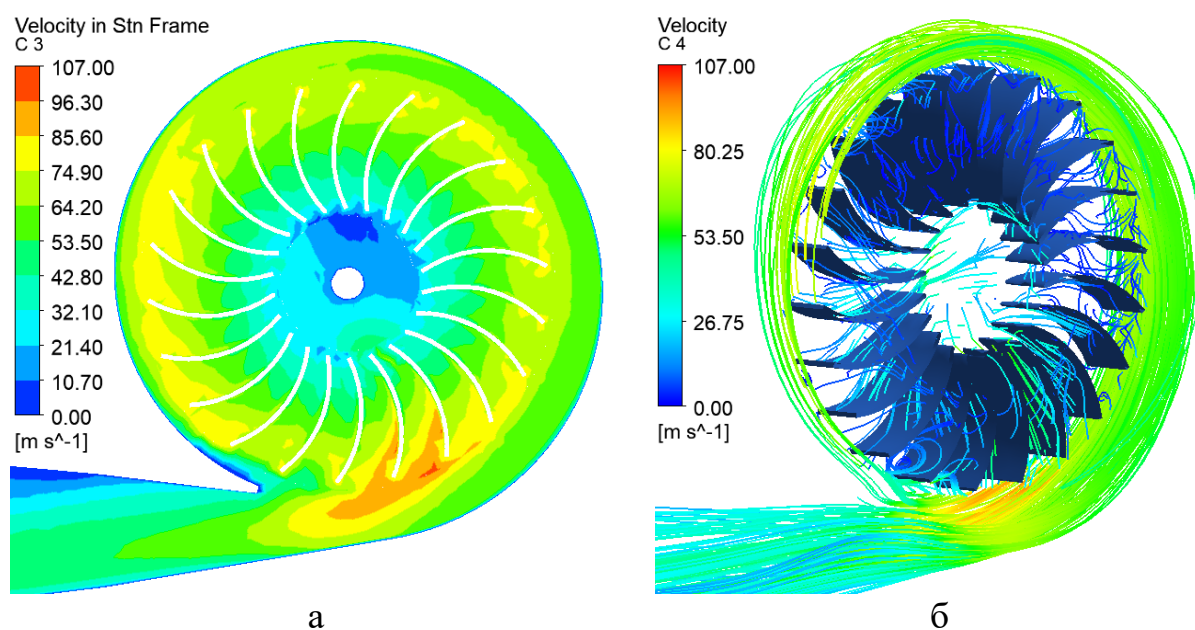


Рисунок 4.21 – а) радіальний переріз РК посередині між опорним та покритим диском; б) лінії струму – швидкостей у міжлопатковому каналі

Оцінку загального тиску в радіальному розрізі в області РК представлено рисунок 4.22. Виходячи з рисунку, на вході в РК спостерігається нерівномірний загальний тиск, до виходу з міжлопаткового простору загальний тиск збільшується.

Величина тиску, що створюється ВРВ в пневматичній системі, буде визначатися ефективністю збільшення енергії повітряного потоку, який проходить через лопатки РК, а це в свою чергу, залежить від режимів роботи ВРВ та значень його геометричних параметрів. До геометричних параметрів ВРВ належать: число лопаток; відношення вхідних та вихідних діаметрів РК; значення вхідних та вихідних кутів нахилу лопаток РК; ширина РК; діаметр вхідного патрубку; геометрична форма та розмір равлика [144].

Параметри, які впливають на режими роботи ВРВ є: частота обертання РК; відносний напрямок обертання.

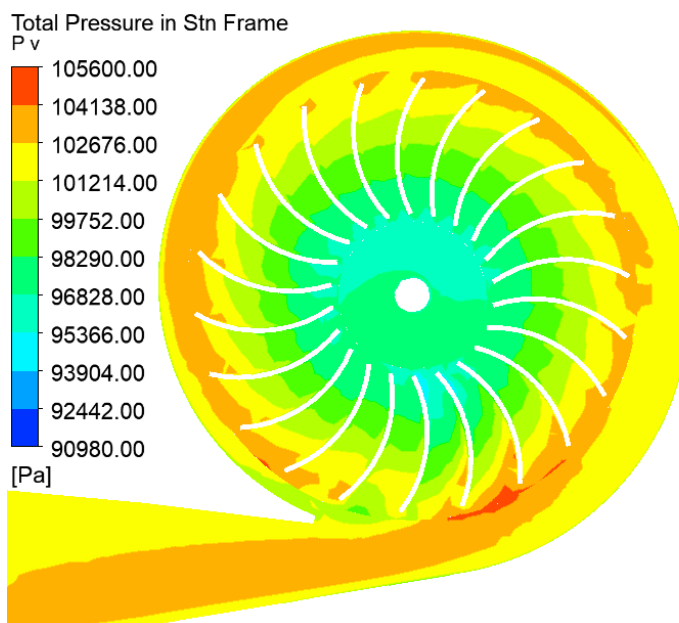


Рисунок 4.22 – Радіальний переріз РК посередині між опорним та покривним диском, зміна тиску

Для підвищення енергоефективності процесу енергообміну на лопатках РК може бути використаний такий спосіб, як збільшення відносної швидкості обертання. Робота цього варіанта вимагає попередньої розробки рекомендацій, щодо вибору значень геометричних параметрів на підставі проведеного аналізу. Правильний підбір відповідних незалежних змінних багато в чому визначить ККД пневматичної системи загалом.

Як у моделі було показано, реальний повітряний потік у проточній частині пневматичної системи, розподілено суттєво, нерівномірно по колу. Так само в проточній частині ВРВ, крім поміченого вище, реальний повітряний потік нерівномірний за шириною РК і проточної частини равлика. Також мають місце вихрові течії біля поверхонь, що обмежують проточну частину. Виразно це видно розглядаючи рух повітряного потоку у проточній частині ВРВ, саме за кромками кожної з лопаток РК. Як приклад, рисунок 4.21 (б) та 4.22 у перерізах ВРВ, показано місця завихрення повітряного потоку. У таких місцях

фактично існують поля швидкостей та тисків, що не встановилися. Аналітично розрахувати вихрові течії, у проточній частині пневматичної системи, нашо-вхується на непереборні труднощі. Тому на практиці використовуються розрахунки, що базуються на різних спрощеннях та припущеннях.

4.12. Вплив геометричних елементів РК ІВРВ, що працює у пневматичній системі сівалки на рівень вихрових втрат

Для зменшення величини вихрових втрат у РК ІВРВ та пневматичній системі, насамперед, потрібно розібратися у причині, джерелі їх утворення. Робота ІВРВ та пневматичної системи безпосередньо пов'язана з повітряним потоком, а значить й методом потрапляння його в проточну частину.

Для вирівнювання повітряного потоку на вході у вентилятор ставлять лопатки – спрямляючого апарату (СА), який виключає косий вхід потоку в РК ІВРВ, тим самим унеможлиблює утворення на стінках товстого прикордонного шару. Наступним фактором, що впливає на величину вихрових втрат, є величина вхідного та вихідного кута лопаток РК. Задаючи величини кутів, змінюється дифузорність каналу РК, зміщує точку відриву прикордонного шару на профілі лопатки. Величина вихрових втрат, також залежить від зазору між частинами вентилятора, наприклад між ротором і статором [48, 53].

Спостереження за роботою ІВРВ показали, що на величину вихрових втрат, істотно впливають як газодинамічні, так і геометричні параметри, що призводять до втрат економічності вентилятора в цілому.

При проектуванні ІВРВ користуються оптимальними комбінаціями геометричних параметрів, які відповідають утворенню певних газодинамічних показників. Треба враховувати факти взаємозв'язку між параметрами, а також результати теоретичних досліджень. Проводиться попередній розрахунок вхідного патрубку, РК, спірального корпусу та вихідного патрубку для заданих умов роботи ІВРВ.

Газодинамічні параметри ІВРВ, які враховуються при розрахунку, є витрата повітря G_m (кг/с), або його похідна – коефіцієнт витрати повітря φ , показник адіабати k , кут атаки $\Delta\beta$, величина числа Re . До геометричних параметрів ІВРВ відноситься величина вхідного кута $\beta_{1л}$ та вихідного кута $\beta_{2л}$ лопаток РК, відношення b_2/D_2 , кількість лопаток РК $z_{РК}$, відношення D_1/D_2 , втулькове відношення ν , закон зміни площ перерізу вхідного патрубку та ін.

Під час руху повітряного потоку, вздовж проточної частини вентилятора – вздовж РК, спірального корпусу чи трубопроводів проявляється, відрив потоку від стінок, виникають вихрові втрати. Експериментально встановлено, що основним проявом вихрових втрат є поява вихрового шуму, що виникає під час обтікання повітряним потоком лопаток РК. Значення вихрового шуму проявляється величиною звукової потужності, що становить приблизно 85 % в області РК і приблизно 15 % в області нерухомих частин (переважно області спірального корпусу). Збільшення вихрових втрат можливо контролювати за звуком, що видається ІВРВ під час роботи [56]. Зменшення звуку свідчить про зменшення вихрових втрат в області РК – лопаток.

Проведені дослідження, щодо впливу деяких параметрів на величину вихрових втрат свідчать про це.

Вплив вхідного кута лопатки РК – $\beta_{1л}$

Формула за якою визначається вхідний кут лопатки $\beta_{1л}$:

$$\beta_{1л} = \beta_1 + \Delta\beta, \quad (4.33)$$

де β_1 – кут натікання повітряного потоку на лопатку РК.

Розмір вхідного кута лопатки РК $\beta_{1л}$ впливає на дифузорність міжлопаткового каналу. Згідно з проведенням регресійним аналізом приймаємо кут рівний 64° . Величина вхідного кута лопатки РК $\beta_{1л}$ значною мірою впливає на значення швидкості w_1 .

Вибрана величина, вхідного кута лопатки РК $\beta_{1л}$, пов'язана з низкою конструктивних та газодинамічних параметрів ІВРВ. Вона приймається з урахуванням цих величин.

Зменшення вихрових втрат в ІВРВ безпосередньо пов'язане з умовами входу повітряного потоку до решітки РК. Тому обтікання решітки лопаток РК, повітряним потоком, намагаються забезпечити плавним, з оптимальним кутом атаки, умовою є «безударний» вхід. Для досягнення цієї мети виникає потреба встановлення СА та кокіля на РК. Установка СА дозволяє вирівняти повітряний потік і підвищити швидкість в районі отворів диска, що висіває, з величини 37,61 до 56,77 м/с. Але не слід забувати, що установка СА призведе до появи шуму (тонального шуму), що виникає внаслідок взаємодії двох решіток.

Вплив вихідного кута лопатки РК – $\beta_{2л}$. Формула за якою визначається вихідний кут лопатки $\beta_{2л}$:

$$\beta_{2л} = \beta_2 + \Delta\beta, \quad (4.34)$$

де β_2 – кут виходу повітряного потоку з лопатки РК.

Згідно з проведенням регресійним аналізом приймаємо значення вихідного кута лопатки РК – $\beta_{2л}$ рівне 125° . Величина вихідного кута лопатки РК $\beta_{2л}$ значною мірою впливає на дифузорність міжлопаткового каналу.

Основні геометричні параметри моделей РК ІВРВ, обраних для виконання експериментальних досліджень, щодо впливу геометричних параметрів на вихрові втрати, надані в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Основні геометричні параметри моделей РК ІВРВ

№ колеса	D_0 , мм	D_1 , мм	D_2 , мм	b_1	b_2	$\beta_{1л}$	$\beta_{2л}$	$z_{РК}$
1	33	38,5	110	13,2	13,2	64	125	18
2	33	38,5	110	13,2	13,2	110	70	18

Як видно, з таблиці 4.2, геометричні розміри представлених РК однакові, але відрізняються тільки величинами вхідного кута $\beta_{1л}$ та вихідного кута $\beta_{2л}$ лопаток.

В результаті, вході експериментальних досліджень, на стенді ІВРВ рисунок 3.1 (б), виконані виміри вихрового шуму за допомогою детектору

шуму DT 855, при різних частотах обертання РК. При цьому повітряний потік підводився в осьовому напрямку до РК. Результати вимірів шуму занесені до таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати вимірювань шуму РК ІВРВ

№ п/п	Частота обертання РК n , рад/с	Рівень інтенсивності шуму L_1 , дБ	Рівень інтенсивності шуму L_2 , дБ
1	1068	81	86
2	1131	82	87
3	1257	85	88
4	1350	86	91
5	1413	88	93
6	1476	88,3	95
7	1572	88,5	97

Досліджування роботи ІВРВ проводили для РК різного виконання, з різними величинами вхідного $\beta_{1л}$ та вихідного кута $\beta_{2л}$ лопаток. Для наочності отриманих результатів було побудовано графік залежності рівня інтенсивності шуму від частоти обертання РК рисунок 4.23.

З рисунку 4.23 видно, що при збільшенні частоти обертання РК величина шуму зростає. Зниження загального рівня шуму ІВРВ з запропонованої моделі РК №1 – L_1 , при частоті обертання 1350 рад/с склало на 5 дБ відносно моделі РК №2 – L_2 , що становить близько 5,5%. Стає зрозуміло, що впливаючи на величину вхідного $\beta_{1л}$ та вихідного кута $\beta_{2л}$ лопаток РК, здійснюється зміна рівня шуму в вентиляторі.

У процесі дослідження, приділено увагу куту розкриття вихідного патрубку. Встановлено, що зменшення кута розкриття каналу призводить до зниження інтенсивності вихроутворення в міжлопаткових каналах і шуму. Експериментально встановлено, що зростання втрат у корпусі призводить до збільшення шуму. Виникає припущення про наявність оптимальних геометричних

співвідношень з акустичної точки зору, які можна використовувати при проектуванні ІВРВ.

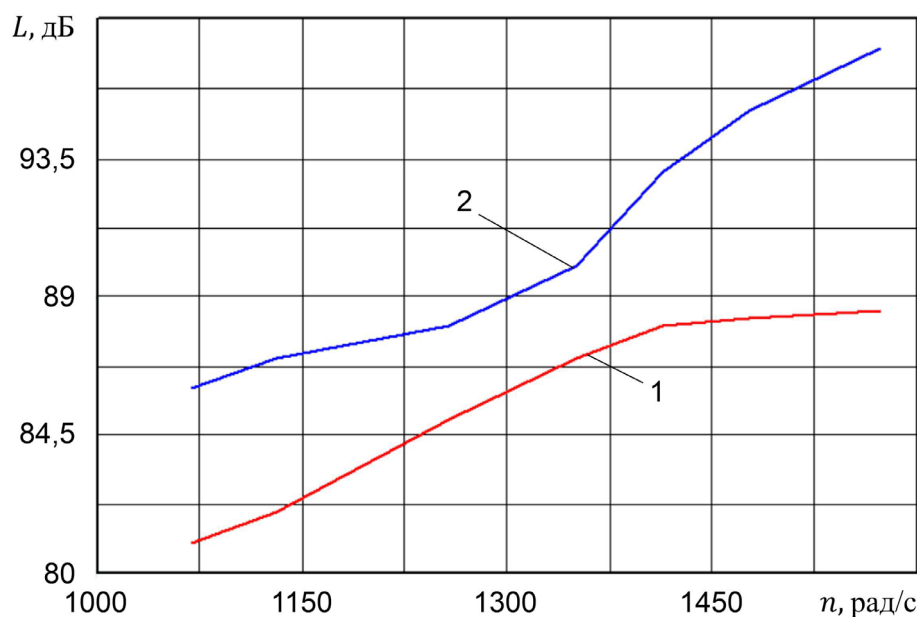


Рисунок 4.23 – Вплив вхідного $\beta_{1л}$ та вихідного кута $\beta_{2л}$ лопаток РК на рівень шуму: 1 – крива шуму РК №2, 2 – крива шуму РК №1

Висновки за розділом 4

1. Складання блок-схеми для пневматичної системи сівалки блочного типу. Розроблено програму лабораторних досліджень. Розглянуто та вивчено процес переміщення та вплив повітряного потоку на елементи ВРВ. Процес перетікання повітряного потоку у проточній частині ВРВ. Утворення рівняння Бернуллі, а саме виведення рівняння повного тиску для ідеального повітряного потоку, що не стискається.

2. Розглянули та вивчили взаємозв'язок між термодинамічними параметрами (p , T , V) на підставі рівняння стану ідеального газу (рівняння Менделєєва-Клапейрона). Розглянули параметри загальмованого потоку та їх вплив на параметри повітряного потоку.

3. Розглянуто рівняння нерозривності та закон збереження енергії та їх зв'язок із параметрами сприйнятливого потоку. Вивчено та розглянуто

безрозмірні коефіцієнти повітряного потоку. Здійснений аналіз статичного тиску ПССБТ за допомогою програмного комплексу CFX ANSYS. Для дослідження тривимірного перебігу повітряного потоку в проточній частині ПССБТ та була створена Solidworks 3D твердотільна геометрична модель, що з максимальною точністю імітує внутрішній обсяг проточної частини системи. Створену модель було досліджено.

4. В результаті розрахунку, визначено на підставі виведених рівнянь регресії 1 – го і 2 – го ступеня, а також обчисленням в програмному комплексі CFX ANSYS, розподіл статичного тиску для різних значень масової витрати повітря. Було побудовано та графічно порівняно значення розрахованих значень статичного тиску. При проектуванні процесів, які проходять в ПССБТ, можливо використовувати методи CFD передбачаючи експлуатаційні характеристики пристроїв, при різних значеннях факторів у межах просторового перебігу повітряного потоку.

5. Розроблена математична модель із встановленими в проточній частині патрубку на вході в ІВРВ лопатками апарату, що спрямовує. За допомогою встановлення додаткових лопаток повітряний потік стабілізується та швидкість повітряного потоку зростає, що дало можливість підвищити швидкість повітряного потоку в отворах диска, що висіває, до значень від 37,61 до 56,77 м/с. Розглянуто значення тиску та швидкості повітряного потоку в різних ділянках пневматичної системи. Зроблено аналіз зміни показників тиску та швидкості повітряного потоку вздовж проточної частини ІВРВ, статичний тиск у місці виміру моделі, а саме в отворах присмоктування висівного матеріалу дорівнює 96149,60 Па.

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ МОДУЛЬНОЇ ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ СІВАЛКИ

5.1. Компонувальні переваги модульної пневматичної системи

Основною особливістю запропонованої пневматичної системи сівалки є те, що вона передбачає повну автономність кожного висівного апарату, а відтак і кожної посівної секції, причому неважно скільки висівних апаратів на ній встановлено. Реалізується така можливість шляхом відмови від єдиної централізованої пневматичної системи, побудованої на основі одного центрального пневматичного пристрою, як правило ВРВ, що має привід від валу відбору потужності трактора.

Запропонований варіант базується на застосуванні пневматичних висівних апаратів, які мають індивідуальні електроприводи. Кожний висівний апарат облаштовано індивідуальною пневматичною підсистемою, на основі індивідуального ВРВ, який також має електропривід. Така підсистема включає в себе індивідуальний перепускний клапан, пневмоканали та множину давальників контролю параметрів функціонування компонентів системи і технологічного процесу висіву в цілому. Керування процесами висіву відбувається за допомогою спеціальних контролерів. Для зв'язку із центральним контролером посівної машини, чи енергозасобу на основі якого створено посівний агрегат передбачено індивідуальний модуль зв'язку.

Множина перелічених вище компонентів разом є основою автономного висівного модуля, який може бути використаним в будь-якому місці сільськогосподарської машини і в будь-якій кількості. Така компонентувальна перевага особливо важлива для реалізації системи посівних машин під майбутню систему землеробства Mix-Cropp [30, 71], яка передбачає домінування змішаних (сумісних) посівів, коли на одній площі одночасно вирощують декілька сільськогосподарських культур [145–157].

В Державному біотехнологічному університеті (м. Харків) під керівництвом професора Мельника В.І. вже тривалий час ідуть розробки перспективних машин і технологій під майбутню систему землеробства Mix-Cropp. Зокрема у співпраці із АТ «Ельворті» (м. Кропивницький) на базі компонентів просапної сівалки точного висіву Vega-8 Profi розроблено і виготовлено пневматичну посівну машину для одночасного висіву в один рядок двох сільськогосподарських культур рисунок 5.1.



Рисунок 5.1 – Посівний агрегат на базі розробленої у співпраці із АТ «Ельворті» пневматично сівалки для сумісного висіву двох і більше просапних культур та експериментального трактора ХТЗ-242К із безступінчастою двопоточною трансмісією виробництва ХТЗ (м. Харків)

На кожній посівній секції сівалки встановлено по два висівних апарати із незалежним регулюванням норми висіву і два дводискові сошники. Експерименти проводили при виконанні сумісного посіву сої з кукурудзою на кормові цілі (силосування) для годівлі великої рогатої худоби [30, 157].

Перша модифікація експериментальної сівалки передбачала використання традиційної пневматичної системи із централізованим

вакуумним апаратом (ВРВ), який має привід від ВВП і, відповідно, встановлено в безпосередній близькості від нього. Випробування проводили на полях господарства ТОВ «Дельта» (м. Харків). Деякі конструктивні рішення, щодо удосконалення пневматичної системи сівалки, у рамках дослідницької роботи з розробки перспективної моделі, були застосовані під час випробувань (додаток А, додаток Б).

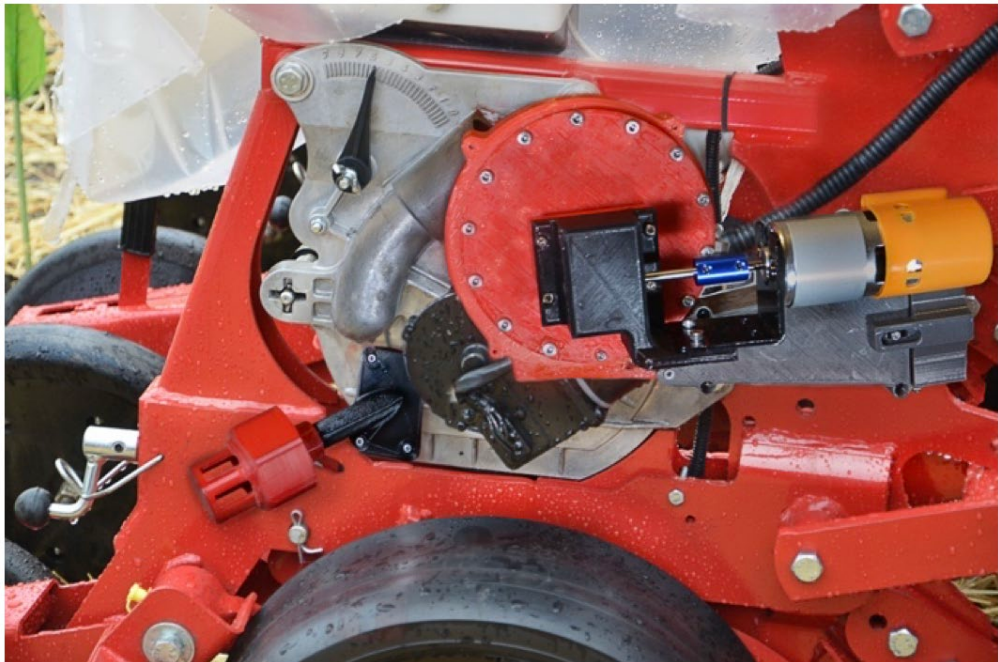
5.2. Керованість і стабільність умов висіву насіння висівним апаратом обладнаним розробленою індивідуальною пневмосистемою

Основним критерієм, що характеризує роботу пневматичної системи сівалки є кінцева якість висіву насіння. Потік насіння, що висівається, повинен бути строго дозованим, безперервним, та рівномірним. А це можливо за умови присмоктування насіння до всіх отворів висівного диска. Звідси витікає висновок про необхідність підтримання тиску в певних рамках, не зважаючи на те, що кількість отворів диска, що працюють, постійно змінюється [159 – 166].

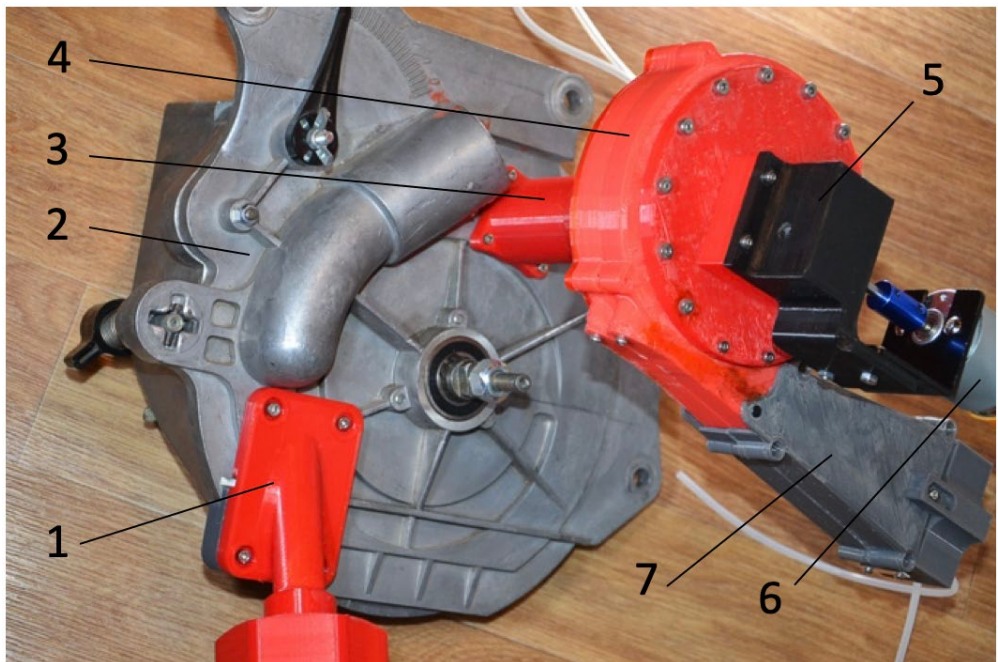
Враховуючи той факт, що насіння різних культур для успішного транспортування до місця вивантаження насіння потребує різного зусилля для присмоктування та утримання зерен в отворах висівного диска, необхідний постійний контроль повітряного потоку в пневматичній системі. У зв'язку із цим виникла ідея створення ПССБТ рисунок 5.2.

Перехід до ПССБТ надає можливість регулювати і контролювати процеси висіву. Установка перепускного клапана, що зв'язує зовнішнє середовище з внутрішньою областю ВА, установка на виході з ВА датчика тиску, установка електродвигуна здатного змінювати частоту обертання РК вентилятора сприяє контролю за пневматичною системою ПССБТ.

Було запропоновано внести конструктивні зміни до існуючого висівного апарату шляхом введення в конструкцію індивідуального відцентрового радіального вентилятора, який через патрубок з'єднаний з корпусом висівного апарату. Привід ІВРВ відбувається за допомогою



а



б

Рисунок 5.2 – ПССБТ: а — зображено варіант модернізації існуючого висівного апарату за допомогою ІВРВ та клапану регулювання потоку повітря; б — висівний апарат з ІВРВ (1 – клапан регулювання повітряного потоку; 2 – висівний апарат; 3 – патрубок подачі повітря; 4 – відцентровий радіальний вентилятор; 5 – коробка передач; 6 – електродвигун приводу; 7 – вихідний патрубок).

електродвигуна через коробку передач, що дає можливість простіше регулювати кількість обертів РК, та отримувати робочий діапазон по тиску для якісного присмоктування зерен просапних культур. Також для стабільної роботи ВА, до його конструкції було внесено клапан регулювання повітряного потоку (перепускний клапан).

Таким чином розуміючи процес зміни тиску в пневматичній системі, вплив на створюваний тиск зміною різних факторів, дозволяє підтримувати тиск у потрібних межах.

Стійкість роботи ВРВ в новій конструкції було розраховано та проілюстровано на основі вимірів створюваного тиску на вході у вентилятор нової конструкції та старої (заводської) пневматичної системи сівалки Vega 8 Profi виробництва АТ «Ельворті». Була проведена оцінка величин тиску, що створюється на вході в ВРВ залежно від величини масової витрати повітря G_m .

Розглянемо на графіку залежність тиску, що видається, від параметрів – витрати повітря, має вигляд, рисунок 5.3.

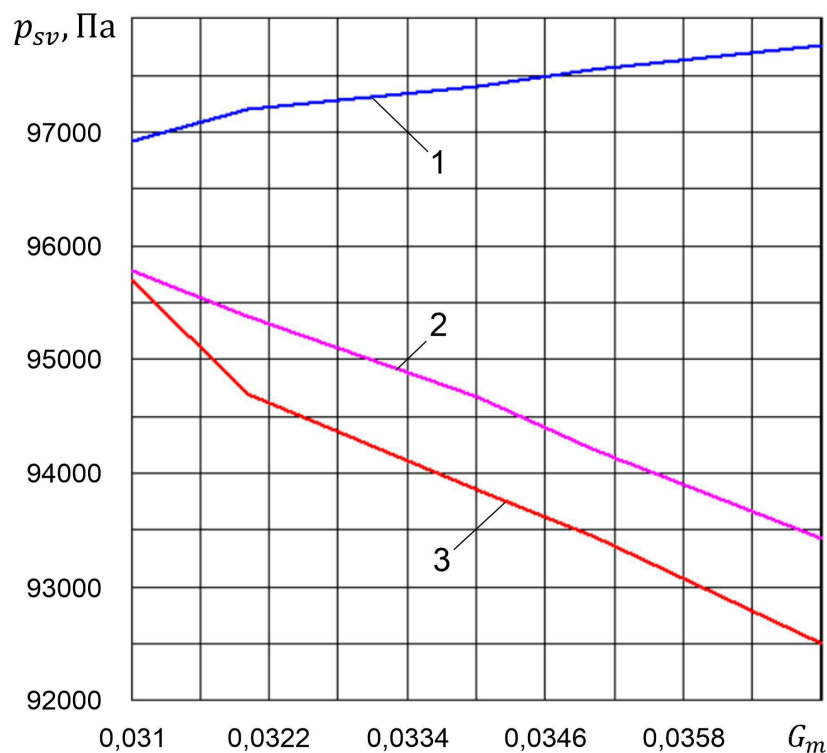


Рисунок 5.3 – Графік залежності тиску, що видається p_{sv} від параметрів – витрати повітря G_m

Аналізуючи даний графік залежності, ми бачимо різне положення кривих, що й говорить про величину тиску ВРВ, що створюється. При створенні тиску ВРВ у класичному виконанні пневматичної системи, зі збільшенням витрати повітря від 0,031 до 0,037 кг/м³ тиск зростає з 96800 до 97750 Па (графік 1 рис. 5.3). У запропонованій схемі ПССБТ відбувається інша ситуація, коли тиск падає з 95800 до 92500 Па (графіки 2 і 3) то витрата повітря зростає від 0,031 до 0,037 кг/м³. Позитивна робота ВА відбувається, за логікою, при максимальній кількості працюючих отворів висівного диска, що висіває за умови, коли витрата повітря набуває значення $G_m = \min$. У новій конструкції ПССБТ ІВРВ спроектовано так, що при зниженні витрати повітря G_m створюваний тиск зростає.

Перевага запропонованої схеми в тому, що тиск створюваний ВРВ більше ніж у класичній схемі, при тих же граничних умовах, рисунок 5.3 графік 1 та 3. Наприклад значення тиску, який спонукає утриманню зерен в отворах висівного диску не буде зменшуватись при зменшенні витрати повітря до 0,031 кг/м³, тобто тиск буде зростати до значення 95800 Па. З'являється можливість, при необхідності, змінювати частоту обертання РК, при цьому тиск, що виробляється більше, ніж виробляється тиск класичною схемою, графік 2 та 3 показує роботу де встановлюється в пневматичний канал перепускний клапан.

Комбінована робота пневматичної системи нового типу – ПССБТ, з регулювання частоти обертання РК, та встановленням перепускного клапану дає можливість стійкої роботи системи.

Для стабільної роботи ПССБТ з ІВРВ необхідна підтримка постійного статичного тиску в області отворів, що присмоктують, не менше $p_{sv} \geq 5000$ Па та швидкості руху повітряного потоку $c \geq c_{\text{вит}}$ більше швидкості витання посівного матеріалу. Для розуміння поведінки та величини параметрів повітряного потоку в каналах пневматичної системи було розглянуто ММ ПССБТ з ІВРВ та клапаном регулювання потоку повітря, рисунок 5.4.

Аналізуючи результати проведених порівнянь техніко-економічних показників роботи ІВРВ з клапаном регулювання витрати повітря та без нього за

отриманими результатами можна зробити висновок про те, що при мінімальному значенні витрати повітря G_m (в робочому діапазоні) значення тиску p_{sv} на 3,28% у вентиляторі нової конструкції менше. При оптимальному значенні витрати повітря G_m значення тиску p_{sv} на 5,39% у вентиляторі нової конструкції з перепускним клапаном більше. Можливість регулювання частоти обертання РК, а значить і зміни тиску, що створюється p_{sv} у потрібному напрямку, встановлення в каналі пневматичної системи перепускного клапана, дає переваги новій системі над старою.

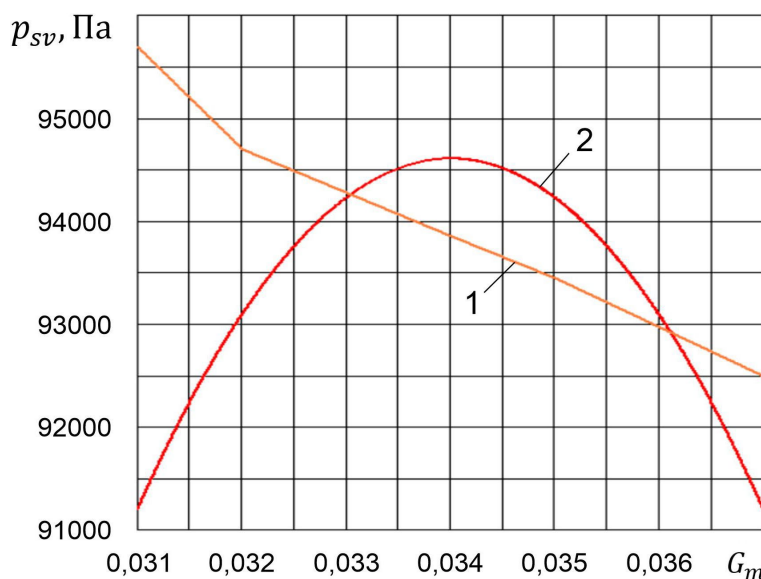


Рисунок 5.4 – Графік залежності тиску, що видається, від витрати повітря:

1– ІВРВ без клапану; 2– ІВРВ з клапаном

Впровадження запропонованих змін у конструкцію пневматичної системи для покращення якості присмоктування зерняток просапних культур, що висіваються, до отворів висівного диска, призведе до більш якісного висіву.

Розглядаючи поведінку повітряного потоку під час роботи висівного апарату можна виділити зони турбулентності, що призводять до падіння швидкості потоку рисунок 5.5.

Вивчено поведінку повітряного потоку в залежності від кількості працюючих отворів на висівному диску, частоти обертання РК та кількості відкритих отворів у перепускному клапані за допомогою програмного комплексу ANSYS рисунок 5.6 та 5.7.

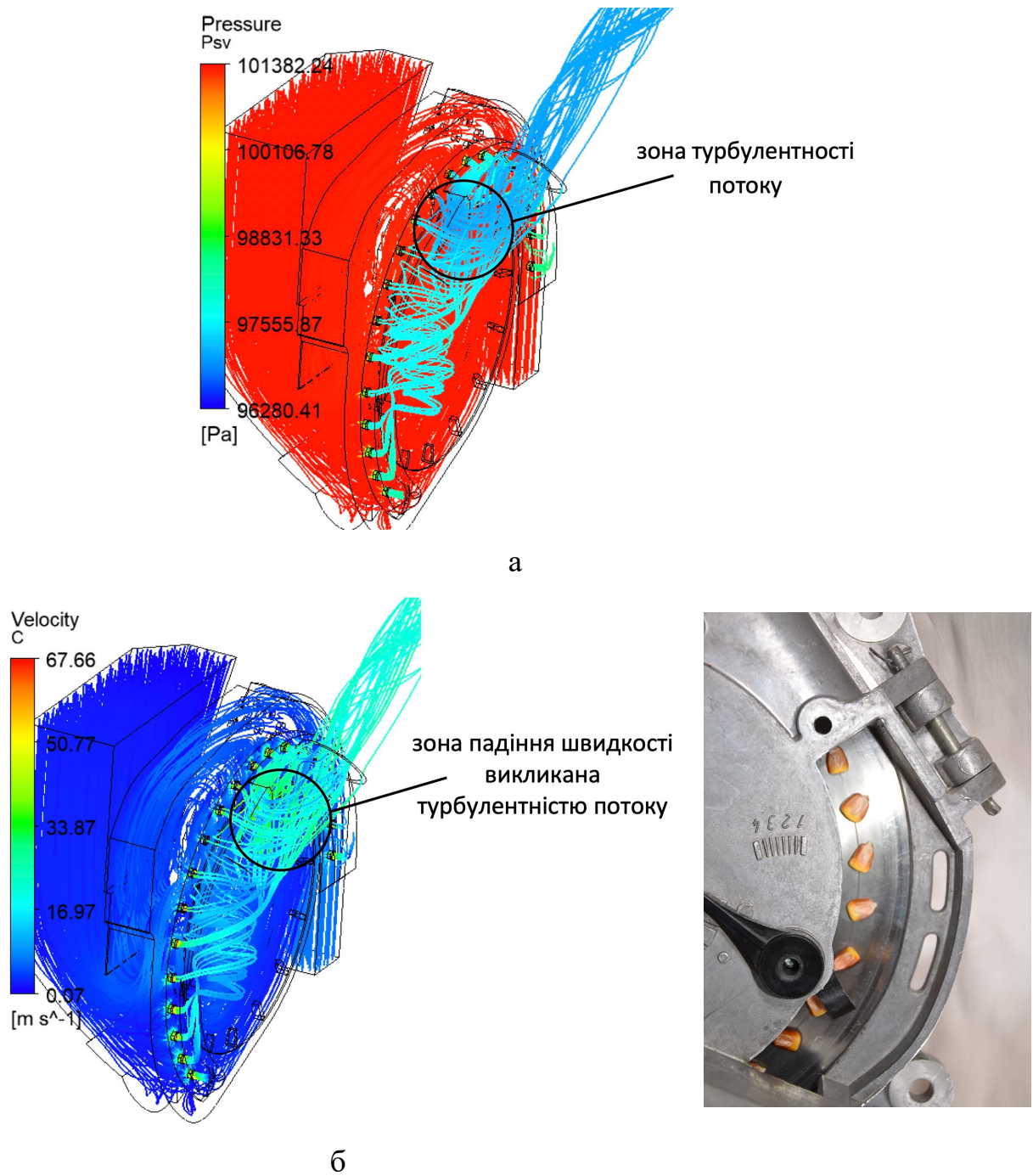


Рисунок 5.5 – а – зміна значення статичного тиску p_{sv} ; б – зміна значення швидкості повітряного потоку у проточній частині; в – приклад присмоктування зерен кукурудзи до отворів висівного диску

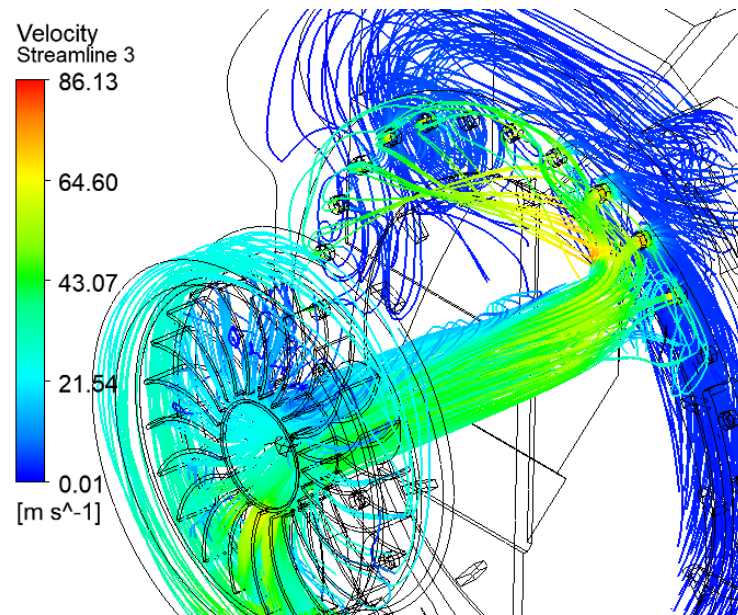


Рисунок 5.6 – Зміна параметрів швидкості вздовж каналу проточної частини пневматичної системи

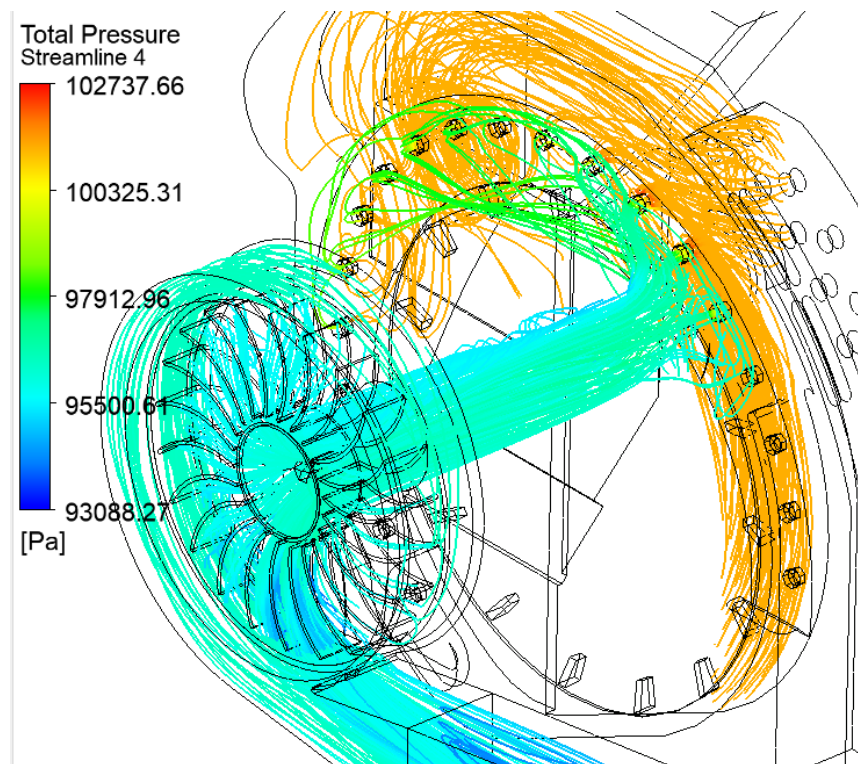


Рисунок 5.7 – Зміна параметрів тиску вздовж каналу проточної частини пневматичної системи

Аналізуючи загальну поведінку зміни параметрів швидкості та тиску в залежності від кількості працюючих отворів висівного диска та кількості відкритих вікон в роботі клапану рисунок 5.6 та 5.7 та користуючись знятими даними в ході досліджень, будуємо графіки зміни параметра швидкості при різних значеннях частоти обертання РК, рисунок 5.8, 5.9, 5.10 та 5.11.

Розглядаючи рисунок 5.8 та значення швидкості повітряного потоку при відкритих отворах висівного диска до 9 шт можна зробити висновок, що швидкість повітряного потоку залежить від частоти обертання РК. При збільшенні кількості отворів, що працюють, висівного диска, більше 9 шт, то швидкість повітряного потоку при збільшенні частоти обертання РК буде падати. Тобто, коли висівний апарат входить у режим постійної роботи, то швидкість повітряного потоку буде більше за значенням ніж швидкість витання насіння.

В свою чергу, рисунок 5.9 ілюструє зміну тиску в залежності від кількості працюючих отворів на присмоктування насіння, де зі збільшенням їх тиск зростає, що вкладається в логіку аналітичних суджень. Частота обертання РК після роботи 9 шт отворів, що працюють на присмоктування насіння, на зміни тиску в пневматичній системі не впливає. Величина тиску в пневматичній системі збільшується при зростанні частоти обертання РК, коли працюючі отвори на присмоктування, що знаходяться в діапазоні від 1 до 9 шт.

Аналізуючи поведінку повітряного потоку, при 6 працюючих вікнах перепускного клапана, розглядаючи рисунок 5.10, спостерігається падіння швидкості повітряного потоку в області отворів висівного диска, що працюють на присмоктування, де при збільшенні їх кількості, величина швидкості повітряного потоку особливо не змінюється й і при зміні частоти обертання РК. Розглядаючи малу кількість працюючих отворів висівного диска, встановлено, що швидкість повітряного потоку є не стабільною та змінюється хвилеподібним характером в залежності від частоти обертання РК.

Розглянувши рисунок 5.11, що характеризує поведінку повітряного потоку при 6 відкритих вікнах перепускного клапана, встановлено, що при збільшенні кількості працюючих отворів висівного диска та при зміні частоти

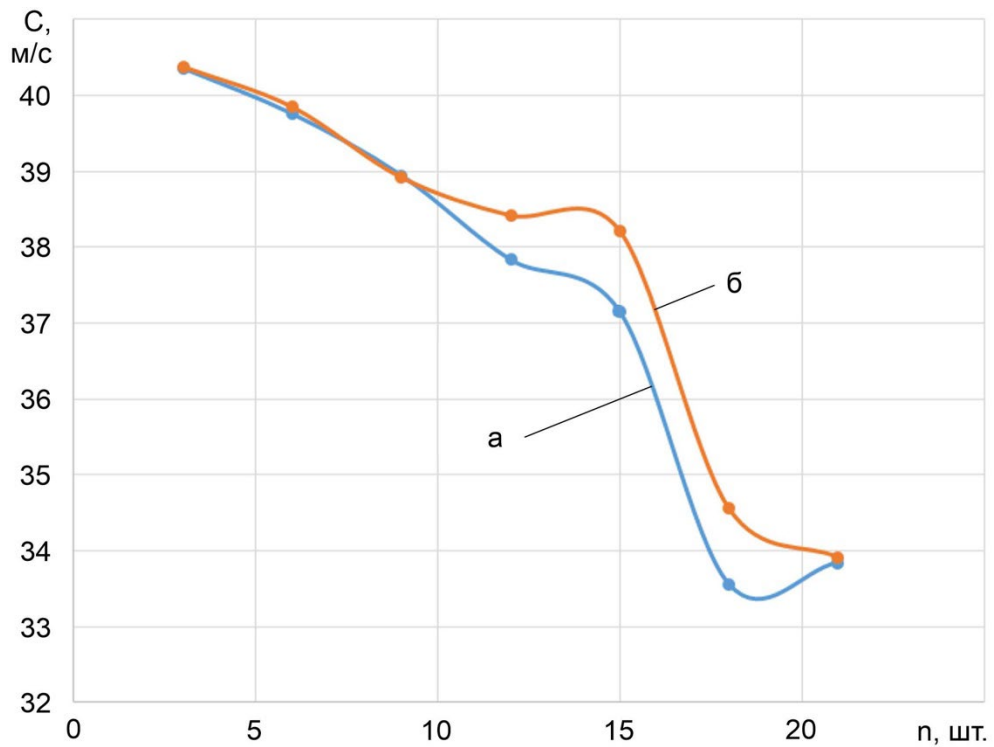


Рисунок 5.8 – Графік зміни параметрів швидкості повітряного потоку в залежності від частоти обертання РК при 3-х вікнах перепускового клапана, що працюють: а – при $\omega = 1420$ рад/с; б – при $\omega = 498$ рад/с

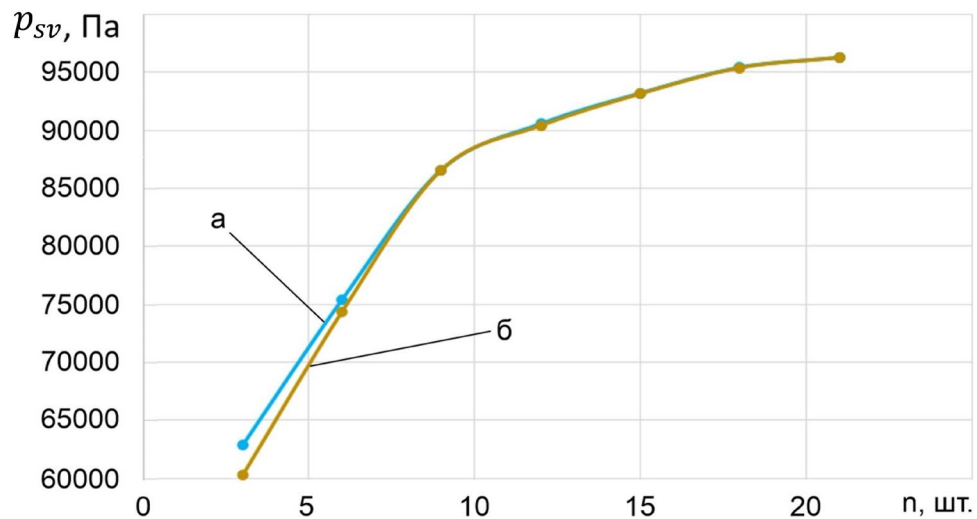


Рисунок 5.9 – Графік зміни параметрів статичного тиску повітряного потоку в залежності від частоти обертання РК при 3-х діючих вікнах перепускового клапана: а – при $\omega = 1420$ рад/с; б – при $\omega = 498$ рад/с

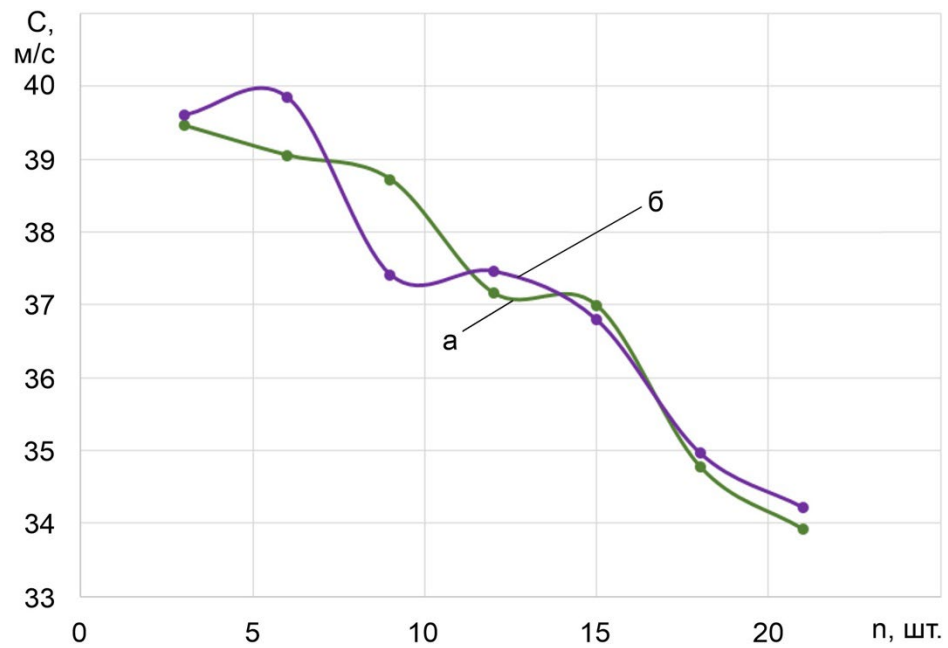


Рисунок 5.10 – Графік зміни параметрів швидкості повітряного потоку в залежності від частоти обертання РК при 6-ти працюючих вікнах перепускного клапана: а – при $\omega = 1420$ рад/с; б – при $\omega = 498$ рад/с

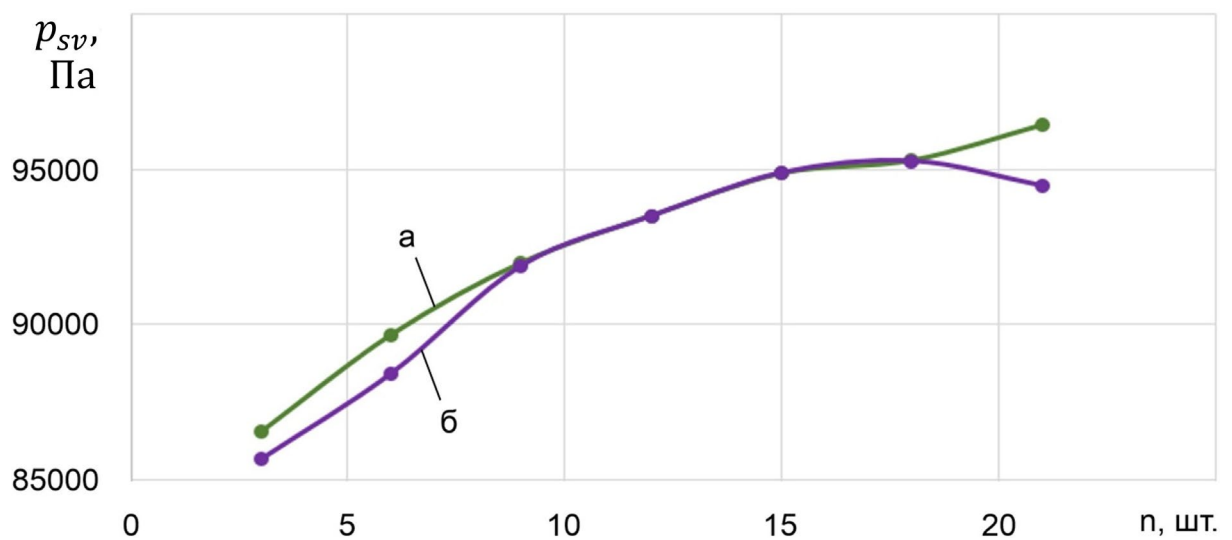


Рисунок 5.11 – Графік зміни параметрів статичного тиску повітряного потоку в залежності від частоти обертання РК при 6-х працюючих вікнах перепускного клапана: а – при $\omega = 1420$ рад/с; б – при $\omega = 498$ рад/с

обертання робочого колеса, тиск зростає але особливо не змінюється. При зменшенні кількості працюючих отворів на присмоктування висівного диска в діапазоні від 9 до 1 шт, статичний тиск, при збільшенні частоти обертання РК збільшується, що вкладається в логіку міркування.

Отже, аналізуючи поведінку швидкості, ми переконуємося, що значення суттєво не змінюється при зміні частоти обертання РК, воно залежить від кількості отворів та зерняток просапних культур, що працюють на присмоктування. В свою чергу, поведінки статичного тиску показує, що значення змінюється при зміні частоти обертання РК, воно залежить від кількості отворів працюючих на присмоктування насіння. При збільшенні кількості отворів статичний тиск збільшується, та наближається до значень атмосферного тиску.

На підставі отриманих даних ми можемо зробити висновок, що значення статичного тиску та швидкості повітряного потоку в районі висівного диска основним фактором, що впливає, є кількість отворів, що беруть участь в даному процесі. Частота обертання РК є другорядним фактором. Кількість вікон на перепускну клапані автоматично беруть участь при виборі потрібного тиску в пневматичній системі запропонованої конструкції ПССБТ з ІВРВ.

Висновки за розділом 5

1. Застосування індивідуальної вакуумної системи на кожному висівному апараті дає значні компонувальні переваги для розробки перспективних посівних машин довільної складності під майбутню систему землеробства Міх-Сторр, яка передбачає домінування змішаних (сумісних) посівів, коли на одній площі одночасно вирощують декілька сільськогосподарських культур.

2. Розглядаючи роботу ВРВ для ПССБТ та класичну пневматичну систему сівалки при мінімальному значенні витрати повітря G_m значення тиску p_{sv} на 1,28% у вентиляторі для нової конструкції більше. При максимальному значенні витрати повітря G_m значення тиску p_{sv} на 5,39% у вентиляторі нової конструкції більше. Можливість регулювання частоти обертання РК, та зміна

тиску, що створюється p_{sv} , а також встановлення до каналу пневматичної системи перепускного клапана, дає переваги новій системі над старою.

3. Здійснено аналіз поведінки роботи ПССБТ з ІВРВ за допомогою математичної моделі та натурних досліджень та отримано графічне зображення зміни параметрів пневматичної системи в залежності від роботи перепускного клапану та роботи отворів висівного диску.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішено науково-практичну задачу, щодо підвищення керованості процесами відбору та транспортуванню насіння пневматичним висівним апаратом просапної сівалки, шляхом облаштування висівного апарату індивідуальним відцентровим радіальним вентилятором (ІВРВ) з узгодженням конструктивних параметрів та режимів роботи. Запропоновано подальший напрямок розвитку конструкції пневматичної системи сівалки, перехід до пневматичної системи блочно-модульного типу архітектури.

1. Виходячи із аналізу аналізі стану питання стосовно роботи пневматичних висівних систем визначено, що одним з основних факторів, для забезпечення якісного висіву, є стабільна робота саме пневматичної системи. В сівалках традиційної архітектури із централізованим вакуумним апаратом та об'єднаною вакуумною системою параметри робочого процесу всіх висівних апаратів пов'язані між собою. Поява незаповнених отворів у одному висівному апараті, або його часткова розгерметизація, призводить до падіння вакууму в сусідньому висівному апараті і, як наслідок, до погіршення якості його роботи. Виходячи з наведеного запропоновано висівну систему блочно-модульного типу, коли кожній висівний апарат облаштовано індивідуальною вакуумною підсистемою, до складу якої включено ІВРВ.

2. Параметри, що точно характеризують реальне становище потоку, та впливають на геометричні розміри ІВРВ, та як наслідок на кінцевий результат, це величина: тиску що створюється вентилятором p_{sv} , масові витрати повітряного потоку G_m , частота обертання РК n . Для утримання насіння в отворах висівного диска достатнє значення тиску p_{sv} становить 5000 Па. З'ясовано, що величина масової витрати повітряного потоку G_m залежить від геометричних розмірів висівного диска та отворів в ньому. Розглянуто діапазон 0,029...0,045 кг/с. Частота обертання РК n є фактором, що впливає на вибір зовнішнього діаметра РК. В ході досліджень прийнято інтервал значень цієї величини від 1465 до 1476 рад/с. Розроблено схему алгоритму розрахунку

проточної частини ІВРВ, що дала можливість створення та розрахунку ІВРВ для пневматичних систем сівалок.

3. Робота ІВРВ у пневматичній системі сівалки характеризується наявністю втрат енергії. Зв'язок параметрів, що характеризують стійку роботу пневматичної системи, та режими роботи вентилятора в пневматичній системі визначається робочою точкою, яка знаходиться в зоні максимального ККД. Досягнення якісної роботи пневматичної системи спонукає регулюванню роботи ІВРВ, що здійснюється безпосередньо впливаючи на систему, в якій він працює. Переміщення повітря залежить від виду втрат енергії при роботі ІВРВ у пневматичній системі сівалки.

4. Від геометричних розмірів ІВРВ, та величини кутової швидкості РК, залежить глибина вакууму який він створює і, як наслідок, значення швидкості повітряного потоку в області отворів висівного диску. В ході досліджень виявилось, що вона дорівнює 37,61 м/с, а значення статичного тиску, дорівнює 97386,50 Па. Це достатньо для утримання насіння в області отворів диска, що висіває. Зміна значення швидкості у проточній частині ІВРВ, а також зміна значення тиску, залежить від частоти обертання РК n . Значення кута нахилу лопатки β та частота обертання РК n суттєво впливають на трикутники швидкості повітряного потоку. Для моделювання та аналізу ІВРВ прийняті значення вхідного кута нахилу лопатки β_1 в діапазоні 56...72, град, а значення вихідного кута нахилу лопатки β_2 в діапазоні 108...132, град. Кількість лопаток РК також відіграють важливу роль у роботі вентилятора, це значення прийнято в діапазоні 14...22 шт.

5. Проведено розрахунки та обґрунтовано наступні конструктивні і режимні параметри ІВРВ: частота обертання РК n – 1470 рад/с; кут входу повітряного потоку β_1 – 64 град; кут виходу повітряного потоку β_2 – 125 град; кількість лопаток РК z_{PK} – 21 шт; масова витрата повітря G_m – 0,029...0,045 кг/с. Для перевірки адекватності суджень розроблено лабораторний стенд. Оцінювали такі дані: повний тиск, створюваний вентилятором; статичний тиск, створюваний вентилятором; повний тиск на виході з апарата, що висіває;

статичний тиск на виході з апарата, що висіває; витрата повітря, що проходить через проточну частину вентилятора; частота обертання РК; барометричний тиск повітря P_b ; температура навколишнього середовища T_b . Виникає завдання отримати основне рівняння, що описує зв'язок створюваного тиску в ПССБТ з низкою обраних факторів (п'ять факторів) при заданих граничних умовах.

6. Провели експерименти, зміна рівнів значення кожного з факторів, досягалася різними пластинами, що імітують висівні диски з різною величиною діаметра отвору, що присмоктує $d_{отв} = 3,5 \dots 5,5$ мм, а також змінювали кількість працюючих отворів $z_{диска} = 9 \dots 13$ шт перекриваючи їх. Змінювали кількість працюючих отворів перепускного клапана $z_{кл} = 2 \dots 4$ шт за допомогою пелюстки, що закриває. Частота обертання РК ІВРВ $n = 1460..1480$ рад/с змінювалася за допомогою перетворювача частоти, а масова витрата повітря ПССБТ $G_m = 0,031 \dots 0,037$ кг/с. В результаті, проведених експериментів та зробленого аналізу, отримано рівняння регресії у вигляді полінома першого, а потім другого ступеня. Побудовано поверхні відгуку $\widehat{Y}_{Psv}$, а також двовимірні перерізи поверхонь, що описуються рівнянням регресії у вигляді полінома другого ступеня в залежності від прийнятих значень факторів. В результаті досліджень та проведених розрахунків знайдені оптимальні параметри елементів, що використовуються в математичній моделі ПССБТ за новою архітектурою, будуть: масова витрата повітря $G_m = 0,034$ кг/с, діаметр отворів, що присмоктує насіння становить $\varnothing d = 5,5$ мм, кількість працюючих отворів перепускного клапана $z_{кл} = 3$ шт, кількість працюючих отворів на висівному диску $z_{диска} = 11$ шт, частота обертання РК $n = 1470$ рад/с.

7. Для розгляду тривимірного перебігу повітряного потоку в проточній частині ПССБТ запропонована методологія дослідження, яка базується на створенні твердотільної геометричної моделі в програмному комплексі Solidworks 3D, що з максимальною точністю імітує внутрішній обсяг проточної частини системи. В результаті розрахунків та аналізу визначено розподіл статичного тиску, поведінку зміни швидкості повітряного потоку в досліджуваних областях ПССБТ, при різних значеннях факторів у межах

просторового перебігу повітряного потоку. Результати значення статичного тиску при різних значеннях масової витрати повітря визначені за рівнянням регресії 1 – го та 2 – го ступеня, які отримані в математичній моделі побудованій в ANSYS CFX. На основі проведеного аналізу та перевірки отриманих даних, встановлено значення статичного тиску p_{sv} , що дорівнює 96149,60 Па, яке отримано за трьома варіантами в робочій точці відповідно до витрати повітря $G_m = 0,034$ кг/с, відрізняються на 7,23 % та 1,22 %, а це не суттєво. З'ясовано, що визначення статичного тиску p_{sv} в ПССБТ можливе, або за допомогою рівняння регресії, у вигляді полінома першого ступеня чи полінома другого ступеня, а також за допомогою розробленої моделі в програмному комплексі ANSYS.

8. Пневматична система висівного апарату, в контексті запропонованої архітектури ПССБТ, передбачає внесення до конструкції перепускного клапану. Його наявність в системі забезпечує мінімальне порогове значення масових витрат повітря в необхідних межах $G_m = 0,014 \dots 0,039$ кг/с. В порівнянні з класичною пневматичною системою сівалки при мінімальних та максимальних значенні витрати повітря G_m значення тиску p_{sv} відповідно на 1,28% та 5,39% більше. Переваги запропонованої системи над класичною полягають в можливості регулювання частоти обертання РК, та зміни тиску, що створюється p_{sv} у потрібному напрямку і, відповідно, в розширенні діапазону стабільної роботи висівних апаратів. Деякі конструктивні досягнення, стосовно удосконалення пневматичної системи сівалки, були реалізовані при виготовленні нової конструкції вентилятора та пневматичної системи на АТ «Ельворті». На основі проведених спільно експериментально-виробничих випробувань на полях ТОВ «Дельта» та за отриманими результатами випробувань, прийнято рішення, щодо розгляду запропонованих удосконалень в подальше провадження в серійне виробництво.

ДОДАТКИ

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Декан факультету мехатроніки та
 інжинірингу ДБТУ
 доктор технічних наук, доцент
 В.В. Бредихін
 2024 р.



ЗАТВЕРДЖУЮ
 Голова правління – генеральний
 директор
 АТ «Ельворті»,
 С.Г. Калапа
 2024 р.



АКТ

про впровадження закінченої науково-дослідної роботи

Ми, що нижче підписалися, представники Державного біотехнологічного університету (ДБТУ) в особі наукового керівника НДР «Удосконалення загальної топології пневматичної системи просапної сівалки», доктора технічних наук, професора Мельника В.І. і виконавця науково-дослідної роботи здобувача ступеня доктора філософії Зеленського А.П. та представника АТ «Ельворті» (м. Кропивницький, вул. Євгена Чикаленка, 1) в особі генерального конструктора Кваші Ю.Л., склали цей акт про те що, на підставі проведених на полях ТОВ «Дельта» (м. Харків, вул. Пашенківська, 11) в 2023-2024 роках спільних експериментально-виробничих випробувань експериментального відцентрового радіального вентилятора пневматичної системи сівалки Vega 8 Profi виробництва АТ «Ельворті» встановлено, що застосування модернізованого вентилятора дозволило підвищити стабільність показників якості висіву насіння сої та кукурудзи.

ВИСНОВОК

Обсяг річного впровадження шляхом виконання комбінованих посівів сої із кукурудзою на кормові цілі (для силосування) склав 50 Га.

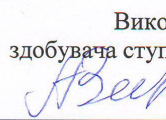
Дослідницьким шляхом встановлено зростання стабільності показників якості висіву насіння.

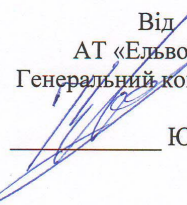
Запропоновану конструкцію вентилятора АТ «Ельворті» прийнято до розгляду з метою подальшого впровадження в серійне виробництво.

ПРИМІТКА: цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних грошових розрахунків.

Від ДБТУ
 Науковий керівник НДР,
 докт. техн. наук, проф.
 кафедри ОТС

 В.І. Мельник

Виконавець НДР,
 здобувача ступеня доктора філософії
 А.П. Зеленський

Від
 АТ «Ельворті»,
 Генеральний конструктор
 Ю.Л. Кваша

ДОДАТОК Б

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Декан факультету мехатроніки та
 інжинірингу ДБТУ
 доктор технічних наук, доцент
 В.В. Бредихін
 2024 р.



ЗАТВЕРДЖУЮ
 Директор Товариства з обмеженою
 відповідальністю
 «Дельта»
 Я.Ю. Ізраїлян
 2024 р.



АКТ

про впровадження закінченої науково-дослідної роботи

Ми, що нижче підписалися, представники Державного біотехнологічного університету (ДБТУ) в особі наукового керівника НДР «Удосконалення загальної топології пневматичної системи просапної сівалки», доктора технічних наук, професора Мельника В.І. і виконавця науково-дослідної роботи здобувача ступеня доктора філософії Зеленського А.П. та представника ТОВ «Дельта» (м. Харків, вул. Пашенківська, 11) в особі виробничого директора Теліги О.В., склали цей акт про те що, на підставі проведених в 2023-2024 роках спільних експериментально-виробничих випробувань експериментального відцентрового радіального вентилятора пневматичної системи сівалки Vega 8 Profi виробництва АТ «Ельворті» встановлено, що застосування модернізованого вентилятора дозволило підвищити стабільність показників якості висіву насіння сої та кукурудзи.

ВИСНОВОК

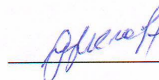
Обсяг річного впровадження шляхом виконання комбінованих посівів сої із кукурудзою становив 50 Га.

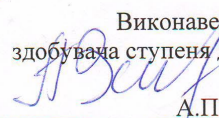
Дослідницьким шляхом встановлено зростання якості висіву насіння.

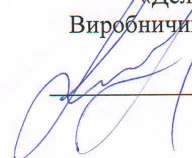
Запропоновану конструкцію вентилятора рекомендувати АТ «Ельворті» до серійного виробництва.

ПРИМІТКА: цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та взаємних грошових розрахунків.

Від ДБТУ
 Науковий керівник НДР,
 докт. техн. наук, проф.
 кафедри ОТС

 В.І. Мельник

Виконавець НДР,
 здобувача ступеня доктора філософії
 А.П. Зеленський

Від ТОВ
 «Дельта»
 Виробничий директор
 О.В. Теліга

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Матухно Н. Ст, Роговський І. Л., Тітова Л. Л., Синтез механізмів приводу висівних апаратів посівних машин: монографія. Київ. АграрМедіаГруп. 2018, 356 с.
2. ДСТУ 7323:2013 Сівалки тракторні. Основні показники та характеристики. [Чинний від від 01.01.2014] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. 15 с.
3. Будагов А.А. Про агротехнічні вимоги до зернових сівалок. // Будагов А.А. Трактори та сільськогосподарські машини. 1985. №7. с. 24.
4. Рибарук В. Я., Ріпка І. І. Сільськогосподарські машини: Практикум з розрахунку і досліджень робочих процесів. – Львів: За вільну Україну, 1998. 264 с.
5. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Генезис посівних систем в контексті еволюціонуючого землеробства. // Науковий журнал «Інженерія природокористування». Харків, 2021. Вип. №3(21). с. 39-51.
6. Легкодух І., Демидов С., Стародубцева Дослідження ефективності застосування електропривода висівних апаратів під час роботи сівалки універсальної пневматичної «Vega-8» (результати випробувань) // «Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки та технологій для сільського господарства України.» с. Дослідницьке, 2019. Вип. №24(38). с. 113-123. [http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2019-1-24\(38\)-10](http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2019-1-24(38)-10).
7. Яковец А.В., Шумаков В.В. Физико-механические свойства семян пропашных культур. Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2011, №3 (22), с. 68-72.
8. ДСТУ 4138-2002 Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості [Чинний від від 01.01.2004] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2004. 157 с.
9. ДСТУ 4525:2006 Кукурудза. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2004] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2004. 13 с.
10. ДСТУ 6068:2008 Насіння соняшника. Сортові та посівні якості. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2009] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2009. 11 с.

- 11.ДСТУ 4962:2008 Сорго. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2010]
Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2010. 13 с.
- 12.ДСТУ 4964:2008 Соя. Технічні умови. [Чинний від від 01.07.2010]
Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2010. 11 с.
- 13.Подпряттов Г.І., Бобер А.В. Післязбиральна доробка та зберігання продукції
рослинництва: навч. посібник. Київ: Редакційно-видавничий відділ НУБіП
України, 2019. 492 с.
- 14.Індустріальна технологія виробництва кукурудзи/[А. І. Жолобов, До. З. Ор-
манджі, П. н. Бурченко та ін]; за заг. ред. А.І.Желобова. – [2-ге вид. із змі-
нами]. – Київ. Урожай. 1985, 280 с.
- 15.Войтюк Д.Г., Сільськогосподарські машини / Д.Г.Войтюк, Г.С.Гаврилюк.
Київ, Каравелла, 2008, с. 317-407.
16. Їжик М. К. Сільськогосподарське насіннєзнавство: Формування, будова та
властивості насіння. Частина 1. Харків, 2000, 103 с.
17. Coskuner Y., Karababa E. 2007. Some Physical Properties of Flaxseed (*Linum
usitatissimum* L.). Turkey, J. Food Eng., 78: 1067–1073.
- 18.Гячев Л.В. О механической модели сыпучего тела. Механика сыпучих ма-
териалов: тезисы докладов Всесоюзной конференции. Одесса, 1975. с. 3 - 4.
- 19.Gupta R.K., Arora G., and Sharma R., 2007. Aerodynamic properties of sun-
flower seed (*Helianthus annuus* L.). J. Food Eng., 79. 899-904 p.
- 20.ДСТУ EN ISO 13385-1:2018 Технічні вимоги до геометричних параметрів
продукції (GPS). Прилади для лінійних та кутових вимірювань. Частина 1.
Штангенциркулі. Проектні та метрологічні характеристики (EN ISO 13385-
1:2011, IDT; ISO 13385-1:2011, IDT). [Чинний від від 18.12.2018] Вид.офіц.
Київ: Мінекономрозвитку України, 2018. 31 с.
21. Синягин И.И. Площади питания растений. М. Россельхозиздат, 1975. 384 с.
22. Бузенков, Г.М. Машини для посіву сільськогосподарських культур./Г.М.
Бузенков, С.А. Ма. – М.: Машинобудування, 1976. 272 с.
23. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функциониру-
ющих механических систем (машин и машинных агрегатов) : уч. пособие /
П.М. Василенко, В.П. Василенко. К.: Изд-во УСХА, 1980, 130 с.

24. Бойко А. І., Свірень М. О., Шмат С. І., Ножнов М. М. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин: Навч. пос.. Кіровоград, Центр. Укр. Видавництво, 2003,
25. Горобей В.П. Механіко-технологічні і конструктивні основи підвищення ефективності робочих органів для сівби в селекції і насінництві: дис. ... доктора технічних наук : 05.05.11. Мелітополь. 2017, 428 с.
26. Горобей В.П., Лінник М.К. Селекційна техніка для зернових і зернобобових культур / Вісник аграрної науки. – 2012. – № 11. – с. 49-52.
27. Мельник В.І. Концепція випереджаючого розвитку техніки та технологій в агропромисловому комплексі. Науковий журнал «Інженерія природокористування». 2018. № 1(9), 2018, с. 24-35.
28. Мельник В.І. та ін. Спільне вирощування кормових культур. Вісник ХНТУА «Механізація сільськогосподарського виробництва». Випуск 199. Харків. 2019. с. 95-102.
29. Мельник В.І. та ін. Результати дослідницької роботи прототипу спеціалізованої сівалки для спільного посіву кормових культур. Науковий журнал «Інженерія природокористування». 2019. № 3(13), с. 35 - 42.
30. V. Melnik, N. Artiymov, M. Tsiganenko. Test results of co-seeding technology for forage production in mix-cropps farming system. / V. Melnik, N. Artiymov, M. Tsiganenko, O. Romanashenko, O. Anikeev // Engineering for Rural Development : 20th International Scientific Conference Engineering for Rural Development, Jelgava, 26-28 May 2021. – 2021. – Vol. 20. – p. 451-456. – DOI 10.22616/ERDev.2021.20.TF095.
31. Мельник С.І., Муляр О.Д. та інші. Технологія виробництва продукції рослинництва : навч. посіб. Ч.1 / [Мельник С.І., Муляр О.Д., Кочубей М.Й., Іванцов П.Д.]. – К. : Аграрна освіта, 2010. – 282 с.
32. Кузьменко О. С. Проміжні та сумісні посіви в Україні. Київ: Вища школа, 1986. 175 р.
33. Кленин, Н.І. Сільськогосподарські і меліоративні робочі машини: Елементи теорії процесів, розрахунок регулюючих параметрів і режимів роботи / Н.І. Кленин, В.А. Сакун 2-е изд., перераб. і доп. – М.: Колос, 1980. 671 с., ил.

34. Подпратов Г.І., Рожко В.І., Скалецька Л.Ф. Технологія зберігання та переробки продукції рослинництва: підручник. Київ: Аграрна освіта, 2014. 393 с.
35. Бегей С. В. Проміжні та сумісні посіви. Київ: Урожай, 1980, 57 р.
36. Чичкин В.П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты: теория, конструкция и расчет. Кишинев, 1984. 393 с.
37. Басин В.С., Брей В.В. и др. Машины для точного посева пропашных культур: конструирование и расчёт / [Басин В.С., Брей В.В., Погорелый Л.В. и др.]; под ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1987, 151 с.
38. Войтюк Д. Г., Аніскевич Л.В. Сільськогосподарські машини : підручник / Д. Г. Войтюк, Л. В. Аніскевич [та ін.] ; За ред. Д. Г. Войтюка. – К. : Агроосвіта, 2015. 678 с.
39. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин / П.М. Заїка. – Х. : Око, 2001. Т.1. – Ч. 2: Машины для сівби та садіння, 2001. 452 с.
40. Сеялки универсальные пневматические навесные УПС-6, УПС-8, УПС-12 и их модификации: Руководство по эксплуатации (для оператора) 509.046.2660 РЭ-ЛУ. – Кировоград: ОАО «Червона зірка», 2005. 92с.
41. Elijah A. Alhassan, Adejoke D. Adewumi, Bernard Okpodjah. Development of a self-propelled multi-crop two rows precision planter: a new design concept for the metering mechanism. International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). Volume 9, Issue 10, October 2018, pp. 349–358.
42. Zhai Jianbo, Xia Junfang, Zhou Yong, Zhang Shun. Design and experimental study of the control system for precision seed-metering device. Int J Agric & Biol Eng. 2014. Vol. 7 No.3. P. 13-18.
43. Иванов О.П., Мамченко В.О. Аэродинамика и вентиляторы: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» Л. Машиностроение, Ленинградское отделение, 1986. 280 с.
44. ДСТУ ISO 6720:2008 Сільськогосподарські машини. Сівалки, садильні машини, розкидачі добрив і обприскувачі. Рекомендовані значення робочої ширини (ISO 6720:1989, IDT). [Чинний від 22.12.2008] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2008. 8 с.

45. ДСТУ ISO 7256-1:2005 Обладнання для сівби. Методи випробування. Частина 1. Сівалки однонасінневі (сівалки точного висіву) (ISO 7256-1:1984, IDT). [Чинний від 30.12.2005] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2005. 19 с.
46. Палладий А.В., Фосс С.Л. Термогазодинамический расчет центробежных компрессоров. Учебное пособие. К. гос.технолог.ун-т. К., 2007. 125 с.
47. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М. ООО «Информационно-издательский центр КХТ», 2010. 718 с.
48. Holshhevnikov K. V., Teorija i raschet aviacionnyh lopatochnyh mashin: Uchebn.dlja aviac. vuzov i fakul'tetov. [Theory and calculation of aircraft blade machines: Textbook for aviation. universities and faculties.] M.: Mashinostroenie, 1970. 610 p.
49. Hirsch, C. (2007). Numerical computation of internal and external flows (2nd ed.). Oxford: Published by John Wiley & Sons, Ltd. 700 p.
50. Мельник В.І., Зеленський А.П. Основи використання інформаційних технологій при організації виробництва сільськогосподарських машин. // Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих вчених «Інформаційні технології у сучасному світі» 22 квітня 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2024, с. 250-252.
51. Raheman, H., Jindal, V. K. (2001). Pressure drop gradient and solid friction factor in horizontal pneumatic conveying of agricultural grains. Applied Engineering in Agriculture, 17 (5). doi: <https://doi.org/10.13031/2013.6903>
52. Зеленський А.П. Дослідження структури повітряного потоку у пневматичній системі сівалки. // Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 117-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 22-23 лют. 2024 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. — Київ. 2024. с. 205-208.

53. Schlichting, H., & Gersten, K. (2017). *Boundary-Layer theory* (9th ed.). Berlin: Springer-Verlag, 805 p.
54. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Сучасні технології при численному моделюванні газоподібних середовищ в проточній частині радіального вентилятора. // Матеріали Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Виробництво сільськогосподарської продукції на основі Smart – технологій» (A Production of Agricultural Products Based on Smart Technologies). 30-31 березня 2023 року, сел. Глеваха / Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН України. — Глеваха. 2023. с. 177-181.
55. Зеленський А.П. Експериментальний стенд для дослідження параметрів повітряного потоку в проточній частині індивідуального відцентрового радіального вентилятора. // XXV Міжнародна наукова конференція «Сучасні проблеми землеробської механіки», присвячена 124-й річниці з дня народження видатного вченого у галузі землеробської механіки, академіка НААН України, чл.-кор. НАНУ, д.т.н., професора Петра Мефодійовича Василенка і 95-й річниці з дня заснування механіко-технологічного факультету НУБіП України, яка відбудеться 17–19 жовтня 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків, 2024. с. 175-177.
56. Ing. Dr. techn. Back O. Ventilatoren entwurf und berechnung. Halle (Saale), 1955. 362 p.
57. ДСТУ 3251-95 Вентилятори радіальні та осьові. Методи випробувань в умовах експлуатації. [Чинний від 01.07.1997] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 1997. 126 с.
58. Бермант А. Ф. Короткий курс математичного аналізу: [підручник для вузів]/А. Ф. Бермант, І. р. Араманович. – [вид. 8-е, перероб. та дод.]. – М.: Наука. Гол. ред. фіз.-мат. літ., 1973. – 720 с.
59. Мельник В. И. Двумерная числовая модель расположения семян и растений пропашных культур в рядке / В. И. Мельник // Пути развития производства зерна в Украинской ССР: Тез. докл. Респ. научн.-техн. конф. /

- Украинский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства — Глеваха: УНИИМЭСХ, 1988. — с. 65-66.
60. George E. P. Box, William G. Hunter and J. Stuart Hunter, Statistics for Experimenters – An Introduction to Design, Data Analysis, and Model Building (John Wiley and Sons, Inc. 1978). ISBN 0-471-09315-7. 653 p.
 61. B. A. Ivobotenko, N. F. Il'inskii, and I. P. Kopylov Planning an experiment in electromechanics. M. Ed. Energy, 1975. 184 p.
 62. Addelman, S. (1963) "Techniques for Constructing Fractional Replicate Plans." Journal of the American Statistical Association, Vol. 58, 45-71 pp.
 63. Montgomery D.K. Experiment planning and data analysis: per. from English. L.: Shipbuilding, 1980. 384 p.
 64. A.V. Babin, D. F. Rakipov Organization and mathematical planning of the experiment. E. Ed. UrFU, 2014. 113 p.
 65. Douglas C. Montgomery, Design and Analysis of Experiments (John Wiley & Sons, Inc., 1984) ISBN 0-471-86812-4. 612 p.
 66. A.E. Kononyuk Fundamentals of scientific research. (General theory of experiment). Kyiv. Ed. "Establishment of Ukraine", 2010. 1420 p.
 67. Paul D. Allison Logistic Regression Using SAS: Theory and Application, Second Edition 2nd ed. Edition. SAS Institute, 2012. 348 p.
 68. S. L. Akhnazarova, V. V. Kafarov Methods of experiment optimization in chemical technology. M. Ed. Higher School, 1985. 327 p.
 69. M. A. Alabin, A. B. Roitman Correlation-regression analysis of static data in engine building. M. Ed. Engineering, 1974. 123 p.
 70. Ronald, H. (2000). Aungier Centrifugal compressors a strategy for aerodynamic design and analysis. New York: Asme press. 320 p.
 71. Anderson, J. D. Jr. (1995). Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications. New York: McGraw-Hill. 563 p.
 72. Солодов В.Г., Застосування пакета прикладних програм ANSYS для вирішення завдань гідрогазодинаміки. Харків: ХНАДУ, 2017. 100 с.

73. Мельник В. И. Предельное равновесие сплошных неупругих сред: [монография] / В. И. Мельник. Харьков: Издательство КП Типография No 13, 2006. 368 с.
74. Zhang, P., Roberts, R. M., Bénard, A. (2012). Computational guidelines and an empirical model for particle deposition in curved pipes using an Eulerian-Lagrangian approach. *Journal of Aerosol Science*, 53, 1–20. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2012.05.007>
75. Fletcher, A. J. (1988). *Computational techniques for Fluid Dynamics*. New York: Springer-Verlag: Berlin. 209 p.
76. Frank, M. (2016). *White fluid mechanics* (8th ed.). New York: McGraw-Hill Education. 1023 p.
77. Chung, T. J. (2002). *Computational fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge University Press. 1029 p.
78. Chris McMullen (2022). *Differential Equations Essential Skills Practice Workbook with Answers*. Zishka Publishing. 157 p.
79. Cornell J.A. (1990) *Experiments with Mixtures: Designs, Models, and Analysis of Mixture Data*. 2nd edition. Wiley, New York. 656 p
80. Лопушанська Г.П., Бугрій О.М., Лопушанський О.О., Диференціальні рівняння та рівняння математичної фізики: Підручник для студентів. 2-ге видання підручника. Університетська бібліотека. Львів, 2017. 362 с.
81. Перестюк М. О., Маринець В. Ст. Теорія рівнянь математичної фізики. Курс лекцій: [навчальний посібник]/М. О. Перестюк, Ст. Ст. Марінець. – К.: Лібідь, 1993. 248 с.
82. Овчинникова П.П. Вища математика: Підручник: у 2 ч. Ч. 2: Диференціальні рівняння. Операційне числення. Ряди та їх застосування. Стійкість за Ляпуновим. Рівняння математичної фізики. Оптимізація і керування. Теорія ймовірностей. Числові методи; За заг. ред. П.П. Овчинникова; – 3-тє вид., випр.— К.: Техніка, 2004, 792с.
83. S. L.Dixon, C. A.Hall, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*, Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 30 Corporate Drive, Suite 400,

- Burlington, MA 01803, USA ,The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford, OX5 1GB, UK: Sixth edition, 2010. 459 p.
84. Бурлака Н.В. Оценка формирования и движения семявоздушной смеси в пневмоструйном высевальном аппарате. Актуальные проблемы сельскохозяйственной науки и образования: сб. науч. тр. Самара, 2005. с. 81-84.
 85. Babu, V. (2021). *Fundamentals of gas dynamics* (2nd ed.). Berlin: Springer. 195 p.
 86. Kornev N. Mathematical Modeling of Turbulent Flows. Rostock, 2013. 121 p.
 87. R. H. Pletcher, J.C. Tannehill, D. Anderson. Computational fluid mechanics and heat transfer. CRC Press, 2013. 741 p.;
 88. Жуковський С. С. Аеродинаміка вентиляції : навч. посіб. для вищих навч. закладів / С. С. Жуковський, В. Й. Лабай. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2003. 370 с.
 89. G.R. Liu, S. S. Quek The Finite Element Method: A Practical Course. Elsevier Science, 2013. 998 p.
 90. T. Stolarski, Y. Nakasone, S. Yoshimoto Engineering Analysis with Ansys Software (Second Edition). – Elsevier Science, Publisher : Butterworth-Heinemann: 2018. 551 p.
 91. ANSYS CFX – Solver theory guide. Release 15.0. (2013). Canonsburg: ANSYS Inc. 258 p.
 92. Borisenko A. I. Gazovaja dinamika dvigatelej. [Gas dynamics of engines.] M.: Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatel'stvo, 1962. 794 p.
 93. Alexey N. Karapetyants, Vladislav V. Kravchenko Methods of Mathematical Physics. Birkhäuser Cham. Springer Nature Switzerland AG, 2022. 405 p.
 94. Michael B. Schiffer, James M. Skibo Theory and Experiment in the Study of Technological Change. Published By: The University of Chicago Press. Vol. 28, no. 5 (Dec., 1987), pp. 595-622 (28 pages)
 95. Köhler, M. (2011). Development and implementation of a method for solving the laminar boundary layer equations in airfoil flows. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt SLA. 120 p.

96. John J. E. Introduction to fluid mechanics. N.Y., 1980. p. 587.
97. Thomas J. R. Hughes The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis (Dover Civil and Mechanical Engineering) 1st Edition. Dover Publications, 2000. 704 p.
98. Jones, A. (1997). Recent research in learning technological concepts and processes. International Journal of Technology and Design Education, 7. 83 – 96 pp.
99. Fisher R.A. (1966) The Design of Experiments. 8th edition, Hafner Publishing Company, New York. 256 p.
100. Hanlon, P.C. (2001). Compressor handbook. Washington: McGraw-Hill. 754 p.
101. A.N. Gaidadin, S. A. Efremova The use of computers in the processing of active experiment data. V. Ed. VolgGTU, 2008. 16 p.
102. L. P. Ruzinov Statistical methods for optimizing chemical processes. -M.: Chemistry, 1972. 200 p.
103. Jim Frost Regression Analysis: An Intuitive Guide for Using and Interpreting Linear Models. Statistics By Jim Publishing, 2000. 355 p.
104. V. E. Gmurman Guide to solving problems in probability theory and mathematical statistics. M. Ed. Higher School, 2004. 407 p.
105. N. I. Sidnyaev, N. T. Vilisova Introduction to the theory of experiment planning. M. Ed. MSTU named after N. E. Bauman, 2011. 463 p.
106. Arkes, J. (2023). *Regression analysis: A practical introduction*. New York: Routledge. 412 p.
107. Beloev, H., Adamchuk, V., Kaletnik, G., & Bulgakova, O. (2021). *The basis of scientific research in the field of agricultural engineering*. Ruse: Academic Publishing House Ruse University.
108. Darlington, R.B., & Hayes, A.F. (2016). *Regression analysis and linear models: concepts, applications, and implementation (methodology in the social sciences)*. London: Guilford Press. 661 p.
109. Ding, H.C., Chang, T, & Lin, F. (2020). The influence of the blade outlet angle on the flow field and pressure pulsation in a centrifugal fan. *Processes*, 8(11), article number 1422. doi: 10.3390/pr8111422.

110. Frost, J. (2020). Introduction to statistics: An intuitive guide for analyzing data and unlocking discoveries. State College: Statistics by Jim Publishing. 255 p.
111. Мельник В. И. Двумерная числовая модель расположения семян и растений пропашных культур в рядке / В. И. Мельник // Пути развития производства зерна в Украинской ССР: Тез. докл. Респ. научн.-техн. конф. / Украинский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства — Глеваха: УНИИМЭСХ, 1988. с. 65–66.
112. ДСТУ ISO 2854:2008 Статистичне опрацювання даних. Методи оцінювання та перевірки гіпотез про середні значення і дисперсії (ISO 2854:1976, IDT). [Чинний від від 01.01.2019] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2019. 132 с.
113. Thomas H. Davenport How to Design Smart Business Experiments. Technology And Analytics. Harvard Business Review, 2009. 16 p.
114. V. I. Melnyk, O.P. Zelensky, A.P. Zelensky Design of centrifugal radial fans using regression analysis methods. // Machinery & Energetics, 2023. 14(3). — p. 47-60.
115. Menter, F., & Egorov, J. (2005). Turbulence models based on the length-scale equation. Fourth International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena, 4, 941-946 pp.
116. Reddy, J. N. (2006). An introduction to the finite element method. New York: McGraw-Hill. 704 p.
117. Miller R.G. (1991) Simultaneous Statistical Inference. Springer-Verlag, New York. 299 p.
118. Meng, F.N., Wang, L.J., Ming, W., & Zhang, H.X. (2023). Aerodynamics optimization of multi-blade centrifugal fan based on extreme learning machine surrogate model and particle swarm optimization algorithm. *Metals*, 13(7), article number 1222. doi: 10.3390/met13071222.
119. Бейкер С.Дж. Технология и посев. Наука и практика. / Бейкер С.Дж., Сакстон К.Е., Ритчи В.Р. – [2-е изд.]. – Нью-Йорк, CAB INTERNATIONAL, 2002. 264 с.

120. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини : підручник / Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. – [2-ге вид.]. – К. : Каравела, 2008. 552 с.
121. Сисолін П. В., Сало В. М., Кропивний В. М. Сільськогосподарські машини: Теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн. 1. Машини для рільництва: обробіток ґрунту, сівба, садіння, внесення добрив. – К.: Урожай, 2001. 382 с.
122. Бендера І.М., Рудь А.В., Козій Я.В. та ін. Проектування сільськогосподарських машин: навч. посіб. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2011. 640 с.
123. Brown, A. L. (1992). Design experiments: Theoretical and methodological challenges in creating complex interventions in classroom settings. *The Journal of The Learning Sciences*, 2(2), 141–178 pp.
124. Баранюк О.В. Математичне моделювання систем та процесів Комп'ютерний практикум: навч. посіб. для студентів спеціальності 143 “Атомна енергетика” спеціалізації “Атомні електричні станції”/ О. В. Баранюк ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 115 с.
125. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Обґрунтування вибору конфігурації відцентрового радіального вентилятора з використанням програмних комплексів Solidworks та ANSYS CFX. // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». — Суми, 2023. — Вип. 4(54). — с. 29 - 35.
126. V. I. Melnyk, O.P. Zelensky, A.P. Zelensky Numerical simulation of gas-dynamic processes in the centrifugal radial fan of seeding machines. // *Machinery & Energetics*, 2022. 13(3). pp. 62-72
127. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Сучасні технології при численному моделюванні газоподібних середовищ в проточній частині радіального вентилятора. // Матеріали Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Виробництво сільськогосподарської продукції на основі Smart – технологій» (A Production of Agricultural Products Based on Smart Technologies). 30-31 березня 2023 року, сел. Глеваха / Інститут механіки та

- автоматики агропромислового виробництва НААН України. — Глеваха. 2023. с. 177-181.
128. А.В. Бойко. Гідрогазодинаміка. Харків: НТУ «ХПІ», 2005. 392 с.
 129. Грищенко В. М., Свіргун О. А., Калінін Є. І., Савченко В. Б. Основи ANSYS. Лабораторний практикум : навч. посіб. Харків : ХНТУСГ, 2020. 168 с.
 130. Brennen C.E. Fundamentals of multiphase flows. Cambridge: Cambridge University press, 2005. 410 pp.
 131. Грищенко В. М., Свіргун О. А., Калінін Є. І., Савченко В. Б. Будівельна механіка. Структура ПК ANSYS WORKBENCH та порядок створення розрахункової моделі. Методичні вказівки до проведення практичних занять. Харків, 2019. 32 с.
 132. Esam M. Alawadhi Finite Element Simulations Using ANSYS 1st Edition. Publisher: CRC Press, 2017. 416 p.
 133. Hossein Pishro-Nik Introduction to Probability, Statistics, and Random Processes. Kappa Research, LLC, 2014. 746 p.
 134. Saeed Moaveni Finite Element Analysis : Theory and Application With Ansys 2 Subnd Edition. Publisher: Prentice Hall, 2002. 822 p.
 135. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Числове моделювання нерозрахункових процесів у відцентровому радіальному вентиляторі. // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПВ». 9-10 травня 2023 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2023. с. 103-106.
 136. Olek Zienkiewicz, Robert L. Taylor, P. Nithiarasu The Finite Element Method for Fluid Dynamics. Elsevier Science, 2013. 1082 p.
 137. Мельник В.І., Зеленський О.П., Зеленський А.П. Численне моделювання газодинамічних процесів у відцентровому радіальному вентиляторі посівних машин. // Матеріали XXIII МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ "Сучасні проблеми землеробської механіки" 16–18 жовтня 2022 року, МОН України, Національний університет

- біоресурсів і природокористування України, Житомирський агротехнічний фаховий коледж. — Житомир. 2022, с. 114-116.
138. Дейч М. Технічна газодинаміка. М. Енергія, 1974. 592 с.
 139. Колычев В.А., Мараховский М.Б., Дранковский В.Э. Разработка и опыт применения математических моделей рабочего процесса для прогнозирования энергокавитационных показателей гидротурбины. Численные методы в гидравлике и гидродинамике. Тезисы докладов 1-ой международной конференции. Донецк. Дон ГУ, 1994, с. 19
 140. Щербак Ю. Г. Лабораторный практикум по прикладной гидрогазодинамики / Ю. Г. Щербак, О. В. Щесюк, В. И. Кубов, Саченко. — Николаев: Изд-во ЧГУ им. Петра Могилы, 2013. 60 с.
 141. Калінін Є.І. Основи роботи в скінченно-елементному програмному комплексі ANSYS. Конспект лекцій. Частина 2 – Харків: Видавництво ХНАДУ, 2013. 135 с.
 142. T. Stolarski, Sh. Yoshimoto, Y. Nakasone. Engineering Analysis with ANSYS Software, Second Edition. Imprint: Butterworth-Heinemann, 2018. 562 p.
 143. Басов К.А. ANSYS: Справочник пользователя М.: ДМК Пресс, 2005. — 640 с.: ил.
 144. Мельник В.І., Зеленський А.П. Аналіз поведінки повітряного потоку в пневматичній системі сівалки блочного типу. // Матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції «Технічний прогрес в АПК» 21-22 травня 2025 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків. 2025. — с. 210-212.
 145. Мельник В.І., Зеленський А.П., Зеленський О.П. Дослідження режимів роботи відцентрового вентилятора пневматичного висівного апарату. // VI Міжнародна науково-практична конференція «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі» 01-25 листопада 2024 року, м. Запоріжжя / Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного. м. Запоріжжя, 2024. с. 145-123.

146. Peaceman D. W., Rachford H. H. The numerical solution of parabolic and elliptic differential equations // J. Soc. Indust. Appl. Math, 1955. 3, N1. 28 – 41 pp.
147. Баранюк О.В. Математичне моделювання систем та процесів Комп'ютерний практикум: навч. посіб. для студентів спеціальності 143 “Атомна енергетика” спеціалізації “Атомні електричні станції”/ О. В. Баранюк ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 115 с.
148. Бранштейн Л.Я. Справочник конструктора гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1971. 304 с.
149. R. Bernik, J. Benedicic, J. Duhovnik, Conceptual design of a stable-manure spreader using a mathematical model, Journal of Mechanical Engineering 49 (2003). 538-548 pp.
150. Зеленський А.П. Аналіз впливу повітряного потоку на посівний матеріал за різних діаметрів висівного диска. // XIX Міжнародна науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПВ» 21-22 травня 2024 року, м. Харків / Державний біотехнологічний університет. — Харків, 2024. — С. 166-168.
151. ДСТУ ISO 10017:2023 Управління якістю. Установити щодо застосування статистичних методів відповідно до ISO 9001:2015 (ISO 10017:2021, IDT). [Чинний від від 25.12.2023] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2004. 35 с.
152. Грищук Ю. С. Г85 Основи наукових досліджень: Навч. посібник./ Ю.С. Грищук. – Харків: НТУ «ХП», 2008. 232 с.
153. Ахназаров С.Л., Кафаров В.В. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии. Учебное пособие для хим. Технолог. Спец. Вузов -2-е изд. М. Высшая школа, 1985. 327 с.
154. Кардашевский С.В. Высевающие устройства посевных машин. М. Машиностроение, 1973. 184 с.
155. Alkheir M. Experimental study of the vortex organization in a rectangular impinging jet in the presence of self- sustained tones / M. Alkheir, H. H. Assoum, J. Hamdi, T. Mrach // Energy Reports. – 2022. – Vol. 8. 1486-1492 pp.
156. L. P. Ruzinov Statistical methods for optimizing chemical processes. -М.: Chemistry, 1972. 200 p.

157. В. І. Мельник Наукові основи екологічно ощадних технологій і технічних засобів для внесення рідких добрив та хімзахисту рослин // Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня д.т.н.// Харків: ХДТУСГ 2010. с.43.
158. Розробка пневмомеханічного апарата точного висіву з активною коміркою спрямованої дії. Монографія / А.І. Бойко, П.С. Попик. – ТОВ «Видавничо- поліграфічний дім «ФОРМАТ», 2017. 162 с.
159. Пилипчук М.І. Основи наукових досліджень: Підручник / М.І. Пилипчук, А.С., Григор'єв В.В. Шостак. – К.: Знання, 2007. 270 с.
160. D.W. Smith, B.G. Sims, D.H. O'Neill, Testing and evaluation of agricultural machinery and equipment. FAO Agricultural services bulletin. Rome, 1994. 277 p.
161. Нечаєв В.П. Теорія планування експерименту: Навч. посібник В.П. Нечаєв, Т.М. Берідзе, В.В. Кононенко – К.: Кондор, 2005. 232 с.
162. ДСТУ EN ISO 4254-1:2017 Сільськогосподарські машини. Вимоги щодо безпеки. Частина 1. Загальні вимоги (EN ISO 4254-1:2015, IDT; ISO 4254-1:2013, IDT). [Чинний від 01.01.2010] Вид.офіц. Київ: Мінекономрозвитку України, 2010. 54 с.
163. Свірень М.О. Висівні апарати сівалок. – Кіровоград, 2004 р. 160 с.
164. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин / Бойко А.І., Свірень М.О., Шмат С.І. – К. : Урожай, 2003. 206 с.
165. Nesmian A.Yu., Dubina K.P., Zhigailova A.P. Influence of Suction Hole Diameter of Precision Seed Machine on the Characteristics of Feeding Corn and Sunflower Seeds. *Engineering Technologies and Systems*. 2023;33(1): 21-36. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.15507/2658-4123.033.202301.021-036>
166. Brennen C.E. Fundamentals of multiphase flows. Cambridge: Cambridge University press, 2005. 410 p.
167. Павлівський В.М., Нагірний Ю.П., Мельник І.І. Проектування технологічних систем рослинництва. Навчальний посібник. – Тернопіль: Збруч. 2003. 262 с.