

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Браженко Володимир Миколайович

УДК 66.067.3.022.63

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**ОЧИЩЕННЯ РОБОЧИХ РІДИН ПОВНОПОТОКОВИМ**  
**ГІДРОДИНАМІЧНИМ ФІЛЬТРОМ З ОБЕРТОВИМ ПЕРФОРОВАНИМ**  
**ЦИЛІНДРОМ ТА БУНКЕРОМ ДЛЯ ОСАДУ**

05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати  
технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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



В.М. Браженко

Науковий керівник (консультант) – Мочалін Євген Валентинович, доктор  
технічних наук, професор

Суми - 2018

## АНОТАЦІЯ

*Браженко В.М.* Очищення робочих рідин повнопотоковим гідродинамічним фільтром з обертовим перфорованим циліндром та бункером для осаду. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) зі спеціальності 05.05.17 – «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати». – Сумський державний університет, Суми, 2018.

В дисертації вирішена актуальна задача по очищенню робочих рідин від механічних частинок повнопотоковим гідродинамічним фільтром, а саме ротаційним, в якому запропоновано використовувати у якості фільтроелемента обертовий перфорований циліндр та для збору відсепарованих частинок – бункер для осаду.

Відмова гідравлічних систем у більшості галузей промисловості через збільшення забрудненості механічними домішками робочих рідин складає 20...75 % всіх відмов, а ресурс, з цього приводу, зменшується у 1,5...10 раз.

В даний час для вирішення проблеми очищення рідин від механічних домішок набули широкого розповсюдження механічні фільтри. Всі маніпуляції по регенерації механічних фільтрів призводять до підвищення енерговитрат, трудовитрат і витрат спеціальних хімічних речовин, що є їх суттєвим недоліком. Також механічні фільтри тонкого очищення мають низьку брудомісткість. Цей недолік вагомий, оскільки не дозволяє працювати обладнанню без зупинки протягом міжремонтного строку.

Для вирішення проблеми очищення рідин запропоновано використовувати повнопотокові гідродинамічні фільтри, а саме ротаційні, які працюють за рахунок гідродинамічного ефекту очищення. Вони позбавлені всіх вище зазначених недоліків і мають значні переваги перед механічними фільтрами (самоочищення фільтруючої поверхні, робота без зупинки і заміни, тощо). Повнопотокові гідродинамічні фільтри, а саме

ротаційні, не потребують постійного скидання частини рідини на злив, на відміну від неповнопотокових фільтрів. При цьому вони конструктивно простіші за інші фільтри з рухомим фільтроелементом і не мають жорстких обмежень за габаритами. Проте досвід використання і висновки спеціальних досліджень показують недостатню прояву гідродинамічного ефекту очищення в ротаційних фільтрах. Для подолання цього недоліку запропоновано замінити сітчасту фільтруючу перегородку на дискретно перфоровану. Наступним важливим фактором використання ротаційних фільтрів є видалення відфільтрованих домішок з робочої зони фільтра, яке раніше не було розглянуто іншими дослідниками. Розв'язання цього завдання реалізоване завдяки використанню бункеру для осаду з вихідним патрубком у конструкції ротаційного фільтра.

Основна частина дисертаційної роботи починається з викладення методів чисельного моделювання течії в'язкої нестисливої рідини в ротаційному фільтрі, а саме в кільцевому каналі між двома коаксіальними циліндричними поверхнями: нерухомою зовнішньою та внутрішньою проникною обертовою поверхнею з відсмоктуванням рідини крізь неї у циліндричній системі координат  $(r, \varphi, z)$ . Чисельне моделювання базується на застосуванні усереднених по Рейнольдсу рівняннях Нав'є-Стокса (RANS) з використанням диференціальної двопараметричної моделі SST  $k-\omega$  Ментера. Для опису руху частинок у потоці несучої рідини застосовано модель «пасивної домішки», в якій передбачаються основні допущення щодо впливу домішок на несучу рідину, а переміщення частинки у Лагранжевій постановці визначається з урахуванням сил міжфазної взаємодії.

Один із самих результативних шляхів, який дозволяє виконати дискретизацію початкових рівнянь в задачах про рух рідкої фази за допомогою інтегрування систем диференціальних рівнянь в частинних похідних, є метод скінченних об'ємів. На основі методу скінченних об'ємів застосовано апроксимаційні схеми високого порядку точності з

контролем монотонності для запобігання нефізичних осциляцій. Зокрема, конвективні доданки у рівняннях перенесення представлені за допомогою модифікованої протипотокової схеми QUICK (Леонарда). Апроксимацію дифузійних доданків здійснено на основі центральнорізницевої схеми 2-го порядку. Дискретизацію за часом виконано із застосуванням неявної схеми 2-го порядку з явним трактуванням джерельних членів. Для узгодженої корекції полів швидкості і тиску застосовано удосконалену процедуру SIMPLEC. Розв'язання систем лінійних рівнянь виконувалось ітераційним методом Гауса-Зейделя. Для контролю збіжності застосовано техніку нижньої релаксації.

Для дослідження гідродинаміки течії рідини та руху частинок домішки в несучій фазі розроблено дві розрахункові схеми: великомасштабна вісесиметрична та дрібномасштабна тривимірна з періодичними граничними умовами. Перша дозволяє проаналізувати рух частинок домішки з робочої області фільтра (зона між корпусом і обертовим перфорованим циліндром) до області бункера для осаду у двомірній постановці, без урахування проходження їх крізь перфоровану перегородку, та оцінити ефективність утримання частинок в бункері. Друга постановка дає можливість розглянути процес руху частинок домішки у поверхні перфорованої перегородки та біля отворів фільтроелемента, дозволяє оцінити ефективність очищення рідини за допомогою ротаційного фільтра. З огляду на вибрані діапазони  $Q$  (об'ємна витрата),  $\nu$  (кінематична вязкість),  $\Omega$  (кутова швидкість обертання фільтроелементу) отримали наступні інтервали зміни варіюючих факторів:  $100 \leq Re_r \leq 220$  (радіальне число Рейнольдса),  $5600 \leq Re_\phi \leq 15500$  (обертове число Рейнольдса), що характеризують режим течії в робочій області ротаційного фільтра і для яких досліджувалась ефективність очищення.

На основі чисельного моделювання доведено нерівномірність протікання рідини у радіальному напрямку крізь перфорований циліндр. Крізь отвори розташовані біля вхідного перетину в робочу область



проходить більше рідини ніж крізь отвори, які максимально віддалені від даного перетину, що негативно впливає на реалізацію гідродинамічного ефекту очищення. Досліджено еволюцію течії рідини біля отворів уздовж поверхні перфорованого циліндра в залежності від зміни параметрів  $Re_{\varphi}$ ,  $Re_r$  та показано, що зі збільшенням  $Re_{\varphi}$ , що характеризує обертовий рух рідини, збільшується перекриття отворів набігаючим потоком.

У тривимірній постановці досліджено траєкторії руху завислих частинок біля проникної поверхні фільтроелемента, доведено здійснення гідродинамічного ефекту очищення для перфорованого циліндра в якості фільтроелемента вже при режимі течії, що характеризується невеликим обертовим числом Рейнольдса  $Re_{\varphi}=13030$  та радіальним –  $Re_r =192$  за умови співвідношення діаметру частинки до діаметру отвору фільтроелемента 1:5. Також відмічено наявність «буферної зони» біля поверхні обертового циліндра, яка з'являється шляхом закрутки потоку зовні перфорованого фільтроелемента та виключає контакт з фільтруючою поверхнею частинок домішки, що мають густину в 2...6,5 разів більшу, ніж густина несучої рідини, і розміри в 2...5 разів менші за розміри отворів фільтруючої перегородки.

На основі вісесиметричної постановки виявлено позитивний вплив обертання торцевої стінки фільтроелемента на гідродинаміку течії, що проявляється в стримуванні поширення вихрових зон з області бункера в робочу область фільтра та утримання частинок у бункері. Отримано залежності ефективності очищення фільтра від відносного діаметру і густини частинок домішки та густини рідини при заданій конструкції бункеру ротаційного фільтра. Визначено найвищу ефективність утримання частинок домішки в бункері циліндричної та конічної розбіжної конструкції, яка склала приблизно 98% та 99% відповідно для частинок відносного діаметру 0,4 (відносно розміру отвору фільтроелемента).

Спроековано та створено модель ротаційного фільтра, змонтовано експериментальний стенд, обґрунтовано метод аналізу гранулометричного

складу дисперсних домішок та виконано експериментальні дослідження, що підтвердили ефективність, яка складає 95%, запропонованого пристрою очищення від частинок розміром 100...200 мкм рідини АМГ-10 та адекватність отриманих теоретичних результатів реальним фізичним процесам. Розбіжність між розрахунковими та отриманими в результаті експерименту значеннями порівнюваних параметрів склала не більше 9%. Проведено регресійний аналіз, згідно з яким отримано придатну регресійну модель.

**Ключові слова:** повнопотоковий гідродинамічний фільтр, бункер для осаду, механічні частинки, математична модель, робочий процес, число Рейнольдса, робоча рідина.

## SUMMARY

*Brazhenko V.M.* Cleaning of working fluids by a full-flow hydrodynamic filter with a rotating perforated cylinder and a sediment bunker. – Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

The thesis is for the degree of a candidate of technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.05.17 – "Hydraulic machines and hydropneumatic aggregates". – Sumy State University, Sumy, 2018.

In the thesis the actual task is solved for the cleaning of working fluids from mechanical particles by a full-flow hydrodynamic filter, namely a rotary one, in which it is offered to use as a filter element a rotating perforated cylinder and to collect the separated particles – a sediment bunker.

The failure of hydraulic systems in most industries due to increased contamination by mechanical impurities of working fluids is 20...75% of all failures, and the resource, in this regard, decreases by 1,5...10 times.

Currently, mechanical filters have become widespread to solve the problem of cleaning fluids from mechanical impurities. All manipulations for the regeneration of mechanical filters lead to increased energy consumption, labor costs and the consumption of special chemicals, which is a significant

disadvantage. Also, fine-purifying mechanical filters have a low level of dirt. This disadvantage is significant because it does not allow operation of the equipment without stopping during the inter-repair period.

In order to solve the problem of cleaning liquids, it is offered to use full-flow hydrodynamic filters, namely rotary ones, which operate due to hydrodynamic cleaning effect. They are deprived of all of the above-mentioned disadvantages and have significant advantages over mechanical filters (self-cleaning of the filtering surface, operation without stopping and replacing, etc.). Full-flow hydrodynamic filters, namely rotary ones, do not require the constant discharge of a part of the fluid into the drains, as opposed to incomplete current filters. At the same time, they are structurally simpler than other filters with a movable filter element and do not have strict limits on dimensions. However, the experience of using and the conclusions of special studies show an inadequate hydrodynamic effect of cleaning in rotational filters. To overcome this disadvantage it is suggested to replace the mesh filtering partition with a discrete perforated. The next important factor in using rotary filters is the removal of filtered impurities from the filter working area, which has not previously been considered by other researchers. The solution to this issue is realized by using a sediment bin with an outlet in the design of a rotary filter.

The main part of the dissertation begins with the presentation of methods for numerical simulation of the flow of a viscous incompressible fluid in a rotary filter, namely in the annular channel between two coaxial cylindrical surfaces: a fixed external and internal permeable rotating surface with the suction of the fluid through it in a cylindrical coordinate system  $(r, \varphi, z)$ . Numerical simulation is based on the application of averaged Reynolds Navier-Stokes equations (RANS) using the differential two-parameter model SST  $k-\omega$  Menter. A model of «passive impurity» was used to describe the motion of particles in the carrier fluid stream, which provides the basic assumptions about the influence of impurities on the carrier fluid, and the displacement of a particle in a Lagrangian state is determined taking into account the interfacial interaction

forces.

One of the most productive ways that allows us to perform a sampling of the initial equations in the problems of motion of the liquid phase by integrating systems of differential equations in partial derivatives is the finite volume method. On the basis of the finite volume method, approximation schemes of high order of accuracy with monotonic control were used to prevent nonphysical oscillations. In particular, the convective extensions in the transfer equations are represented by a modified counter-flow scheme QUICK (Leonard). The approximation of diffusion terms is based on the central-difference scheme of the 2nd order. Sampling time is executed using an implicit scheme of the 2nd order with explicit interpretation of the source members. Improved SIMPLEC procedure is applied for coordinated correction of speed and pressure fields. The solution of systems of linear equations was carried out by the iterative Gauss-Seidel method. In order to control convergence, a technique of lower relaxation has been applied.

In order to study the hydrodynamics of fluid flow and the motion of impurity particles in the carrier phase, two calculation schemes have been developed: large-scale viscosimetric and small-scale three-dimensional schemes with periodic boundary conditions. The first one can analyze the movement of impurity particles from the working region of the filter (the zone between the body and a rotating perforated cylinder) to the area of the sediment bunker in a two-dimensional setting, without taking into account their passage through the perforated partition, and to evaluate the efficiency of the content of particles in the bunker. The second statement makes it possible to consider the process of movement of impurity particles on the surface of a discrete perforated partition and at the apertures of the filter element, which allows us to evaluate the efficiency of cleaning the liquid through a rotary filter. Due to the selected ranges  $Q$  (volumetric flow),  $\nu$  (kinematic viscosity),  $\Omega$  (angular velocity of the filter element) received the following intervals of variation of the variables:  $100 \leq Re_r \leq 220$  (radial Reynolds number),  $5600 \leq Re_\varphi \leq 15500$  (rotational

Reynolds number) characterizing the flow regime in working area of the rotary filter and for which the cleaning efficiency was investigated.

On the basis of numerical simulation, the unevenness of a fluid flow in a radial direction through a perforated cylinder has been proved. Through the openings located near the inlet to the working area there is more fluid than through the openings, which are as far removed from this section, which adversely affects the implementation of the hydrodynamic effect of cleaning. The evolution of the fluid flow along the holes along the surface of the perforated cylinder, depending on the change in the parameters  $Re_\varphi$ ,  $Re_r$ , has been studied, and it is shown that with increasing  $Re_\varphi$ , which characterizes the rotary motion of the liquid, the overlapping of the apertures with the incident flow increases.

In the three-dimensional formulation the trajectories of the suspended particles are studied near the permeable surface of the filter element, the hydrodynamic effect of purification for a perforated cylinder as a filter element has already been demonstrated in a flow pattern characterized by a small Reynolds revolutions  $Re_\varphi = 13030$  and a radial  $Re_r = 192$  provided that the diameter of the particle to the diameter of the opening of the filter element 1: 5. It is also noted the presence of a «buffer zone» near the surface of the rotating cylinder, which appears by twisting the flow outside of the perforated filter element and eliminating the contact with the filtering surface of impurity particles having a density of 2...6,5 times that of the carrier fluid, and the sizes in 2...5 times less than the sizes of holes of a filtering partition.

On the basis of an axisymmetric statement, the positive effect of the rotation of the end wall of the filter element on the hydrodynamics of the current, revealed in the containment of the diffusion of vortex zones from the bunker region to the working region of the filter, and the content of the particles in the hopper, was found.

Dependences of efficiency of filter cleaning on the relative diameter and density of particles of impurity and liquid density were obtained for a given

design of a rotary filter bin. The highest efficiency of the content of impurity particles in the cylinder and conical divergence design was determined, which was approximately 98% and 99% respectively for particles of relative diameter 0,4 (relative to the size of the opening of the filter element).

The model of rotational filter was designed and created, an experimental stand was installed, the method of analysis of the granulometric composition of dispersed impurities was grounded, and experimental studies were carried out which confirmed the efficiency of 95% of the proposed purification device from particles of 100...200  $\mu\text{m}$  AMG-10 fluid and the adequacy of the obtained theoretical results of real physical processes. The difference between the calculated values and the resulting parameters obtained by the experiment was not more than 9%. A regression analysis was carried out according to which a suitable regression model was obtained.

**Keywords:** full-flow hydrodynamic filter, sediment hopper, mechanical particles, mathematical model, working process, Reynolds number, working fluid.

### **Список публікацій за темою дисертації**

1. Мочалін Є.В. Аналіз руху твердих завислих часток у ротаційному фільтрі очищення рідин з накопичувальним бункером. Є.В. Мочалін, В.М. Браженко, О. Є. Мочалін // Промислова гідравліка і пневматика. – 2015. – № 1. – С. 3-9 (*Наук. фах. вид.*).

2. Мочалін Є.В. Вплив конструкції бункера у повнопотоковому гідродинамічному фільтрі на рух частинок домішок / Є.В. Мочалін, В.М. Браженко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2015. – № 4 – С. 15– 20 (*Наук. фах. вид.*).

3. Мочалин Е.В. Влияние вихрей Экмана на гидродинамику несущей жидкости в полнопоточном гидродинамическом фильтре с бункером / Е.В. Мочалин, В.Н. Браженко // Молода наука. Технологія машинобудування: зб. наук. праць. – Краматорськ: ДДМА, 2016. – №1 – С. 50-53.

4. Мочалин Е.В. Эффективность оседания частиц в полнопоточном гидродинамическом фильтре при изменении размера бункера / Е.В. Мочалин, В.Н. Браженко // *Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe*. – 2016. – Том 6(10). Выпуск № 2 – С. 91– 99 (*Польша, eLIBRARY.RU, ResearchBib, ISI*).

5. Mochalin Ye. An experimental research of the efficiency of a fluid mechanical cleaning by a rotary filter / Ye. Mochalin, V. Brazhenko, O. Yashchuk // *Transport Engineering and Management*. Vilnius: Technika, 2017, p. 43-46 (*Литва, Index Copernicus*).

6. Браженко В.М. Осідання частинок домішки різного відносного діаметру в бункері ротаційного фільтра / В.М. Браженко // *Промислова гідрравліка і пневматика*. – 2017. – № 4 – С. 62-65 (*Наук. фах. вид.*).

7. Браженко В.Н. Теоретическое исследование эффективности механической чистки жидкости ротационным фильтром / В.Н. Браженко // *Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe*. – 2017. – Том 12(28). Выпуск № 2 – С. 17 – 22 (*Польша, eLIBRARY.RU, ResearchBib, ISI*).

8. Пат. № 110101 України, МПК В01D 33/00, С02F 3/08; ФІЛЬТР ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ РІДИН / Мочалін Євген Валентинович; Браженко Володимир Миколайович; заявник і патентовласник Національний авіаційний університет. – № u201602970; заявл. 23.03.2016; опубл. 26.09.2016, бюл. № 18.

9. Браженко В.М. Вплив торцевої стінки дискретно перфорованого циліндра на гідродинаміку рідини в робочій області повнопотокового фільтра з бункером / В.М. Браженко // «Політ. Сучасні проблеми науки»: XV Міжнар. наук.-практ. конф. молодих учених і студентів, 8-9 квітня 2015 р.: матеріали конф. – К., – С. 46.

10. Браженко В.М. Эффект буферной зоны між областю руху завислих частинок та поверхнею дискретно перфорованого обертового циліндру / В.М. Браженко, Є.В. Мочалін // АВІА-2015: XII міжнар. наук.-техн. конф., 28-29 квітня 2015 р.: матеріали конф. – К., – С.17.33-17.36.

11. Браженко В.Н. Влияние конструкции буфера для осадка на гидродинамику полнопоточного гидродинамического фильтра с вращающимся фильтрующим цилиндром / В.Н. Браженко, Е.В. Мочалин // «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: XX міжнар. наук.-техн. конф., 26-29 травня 2015 р.: матеріали конф. – К., С.31.

12. Браженко В.Н. Движение несущей жидкости и сферических частиц у поверхности вращающегося цилиндра /В.Н. Браженко, Е.В. Мочалин //«Промислова гідравліка і пневматика»: XVI міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП, 14-16 жовтня 2015 р.: матеріали конф. – м. Суми, 2015. – С. 35-36.

13. Браженко В.Н. Современные тенденции и направления усовершенствования конструкции полнопоточного гидродинамического фильтра с вращающимся фильтрующим цилиндром / В.Н. Браженко, Е.В. Мочалин // «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: XXI міжнар. наук.-техн. конф., 24-27 травня 2016 р.:матеріали конф. – К.,2016. –С.24-26.

14. Браженко В.М. Вплив дискретно перфорованої перегородки ротаційного фільтра на сепарацію завислих частинок / В.М. Браженко, Є. В. Мочалін // «Промислова гідравліка і пневматика»: XVII міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП, 19-21 жовтня 2016 р.: матеріали конф. – м. Харків, 2016. – С. 32-33.

15. Браженко В.М. Теоретичне і експериментальне дослідження сепарації механічних домішок у ротаційному фільтрі / В.М. Браженко, Є.В. Мочалін // «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: XXII міжнар. наук.-техн. конф., 23-26 травня 2017 р.: матеріали конф. – м. Черкаси, 2017. – С. 28.

16. Браженко В.М. Очищення гідравлічних рідин повнопотоковим гідродинамічним фільтром з обертовим перфорованим циліндром / В.М. Браженко // «Промислова гідравліка і пневматика»: XVIII міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП, 3-6 жовтня 2017 р.:мат. конф. – м. Вінниця, 2017. – С. 16.



## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ .....	4
ВСТУП .....	9
РОЗДІЛ 1. ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ПОВНОПОТОКОВИХ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ФІЛЬТРІВ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ РОБОЧИХ РІДИН .....	18
1.1 Вплив ступеня очищення рідин на робочі характеристики гідравлічних систем .....	18
1.2 Механічні фільтри очищення робочих рідин .....	20
1.3 Гідродинамічний ефект фільтрування .....	22
1.4 Неповнопотокові та повнопотокові гідродинамічні фільтри .....	24
1.5 Повнопотоковий гідродинамічний фільтр з сітчастим і перфорованим фільтроелементом .....	28
1.6 Перспективи використання повнопотокових гідродинамічних фільтрів з обертовим перфорованим циліндром .....	35
1.7 Висновки по першому розділу .....	38
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКОВИЙ МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІКИ СЛАБОКОНЦЕНТРОВАНОЇ СУСПЕНЗІЇ У РОТАЦІЙНОМУ ФІЛЬТРІ З ПЕРФОРОВАНИМ ФІЛЬТРОЕЛЕМЕНТОМ І НАКОПИЧУВАЛЬНИМ БУНКЕРОМ ДЛЯ ОСАДУ .....	40
2.1 Припущення і загальний підхід до опису руху механічних частинок домішки в рідині .....	40
2.2 Рух робочої рідини .....	43
2.2.1 Розрахункова схема для задачі руху рідини між нерухомим корпусом та обертовим проникним циліндром .....	43
2.2.2 Вибір і характеристика моделі турбулентності .....	45
2.2.3 Визначення граничних умов .....	54
2.2.4 Характеристика чисельного розв'язання задачі .....	57
2.3 Рух зважених частинок домішки .....	63
2.3.1 Постановка задачі .....	63
2.3.2 Сили, які визначають рух частинки у потоці несучої фази .....	64
2.3.3 Вплив турбулентних пульсацій несучої фази на рух частинок .....	66
2.3.4 Інтегрування рівнянь руху частинок .....	67
2.4 Висновки по другому розділу .....	69

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОЧИЩЕННЯ РІДИН РОТАЦІЙНИМ ФІЛЬТРОМ .....	70
3.1 Мета та завдання експерименту .....	70
3.2 Критерії подібності та визначення режимів течії рідини .....	70
3.3 Конструкція досліджуваного зразку ротаційного фільтра. Опис експериментального стенду та засоби вимірювання .....	73
3.4 Вибір забруднювача та методика проведення експерименту .....	80
3.5 Обробка результатів експерименту .....	88
3.6 Висновки по третьому розділу .....	95
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ РІДИНИ У ПОВНОПОТОКОВОМУ ГІДРОДИНАМІЧНОМУ ФІЛЬТРІ З ОБЕРТОВИМ ПЕРФОРОВАНИМ ЦИЛІНДРОМ.....	96
4.1 Обґрунтування запропонованої методики чисельного моделювання .....	96
4.1.1 Верифікація чисельного моделювання.....	96
4.1.2 Тестування моделі турбулентності .....	100
4.1.3 Порівняння результатів моделювання з експериментом.....	101
4.2 Дослідження руху рідини і частинок домішки біля отворів у поверхні обертового проникного фільтроелемента .....	103
4.3 Вплив матеріалу забруднень та руху торцевої стінки на осідання частинок в бункері .....	108
4.4 Дослідження осідання частинок домішки в повнопотоковому ротаційному фільтрі при різних конструкціях бункеру .....	114
4.5 Ефективність очищення ротаційним фільтром .....	119
4.6 Переваги повнопотокового гідродинамічного фільтра з вдосконаленою конструкцією фільтроелемента.....	122
4.7 Висновки по четвертому розділу .....	127
ВИСНОВКИ.....	129
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ .....	132
ДОДАТОК А.....	144
ДОДАТОК Б .....	147
ДОДАТОК В.....	149

## ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

$A_p$	– об’єм розрахункової комірки з центром в т. Р;
$a_p, a_f$	– коефіцієнти в дискретному рівнянні переносу скалярної величини;
$c$	– розмір отворів фільтруючої перегородки;
$c_f$	– коефіцієнт тертя на стінці;
$C_x$	– коефіцієнт гідродинамічного опору;
$D_\omega, D_\omega^+$	– перехресний дифузний член в рівнянні переносу (модель турбулентності Ментера) і його позитива частина;
$d_p$	– діаметр завислої частинки;
$F^{in}$	– сила інерції;
$F_a$	– виштовхуюча сила, що діє на завислу частинку;
$F_c$	– сила лобового опору, що діє на завислу частинку;
$F_B$	– сила Бассе, діюча на завислу частинку;
$F_m$	– сила, що діє на завислу частинку внаслідок ефекту приєднаної маси;
$F_M$	– сила Магнуса, діюча на завислу частинку;
$F_\Sigma$	– сумарна сила, що діє на завислу частинку з боку несучої рідини;
$F$	– статистичний критерій Фішера;
$\mathbf{f}_k$	– координатні (базисні) вектор-функції;
$\mathbf{g}$	– вектор прискорення, обумовленого гравітаційним полем;
$\mathbf{I}$	– тензорна одиниця;
$\mathbf{i}_1, \mathbf{i}_2, \mathbf{i}_3$	– одиничні вектори осей ортогональної системи координат;
$\mathbf{i}_r, \mathbf{i}_\varphi, \mathbf{i}_z$	– одиничні вектори осей циліндричної системи координат;
$h$	– ширина кільцевого перерізу;

$h_i$	– довжина інтервалу розбивки (елемента);
$K_c$	– коефіцієнт лобового опору завислої частинки;
$K_{in}$	– параметр, що визначає вплив нестационарних ефектів на динаміку завислої частинки;
$K_M$	– числовий коефіцієнт, що визначає силу Магнуса;
$k_c$	– об’ємна концентрація дисперсної фази;
$L, l$	– лінійні розміри;
$m_f$	– потік маси через грань розрахункової комірки;
$m$	– емпіричний коефіцієнт в показнику степеня при врахуванні впливу кривизни ліній струму на турбулентну в’язкість;
$N$	– число інтервалів розбиття; – число дослідів в серії експериментів;
$N_{cells}$	– загальне число розрахункових комірок;
$N_e$	– число кінцевих елементів;
$N_{faces}$	– число граней розрахункової комірки;
$n$	– число паралельних повторень експерименту;
$n_f$	– число ступенів свободи;
$P_k$	– генерація турбулентної енергії;
$P_\omega$	– генерація питомої швидкості дисипації турбулентної енергії;
$P_\nu$	– генерація турбулентної в’язкості;
$p$	– статичний тиск;
$Q$	– об’ємна секундна витрата рідини; – вільний член в дискретизованому рівнянні переносу;
$q$	– джерельний член в рівнянні переносу;
$R, R_1, R_2, R_3$	– радіуси циліндричних поверхонь;

$R_k, R_\beta, R_\omega$	– емпіричні сталі в моделі турбулентності Ментера;
$Re$	– число Рейнольдса;
$Re_p$	– число Рейнольдса при обтіканні завислої частинки;
$Re_r$	– число Рейнольдса, побудоване за характерною радіальною швидкістю;
$Re_\varphi$	– число Рейнольдса, визначене за характерною окружною швидкістю;
$r$	– відносне відхилення елемента вибірки;
$S$	– площа перерізу;
$S_1, S_r, S_2, S_\varphi, S_3, S_z$	– джерельні члени в рівняннях перенесення компонент швидкості;
$S^2$	– дисперсія вибірки;
$\mathbf{T}$	– тензор в'язких напружень в рідині;
$\mathbf{T}_e$	– ефективний тензор зсувних напружень в рідині;
$\mathbf{U}$	– вектор відносної швидкості;
$U_r, U_\varphi, U_z$	– проєкції відносної швидкості на осі циліндричної системи координат;
$\mathbf{V}$	– вектор абсолютної швидкості;
$\mathbf{v}$	– вектор безрозмірної абсолютної швидкості;
$V_r, V_\varphi, V_z$	– проєкції абсолютної швидкості на осі циліндричної системи координат;
$V_o$	– характерна радіальна швидкість на поверхні фільтрувальної перегородки (середня швидкість фільтрування або швидкість відсмоктування рідини);
$v_o$	– безрозмірна швидкість відсмоктування;
$\mathbf{V}_p$	– вектор швидкості завислої частинки;
$V_{pr}, V_{p\varphi}, V_{pz}$	– проєкції швидкості завислої частинки на осі циліндричної системи координат;

$V_w$	– динамічна швидкість;
$W$	– характерна окружна швидкість (швидкість точок поверхні циліндра, що обертається);
$Y_k, Y_\omega$	– дисипативні складові в рівняннях перенесення турбулентної енергії і питомої швидкості її дисипації;
$Y_v$	– дисипативний член в рівнянні переносу модифікованої турбулентної в'язкості;
$y^+$	– універсальна пристінна координата «закону стінки».

### Грецькі символи:

$\alpha$	– числовий коефіцієнт у визначенні критерію збіжності ітераційного процесу; – емпіричний коефіцієнт в моделі турбулентності Ментера;
$\alpha_p, \alpha_V, \alpha_k, \alpha_\varepsilon, \alpha_\omega, \alpha_v$	– коефіцієнти релаксації;
$\beta$	– емпіричний коефіцієнт в поправочному множнику, що визначає вплив кривизни ліній струму на турбулентну в'язкість; – коефіцієнт, що визначає швидкість зменшення похибки в методі AMG; – емпіричний коефіцієнт в моделі турбулентності Ментера;
$\beta_i, \beta_{i,1}, \beta_{i,2}, \beta^*, \beta^*_\infty$	– емпіричні коефіцієнти в моделі турбулентності Ментера;
$\varepsilon$	– швидкість дисипації турбулентної енергії;
$\Phi$	– функція дисипації завихреності;
$\phi$	– скалярна функція в рівнянні переносу;
$\Gamma$	– коефіцієнт дифузії в модельному рівнянні перенесення; – границя розрахункової області;
$\gamma$	– аргумент функції – обмежувача потоку;
$\mu$	– динамічний коефіцієнт молекулярної в'язкості;

$\mu_e$	– динамічний коефіцієнт ефективної в'язкості;
$\mu_t$	– динамічний коефіцієнт турбулентної в'язкості;
$\nu$	– кінематичний коефіцієнт молекулярної в'язкості;
$\nu_t$	– кінематичний коефіцієнт турбулентної в'язкості;
$\Pi$	– тензор турбулентних (рейнольдсових) напружень;
$P$	– критерій подібності закручених потоків;
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_\omega$	– турбулентні «числа Прандтля»;
$\rho$	– густина рідини;
$\rho_p$	– густина завислої частинки;
$\tilde{\rho}_p$	– відносна густина завислої частинки;
$\tau_{ij}$	– компоненти тензора в'язких напружень $\mathbf{T}$ ;
$\Omega$	– вектор кутової швидкості обертання;
$\Omega$	– величина кутової швидкості;
$\omega$	– вектор завихреності;
$\omega_p$	– вектор кутової швидкості завислої частинки.

### Надрядкові символи:

$\sim$	– безрозмірна величина;
$-$	– усереднена величина.

### Умовні скорочення:

<i>CFD</i>	– обчислювальна гідрогазодинаміка (Computational Fluid Dynamics);
<i>RANS</i>	– рівняння Нав'є-Стокса осереднені по Рейнольдсу;
<i>MSST</i>	– модель турбулентності Ментера (перенесення зсувних напружень).

## ВСТУП

**Актуальність теми.** У більшості галузей сучасної промисловості в цілому ряді технологічних процесів є актуальним завдання очищення рідини від різнорідних завислих частинок домішок. У виробництві металургійної, хімічної, будівельної нафтодобувної, гірничої та інших галузей промисловості, паливно-енергетичного комплексу, сільського господарства є необхідним якісне фільтрування робочих рідин. Чистота робочих рідин, які задіяні в технологічних процесах, має найважливішу цінність для здобуття високої якості продукції, безвідмовного функціонування технічного обладнання, справності і тривалого терміну його роботи, зменшення трудовитрат на його обслуговування.

Практика експлуатації гідравлічних систем дозволяє зробити висновки, що збільшення надійності гідроагрегатів на 75...90% залежить від класу чистоти робочої рідини. Присутність завислих частинок домішок в рідинах гідросистем призводить до зменшення ресурсу гідроагрегатів та у найгіршому випадку є причиною раптових відмов гідросистеми. На зношування гідроагрегатів позначається, як загальна кількість, так і діаметр завислих частинок домішок.

При незадовільному фільтруванні робочих рідин зменшується ресурс роботи гідросистем, настаюють незаплановані простої, але з другого боку при надмірному очищенні – значно збільшується вартість техніки, енергетичні, матеріальні і трудові витрати на технічне обслуговування. Підвищення чистоти робочих рідин і зниження вартості фільтрування шляхом модернізації або створення цілком нового очисного обладнання є актуальним питанням, особливо в даний час.

На сьогоднішній день найпоширенішим заходом по зменшенню кількості різнорідних завислих частинок домішки в робочій рідині є використання механічного фільтра. Основне його призначення – видалення механічних забруднень з рідини шляхом їх накопичення на поверхні або в



об'ємі фільтра, що очищає під час роботи гідросистеми. Спосіб усунення механічних домішок, що використовується в даний час, полягає в періодичній заміні фільтроелементів, та має декілька суттєвих недоліків: обмежений термін служби, економічний аспект, можливість внесення забруднень в гідросистему та ін.

Актуальним технічним завданням є знаходження результативних засобів і методів очищення фільтроелементів від механічних домішок без демонтажу фільтра.

Перспективною тенденцією для більшості сучасних галузей є застосування фільтрів, конструкція яких надає можливість виконувати тривале безперервне відновлення фільтроелементу без припинення робочого процесу в гідросистемі та безпосередньо фільтрування. Реалізація самовідновлення чи самоочищення поверхні фільтроелементу потенційно реалізована у відносно недорогих гідродинамічних повнопотокових фільтрах, а саме ротаційних фільтрах. При їх експлуатації здійснюється обертний рух фільтроелемента відносно рідини. Через це реалізується очищення рідини за допомогою проникної перегородки і спостерігається явище гідродинамічної дії інерційних сил потоку рідини на забруднення, що безупинно видаляються з поверхні цього фільтроелементу (виконання принципу гідродинамічного очищення).

Однак, на сьогоднішній день використання повнопотокових гідродинамічних фільтрів, а саме ротаційних фільтрів з обертним фільтроелементом обмежено через незадовільний прояв ефекту гідродинамічного очищення.

Таким чином, актуальним завданням при вдосконаленні гідродинамічних пристроїв фільтрування є дослідження потоку несучої рідини між корпусом і обертним фільтроелементом та руху в робочій рідині механічних частинок забруднень, особливо біля обротної поверхні та в отворах. Інтенсивна закрутка потоку може обмежувати контакт частинок домішки певної густини з поверхнею фільтроелемента, таким

чином є можливим поліпшення умов експлуатації ротаційних фільтрів. Одним актуальним питанням є відведення частинок домішки у бункер, який досі не був передбачений ні в одній з існуючих конструкцій повнопотокових гідродинамічних фільтрів з обертовим фільтроелементом.

Звідси випливає, що дослідження гідродинаміки несучої рідини і руху завислих частинок забруднень, які присутні в робочій області фільтра та бункері для осаду, повинно бути складовою частиною вдосконалення старих та створення нових пристроїв фільтрування зазначеного типу.

Використання обчислювальної техніки дозволяє з високою точністю розрахувати гідродинамічні характеристики потоку несучої рідини і спостерігати за поведінкою механічних частинок домішок за допомогою методів чисельного моделювання, що відтворюють реальний процес очищення. Методи чисельного моделювання надають можливість заощадити потужності, час і матеріальні кошти. Вони надають можливість отримати з заданою точністю параметри системи, які допомагають у розробці найбільш практичної експериментальної моделі пристрою фільтрування, що свідчить про актуальність таких досліджень. Але слід мати на увазі, що кожна модель потребує перевірки та затвердження.

Представлена робота присвячена виконанню дослідження руху несучої рідини і механічних домішок в порожнині між корпусом та обертовим перфорованим циліндром ротаційного фільтра для визначення раціональних конструктивних та режимних параметрів фільтрів.

У підсумку при порівняно незначних витратах на створення ротаційного фільтра можливо досягнути вагомому економічній вигоді від його впровадження у виробництво. Застосування повнопотокових гідродинамічних фільтрів – це перспективна тенденція в області очищення різнорідних рідин від механічних забруднень.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами й темами.**

Дисертаційна робота виконана відповідно до наукової програми кафедри гідрогазових систем Національного авіаційного університету (НАУ). Наведені в дисертації результати пов'язані з виконанням науково-дослідної роботи №74/07.02.04 «Дослідження елементної бази систем авіаційного гідроприводу і гідропневмоавтоматики», у якій автор є відповідальним виконавцем.

**Мета роботи** – підвищення ефективності очищення рідин від механічних домішок повнопотоковим гідродинамічним фільтром з обертовим перфорованим циліндром і накопичувальним бункером для осаду.

Для реалізації мети дослідження повинні бути вирішені наступні завдання:

- провести аналіз сфер застосування гідродинамічних фільтрів, виявити фактори, що стримують широке застосування повнопотокових гідродинамічних фільтрів, та обґрунтувати доцільність використання перфорованої перегородки замість сітчастої в якості обертового фільтроелемента в повнопотоковому гідродинамічному фільтрі;

- розробити розрахункову схему і обґрунтувати розрахунковий метод дослідження гідродинаміки слабokonцентрованої суспензії в повнопотоковому гідродинамічному фільтрі з накопичувальним бункером та окремо розробити розрахункову схему й розглянути рух завислих частинок на поверхні і в отворах перфорованого циліндра, що обертається;

- спроектувати та створити експериментальну модель повнопотокового гідродинамічного фільтра з обертовим перфорованим циліндром та бункером для осаду, обґрунтувати метод аналізу гранулометричного складу дисперсних домішок та виконати експериментальні дослідження ефективності сепарації механічних частинок за допомогою даного фільтру, порівняти отримані результати з результатами чисельного моделювання;

- встановити закономірності впливу параметрів механічних частинок забруднень і режимів роботи фільтра на тонкість очищення;
- дослідити закономірності впливу форми бункера для осаду на гідродинаміку рідини і рух частинок домішки у фільтрі та осідання їх у бункері;
- розробити науково-методичні основи для створення повнопотокових гідродинамічних фільтрів з обертовим перфорованим циліндром та бункером для осаду.

**Об'єкт дослідження** – робочий процес повнопотокового гідродинамічного фільтра механічного очищення рідин з обертовим перфорованим циліндром і накопичувальним бункером для осаду.

**Предметом дослідження** є закономірності впливу робочих параметрів перфорованого циліндра, розмірів і форми бункера на ефективність сепарації механічних домішок різного діаметру та густини.

**Методи досліджень.** Рішення поставлених завдань реалізовувались із застосуванням розрахунково-аналітичних методів, чисельного і фізичного (проведення експерименту) моделювання робочого процесу в повнопотоковому гідродинамічному фільтрі з обертовим перфорованим циліндром та бункером для осаду. Зокрема, теоретичні дослідження гідродинаміки в'язкої нестисливої рідини в області між корпусом й проникною обертовою поверхнею фільтроелемента та в бункері здійснювались за допомогою осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса в циліндричній системі координат з використанням моделі турбулентності *SST k- $\omega$*  (модель Ментера). Моделювання руху частинок домішки в потоці несучої фази реалізовувалось за допомогою рівняння Бассе-Буссінеска-Озеена. При чисельній реалізації розрахункових алгоритмів використовувались метод скінченних об'ємів, метод Рунге-Кутта для розв'язання крайових задач і задач Коші для систем звичайних диференціальних рівнянь. Експериментальні дослідження реалізовані за допомогою методів планування експерименту, стендових випробувань

макета повнопотокового гідродинамічного фільтра в лабораторії кафедри гідрогазових систем НАУ та обробки експериментальних даних із застосуванням методів математичної статистики.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає у наступному:

1. Вперше розроблені науково-методичні основи створення повнопотокового гідродинамічного фільтра, в яких обґрунтована можливість заміни обертової сітчастої фільтруючої перегородки на обертовий перфорований циліндр, що сприятливо впливає на гідродинаміку течії рідини та істотно підвищує тонкість і ефективність очищення, зберігаючи при цьому інші позитивні властивості гідродинамічних очищувачів, у тому числі:

– розроблена математична модель течії в'язкої нестисливої рідини в повнопотоковому гідродинамічному фільтрі з обертовим перфорованим циліндром та бункером для осаду;

– розроблено метод розрахунку руху механічних частинок домішки, що представлені дуже малою об'ємною концентрацією у в'язкій рідині, біля поверхні перфорованого циліндра та в області бункера, на які діють інерційні сили та сили міжфазної взаємодії;

– досліджено вплив режиму течії, параметрів рідини, частинок та форми бункера на ефективність очищення, отримано відповідні закономірності.

2. На підставі проведеного чисельного моделювання, візуалізації течії рідини та руху частинок домішки у повнопотоковому гідродинамічному фільтрі на основі вісесиметричної постановки вперше доведено позитивний вплив обертової торцевої стінки фільтроелемента, що проявляється в стримуванні поширення вихрових структур з області бункера в робочу область фільтра, та утриманні відсепарованих частинок домішки в бункері від потрапляння назад в робочу область фільтра.

3. Вперше в тривимірній постановці розглянуто рух сферичних частинок домішки біля обертової поверхні перфорованого циліндра та

доведено, що вже при режимі течії, що характеризується невеликим обертовим числом Рейнольдса  $Re_{\varphi}=13030$  та радіальним –  $Re_r =192$ , виникає ефект гідродинамічного очищення за умови співвідношення діаметру частинки до діаметру отвору фільтроелемента 1:5.

4. Вперше доведено, що закрутка потоку зовні перфорованого циліндра, що забезпечує гідродинамічне очищення рідини, дозволяє виключити контакт з фільтруючою поверхнею завислих часток, що мають густину в 2...6,5 разів більшу, ніж густина несучої рідини, і розміри в 2...5 разів менші за розміри отворів фільтруючої перегородки.

**Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій, які захищаються,** забезпечені шляхом проведення тестових випробувань експериментального стенду і систем вимірювань, використанням апробованих методик проведення експериментів і методів узагальнення експериментальних даних на основі теорії подібності, аналізу похибки вимірювань, регресійного аналізу. Достовірність даних комп'ютерного моделювання забезпечено застосуванням апробованих методів розрахунку (метод скінченних об'ємів, метод Рунге-Кутта) з прийнятним ступенем адекватності розроблених математичних моделей реальним фізичним процесам (розбіжність менше 9%).

Достовірність результатів дослідження забезпечується коректністю постановок математичних задач, застосуванням фундаментальних законів та рівнянь гідромеханіки як вихідних положень, відповідністю змісту математичних моделей фізичній суті описуваних робочих процесів.

**Практичне значення** одержаних результатів полягає у наступному:

– обґрунтовано, що використання в якості фільтроелемента обертового перфорованого циліндра замість сітки натягнутої на каркас в повнопотоківому гідродинамічному фільтрі забезпечує підвищення ефективності сепарації частинок домішки з відносним діаметром 0,4 (відносно діаметру отвору фільтруючої поверхні) до 95%, що підтверджено експериментальним дослідженням;

– встановлено вплив форми бункера для осаду на ефективність утримання в ньому частинок домішки та рекомендовано використовувати у повнопотоковому гідродинамічному фільтрі бункер конічної розбіжної або циліндричної форми;

– розроблена інженерна методика розрахунку гідродинамічного повнопотокового фільтра з урахуванням конструктивних особливостей обертового перфорованого циліндра і бункера для осаду, властивостей частинок домішок і робочої рідини, що дозволяє раціонально розробити проект фільтра з врахуванням зміни режимних параметрів течії рідини в ньому та підвищити ефективність очищення даним пристроєм;

– отримано патент України на корисну модель фільтра для очищення рідин з удосконаленою конічною розбіжною формою бункера для осаду;

– основні результати досліджень впровадженні на приватному підприємстві «Компанія Крона Плюс» і в навчальному процесі кафедри гідрогазових систем Національного авіаційного університету, що підтверджено відповідними актами.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати дисертаційної роботи були отримані автором самостійно. Здобувачем проведено чисельне моделювання руху несучої рідини та завислих частинок домішки у повнопотоковому гідродинамічному фільтрі з перфорованим циліндром та бункером для осаду. Проведено аналіз робочого процесу в розглянутому фільтрі та встановлені закономірності впливу режимних параметрів, конструкції фільтруючої перегородки та форми бункеру, діаметру та густини домішки на ефективність очищення. Створено макет повнопотокового гідродинамічного фільтра з обертовим перфорованим циліндром та бункером для осаду і змонтовано робочий стенд для дослідження ефективності очищення робочих рідин від механічних забруднень. Автором проведено експеримент, виконано аналіз отриманих результатів.

Всі результати були отримані під безпосереднім керівництвом наукового керівника, який спланував основні етапи роботи автора над дисертацією.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати досліджень автора доповідалися й обговорювалися на XV Міжнародній науково-практичній конференції молодих учених і студентів «Політ. Сучасні проблеми науки» (м. Київ, 2015 р.); XII Міжнародній науково-технічній конференції АВІА-2015 (м. Київ, 2015 р.); XX, XXI, XXII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2015 р., 2016 р., м. Черкаси, 2017 р.); XVI, XVII, XVIII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, 2015 р., м. Харків, 2016 р., м. Вінниця, 2017 р.);

**Публікації.** Основні положення й результати роботи опубліковані у 16 наукових працях, у тому числі: 3 статті у спеціалізованих виданнях, затверджених переліком МОН України, 3 статті у іноземних виданнях (Польща, Литва), стаття у збірнику наукових праць «Молода наука. Технологія машинобудування» ДДМА; отримано патент України на корисну модель; 8 тез доповідей у збірниках матеріалів конференцій.

**Структура дисертації.** Дисертація складається з 4 розділів, загальний обсяг дисертації становить 151 сторінок, 53 рисунка, 8 таблиць й 3 додатка. У списку літератури – 118 найменувань.



## **РОЗДІЛ 1. ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ПОВНОПОТОКОВИХ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ФІЛЬТРІВ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ РОБОЧИХ РІДИН**

### **1.1. Вплив ступеня очищення рідин на робочі характеристики гідравлічних систем**

Чистота робочої рідини – найважливіший параметр якості, який може істотно погіршуватися при виконанні рідиною своїх функцій за прямим призначенням під час експлуатації техніки. Якість погіршується за рахунок наявності в робочій рідині механічних домішок. Якщо твердість механічної домішки перевершує твердість прецизійних поверхонь в гідросистемі, то значно підвищується інтенсивність зношення гідравлічного обладнання. Однією із тенденцій сучасного об'ємного гідроприводу є те, що незалежно від споживаної потужності та об'єкта експлуатування, його надійність визначається ступенем кондиціонування робочої рідини, яка є головним фактором забезпечення фіксованих зазорів в поршневих і золотникових парах та зменшення загрози аварійного виходу з ладу обладнання гідросистеми за рахунок запобігання утворення задирів або заклинювання. Основна задача фільтрування робочої рідини в об'ємному гідроприводі – це очищення робочої рідини до рівня, що виключає аварійні ситуації, відмови при експлуатації або інтенсивне зношування частин гідросистеми протягом всього терміну роботи.

Гідродинамічні машини [1,2], завдяки своїм безумовним перевагам, грають важливу роль в сучасній промисловості. Під час пропускання значних об'ємів робочих рідин крізь гідродинамічні машини на їх складові частини впливає присутність механічних домішок, що знаходяться в цих рідинах. Кількість цих домішок чимала. Слід привести деякі приклади впливу механічних домішок на роботу гідродинамічних машин.

За даними якості продукції нафтових свердловин відцентрові насоси перекачують нафтопродукти з вмістом 250...450 мг/л механічних домішок,

що представлені на третину продуктами корозії, решта – частинками гірських порід, причому, гранулометричний склад на 80% по масі представлений частками розміром не більше 100 мкм. При цьому 30...40% відмов відцентрових насосів припадає на механічні домішки [3].

Під час роботи насоса з подачею 100 л/хв при забрудненості масла 0,005% протягом року (2000 годин) через нього проходить 480 кг забруднень [4]. Очевидно, що така маса твердої домішки матиме значний вплив на експлуатаційні характеристики насоса.

Дослідженнями визначено, що при підвищенні кількості домішки вище передбачених норм в кілька разів збільшується зношування пар тертя, при цьому поліпшення очищення робочих рідин дозволяє збільшити термін служби насосів в 10 разів, гідроапаратури – в 5...7 разів [5].

Відмови гідроприводів верстатів в 75% випадків прямо або побічно пов'язані з забрудненням робочої рідини через незадовільні умови зберігання, транспортування, заправки і експлуатації. Виконання належних вимог до чистоти гідравлічної рідини дозволяє підвищити надійність верстатних гідроприводів і зменшити витрати при експлуатації в середньому на 50%. Підвищення тонкості фільтрації робочої рідини в гідросистемі верстата з 25 до 5 мкм підвищує ресурс роботи в 2...5 разів. Але при цьому фільтрація гарантує найбільший ефект лише при систематичному дотриманні вимог по типам використовуваних гідравлічних рідин, правилам їх зберігання і транспортування, якості очищення і герметизації гідросистем, регламентам їх експлуатації [6].

Практика показує, що значне число льотних аварій пов'язано з відмовою гідравлічної системи літака. Як показує вітчизняний і зарубіжний досвід, підвищена забрудненість робочих рідин в 70...90% випадків є причиною відмов гідросистем літака [7], а в 20,5% випадків – відмов газотурбінних двигунів. Крім того, забрудненість рідини призводить до зниження довговічності агрегатів в 1,5...3 і більше разів [8].

Наведені вище приклади обґрунтовують актуальність завдання гідромашинобудування по розробці пристроїв для очищення гідравлічних рідин від механічних частинок домішки. Важливими показниками цих пристроїв повинні бути: простота конструкції, висока надійність і безвідмовність, відсутність потреби в додатковому технічному обслуговуванні. Ресурс роботи пристроїв повинен бути гарантовано вище ресурсу роботи основного обладнання.

## **1.2 Механічні фільтри очищення робочих рідин**

На сьогоднішній день у більшості галузей промисловості України вирішено завдання досягнення високого рівня очищення рідин від механічних домішок. В даний час існує велика різноманітність пристроїв, які надають можливість довести забруднену гідравлічну рідину до такого рівня якості, що відповідатиме найсуворішим потребам. Ці пристрої, з деякою часткою умовності, прийнято називати механічними фільтрами. Зараз випускають механічні фільтри для очищення від механічних частинок домішки з досить високою тонкістю фільтрування (до 0,5 мікрметрів).

Нині в Україні існує декілька сучасних виробників фільтруючих елементів і фільтрувального устаткування. Один з таких виробників – підприємство «Селтон», яке займається виготовленням фільтрів з широким діапазоном тонкості очистки повітря, природного і зрідженого газу, світлих нафтопродуктів, гідравлічних масел, технологічних рідин, води та інших середовищ. В якості фільтратора використовуються матеріали на основі повсті, целюлози, металевих сіток тощо.

Що стосується аналогічних іноземних виробників, то, наприклад, «British Filters Limited» (Великобританія) виготовляє механічні фільтри (паперові, повстяні і сітчасті) для воєнної, аерокосмічної, сільськогосподарської та інших галузей з тонкістю до 2,5 мкм. Для очищення гідравлічних рідин фірма «Filter Paks» (Великобританія)

виробляє механічні сітчасті фільтри тонкістю очистки 0,5...10 мкм. Компанія зі Сполучених Штатів «Stanadyne Corporation» випускає фільтри серії Hydraulic filters, розраховані для вантажівок різної вантажопідйомності, а також для військових, будівельних та інших машин. Їхні фільтри грубої очистки виробляють з нейлону і паперу з тонкістю фільтрації 10...150 мкм, а фільтри тонкого очищення – зі спеціально виробленого паперу з тонкістю очищення 2...5 мкм. Крім представлених компаній існує велика кількість виробників аналогічної продукції Hydac (Німеччина), Filtrec (Італія), Parker Filtration (США), Donaldson Company, Inc (США) та інші. Асортимент цих виробників достатньо затребуваний на ринку машинобудування.

У зазначених вище фільтрах відновленню піддаються тільки сітчасті фільтроелементи, що мають тонкість очищення не вище 25 мкм, а повстяні, паперові не відновлюються. Регенерація відбувається за допомогою ультразвукових приладів та очищення в спеціальних хімічних речовинах. Таким чином необхідно мати в наявності спеціальний персонал та обладнання. Всі маніпуляції по регенерації механічних фільтрів призводять до підвищення енерговитрат, трудовитрат і витрат на спеціальні хімічні речовини. У разі застосування оборотної схеми промивання, спеціальні хімічні речовини потребують очищення для повторного їх експлуатування.

Що стосується фільтрів з тонкістю фільтрування вище 25 мкм, то вони виробляються для одноразового застосування. Крім цього слід зазначити, що для виробництва фільтрів з високою тонкістю фільтрування використовують спеціальні технології та речовини. Наприклад, армувальна сітка використовується для збільшення міцності фільтроелементів з паперу, також такі фільтри вимочуються спеціальними хімічними речовинами, а між гофрама вміщуються нейлонові або навіть металеві нитки.

Суттєвим недоліком механічних фільтрів тонкого очищення є низька брудоемкість. Цей недолік не дозволяє працювати обладнанню без зупинки протягом міжремонтного строку. З'являється необхідність періодичної зупинки роботи фільтруючої установки для очищення або заміни забруднених фільтроелементів. Відомо, що зі зменшенням максимального розміру частки, що пропускається фільтром, загальна площа поверхні, яка очищає, при збереженні площі отворів, зростає в квадратичній залежності і ще швидше зменшується термін служби елемента [9]. Пропорційно другого ступеня зростають витрати на забезпечення чистоти рідини [10].

### **1.3 Гідродинамічний ефект фільтрування**

Високий рівень забрудненості доквілля, дефіцит надійних засобів герметизації ємностей, в яких зберігаються та транспортуються робочі рідини, і поряд з цим високі вимоги до чистоти робочих рідин, переважно при високих робочих тисках в гідросистемах, потребують пошуку більш новітніх шляхів очищення робочих рідин від домішок.

Для вирішення проблеми очищення гідравлічних рідин запропоновано використання гідродинамічних фільтрів, які працюють за рахунок гідродинамічного ефекту очищення [11].

Гідродинамічне очищення було вперше запропоновано професором Фінкельштейном Зельманом Лазаровичем. Під гідродинамічним очищенням розуміють такого роду схему фільтрування, коли механічним частинкам домішки, які присутні в рідині, в околиці обертового проникного фільтроелемента додається дотична до його поверхні відносна швидкість.

Якщо розглядати відношення дотичної складової швидкості частинки домішки відносно обертового проникного фільтроелемента до нормальної (радіальної) складової (Рис. 1.1), що визначає швидкість фільтрування, то можна побачити лінійну залежність пов'язану з

гідродинамічним ефектом. Чим більше це відношення, тим більше гідродинамічний ефект очищення, який полягає в постійному видаленні домішки і підвищенню тонкості фільтрування в тому сенсі, що через отвори поверхні фільтроелемента не проходять частинки з діаметром  $d_p$  меншим, ніж діаметри самих отворів  $c$  [12]

$$\frac{d_p}{2c} > \frac{V_{pn}}{V_{pt}}, \quad (1.1)$$

де  $V_{pn}$  – радіальна швидкість частинки домішки,  $V_{pt}$  – дотична швидкість частинки домішки до поверхні фільтроелемента.

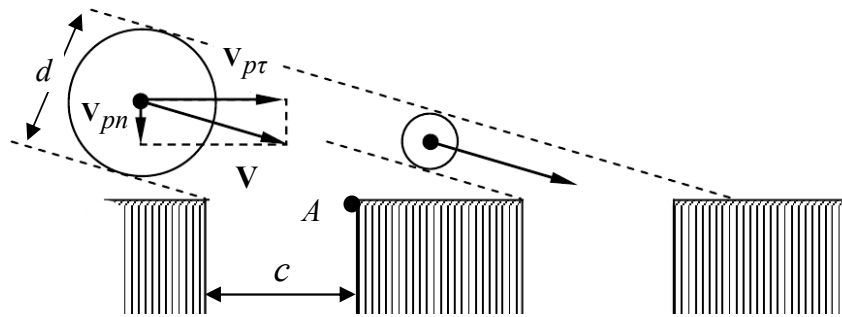


Рисунок 1.1 – Схема гідродинамічного фільтрування

За допомогою більш простої моделі гідродинамічного очищення можна розрахувати, при якому співвідношенні нормальної і дотичної швидкості сферична частинка домішки діаметром  $d_p$  не проходить крізь отвір діаметром  $c$ .

В роботі [13] відзначено, що для тонкості фільтрування, тобто діаметру частинки, яка дорівнює  $1/3$  діаметру отвору проникної поверхні фільтроелемента неповнопотокового гідродинамічного фільтра, необхідно скидати на злив 15...20% рідини, що поступає крізь вхідний патрубок фільтра, для реалізації гідродинамічного фільтрування. Для такої тонкості за нерівністю (1.1) можна знайти відношення дотичної швидкості до нормальної (радіальної):

$$\frac{1}{2 \cdot 3} > \frac{V_{pn}}{V_{pt}} \quad (1.2)$$

Таким чином для тонкості фільтрування, що становить 1/3 діаметру отвору, потрібно, щоб дотична по відношенню до проникної поверхні фільтроелемента швидкість сферичної частинки домішки була, як мінімум, в 6 разів більше нормальної.

Ефект гідродинамічного очищення базується на тому, що сферична частинка домішки приймає участь у русі відносно проникної поверхні фільтроелемента та уздовж осі отвору. Якщо вектор результуючої швидкості центра ваги частинки домішки, який залежить від дотичної швидкості поздовжнього потоку і радіальної швидкості паралельної осі отвору, пройде вище грані отвору (Рис. 1.1 точка А), то частинка не пройде в отвір. В іншому випадку частинка пройде крізь отвір фільтруючої поверхні у фільтрат. Ефект гідродинамічного фільтрування, при якому можлива сепарація частинок, діаметр яких менше діаметрів отворів, є базовим принципом роботи гідродинамічних фільтрів.

#### **1.4 Неповнопотоківі та повнопотоківі гідродинамічні фільтри**

Гідродинамічні фільтри – це окремий клас пристроїв призначених для фільтрування різнорідних рідин, робота яких заснована на гідродинамічному ефекті очищення.

Сьогодні у гірничодобувної промисловості випробуваним і працюючим є гідродинамічний неповнопотоківий фільтр [12,13], в якому реалізується процес самоочищення фільтруючої поверхні. Самоочищення відбувається за рахунок, зазначеної вище, дотичної швидкості до проникної поверхні фільтроелемента, яку передає потік несучої рідини, що очищається, механічним частинкам домішки.

У наведеному вище прикладі реалізації гідродинамічного ефекту фільтрування, було зазначено, що у неповнопотоківих гідродинамічних

фільтрах певний об'єм рідини, який насичений великою кількістю частинок домішки, минувши лінію очищеної рідини скидається на злив. При фільтруванні рідина, яка містить домішки, заходить крізь вхідний патрубок в робочу область фільтра (область між корпусом і нерухомим проникним фільтроелементом). Потім певний об'єм рідини проходить крізь обертову поверхню фільтроелемента, очищається від забруднень і потрапляє в робочу систему, а друга частина об'єму скидається крізь вихідні патрубки в корпусі (Рис. 1.2).

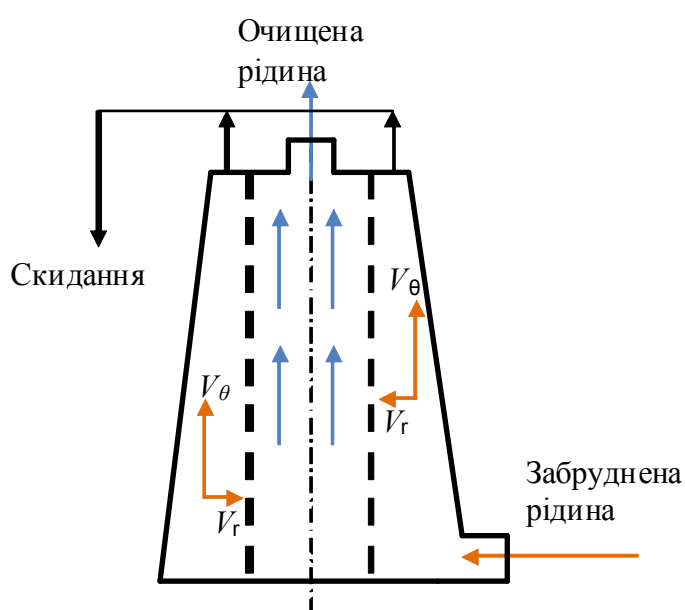


Рисунок 1.2 – Схема гідродинамічного неповнопотокового фільтра

Кількість рідини, що скидається, впливає на тонкість фільтрування. В свою чергу об'єм рідини, що скидається, регулюється за допомогою дроселя.

Зі зменшенням відношення відфільтрованої рідини, що наповнює гідросистему, до рідини, яка йде на злив, збагачена механічними частинками домішки, збільшується тонкість фільтрації при інших рівних умовах.



Витрати рідини при експлуатації неповнопотоківих гідродинамічних фільтрів можна обмежити або взагалі усунути шляхом повернення скинутого потоку назад на вхід фільтра.

Неповнопотоківі гідродинамічні фільтри через нескладну конструкцію і незначний гідродинамічний опір, мають найбільш поширений попит в порівнянні з іншими гідродинамічними фільтрами.

Неповнопотоківі гідродинамічні фільтри експлуатуються в замкнутих гідросистемах, в яких є підкачуючий насос постійного навантаження, що скидає певний об'єм рідини на злив гідросистеми з дросельним регулюванням швидкості виконавчого органу системи прокачування недефіцитних рідин.

Крім неповнопотоківих до гідродинамічних фільтрів належать також повнопотоківі, які функціонують за подібною схемою гідродинамічного очищення, але вони позбавлені такого недоліку, як скидання частини рідини на злив.

Зараз існує декілька конструкцій повнопотоківих фільтрів. Відомі вдосконалені схеми фільтра з обертовим пакетом дискових фільтроелементів [14,15], в яких за рахунок ускладнення конструкції забезпечується вимушена циркуляція рідини в міждискових зазорах від центру до периферії. Крім обертального руху фільтрувальної перегородки, відомі схеми, в яких фільтроелемент здійснює зворотно поступальний рух в рідині, що очищається [11]. В цьому варіанті рух фільтроелемента відбувається за рахунок чергування подачі і випуску стисненого повітря в пневмокамеру, утворену днищем фільтроелемента і гнучкою діафрагмою. Більш докладно про недоліки даних конструкцій повнопотоківих фільтрів буде сказано далі, але зараз найбільш перспективною, с точки зору реалізації гідродинамічного ефекту, є повнопотоківий фільтр з обертовим (за рахунок зовнішнього приводу) проникним циліндром, який по іншому називається ротаційним фільтром (Рис. 1.3).

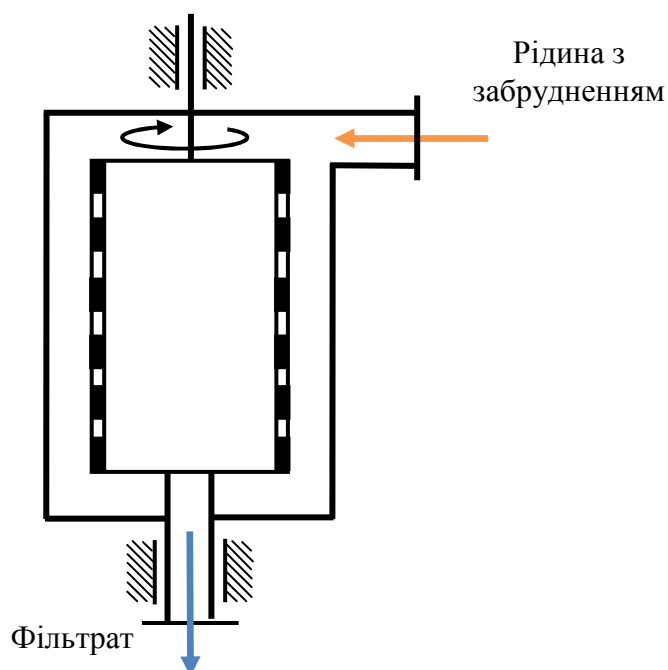


Рисунок 1.3 – Схема гідродинамічного повнопотокового (ротаційного) фільтра

Гідродинамічний ефект очищення в ротаційному фільтрі здійснюється внаслідок обертового руху проникної поверхні фільтроелемента відносно рідини, що очищається, яка потрапляє в робочу порожнину між корпусом та фільтроелементом. В забрудненій рідині у частинок домішки відносно поверхні фільтроелемента з'являються великі значення дотичної швидкості внаслідок закручення рідини.

Конструкція гідродинамічного повнопотокового, або по іншому ротаційного, фільтру має потенційний ресурс, який здатен організувати значно більші швидкості потоку рідини відносно проникної поверхні фільтроелемента без зливу певного об'єму рідини [16].

В порівнянні з відцентровим фільтром у ротаційному фільтрування реалізується не за допомогою сил інерції, що діють на механічну частинку домішки, а внаслідок відносного руху рідини і механічних домішок та дії гідродинамічних сил. Проте інерційні сили при певних умовах теж грають деяку роль, оскільки сприяють руху частинок від обертової поверхні до периферії, а також сприяють їх коагуляції [17,18].

В гідродинамічному неповнопотоковому фільтрі завдяки формуванню поздовжнього руху рідини в осьовому напрямку можливо створити 3-разове підвищення тонкості фільтрування по відношенню до розміру отворів фільтруючої поверхні. Але на відміну від неповнопотокових в повнопотокових ротаційних фільтрах реалізація дотичної швидкості відносно поверхні фільтроелемента в окружному напрямку є набагато більшою [19].

В даний час в роботах Є.В. Мочаліна, О.А. Бревнова, О.В. Петренка, П.М. Кривошея та ін. розглянута велика кількість питань, пов'язаних з дослідженнями в ротаційних фільтрах: гідродинаміка течії, теплообмін, гідравлічні втрати, режими роботи пристрою, рух механічних частинок тощо [20...32].

Проте досвід використання і висновки спеціальних досліджень показують про недостатній прояв гідродинамічного ефекту очищення в повнопотокових гідродинамічних фільтрах, а саме ротаційних. Так в роботах [33, 34] представлені результати експериментальних досліджень, де показано, що при фільтруванні води від частинок електрокорунда з розміром 20...30 мкм ротаційним фільтром з розміром отворів сітки 40 мкм не вдалося отримати ефективність очищення понад 80%. При цьому досліджувався широкий діапазон зміни кутової швидкості фільтроелемента і кілька значень витрати рідини, якими визначається швидкість фільтрування. Ця обставина знижує конкурентоспроможність ротаційних фільтрів для тонкої очистки рідин.

### **1.5 Повнопотоковий гідродинамічний фільтр з сітчастим і перфорованим фільтроелементом**

Конструкція повнопотокових гідродинамічних або ротаційних фільтрів має цілу низку переваг, які роблять їх одними з найбільш перспективних засобів зменшення собівартості усунення з гідравлічних рідин механічних частинок домішки.

Проте досвід експлуатації свідчить, що головну перевагу – сепарацію частинок в кілька разів менших, ніж діаметр отворів фільтроелемента, зараз можна назвати тільки як потенційну, тому що в реальних умовах вона не виконується в повному об'ємі. Усунення відміченого недоліку відкриває широку перспективу експлуатації повнопотокових гідродинамічних фільтрів, оскільки, як зазначено вище, вони являють собою досить універсальний пристрій для видалення механічних частинок домішки.

Питання недостатньої реалізації гідродинамічного ефекту фільтрування в ротаційних фільтрах було представлено у монографії [19]. В роботі розглянуто в плоскій дрібномасштабній постановці рух сферичних частинок домішки при проходженні несучої рідини, що очищається, крізь отвори обертової проникної перегородки. В двомірній постановці наведено лінії течії руху несучої рідини в області, що має періодичний фрагмент перерізу обертового сітчастого фільтроелемента. На рисунок 1.4 наведені картини ліній течії відносного руху несучої рідини (в обертовій з фільтроелементом системі координат), розраховані на основі чисельного моделювання.

Слід відзначити, що в згаданій двомірній постановці усереднена турбулентна течія має нестационарний характер. Таким чином лінії течії на рисунок 1.4 основані на миттєвому розподілі усередненої швидкості. Моменти часу були підібрані після того, як рух несучої рідини в кожному окремому з розглянутих випадків набув квазісталого характеру. Мається на увазі, що розвиток вихрових структур не спричиняє якісного перетворення течії, а значення всіх гідродинамічних характеристик носять повторюваний характер.

Спільною суттєвою рисою, яка проглядається з наведених характерних картин руху несучої рідини, є присутність взаємодіючих вихрових утворень, обумовлених відривним обтіканням дротів сітчастої поверхні і потоком, що циркулює, в отворі фільтруючої перегородки.

Вихрові структури з ближнього сліду за дротами сітки мають менші розміри, ніж структури в отворі фільтроелемента, які формуються за типом течії в каверні. Найбільші вихрові структури підпирають вихрові структури з ближнього сліду, які змінюють свою форму, частково або повністю заповнюють простір між дротами фільтроелемента, перекриваючи рух рідини, що повинна проходити крізь проникну поверхню фільтра. При цьому виникають області рециркуляційного руху рідини, що охоплюють одну або більше дротів сітчастої поверхні фільтроелемента, де рідина проходить крізь сітку в обох радіальних напрямках. В таких умовах транзитний потік рідини «знаходить собі шлях» між вихорами у вигляді досить тонких струменів (Рис. 1.5), що значно збільшує місцеві значення швидкості фільтрування. Місцеве підвищення радіальної швидкості біля фільтруючої перегородки погіршує умови гідродинамічного фільтрування рідини.

Результати моделювання на рисунках 1.4 та 1.5 наведені для режимів течії, які характеризуються безрозмірними режимними параметрами  $Re_\phi$  – обертове число Рейнольдса для узагальненої характеристики інтенсивності вимушеного окружного руху рідини (більш докладне ознайомлення буде наведено у наступних розділах дисертаційної роботи), та  $v_0$  – безрозмірна радіальна швидкість, як узагальнена характеристика фільтраційного руху робочої рідини.

Отже, врахування особливостей відривного обтікання дротиків сітки дозволяє пояснити обмежений характер прояви гідродинамічного ефекту очищення у всьому діапазоні кутових швидкостей циліндра. Наявність неробочих ділянок поверхні циліндра, що обертається, виконаного у вигляді проникної перегородки, призводить до зниження запасу стійкості течії в кільцевій області зовні циліндра.

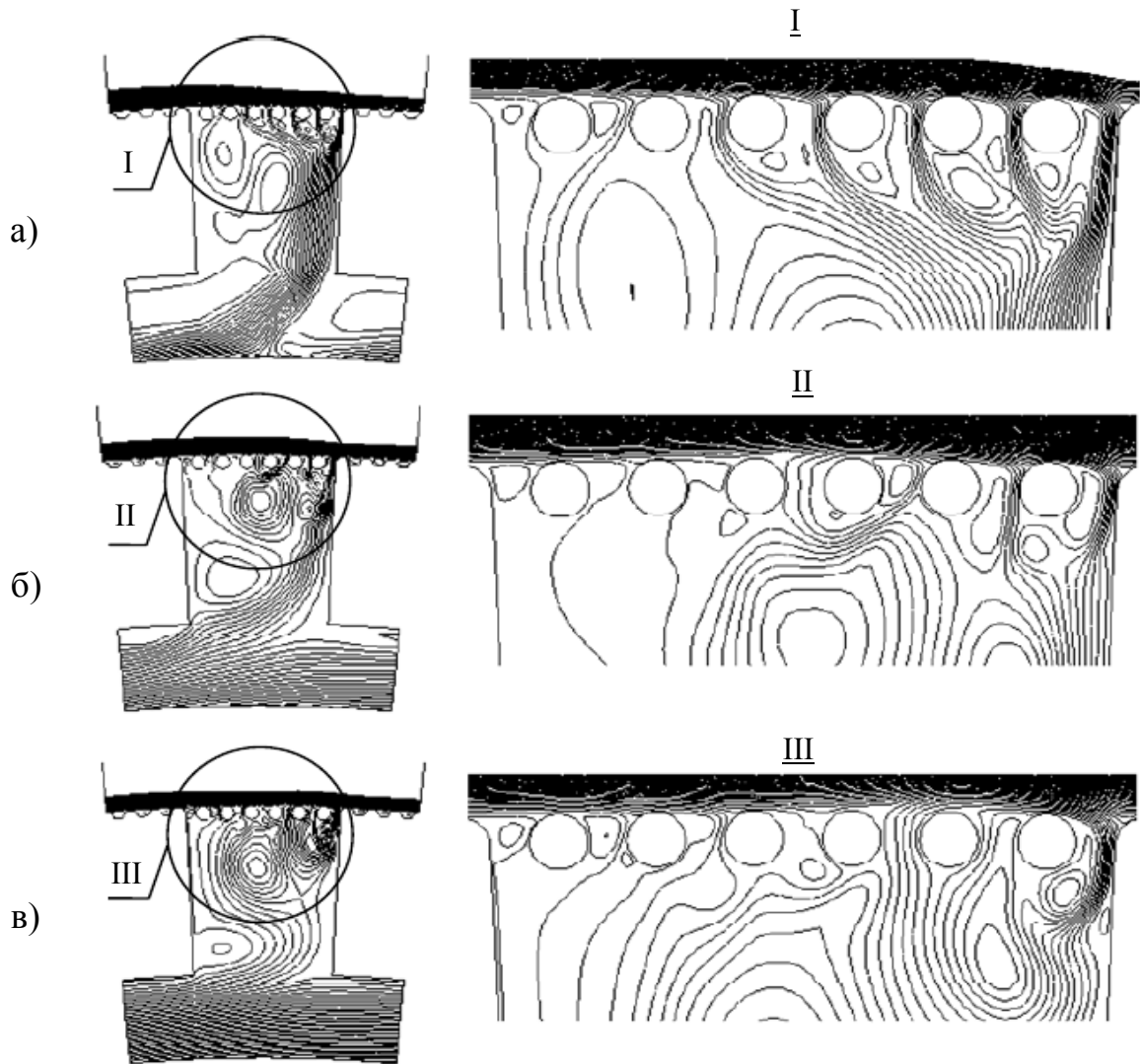


Рисунок 1.4 – Лінії течії відносного руху рідини в околиці обертового сітчастого циліндра і в отворі каркаса (MSST) для значень  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^4, \nu_0 = 0,08$  (а);  $Re_{\varphi} = 2 \cdot 10^5, \nu_0 = 0,024$  (б);  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^5, \nu_0 = 0,016$  (в)

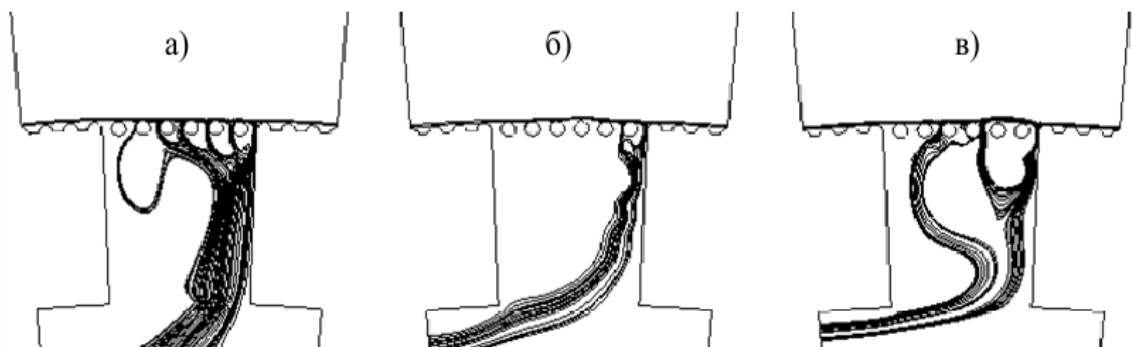


Рисунок 1.5 – Траєкторії рідких частинок (побудовані на основі миттєвих розподілів усереднених швидкостей) для значень  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^4, \nu_0 = 0,08$  (а);  $Re_{\varphi} = 2 \cdot 10^5, \nu_0 = 0,024$  (б);  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^5, \nu_0 = 0,016$  (в)

Всі наведені вище чинники, які обмежують прояв ефекту гідродинамічного фільтрування в ротаційних фільтрах, пов'язані з конструкцією обертового проникного циліндра. Циліндр складається з каркасу з отворами, який потрібен для надання жорсткості конструкції фільтроелементу. На каркас встановлюється гнучка фільтрувальна сітка.

Для того щоб впоратися з недоліками конструкції з сітчастою перегородкою слід звернутися до фільтруючого циліндра, який представлений у вигляді кільцевої перегородки зі зробленими в ній однорідно розподіленими достатньо дрібними отворами. Товщина і жорсткість кільцевої перегородки достатні, щоб відкинути застосування каркаса. Таку конструкцію обертового проникного циліндра будемо надалі називати перфорованою.

Було проаналізовано рух рідини в кільцевому проміжку між корпусом та фільтруючою перегородкою представленою перфорованим циліндром, що обертається. Рух рідини розглядався в двомірній постановці в межах періодичного фрагмента поперечного перерізу перфорованого циліндра. Результати було порівняно з чисельним моделюванням для сітчастого фільтроелемента при тих самих режимах течії (Рис. 1.6, 1.7) [19].

В порівнянні з сітчастою перегородкою, для перфорованої перегородки усереднений рух рідини біля отворів в проникній перегородці має стаціонарний регулярний характер у всьому інтервалі  $Re_{\varphi}$ . При цьому крізь кожен отвір в перегородці однорідно протікає однакова кількість рідини.

Більш детальні відомості можна одержати досліджуючи траєкторії руху частинок біля фільтруючої обертової поверхні. При цьому враховується, що механічні домішки пересуваються уздовж ліній течії несучої рідини. У першому наближенні можна не приймати до уваги ковзання фаз, тому що подібне спрощення дозволяє давати більш сувору

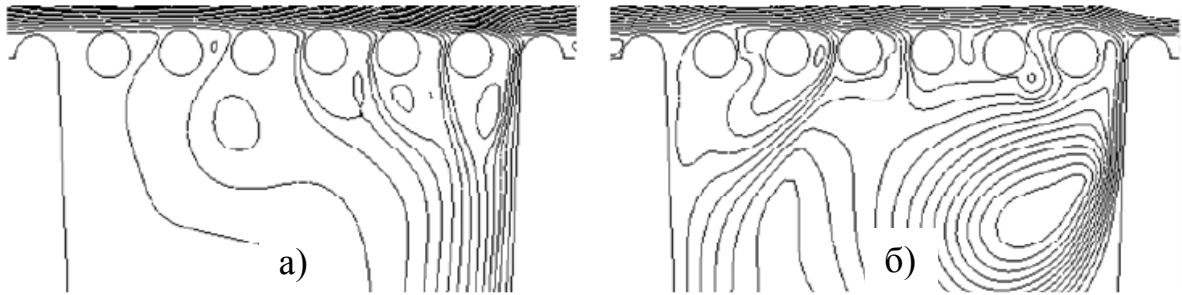


Рисунок 1.6 – Лінії усередненої течії в перетині сітчастого циліндра при  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^4, \nu_0 = 0,0263$  (а);  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^5, \nu_0 = 0,005$  (б)

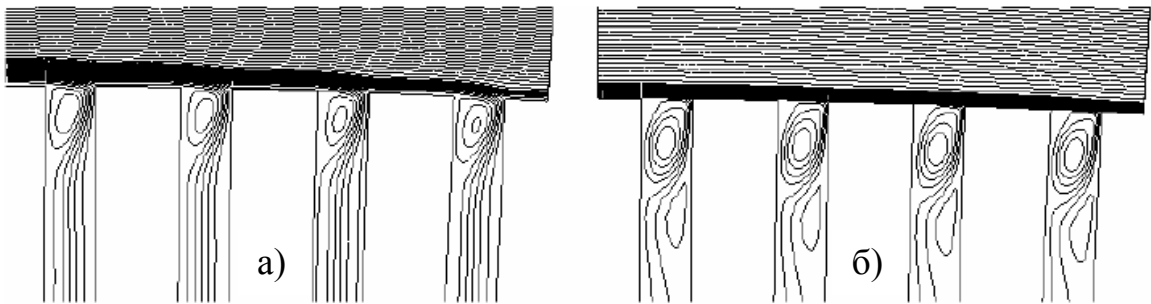


Рисунок 1.7 – Лінії усередненої течії в перетині перфорованого циліндра при  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^4, \nu_0 = 0,0263$  (а);  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^5, \nu_0 = 0,005$  (б)

оцінку ефективності гідродинамічного фільтрування, що «працює в запас».

Також в роботі [19] проаналізовано рух механічних частинок домішки з діаметром в 2,5 рази меншого ніж діаметр отворів в фільтруючій обертовій перегородці. Розглянуто рух частинок, що потрапили до границі кожного з періодичних отворів поверхні обертового циліндра.

На рисунку 1.8 та 1.9 показані лінії течії, що пролягають крізь центри частинок, які взаємодіють з поверхнею сітчастого обертового фільтроелемента в одній з можливих точок і з певною часткою ймовірності можуть бути впійманими потоком в отвір сітки.

Для дискретно перфорованого фільтроелемента, в силу продемонстрованої вище регулярності руху рідини, достатньо проаналізувати одиночну лінію течії, що проходить крізь центр частинки, яка знаходиться на границі будь-якого періодичного прохідного отвору на поверхні фільтроелемента.



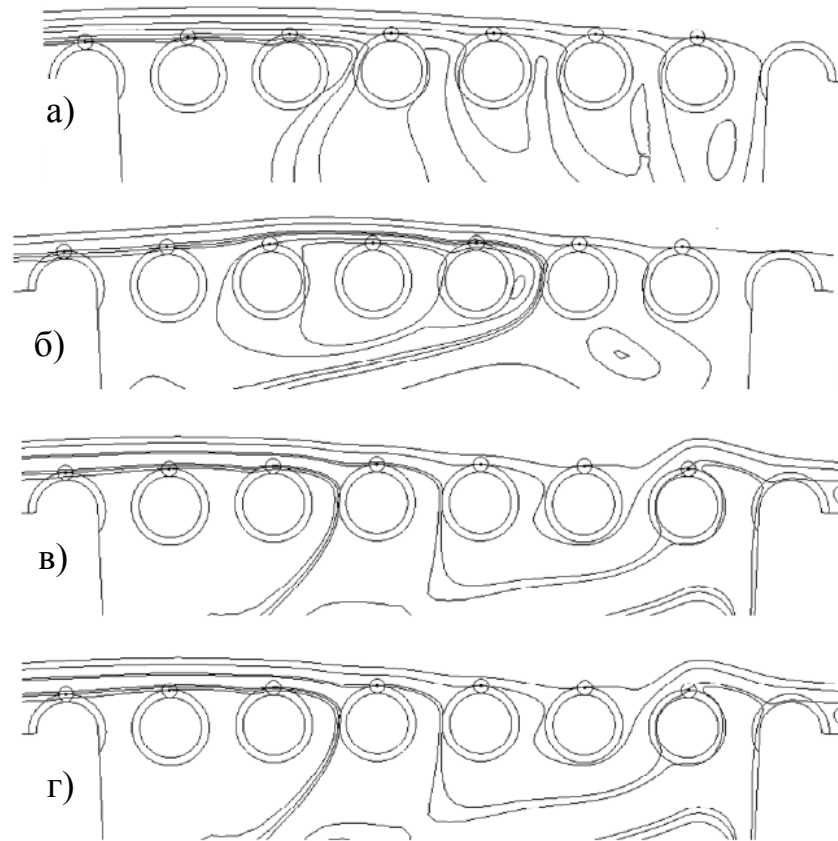


Рисунок 1.8 – Лінії течії, що проходять через центри частинок, які торкнулися поверхні сітчастого циліндра, при  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^4, v_0 = 0,0263$  (а);

$Re_{\varphi} = 2 \cdot 10^5, v_0 = 0,0065$  (б);  $Re_{\varphi} = 3 \cdot 10^5, v_0 = 0,0067$  (в);

$Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^5, v_0 = 0,005$  (г)

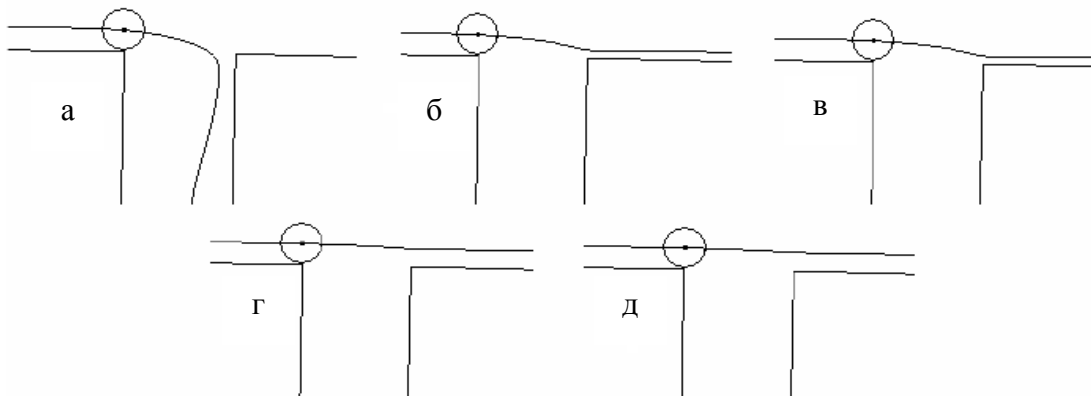


Рисунок 1.9 – Лінії течії, що проходять через центр частинок, розташованих на краю отвору в перфорованому циліндрі, при

$Re_{\varphi} = 2,5 \cdot 10^4, v_0 = 0,0525$  (а);  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^4, v_0 = 0,0263$  (б);

$Re_{\varphi} = 2 \cdot 10^5, v_0 = 0,0065$  (в);  $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^5, v_0 = 0,005$  (г);

$Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^5, v_0 = 0,005$  (д)

Аналіз приведених розрахунків демонструє, що для сітчастого циліндра у всіх епізодах (Рис. 1.8 а...г) є можливість попадання сферичних частинок домішки, менших розміру отворів, крізь окремі отвори сітки у фільтрат.

Поряд з цим, представлені результати показують, що для перфорованої перегородки вже при порівняно невеликих кутових швидкостях не здійснюється проходження в отвори сітки сферичних частинок, діаметр яких в кілька разів менше діаметру цих отворів. Зі збільшенням кутової швидкості гідродинамічний ефект фільтрування тільки збільшується.

При реалізації достатньо ефективного фільтрування в ротаційному фільтрі з перфорованим обертовим фільтроелементом виникає завдання видалення домішки з порожнини фільтра. Це питання не має задовільної відповіді у проаналізованій науково-технічній літературі. Якщо у неповнопотокових фільтрах усунення домішки відбувається за рахунок зливу частини об'єму рідини повз лінії фільтрату, то в ротаційному фільтрі це повинно бути епізодичне видалення. Тому слід приділити увагу бункеру, в якому буде накопичуватись відфільтровані механічні домішки, а потім при його наповненні, за допомогою вихідного патрубку з бункеру, будуть видалятися ці домішки з фільтру.

При усуненні зазначених вище недоліків ротаційні фільтри можуть бути надійними засобами зменшення собівартості усунення з гідравлічних рідин механічних частинок домішки на відміну від неповнопотокових фільтрів.

## **1.6 Перспективи використання повнопотокових гідродинамічних фільтрів з обертовим перфорованим циліндром**

Повнопотокові фільтри, в яких відокремлення завислих в рідині частинок відбувається за рахунок обертання проникного циліндра, до теперішнього часу не отримали широкого розповсюдження. Поява ряду

промислових зразків стало можливим після розробки основ теорії гідродинамічної очистки рідин. Однак найбільших успіхів використання цієї теорії та розрахункових підходів досягнуто в області розробки неповнопотокових гідродинамічних фільтрів з нерухомим фільтроелементом, що очищає за рахунок омивання потоком рідини фільтроелемента. Стримуючим моментом у використанні ротаційних фільтрів є складний характер гідродинамічних процесів в полі відцентрових сил поблизу обертової проникної поверхні. Сучасний стан в області теорії вихрових і закручених потоків не дає в необхідному обсязі готових результатів, які дозволили б обґрунтувати технічні рішення щодо вдосконалення ротаційних фільтрів.

З огляду на перелічені обставини і ряд інших, інтерес до повнопотокових гідродинамічних фільтрів є закономірним. Було б доречно, щоб їх основна перевага – відсутність необхідності в постійному скиданні частини рідини, в повній мірі поєднувалося б з усіма перевагами неповнопотокових фільтрів зазначених вище. Однак аналіз показує, що в даний час це далеко не так.

Зараз існує декілька обставин, які привертають увагу до гідродинамічних повнопотокових фільтрів. В першу чергу це великі резерви збільшення тонкості очищення без зменшення розмірів отворів в фільтруючій перегородці, що пояснюється можливістю створення великих відносних швидкостей рідини і фільтроелемента за рахунок руху останнього. Крім того, ефект гідродинамічного очищення в повнопотокових фільтрах слабо залежить від змін гідродинамічних характеристик потоку рідини на вході, що робить їх менш чутливими до коливань витратно-напірних характеристик мережі. Також слід відмітити, як і всім гідродинамічним фільтрам, ротаційним фільтрам властиве: безперервне самоочищення поверхні, що фільтрує; можливість очищення рідин різної в'язкості; принципова можливість очищення не тільки від

важких, але і від легких домішок; малі габарити за рахунок високої швидкості фільтрування; можливість роботи в напірних лініях.

У порівнянні з фільтроелементом у вигляді пакету дисків (Рис. 1.10 а), циліндричний фільтроелемент характеризується однаковими значеннями окружної швидкості, як основного фактора гідродинамічної очистки, для всієї поверхні фільтрувальної перегородки. Фільтри, в яких має місце коливальний, зокрема, зворотно-поступальний рух фільтроелемента (Рис. 1.10 б) мають досить складну конструкцію. Крім того їх робота супроводжується вібрацією. Тому виготовлення і експлуатація такого фільтра великих розмірів і продуктивності є проблематичним. Слід зазначити, що застосування таких фільтрів може бути вельми вдалим рішенням для очищення в'язких рідин, що швидко згущуються, в ситуаціях, коли частинки домішок в суспензії мають схильність до налипання на поверхню фільтроелемента. Однак коло подібних завдань доволі вузьке.

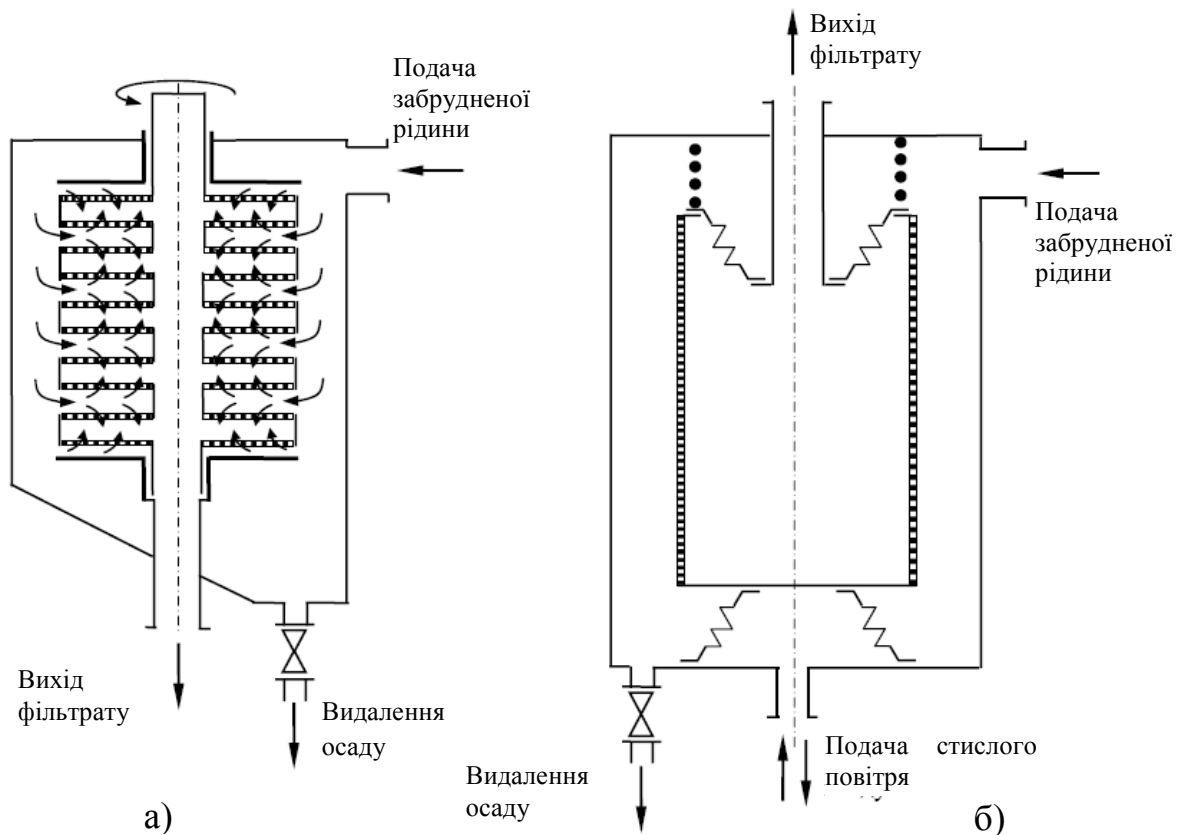


Рисунок 1.10 – Схема фільтра з обертовим фільтроелементом у вигляді пакету дисків (а) і фільтра з зворотно-поступальним рухом фільтроелемента від пневмопривода (б)

Більший інтерес, з цілого ряду причин, представляють фільтри з обертовим циліндричним фільтроелементом. По-перше, ці фільтри простіші по конструкції, ніж інші повнопотокові гідродинамічні фільтри. По-друге, поблизу обертового циліндра формується поле об'ємних відцентрових сил, яке є додатковим чинником, що сприяє ковзанню фаз і поліпшує коагуляцію дрібних частинок. Є також підстави розглядати можливість усунення контакту з поверхнею фільтроелемента певної кількості частинок, що є резервом підвищення надійності і ресурсу роботи фільтра.

Ці досить очевидні переваги, як і ряд інших, які були згадані раніше, привертають увагу до фільтрів з фільтроелементом у вигляді обертового проникного циліндра. Є успішно працюючі зразки подібних фільтрів. Однак застосування цих фільтрів стримує одна суттєва обставина – обмежений характер підвищення тонкості очищення з ростом кутової швидкості обертання. У разі подолання цих обмежень, хоча б частково, фільтри з обертовим проникним циліндром мають дуже великі перспективи в якості пристроїв механічного очищення рідин, які здатні внести вагомий внесок у вирішення широкого кола завдань, по очищенню рідин в промисловості.

### **1.7 Висновки по першому розділу**

1. Основна задача фільтрування робочої рідини від механічних домішок в об'ємному гідроприводі, яка не втратила свою актуальність на сьогоднішній день та потребує вирішення, – це очищення робочої рідини до рівня, що виключає аварійні ситуації, відмови при експлуатації або інтенсивне зношування частин гідросистеми протягом всього терміну роботи, оскільки відмова гідравлічних систем більшості галузей промисловості через збільшення забрудненості механічними домішками гідравлічних рідин складає 50...75 % всіх відмов, а ресурс, з цього приводу, зменшується у 1,5...10 раз.

2. Механічні фільтри попри широке розповсюдження мають суттєві недоліки пов'язані з низькою брудоемкістю, яка не дозволяє працювати

обладнанню без зупинки протягом міжремонтного строку та підвищення енерговитрат і трудовитрат при регенерації механічних фільтрів. Для подолання цих недоліків треба шукати нові засоби для механічного очищення рідин.

3. Питання забезпечення надійного рівня очищення гідравлічних рідин може бути реалізовано при використанні гідродинамічних фільтрів. Гідродинамічні фільтри – це окремий клас пристроїв призначених для фільтрування різнорідних рідин, робота яких заснована на гідродинамічному ефекті очищення. До гідродинамічних фільтрів відносяться неповнопотокові та повнопотокові гідродинамічні фільтри. До повнопотокових належать ротаційні фільтри, які виглядають найбільш перспективними приладами свого класу, що позбавлені недоліків, як механічних, так і неповнопотокових фільтрів. З їх допомогою можна забезпечити високий рівень очищення рідин від механічних домішок, за рахунок гідродинамічного ефекту очищення. Але, нажаль, наразі використання ротаційних фільтрів можна назвати тільки потенційним, оскільки їх застосування стримує обмежений характер прояву ефекту гідродинамічного очищення. Цей суттєвий недолік слід виключити шляхом модернізації ротаційного фільтра для подальшого його ефективного використання.

4. Аналіз науково-технічних літературних джерел показав, що обмежений характер прояву ефекту гідродинамічного очищення в ротаційному фільтрі пов'язаний з сітчастою конструкцією фільтроелемента. Дана конструкція не дозволяє в повному обсязі реалізувати гідродинамічний ефект очищення за рахунок нерегулярності течії біля дротів сітки та збільшення місцевих швидкостей руху рідини в радіальному напрямку. Для подолання цього недоліку пропонується замінити сітчасту фільтруючу перегородку на перфоровану.

5. Наступним явним завданням використання ротаційних фільтрів є видалення відфільтрованих домішок. Воно може бути вирішеним завдяки врахуванню бункеру з вихідним патрубком у конструкції ротаційного фільтра, з якого епізодично видаляються відсепаровані домішки.

## РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКОВИЙ МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІКИ СЛАБОКОНЦЕТРОВАНОЇ СУСПЕНЗІЇ У РОТАЦІЙНОМУ ФІЛЬТРІ З ПЕРФОРОВАНИМ ФІЛЬТРОЕЛЕМЕНТОМ І НАКОПИЧУВАЛЬНИМ БУНКЕРОМ ДЛЯ ОСАДУ

### 2.1. Припущення і загальний підхід до опису руху механічних частинок домішки в рідині

Рух рідини у повнопотоковому гідродинамічному фільтрі подібний до руху двофазної суспензії, тому спочатку слід розглянути питання аналізу допустимих підходів до опису гідродинаміки течії схожих середовищ.

У роботі [35] достатньо узагальнено розібране питання гідродинаміки багатофазних середовищ, де подані рівняння руху неоднорідного взаємопроникного суцільного середовища або континууму. Розв'язання даних рівнянь дуже складне завдання. З огляду на це при розборі задач руху домішок в рідині застосовуються ті чи інші допущення, які обґрунтовані для відповідного випадку. В працях [36,37] відмічається, що при величині об'ємної концентрації твердої фази у суспензії

$$k_c < 0,04, \quad (2.1)$$

механічні домішки не впливають на потік рідкої фази. Слід зазначити, що у задачах пов'язаних з фільтруванням робочих рідин об'ємна концентрація механічної домішки, в більшості випадків, сягає набагато менше 1 г/л. Отже, в нашому випадку обґрунтованим є алгоритм, який складається з окремого розв'язання рівнянь руху рідини у фільтрі, а потім, на основі отриманого поля швидкостей і тиску, рівнянь руху механічних домішок, що представлені сферичними частинками.

Фактично на потік несучої рідини впливають частинки домішки. Доцільно враховувати вплив співударів між частинками домішки на їх рух. Однак в роботі [38] відмічається, що при величині об'ємної концентрації:

$$k_c < 0,02, \quad (2.2)$$

прояв співударів між механічними частинками домішки достатньо незначний. Тому будь-яку частинку допускається розглядати як таку, що ізольовано переміщується в несучій рідині, тобто без взаємодії з рештою домішок.

В'язкість гідравлічної рідини досить серйозно впливає як на якісні, так і на кількісні гідродинамічні характеристики течії в робочій області ротаційного фільтра, насамперед, через утворення примежових шарів на твердій нерухомій поверхні корпусу і зовнішній поверхні обертового перфорованого фільтроелементу.

Наявність в рідині, що очищається, в незначних концентраціях механічних домішок свідчить про можливість використання гомогенного уявлення про суспензії. При певній потребі можливо прийняти до уваги поправки до величин в'язкості згідно уточненого виразу Ейнштейна [39]

$$\mu_e = \mu \left( 1 + \frac{5}{2} k_c \right), \quad (2.3)$$

який є вірним при  $k_c < 0,02$ , або посилаючись на більш загальну залежність С.І. Криля [40]

$$\mu_e = \mu \frac{1 + 1.5k_c}{(1 - k_c)^2}, \quad (2.4)$$

котра може бути використана при  $k_c < 0,3$ .

Як було зазначено у попередньому розділі, в задачах очищення гідравлічних рідин об'ємна концентрація домішки не перевищує  $k_c \sim 10^{-3}$ , тому подані формули (2.3),(2.4) пропонують поправку для величини в'язкості менше ніж 0,5%, що дозволяє не враховувати її у подальших



розрахунках. З цих міркувань можна зробити висновок, що відомості про рух механічних частинок домішки у поверхні обертового перфорованого циліндру можна отримати за допомогою розв'язання задачі про рух окремої ізольованої від взаємодії з іншими частинки при визначеному полі швидкостей і тиску несучої гідравлічної рідини.

Слід зазначити необхідність врахування форми механічних частинок домішки, яка позначається на траєкторії при їх переміщенні. Однак в більшості відомих прикладів при розгляді руху невеликих частинок забруднень допускають, що вони можуть мати сферичну форму. При певній потребі можна взяти до уваги вплив форми [36,41,42,43,44] за допомогою врахування коефіцієнта несферичності, який вводиться разом з силою лобового опору частинки, що омивається потоком рідинної фази.

Резюмуючи представлені вище міркування, які базуються на виразах (2.1)...(2.4), визначимо головні допущення, що формують модель «пасивної домішки»:

1) траєкторії переміщення частинок домішки формуються за рахунок визначення руху окремої ізольованої від інших частинки, і залежать від поля швидкості і тиску несучої рідини;

2) співударі частинок між собою при русі в потоці несучої рідини не приймаються до уваги;

3) перебування частинок домішки у досить малій концентрації в несучій рідині не впливає на поля швидкості і тиску цієї рідини та на її в'язкість;

4) потік несучої рідини представлений як турбулентний ізотермічний рух в'язкої нестисливої фази.

Представлені допущення будуть формувати базис чисельного моделювання гідродинамічних процесів у ротаційних фільтрах, що досліджуються.

## 2.2. Рух робочої рідини

### 2.2.1 Розрахункова схема для задачі руху рідини між нерухомим корпусом та обертовим проникним циліндром

Потрібно розв'язати задачу про рух в'язкої нестисливої рідини в робочій області між корпусом ротаційного фільтра та обертовим фільтроелементом з прийнятим до уваги відсмоктуванням рідини крізь внутрішню перфоровану поверхню циліндра при існуванні закрутки потоку на вході. У циліндричній системі координат  $(r, \varphi, z)$  маємо наступну схему зображену на рисунку 2.1, де товстою лінією відзначено границі робочої області ротаційного фільтра, а тонкою – границі бункера, куди осідають відфільтровані частинки домішки.

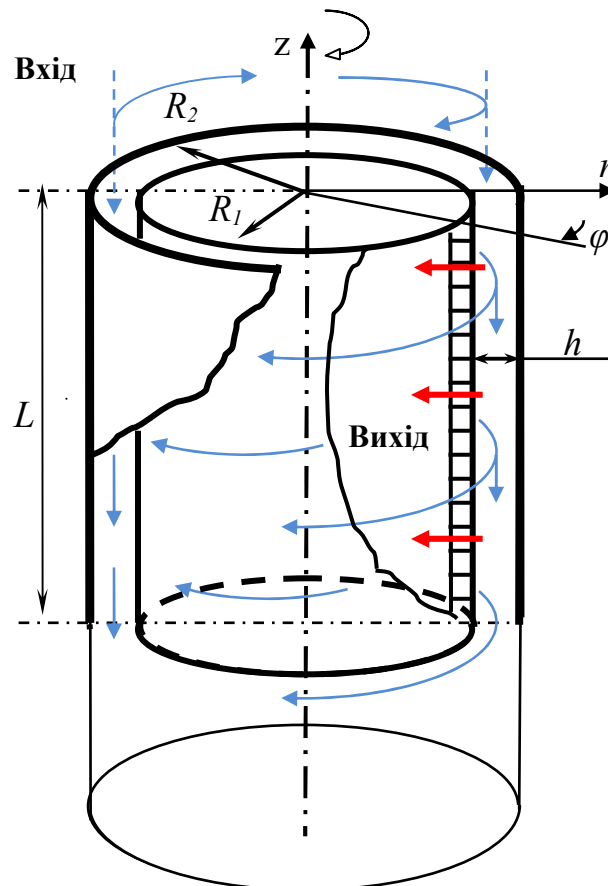


Рисунок 2.1 – Узагальнена розрахункова схема

Потрібно розрахувати поле швидкостей течії несучої фази в робочій області (у поверхні обертового перфорованого циліндра) та в області бункера.

У даний час головним підходом до чисельного моделювання турбулентних течій рідини та газу в технічних завданнях є застосування усереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса (RANS). Якщо задати швидкість і тиск як усереднені величини і пульсаційні доданки та керуючись процедурою осереднення [45], можна перейти від рівнянь Нав'є-Стокса до рівнянь Рейнольдса [46], які у векторній формі припускається подати у такому вигляді:

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{UV}) = -\nabla p + \nabla T_e - \rho(\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{V}), \quad (2.5)$$

де  $\mathbf{U}, \mathbf{V}$  – вектори відносної і абсолютної осереднених швидкостей рідини відповідно;  $\rho, p$  – густина і осереднений тиск;  $\boldsymbol{\Omega}$  – вектор кутової швидкості рухомої системи координат (обертового циліндра),  $T_e$  – ефективний тензор зсувних напруг [19]. Система координат обертається разом з фільтроелементом.

Ефективний тензор зсувних напруг визначається таким чином:

$$T_e = \mu_e (\nabla\mathbf{V} + (\nabla\mathbf{V})^T) - \frac{2}{3}\rho k I, \quad (2.6)$$

де  $k$  – питома кінетична енергія пульсаційного руху (кінетична енергія турбулентності);  $I$  – тензорна одиниця;  $\mu_e = \mu + \mu_t$  – ефективний коефіцієнт динамічної в'язкості, який дорівнює сумі відповідних коефіцієнтів молекулярної і турбулентної в'язкості. Рівняння (2.5) доповнимо осередненим рівнянням нерозривності, яке для нестисливої рідини має вигляд

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0. \quad (2.7)$$

Л.Г. Лойцяньським зазначено [46], що рівняння Нав'є – Стокса

осереднені по Рейнольдсу, в яких з'являються додаткові турбулентні напруження, можуть розцінюватися як «надійний фундамент ...» методів розрахунку турбулентних течій. Головною проблемою залишається незамкненість цих рівнянь [47...49].

### **2.2.2. Вибір і характеристика моделі турбулентності**

Турбулентність як вид руху матерії і, зокрема, рідин і газів вже більше ста років є однією з центральних проблем гідромеханіки. Над вирішенням проблем турбулентності працювали всесвітньо відомі вчені – математики, механіки, фізики. Різним аспектам турбулентних течій присвячено безліч наукових публікацій.

Найбільш дієвим в даний час є аналітичний підхід до вивчення турбулентності, заснований на вихідній тезі про те, що для математичного опису турбулентних течій відповідним є система рівнянь Нав'є-Стокса, яка описує характеристики миттєвої течії рідини. З огляду на величезну зацікавленість до виникнення турбулентних течій в технічних пристроях, сьогоднішній стан справ в цій галузі характеризує той факт, що десятки і сотні тисяч дослідників в усьому світі займаються розрахунками течій даного типу. При цьому основним інструментом є чисельні методи, широке використання яких стало можливим завдяки швидкому вдосконаленню обчислювальної техніки. Однак, незважаючи на пильний інтерес і дійсно титанічні зусилля, доводиться констатувати, що дотепер не існує універсального підходу до розрахунку турбулентних течій, що дозволяє адекватно відображати різні аспекти цих течій, які проявляються в різноманітних окремих випадках. Таким чином існує потреба для кожного окремого випадку користуватися широко визнаними апробованими моделями турбулентності.

Для отримання замкнутої системи диференціальних рівнянь необхідні також додаткові співвідношення, що визначаються відповідною моделлю турбулентності.

Проблема незамкненості рівнянь руху, в яких з'являються додаткові турбулентні напруження, вирішується на основі підходу Буссінеска [50], згідно якому компоненти тензора напружень Рейнольдса представляються у вигляді аналогічному в'язким напруженням через коефіцієнт турбулентної в'язкості, що вводиться, та компоненти тензора швидкостей деформації осередненого руху.

Після цього проблема замикання рівнянь турбулентного руху рідини переходить у площину визначення залежностей для коефіцієнта турбулентної в'язкості. Різні підходи до отримання таких залежностей відповідають той чи іншій моделі турбулентності. В рамках гіпотези про турбулентну в'язкість найбільш загальними є диференціальні моделі турбулентності, які потребують сумісного розв'язання диференціальних рівнянь переносу характеристик турбулентності.

Як зазначено в [19], введення поняття турбулентної в'язкості ще не вирішує саме по собі проблему замикання рівнянь осередненого турбулентного руху, а тільки полегшує цю проблему, вводячи одну невідому величину замість шести компонент тензора турбулентних напруг. Проте проблема встановлення замикаючих співвідношень для визначення турбулентної в'язкості залишається надзвичайно складною. Про умовності підходу Буссінеска говорить хоча б те, що якщо молекулярна в'язкість є властивість рідини і не залежить від поля швидкостей, то турбулентна в'язкість залежить від характеру руху. Дійсно, величина і розподіл швидкостей характеризують інтенсивність турбулентності аж до її виродження. Отже, коефіцієнт турбулентної в'язкості в загальному випадку змінюється від точки до точки середовища.

Та обставина, що для опису переносу імпульсу пульсаційним рухом, від якого ми абстрагуємося, використовується коефіцієнт перенесення, що визначається, в тому числі самим пульсаційним рухом, та призводить до неминучості емпіричного підходу встановлення залежностей для коефіцієнта турбулентної в'язкості. Характерним при цьому є те, що немає

універсальних моделей, заснованих на гіпотезі турбулентної в'язкості, які з однаковим успіхом можна було б застосовувати для опису найрізноманітніших течій.

Тим не менш, цей підхід є на сьогодні найпоширенішим в дослідницькій практиці, і належний вибір моделі турбулентної в'язкості забезпечує адекватний розрахунок найскладніших течій. Саме тому всі потужні сучасні універсальні пакети для чисельного аналізу задач механіки текучих середовищ містять цілі каталоги найбільш поширених і апробованих моделей, заснованих на гіпотезі турбулентної в'язкості. Такі моделі прийнято розділяти на дві групи: так звані алгебраїчні моделі та диференціальні моделі. Перші встановлюють алгебраїчні співвідношення для коефіцієнта  $\mu_t$  без необхідності вирішення додаткових диференціальних рівнянь. Другі засновані на залученні додаткових диференціальних рівнянь, перенесення тих чи інших характеристик турбулентності, через які визначається коефіцієнт турбулентної в'язкості [47].

Сучасні алгебраїчні моделі турбулентності базуються на двох шаровому поданні структури турбулентного примежового шару. Відповідно до цього підходу в'язкий підшар, буферна зона і логарифмічна область розглядаються як одна внутрішня область з характерною для неї дрібномасштабною турбулентністю. А область сліду і суміжності розглядаються як зовнішня область великомасштабних вихрових структур.

Безумовно, алгебраїчні моделі турбулентності є найдоступнішими. Вони концептуально прості і їх застосування не викликає обчислювальних труднощів. В області своєї застосовності, як відзначено Л.Г. Лойцянським [46], алгебраїчні моделі дають результати не менш точні, ніж більш складні моделі.

Однак проведений аналіз показує [19], що жодна з сучасних алгебраїчних моделей спочатку не пристосована для обліку всіх аспектів внутрішніх течій, характерних для пристроїв очищення

рідин, що поєднують закрутку потоку і проникну перегородку. Водночас, як зазначено в [47], ці моделі будуть добре працювати тільки при аналізі тих потоків, на які вони були спочатку налаштовані, і не можна покладати великих надій на екстраполяцію алгебраїчних моделей за межами встановленої бази даних, для якої дані моделі були калібровані.

Обмеженість алгебраїчних моделей турбулентності обумовлена, в першу чергу, тим, що вони припускають рівновагу турбулентності, що моделюється. Це означає, що в кожній точці розрахункової області спостерігається баланс генерації і дисипації турбулентної енергії, на який не впливає перенесення з сусідніх точок. В цьому випадку турбулентні напруги залежать тільки від локальної структури усередненої течії.

В цілому слід зазначити дуже обмежені можливості застосування алгебраїчних моделей турбулентності для розрахункового аналізу розглянутого типу течій рідини. Тому в якості загального висновку слід визнати необхідність в цілях цього дослідження залучати для замикання рівнянь усередненої турбулентної течії моделі більш високого порядку.

Щоб подолати обмеженість алгебраїчних моделей були розроблені моделі турбулентності, що дозволяють враховувати перенесення характеристик турбулентності шляхом вирішення диференціальних рівнянь цього перенесення. В якості величин, що характеризують турбулентність, для яких формулюються диференціальні рівняння переносу, найчастіше використовуються параметри  $k$ ,  $\varepsilon$ ,  $\omega$ , де:

$k$  – питома (на одиницю маси) кінетична енергія турбулентних пульсацій або коротко кінетична енергія турбулентності;

$\varepsilon$  – швидкість дисипації турбулентної енергії (дисипації турбулентної енергії);

$\omega$  – питома (на одиницю турбулентної енергії) швидкість дисипації турбулентності, яка дорівнює відношенню  $\varepsilon$  до  $k$ .

Конструктивні особливості обертового фільтруючого циліндра, пов'язані, зокрема, з наявністю і розподілом непроникних ділянок

його поверхні, що можуть вплинути на межі первинної втрати стійкості і характер макровихрового руху рідини. Безпосередній інтерес представляє також аналіз ефективності гідродинамічного очищення в умовах макровихрових режимів течії рідини. Такий аналіз включає в себе і аспекти, пов'язані з моделюванням проникної фільтрувальної перегородки.

Течії рідини в ротаційних фільтрах, які цікавлять в першу чергу, характеризуються наявністю протяжних ділянок проникних і непроникних обмежуючих поверхонь, як нерухомих, так і обертових. У кільцевій області зовні обертового проникного циліндра можуть реалізовуватися макровихрові течії, які характеризуються наявністю великомасштабних когерентних вихрових структур типу вихорів Тейлора. У той же час інтенсивне відсмоктування через фільтруючу поверхню вимагає врахування низькорейнольдсових ефектів.

Для течій розглянутого типу задовільні результати забезпечує [19] застосування моделі переносу зсувних напруг (SST  $k-\omega$  модель) Ментера, яка забезпечує адекватний розрахунок усереднених гідродинамічних характеристик в усьому діапазоні можливих режимів течії. Чисельне моделювання із застосуванням цієї моделі здатне, серед іншого, відтворювати ламінарну течію за відповідних умов. Диференціальні рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності  $k$  і питомої швидкості її дисипації  $\omega$ , а також всі алгебраїчні співвідношення моделі зсувних напруг  $k-\omega$  Ментера та досить докладний їх виклад можна знайти в монографії [19].

Відзначаючи переваги моделі SST  $k-\omega$  (модель Ментера), сучасні експерти в області обчислювальної гідродинаміки [51-53] вважають її у найбільшій мірі найдоцільнішою для закручених течій біля обмежуючих поверхонь. Отже, аналізуючи представлені праці, зупинимо свій вибір, для майбутнього використання, саме на моделі



SST  $k-\omega$  (модель Ментера). Згідно з нею до (2.5),(2.7) додаються диференціальні рівняння переносу турбулентної енергії ( $k$ ) і питомої швидкості її дисипації ( $\omega$ ):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} k) = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - Y_k, \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \omega) = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right) + P_\omega - Y_\omega + D_\omega. \quad (2.9)$$

Для розрахунку турбулентної в'язкості скористуємося наступною формулою

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{I}{\max \left[ \frac{I}{\alpha^*}, \frac{\sqrt{\frac{I}{2} |\omega|^2} F_2}}{a_1 \omega} \right]}, \quad (2.10)$$

де  $\omega = \nabla \times \mathbf{V}$  – вектор завихреності.

Функція, що згладжує,  $F_2$  виражається за допомогою формули:

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2), \quad \Phi_2 = \max \left[ \frac{2\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right], \quad (2.11)$$

де  $y$  – найменша дистанція до прилеглої стінки.

Завдяки коефіцієнту  $\alpha^*$  реалізується «низькорейнольдсове» корегування, яке є причиною пригнічення турбулентної в'язкості при невеликих турбулентних числах Рейнольдса  $Re_t$ . Даний коефіцієнт розраховується за допомогою виразів:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left( \frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right), \quad \text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}, \quad \alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}. \quad (2.12)$$

Для  $k$  і  $\omega$  турбулентні числа Прандтля виражаються за формулами:

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k,1} + (1 - F_1) / \sigma_{k,2}}, \quad \sigma_\omega = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega,1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega,2}}, \quad (2.13)$$

де згладжуюча функція,  $F_1$  має вигляд:

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4), \quad \Phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right], \quad (2.14)$$

$$D_\omega^+ = \max \left[ 2 \rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} (\nabla k \cdot \nabla \omega), 10^{-20} \right].$$

Доданок генерації турбулентної енергії у виразі (2.8) розраховується за допомогою формули

$$P_k = 2 \mu_t \dot{S} \cdot \dot{S}, \quad (2.15)$$

а генерування  $\omega$ :

$$P_\omega = \frac{a \rho}{\mu_t} P_k, \quad (2.16)$$

де низькорейнольдсове корегування виконується через складову

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left( \frac{\alpha_0 + \text{Re}_t / R_\omega}{1 + \text{Re}_t / R_\omega} \right), \quad (2.17)$$

звідки  $\alpha^*$  та турбулентне число Рейнольдса  $Re_t$  обчислюються формулами (2.12). Емпіричне значення  $\alpha_\infty$  в (2.17) виражається за допомогою нижченаведених виразів:

$$\alpha_\infty = F_1\alpha_{\infty,1} + (1 - F_1)\alpha_{\infty,2}, \quad \alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1}\sqrt{\beta_\infty^*}}, \quad \alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2}\sqrt{\beta_\infty^*}}. \quad (2.18)$$

Дисипативна складова у формулі (2.8) переносу турбулентної енергії розраховується наступним чином:

$$Y_k = \rho\beta^*k\omega, \quad \beta^* = \beta_\infty^* \left( \frac{4/15 + (Re_t/R_\beta)^4}{1 + (Re_t/R_\beta)^4} \right). \quad (2.19)$$

Дисипація  $\omega$  у формулі (2.9) позначається складовою  $Y_\omega$ , яка розраховується як:

$$Y_\omega = \rho\beta\omega^2, \quad \beta = F_1\beta_{i,1} + (1 - F_1)\beta_{i,2}. \quad (2.20)$$

Подання рівнянь переносу  $k$  і  $\varepsilon$  в термінах  $k$  і  $\omega$  у виразі (2.9) сприяє виникненню перехресного дифузійного доданку, що не має місця у стандартній  $k - \omega$  моделі, і який розраховується за формулою:

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} (\nabla k \cdot \nabla \omega). \quad (2.21)$$

Емпіричні сталі у розрахунковій моделі, які фігурують у формулах (2.11)...(2.21), представлені наведеними нижче значеннями:

$$\begin{aligned} \kappa = 0,41, \quad a_1 = 0,31, \quad R_\omega = 2,95, \quad R_k = 6, \quad R_\beta = 8, \quad \alpha_0 = 1/9, \quad \alpha_\infty^* = 1, \\ \beta_i = 0,072, \quad \beta_{i,1} = 0,075, \quad \beta_{i,2} = 0,0828, \quad \beta_\infty^* = 0.09, \\ \sigma_{k,1} = 1,176, \quad \sigma_{\omega,1} = 2,0, \quad \sigma_{k,2} = 1,0, \quad \sigma_{\omega,2} = 1,168. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Гранична умова для  $k$  на твердій стінці представлена таким чином:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0, \quad (2.23)$$

де  $n$  – нормаль до граничної поверхні.

Для  $\omega$  на гладкій стінці ( $y = 0$ ) реалізується гранична умова

$$\omega = 10 \frac{6\mu}{\rho\beta_{i,1}\Delta y^2}, \quad (2.24)$$

де  $\Delta y$  – пристінний крок розрахункової сітки.

Формула (2.24) є оптимальною [47] умовою при  $\Delta y^+ < 3$ . Універсальна пристінна координата розраховується за допомогою виразу

$$y^+ = \frac{V_w y}{\nu}, \quad (2.25)$$

а динамічна швидкість, або швидкість тертя, рівністю

$$V_w = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (2.26)$$

де  $\tau_w$  - дотичне напруження тертя на стінці.

У випадку коли вимога  $\Delta y^+ < 3$  не виконується, то для знаходження граничних умов необхідно скористатися інструментами

широко відомих пристінних функцій. Сутність введення пристінних функцій в найпростішому випадку зводиться до завдання швидкості, кінетичної енергії турбулентності і швидкості дисипації в деякій точці  $P$ , розташованій в області логарифмічного профілю швидкостей. Виходячи з зазначеного, у варіанті рекомендованому в публікації [54] вираз (2.9) для переносу  $\omega$  поблизу твердих стінок не розв'язується. Натомість, значення цієї величини розраховується наступним чином

$$\omega_P = \frac{C_\mu^{3/4} k_P^{1/2}}{\kappa y_P}, \quad (2.27)$$

де  $C_\mu \approx 0,09$  – стала Прандтля-Колмогорова,  $\kappa = 0,4$ ,  $y_P$  – відстань від поверхні до точки  $P$ ,  $\omega_P, k_P$  – значення відповідних величин у центрі  $P$  (найближчої точки до стінок розрахункових комірок). Одночасно з цим, величина  $k_P$  розраховуються розв'язанням рівняння (2.8) з граничною умовою (2.23).

Більш детальні відомості по використанню пристінних функцій, можна отримати в посібниках [47,55] або у окремому дослідженні [56].

### 2.2.3 Визначення граничних умов

Наступним кроком у розв'язанні задачі є визначення граничних умов на основі узагальненої розрахункової схеми (Рис. 2.1).

Для дослідження гідродинаміки течії рідини та руху частинок домішки в несучій фазі розглядається дві різні постановки. Перша дозволяє проаналізувати рух частинок домішки у вісесиметричній великомасштабній постановці без урахування проходження їх крізь перфоровану перегородку (Рис. 2.2) з  $y^+ = 0,92$ .

При взаємодії частинок з умовною перфорованою поверхнею вони відбиваються відповідно до моделі пружного удару. Головна мета

цієї постановки – розглянути проходження частинок забруднення з робочої області фільтра (зона між корпусом і обертовим перфорованим циліндром) до області бункера для осаду.

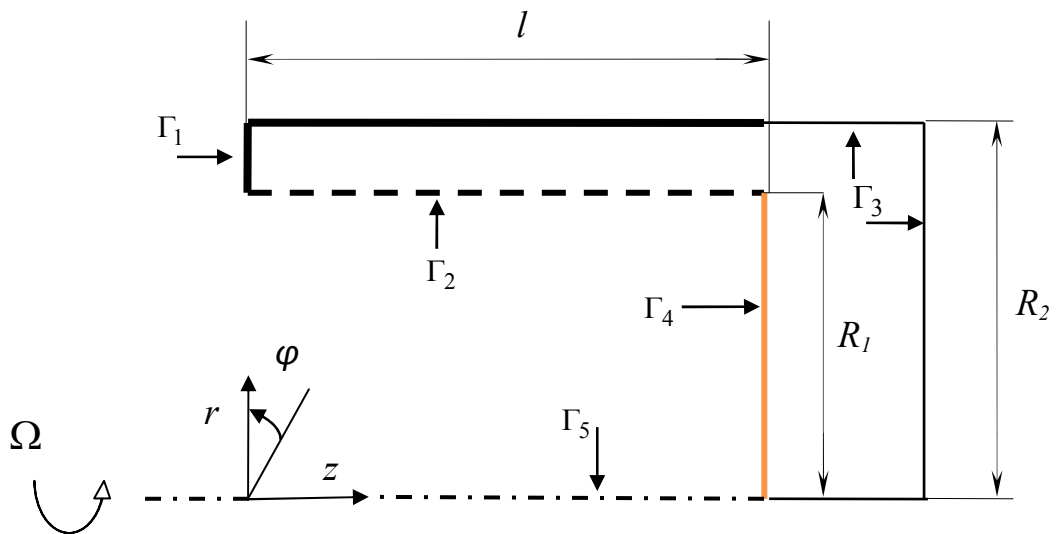


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема великомасштабної постановки

Граничні умови згідно приведеної розрахункової схеми мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 \Gamma_1: V_r = V_\varphi = 0, \quad V_z &= \frac{Q}{\pi(R_2 - R_1)}, \\
 \Gamma_2: V_r &= \frac{Q}{2\pi R_1 l_1}, \quad V_z = 0, \quad V_\varphi = \Omega \cdot r, \\
 \Gamma_3: V_r = V_\varphi = V_z &= 0, \\
 \Gamma_4: V_r = V_z = 0, \quad V_\varphi &= \Omega \cdot r, \\
 \Gamma_5: V_r = 0, \quad \frac{\partial V_z}{\partial r} = \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial r} &= 0,
 \end{aligned} \tag{2.28}$$

де  $\Gamma_1$  – границя входу,  $\Gamma_2$  – границя поверхні обертового проникного циліндра,  $\Gamma_3$  – позначення границі нерухомого корпусу,  $\Gamma_4$  – границя обертової непроникної торцевої стінки фільтроелемента,  $\Gamma_5$  – вісь симетрії.

Наступна дрібномасштабна постановка дає можливість розглянути процес руху частинок домішки у поверхні перфорованої перегородки та

біля отворів фільтроелементу, що дозволяє оцінити ефективність очищення рідини за допомогою ротаційного фільтра (Рис. 2.3). Для цього розглядається періодичний фрагмент робочої області фільтра з  $y^+ = 0,56$ .

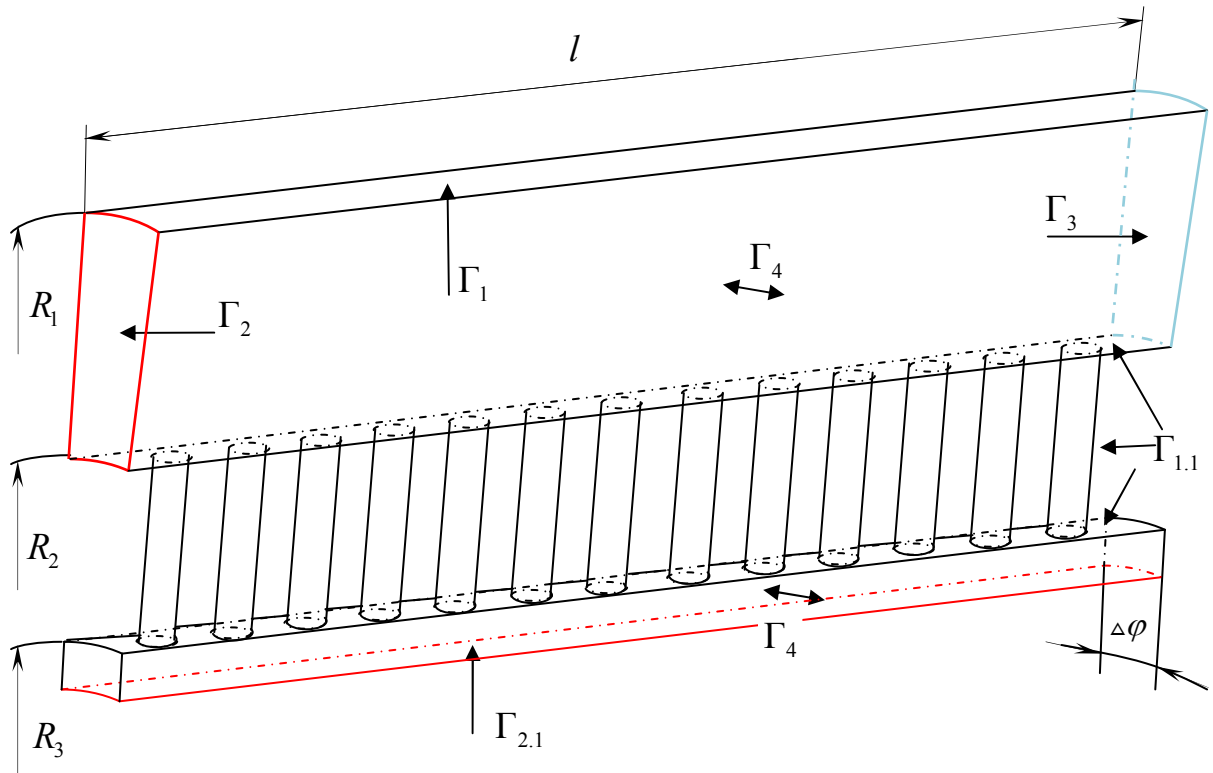


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема дрібномасштабної постановки

Представлена схема відповідає періодично повторюваній частині ротаційного фільтра, де  $\Gamma_1$  – нерухома стінка корпусу;  $\Gamma_{1.1}$  – обертова поверхня фільтроелемента з отворами, де задається кутова швидкість  $V_\varphi$ ;  $\Gamma_2$  – границя виходу рідини до бункеру;  $\Gamma_{2.1}$  – границя відсмоктування на якій задається радіальна швидкість протікання рідини  $V_r$ ;  $\Gamma_3$  – границя входу рідини, на якій задається осьова швидкість  $V_z$ , інтенсивність турбулентності  $Tu$  та відносна турбулентна в'язкість  $\mu_t/\mu$ ;  $\Gamma_4$  – періодична границя.

Підсумовуючи отримали наступний вигляд граничних умов з урахуванням періодичності та геометричних розмірів розглянутого фрагменту фільтра між нерухомим корпусом і обертаним перфорованим циліндром:

$$\begin{aligned}
\Gamma_1 : V_r = V_\varphi = V_z = 0; \\
\Gamma_{1.1} : V_r = V_z = 0, \quad V_\varphi = \Omega \cdot r \\
\Gamma_2 : V_r = V_\varphi = V_z = 0; \\
\Gamma_{2.1} : V_r = -\nu_o \cdot \Omega R_1 \frac{R_1}{R_3}, \quad V_\varphi = 0; \\
\Gamma_3 : V_r = V_\varphi = 0, \quad V_z = \frac{Q}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}, \quad \text{Tu} = 5\%, \quad \frac{\mu_t}{\mu} = 10; \\
\Gamma_4 : V_r(r, \varphi_0) = V_r(r, \varphi_0 + \Delta\varphi), \\
V_\varphi(r, \varphi_0) = V_\varphi(r, \varphi_0 + \Delta\varphi), \\
\Gamma / (\Gamma_1 \cup \Gamma_2 \cup \Gamma_3 \cup \Gamma_4) : V_r = 0, \quad V_\varphi = 0 \\
k(r, \varphi_0) = k(r, \varphi_0 + \Delta\varphi), \\
\omega(r, \varphi_0) = \omega(r, \varphi_0 + \Delta\varphi)
\end{aligned} \tag{2.29}$$

#### 2.2.4. Характеристика чисельного розв'язання задачі

Як було зазначено раніше, з огляду на особливість течій в околиці обертового проникного циліндра, під час запису початкових рівнянь застосували обертову систему циліндричних координат. У такій системі осереднені по Рейнольдсу рівняння Нав'є-Стокса нестисливої в'язкої рідини набувають вигляду [19,56]:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial(\rho V_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V_i \mathbf{U}) = -\nabla p \cdot \mathbf{i}_i + \nabla \cdot (\mu_e \nabla V_i) + \nabla \cdot (\mu_e (\nabla V_j \mathbf{i}_i) \mathbf{i}_j) - \\
-\nabla \left( \frac{2}{3} \rho k \right) \cdot \mathbf{i}_i + S_i, \quad (i=1,2,3),
\end{aligned} \tag{2.30}$$

де (індекс  $j$  - «німий»), індекси 1,2,3 відповідають осям  $r, \varphi, z$  циліндричної системи координат. Через  $S_i$  позначені джерельні члени, які визначаються наступним чином:

$$S_1 = S_r = -\frac{1}{r^2} \frac{\partial(\mu_e V_\varphi)}{\partial \varphi} - \frac{2\mu_e}{r^2} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{2\mu_e V_r}{r^2} + \frac{\rho U_\varphi V_\varphi}{r} + \rho \Omega V_\varphi, \tag{2.31}$$



$$S_2 = S_\varphi = \frac{2}{r^2} \frac{\partial(\mu_e V_r)}{\partial\varphi} + \frac{\mu_e}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{\mu_e}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial\varphi} - \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\mu_e V_\varphi}{r} \right) - \frac{2\mu_e V_\varphi}{r^2} - \frac{\rho U_\varphi V_r}{r} - \rho \Omega V_r, \quad (2.32)$$

Наявність джерельних членів  $S_i$  обумовлено криволінійністю і рухливістю використовуваної системи координат.

При записі в обертовій системі координат диференціальних рівнянь переносу характеристик турбулентності, вид цих рівнянь практично не зміниться, за винятком того, що конвективні потоки будуть визначатися відносною швидкістю  $\mathbf{U}$ , зокрема для SST  $k-\omega$  моделі Ментера:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - Y_k, \quad (2.33)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \omega \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right) + P_\omega - Y_\omega + D_\omega. \quad (2.34)$$

Один із самих результативних шляхів, який дозволяє виконати дискретизацію початкових рівнянь в задачах про рух рідкої фази за допомогою інтегрування систем диференціальних рівнянь в частинних похідних, є метод скінченних об'ємів. Для початку має бути поданий стислий опис базових алгоритмів рішення, що знайшли застосування в межах кінцево-об'ємного методу [53, 56...62].

Більш детально основні аспекти дискретизації за методом кінцевих об'ємів зручно розглядати на прикладі загального рівняння переносу скалярної величини  $\phi$ :

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \phi \mathbf{U}) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + q, \quad (2.35)$$

де  $\mathbf{U}$  – вектор швидкості в даній системі координат;  $\Gamma$  – коефіцієнт дифузії;  $q$  – джерельний член. Так як коефіцієнтом дифузії в рівняннях перенесення імпульсу є ефективна в'язкість  $\mu_e$ , то рівняння (2.30) відрізняється від рівняння (2.35) тільки наявністю трьох додаткових доданків і іншим позначенням джерельної члена. До додаткових відносяться складові з тиском і турбулентною енергією  $k$ , а також додатковий дифузний член, обумовлений зміною в'язкості.

Інтегрування рівняння (2.35) за обсягом контрольної комірки з центром в т. P із застосуванням теореми Гаусса-Остроградського (теореми про дивергенцію) [63-66] дає наступну рівність:

$$\int_{A_p} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dA + \oint_{S_p} \rho\phi \mathbf{U} \cdot \mathbf{n} dS = \oint_{S_p} \Gamma \nabla\phi \cdot \mathbf{n} dS + \int_{A_p} q dA, \quad (2.36)$$

де  $A_p$ ,  $S_p$  - відповідно об'єм комірки і її гранична поверхня;  $\mathbf{n}$  – одиничний вектор зовнішньої нормалі до поверхні. Застосування до останнього інтегрального виразу теореми про середнє [67,68] призводить до дискретного співвідношення

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)_P A_P + \sum_f^{N_{faces}} (\rho\phi U_n)_f S_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_f \left( \frac{\partial\phi}{\partial n} \right)_f S_f + q_P A_P, \quad (2.37)$$

де індекси P, f – значення в центрі комірки і в центрі грані відповідно;  $S_f$  – площа грані;  $N_{faces}$  – число граней комірки. Згідно підходу в якості середніх за об'ємом комірки значень приймаються значення в центрі комірки, а для середніх значень на кожній грані вибираються значення в центрах граней.

Ефективність і якість чисельного рішення задач динаміки рідини багато в чому залежить від способу дискретизації конвективного

члена (другий доданок в лівій частині рівняння (2.37)). У роботах [69] досить детально викладені основи застосування протипотокової різницевої схеми II-го порядку точності, яка може бути використана, як ефективний засіб дискретизації конвективних складових у рівняннях (2.5), (2.7), (2.8), (2.9) [57, 70...74]. Зупинимося на використанні схеми QUICK (Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics) Леонарда [75].

Для відображення дифузійних складових скористалися центрально-різницевою схемою II-го порядку, яку запропонували у джерелі [60] і яка зазначена в роботі [57].

Наявність не єдності і не стійкості рішень задачі про рух в'язкої нестисливої рідини вимагає підвищення точності і ефективності чисельних методів розрахунку гідродинаміки в досліджуваних областях ротаційного фільтра. Особливо важливо забезпечити властивість консервативності і монотонності чисельного методу в довільній системі координат, щоб звести до мінімуму збурення, що вносяться методом в рішення за рахунок особливостей різницевої апроксимації і кривизни сіткових ліній. Для усунення цієї перешкоди рекомендується використовувати SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) подібні алгоритми. [58,76...78].

Згідно з набору інструкцій робочого алгоритму різновиду SIMPLE на базі подібних дискретних рівнянь (2.5), (2.7) переходимо до рівняння для знаходження уточнень, що стосуються величини тиску у вузлах обчислювальної сітки. Отже встановлюється універсальний повторюваний процес корекції величини полів тиску та швидкості, який має ітераційний характер. Таким чином на кожній ітерації розв'язується система лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР) для розрахунку значень швидкості і окрема СЛАР для розрахунку корегувань тиску. Для визначення коефіцієнтів рівняння для поправки тиску віддано перевагу узгодженій процедурі SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure

Linked Equations-Consistent) [79].

Апроксимація зазначених у розрахунковій моделі рівнянь реалізована за допомогою суміщеного центрованого різницевого шаблону. При його застосуванні вузлові величини складових швидкості і тиску розраховуються, а отримані значення залишаються в центрах обчислюваних комірок. Але тепер варто звернути увагу на можливість появи не натуральних осциляцій в полі визначення величин тиску [58,76]. Ліквідація даного ефекту можлива при застосуванні неявного способу використання поправки Рхі-Чоу [80], яка являє собою реалізацію корекції, що вирівнює до величин нормальної швидкості на грані комірки розрахункової сітки.

При перевірці збіжності чисельного розрахунку використано метод нижньої релаксації з необхідним додатковим використанням релаксаційних коефіцієнтів, що слідує за відбором величини проєкцій швидкості, корекції тиску і основних статистичних параметрів турбулентності, в період закінчення однієї ітерації та на початок іншої.

Оскільки велика кількість часу при розв'язанні задач гідродинаміки методом SIMPLE втрачається на вирішення СЛАР, пов'язаних з поправкою тиску, корекції швидкостей та характеристик турбулентності, то оперативність розв'язання СЛАР під час реалізації ітераційного підходу безпосередньо пов'язана з застосуванням методу Гаусса-Зейделя [80,81] в доповненні із використанням алгебраїчного багатосіткового метода (Algebraic Multigrid, AMG) [82-85], який дає можливість значно підвищити швидкість збіжності і зменшити витрати необхідного машинного часу і пам'яті. Прискорювач AMG виконаний на базі узагальнення теорії адитивної корекції (AC - стратегія) у варіанті, який описано в роботах [19].

Для того щоб виконати чисельні розрахунки руху рідини в робочій зоні і бункері для осаду розроблено розрахункову сітку (Рис. 2.4, 2.5) для

великомасштабної і дрібномасштабної постановки. Для збільшення точності та адекватності представлення примежових шарів за допомогою чисельних методів поблизу твердих стінок зроблені спеціальні згущення розрахункової сітки [86].

Для великомасштабної постановки була розроблена розрахункова сітка (Рис 2.4), яка складається приблизно з 60000 розрахункових комірок, а для дрібномасштабної – побудована більш затратна розрахункова сітка, яка включає в себе 470000 комірок.

Під час покрокового чисельного розв'язання йде перевірка відносної похибки у задоволенні дискретним формам усіх основних рівнянь. Ознакою збіжності є зниження вихідних похибок на 3 порядки. Крім того перевіряються значення інтегральних величин, таких як середні по всій області течії значення кінетичної енергії осередненого та пульсаційного руху.

Кількісна зміна цих величин надає можливість робити висновки щодо перебудови течії рідини та досягнення сталого стану.

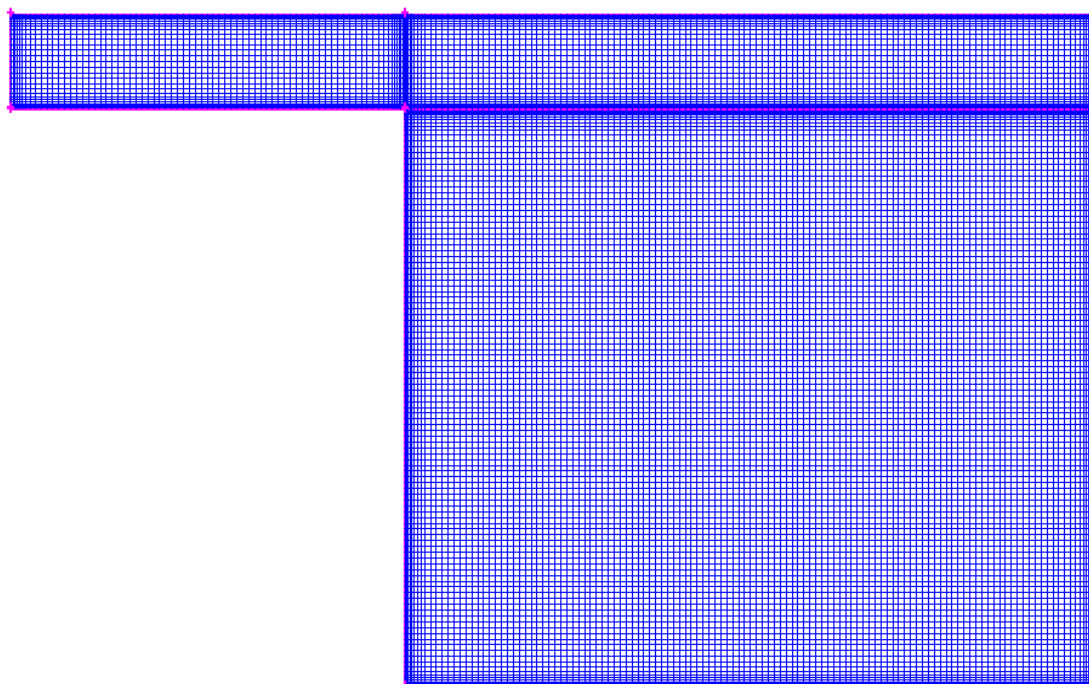


Рисунок 2.4 – Розрахункова сітка для великомасштабної постановки задачі

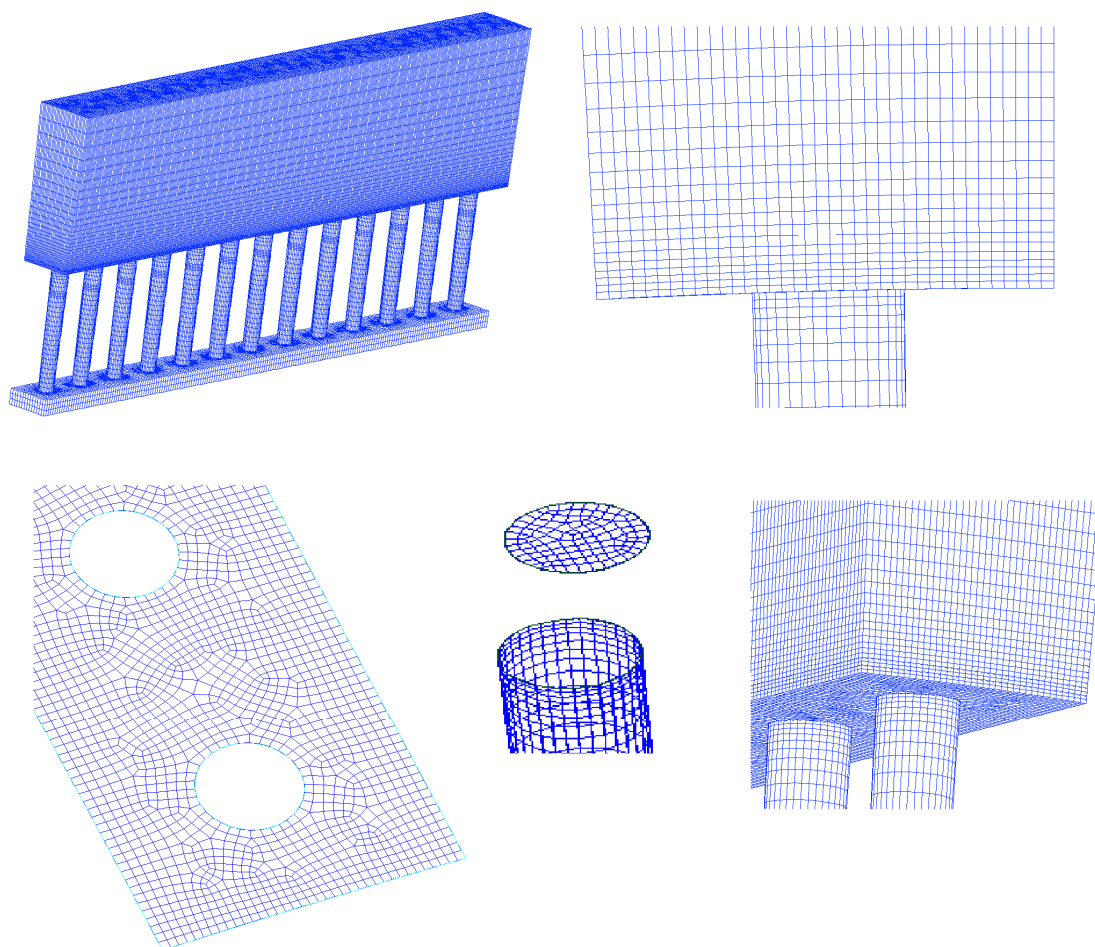


Рисунок 2.5 – Розрахункова сітка для дрібномасштабної постановки задачі

## 2.3 Рух зважених частинок домішки

### 2.3.1. Постановка задачі

На початку цього підрозділу слушно відмітити, що при дослідженні рухів рідини та частинок домішки поблизу проникних поверхонь в гідродинаміці використовується поняття відсмоктування рідини, з яким пов'язаний ряд відомих результатів, зокрема, в теорії примежового шару. Відсмоктування рідини впливає на радіальну складову руху частинки домішки. З огляду на цю обставину, а також для стислості, ми будемо використовувати це поняття і в разі напірного протікання рідини крізь проникну поверхню в процесі фільтрування ротаційним фільтром.

Принаймні, для нестисливої рідини таке ототожнення не вносить в розгляд ніяких спотворень.

У п. 2.1 наведена аргументація використання моделі переносу «пасивної домішки», в якій переміщення частинки домішки у Лагранжевій постановці визначається диференціальним рівнянням

$$\frac{d\mathbf{u}_p}{dt} = \frac{(\rho_p - \rho)}{\rho_p} \mathbf{g} + \mathbf{F}, \quad (2.38)$$

де  $\mathbf{u}_p$  – швидкість руху частинки в проекціях  $u_{pz}, u_{pr}, u_{p\phi}$ ;  $\rho_p, \rho$  – густина частинки та рідини, в якій вона знаходиться;  $\mathbf{g}$  – прискорення сили тяжіння;  $\mathbf{F}$  – сумарні сили міжфазної взаємодії.

За допомогою чисельного моделювання задачі про рух в'язкої нестисливої рідини формуються сили міжфазної взаємодії  $\mathbf{F}$ . І саме врахування всіх складових міжфазної взаємодії є головною складністю в розрахунках руху частинки домішки в несучій рідині. В роботах [87] відзначається, що сумарну силу з якою потік діє на частинку визначити неможливо, з огляду на те що подібного виразу не виведено навіть тоді, коли ідеально сферична частинка з непостійною швидкістю рухається в однорідному потоці в'язкої нестисливої рідини. Однак, головні причини, які позначаються з боку несучої фази на механічну частинку домішки, досліджені і отримані вирази, які характеризують сили, що їм відповідають.

### 2.3.2. Сили, які визначають рух частинки у потоці несучої фази

Першою і однією з головних сил, що впливає на рух механічної частинки у потоці несучої рідини, яку у більшості випадків беруть до уваги при явищі ковзання фаз, є сила лобового опору. Дія цієї сили обумовлена тим, що частинка домішки, рухаючись відносно несучої фази обтікається у потоці рідини. Для сферичної частинки цю силу можна представити як [2, 53]:

$$\mathbf{F}_c = K_c \rho \frac{|\mathbf{u}_p - \mathbf{U}|}{2} (\mathbf{u} - \mathbf{U}) \frac{\pi d_p^2}{4}, \quad (2.39)$$

де  $K_c$  – безрозмірний коефіцієнт гідродинамічного (лобового) опору частинки,  $d_p$  – діаметр частинки.

Коефіцієнт  $K_c$  розраховують за допомогою формул отриманих експериментальним шляхом, від яких обумовлений діапазоном величин числа Рейнольдса  $Re_p$ , яке розраховується через швидкість частинки відносно рідини:

$$Re_p = \frac{|\mathbf{u}_p - \mathbf{U}| d_p}{\nu}. \quad (2.40)$$

Якщо виконуються умови  $Re_p < 10$ , то з точністю до 8% вірним буде вважатися [88] вираз:

$$K_c = \frac{33}{Re_p}. \quad (2.41)$$

Резюмуючи з (2.30) - (2.32) отримаємо вираз для лобового опору

$$\mathbf{F}_c = \frac{99}{4d_p} \nu (\mathbf{u} - \mathbf{U}). \quad (2.42)$$

У наслідок нестационарного характеру обтікання несучою фазою поверхні частинки здійснюється її обертовий рух, через що з'являється сила  $\mathbf{F}_m$ , сутність якої пов'язана з ефектом приєднаної маси і яка має вигляд:

$$\mathbf{F}_m = \frac{1}{2} \frac{\rho}{\rho_p} \left( \frac{d\mathbf{U}}{dt} - \frac{d\mathbf{u}}{dt} \right). \quad (2.43)$$



Сила, що виштовхує або сила Архімеда в представлених постановках залежить від градієнта тиску в радіальному напрямку, який з'являється за рахунок закручення потоку рідини обертовим фільтроелементом. Ця сила визначається за формулою

$$\mathbf{F}_a = \frac{\rho}{\rho_p} \frac{d\mathbf{U}}{dt}. \quad (2.44)$$

Розгляд інших факторів, що впливають на частинку, в тому числі Броунівський рух, у наведених постановках, не здійснюють значного впливу. Таким чином результуючу силу міжфазної взаємодії у формулі (2.29) ми можемо записати у вигляді

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_c + \mathbf{F}_m + \mathbf{F}_a, \quad (2.45)$$

де складові з права від знака рівності визначаються виразами (2.42)...(2.44).

### **2.3.3. Вплив турбулентних пульсацій несучої фази на рух частинок**

У попередньому підрозділі було проаналізовано вплив основних факторів на рух частинки домішки у потоці рідини на основі осередненого поля швидкостей несучої фази. Внаслідок цього були виділені найвпливовіші сили міжфазної взаємодії. Однак, при розгляданні турбулентної течії слід приділити увагу появі турбулентних пульсацій, вплив яких на рух твердої фази може бути досить суттєвим в процесі дослідження ефективності очищення рідини від забруднень.

Для того щоб прийняти до розрахунку турбулентні пульсації потрібно при обчисленні сил  $\mathbf{F}_c, \mathbf{F}_m, \mathbf{F}_a$  замінити у рівняннях (2.42)...(2.44) значення середньої швидкості несучої фази  $\mathbf{U}$  на більш уточнююче  $\mathbf{U} + \mathbf{u}'$ . При

розрахунку пульсаційної складової  $\mathbf{u}'$  слід скористатися вже обчисленими даними о кінетичній енергії турбулентності. Вони дозволяють визначити пульсаційну швидкість, а вже згідно цього, встановивши оптимальні характеристики нормального розподілу випадкових величин, проєкції швидкості  $\mathbf{u}'$ .

Таким чином, при виконанні обчислення руху несучої фази будемо мати розподіл поточних швидкостей, які вже включають в себе стохастичну складову [88].

#### 2.3.4. Інтегрування рівнянь руху частинок

Для розрахунку траєкторії частинки при її переміщенні в робочій області фільтра та бункері до рівняння (2.39) додаються

$$\frac{dx_i}{dt} = u_{pi} \quad (i = 1, 2, 3), \quad (2.46)$$

які разом формують систему звичайних диференціальних рівнянь, що представляють собою задачу Коші. На практиці для вирішення цієї задачі переважно застосовується метод Рунге-Кутта зі змінним кроком відповідно до потреби точності обчислення [89...92].

Для повної постановки задачі потрібно задати початкові умови, які дозволяють сформувати більш докладну картину щодо перебування частинки у початковий момент часу та надають інформацію щодо вектору швидкості частинки:

$$r(t=0) = r_0, \varphi(t=0) = \varphi_0, z(t=0) = z_0, \quad (2.47)$$

$$u_{pr}(t=0) = u_{pr0}, u_{p\varphi}(t=0) = u_{p\varphi0}, u_{pz}(t=0) = u_{pz0}. \quad (2.48)$$

Наступний крок в постановці задачі – врахування взаємодії частинок з твердими стінками. Оскільки вплив співудару частинки домішки з корпусом фільтра або з поверхнею фільтроелемента є досить суттєвим фактором в

формуванні траєкторії руху, що істотно впливає на оцінку ефективності очищення рідини, тому таку взаємодію слід враховувати за допомогою моделі пружного співудару (Рис. 2.6).

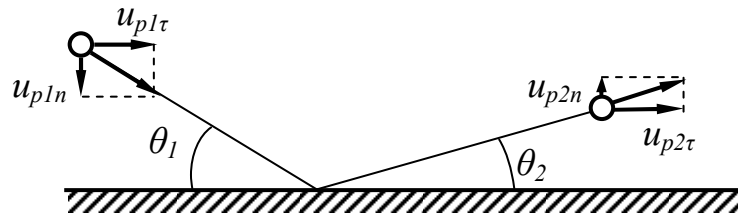


Рисунок 2.6 – Схема пружного співудару частинки з твердою стінкою

Якщо розглядати нормальну та тангенціальну компоненти швидкості рухомої частинки до співудару з твердою стінкою корпусу чи поверхні обертового фільтроелемента і після нього, то можна побачити, що між ними простежується зв'язок представлений коефіцієнтами пружності  $k_{cn}, k_{c\tau}$ :

$$u_{p2n} = -k_{cn}u_{p1n}, \quad u_{p2\tau} = k_{c\tau}u_{p1\tau}. \quad (2.49)$$

При розгляді так званого абсолютно пружного удару, значення коефіцієнтів та кутів відбиття будуть дорівнювати  $k_{cn} = k_{c\tau} = 1, \theta_1 = \theta_2$ .

Звісно для кожного індивідуального випадку є необхідність окремо знаходити значення даних коефіцієнтів, але досить прийнятні результати, насамперед при зіставленні низки варіантів конструкцій ротаційного фільтра за одноманітних умов, дають підстави вважати, що співудари між частинками домішки і стінкою можна вважати абсолютно пружними. Тож у майбутніх розрахунках ми будемо застосовувати вираз (2.38) зі значеннями  $k_{cn} = k_{c\tau} = 1$ .

#### 2.4 Висновки по другому розділу

В розділі викладені основи запропонованої розрахункової схеми для дослідження гідродинамічних процесів в робочій області та області бункера

для осаду ротаційного фільтру. На базі цих розрахунків здійснюється обчислення руху твердої фази домішки, знаходиться значення ефективності очищення рідини від частинок забруднень.

1) Встановлено, що при об'ємній концентрації забруднень  $k_c < 0,02$  у робочій рідині для опису руху частинок доцільно використовувати модель «пасивної домішки». В основі цієї моделі лежать припущення, що частинки не взаємодіють між собою та не впливають на властивості та рух несучої фази. Похибка від прийнятого припущення не перевищує 0,5%.

2) Чисельне моделювання руху несучої фази реалізується за рахунок використання осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса. Для замикання системи використовується модель турбулентності *SST k- $\omega$*  (модель Ментера). Обґрунтовані всі основні схемні підходи і способи апроксимації всіх членів в розв'язуваних рівняннях. Наведені розрахункові схеми з граничними умовами для великомасштабної та дрібномасштабної постановки задачі. Такий підхід дозволяє обґрунтовано описати рух робочої рідини в ротаційному фільтрі.

3) Виходячи з обчислених полів швидкості здійснюється моделювання руху частинок домішки у несучій фазі. Відповідно до моделі «пасивної домішки» представлені рівняння руху одиночної частинки домішки. Розглянуто сили  $F_c$  – лобового опору,  $F_m$  – сила пов'язана з приєднаною масою частинки,  $F_a$  – градієнту тиску, що роблять основний внесок, діючі на частинку домішки під час її руху у рідині. Це дозволило підвищити точність розрахунку.

4) В моделюванні руху механічної домішки враховується взаємодія частинки з твердими стінками ротаційного фільтру шляхом використання моделі пружного удару та вплив на частинки турбулентних пульсацій несучої фази за рахунок введення більш уточненої середньої швидкості  $U + u'$ . Це дозволило описати рух механічної домішки який, найбільш повно відповідає реальному процесу.

## РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОЧИЩЕННЯ РІДИН РОТАЦІЙНИМ ФІЛЬТРОМ

### 3.1 Мета та завдання експерименту

Основним завданням експерименту є перевірка висунутої гіпотези, згідно з якою у досліджуваній течії існують умови, що сприяють реалізації гідродинамічного очищення робочої рідини від домішок.

Для перевірки теоретичних висновків і моделювання, виконаних у другому розділі, потрібно здійснити експериментальні дослідження очищення від механічних забруднень рідини за допомогою розробленого повнопотокового ротаційного фільтра з перфорованою фільтруючою поверхнею.

Також необхідно провести експериментальне вивчення впливу різних параметрів течії рідини на ступінь очищення. При цьому здійснити вимірювання і визначити гранулометричний склад забруднень до і після полнопоточного гідродинамічного фільтра.

### 3.2 Критерії подібності та визначення режимів течії рідини

Відповідно до мети роботи створено експериментальний стенд, який дозволить реалізувати певні досліджувані режими течії в робочій області та області бункера ротаційного фільтра для визначення ефективності очищення рідини. Найбільш зручним способом опису режимів течії в області між корпусом та обертовим проникним фільтроелементом у циліндричній системі координат  $(r, \varphi, z)$  є використання чисел Рейнольдса, які характеризують радіальний та обертовий рух рідини відповідно (осьовий рух відсутній):

$$\text{Re}_r = \frac{Q}{l\nu}, \quad \text{Re}_\varphi = \frac{\Omega R^2}{\nu}. \quad (3.1)$$

Представлені числа називають критеріями подібності. Звідси виходить, що базовими параметрами системи, які слід вимірювати для визначення режиму течії є кутова швидкість обертання проникного фільтроелемента  $\Omega$ , витрата фільтрату  $Q$  та кінематична в'язкість рідини  $\nu$ . Також потрібно знати геометричні розміри фільтруючої перегородки, а саме її радіус  $R$  та довжику  $l$ .

В той же час, якщо звернутися до теорії гідродинамічної стійкості течії біля обертової поверхні з відсмоктуванням рідини крізь неї, можна відзначити, що стійкість до обурень повністю визначається за допомогою двох вище зазначених параметрів (3.1) та ще одного  $\tilde{h}$ , де  $\tilde{h}$  – безрозмірна ширина перерізу кільцевої області між корпусом та обертовим проникним фільтром, яка визначається

$$\tilde{h} = (R_2 - R_1)/R_1, \quad (3.2)$$

звідки  $R_2$  – внутрішній радіус корпусу ротаційного фільтра,  $R_1$  – радіус зовнішньої поверхні фільтроелемента, що обертається.

Відсмоктування рідини крізь поверхню проникного циліндра суттєво впливає на характер течії в проміжку між корпусом та фільтроелементом і серед всіх засобів може бути найбільш універсальним регулятором примежового шару. На рисунку 3.1 зображені нейтральні криві стійкості, які були отримані різними авторами та представлені в координатах  $Re_\phi$ ,  $Re_r$ . Розрахункові границі стійкості течії представлені для різних значень безрозмірної ширини кільцевого зазору  $\tilde{h}$ . В даному випадку, з хорошим кількісним узгодженням між собою результати різних авторів показують встановлення стабілізуючого впливу відсмоктування рідини на границю виникнення макровихорів.

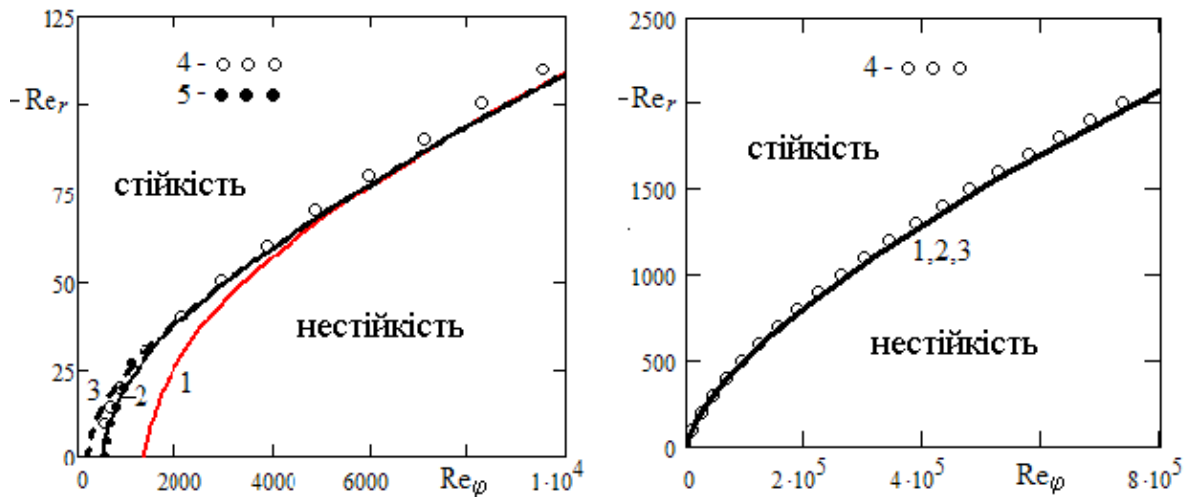


Рисунок 3.1 – Границі відцентрової стійкості в разі відсмоктування рідини в діапазонах  $Re_\varphi = 0 \dots 1 \cdot 10^4$  та  $Re_\varphi = 0 \dots 8 \cdot 10^5$  для

$$1 - \tilde{h} = 0,1, [19]; 2 - \tilde{h} = 0,2 [19]; 3 - \tilde{h} = 0,4 [19]; \\ 4 - \tilde{h} = 0,25 [93]; 5 - \tilde{h} = 0,176 [94]$$

Всі значення  $Re_\varphi$ ,  $Re_r$ , що представлені вище границь, характеризують зону стійкості, а нижче – знаходиться зона нестійкості, де набули поширення течії з вторинними вихровими включеннями по типу вихорів Тейлора.

Виходячи з цих даних слід відзначити, що при  $|Re_r| > 100$  відбувається злиття кривих нейтральної стійкості для різних значень  $\tilde{h}$ , які добре апроксимуються наступним аналітичним виразом

$$(Re_r)_{cr} = -(0,26 Re_\varphi^{0,65} + 3,3 \cdot 10^{-4} Re_\varphi). \quad (3.3)$$

Таким чином, при виконанні даної умови, вплив ширини кільцевого проміжку можна не враховувати оскільки профіль окружної швидкості не залежить від  $\tilde{h}$ , а окружний рух зосереджений тільки біля поверхні обертового проникного фільтроелемента в примезовому шарі. В даному випадку стійкість до збурень можна визначати тільки за допомогою параметрів  $Re_\varphi$ ,  $Re_r$ .

### 3.3 Конструкція досліджуваного зразку ротаційного фільтра.

#### Опис експериментального стенду та засоби вимірювання

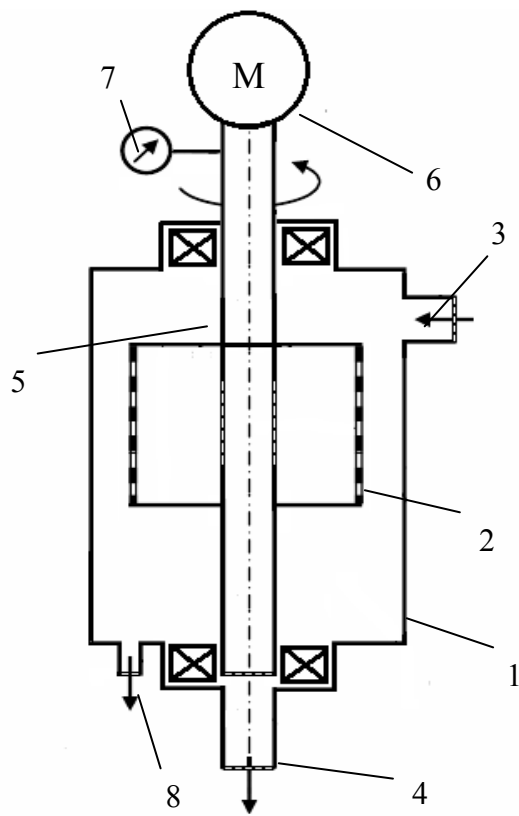
Для реалізації експериментальних досліджень було розроблено модель ротаційного фільтра з перфорованим фільтроелементом та бункером для накопичення осаду, конструктивна схема та загальний вигляд якого зображені на рисунку 3.2 а, б.

Головними складовими частинами ротаційного фільтра є каркас фільтроелемента, на який насаджено кільце з перфорованими наскрізними отворами с зовнішнім діаметром 59,6 мм і внутрішнім 56 мм (Рис. 3.2 в), та корпус фільтра. У розібраному вигляді ротаційний фільтр представлений на рисунку 3.2 г.

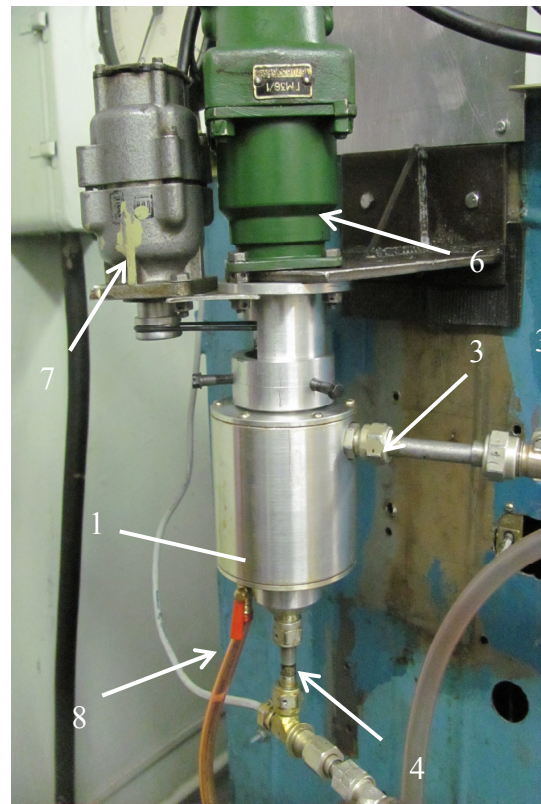
Циліндричні отвори проникної перегородки рівномірно розподілені по всій бічній поверхні кільця. Відстань між центрами отворів становить 1,25 мм в осьовому напрямку та  $2,5^\circ$  в окружному. На каркасі фільтроелемента в області під проникним кільцем зроблено великий отвір для всмоктування фільтрату (Рис 3.2 в). Корпус фільтра має патрубки для входу та виходу рідини, отвір для епізодичного очищення бункеру. Каркас фільтроелемента насаджений на підшипники з ущільненнями, за рахунок чого реалізується його обертання.

Експериментальний стенд функціонує наступним чином (Рис 3.3): рідина, що містить тверді домішки з ємності 3 за допомогою насоса 5 подається через вхідний патрубок на вхід досліджуваного фільтра 6. Основна частина рідини фільтрується і по лінії очищеної рідини повертається в ємність 3. Частина рідини з домішками із бункера скидається в ту ж ємність, де перемішується з чистою рідиною і знову подається на вхід фільтра. Тим самим підтримується постійна концентрація домішок у вхідному середовищі. Витрата регулюється за допомогою крана 4. Проби рідини до і після фільтра беруться з кранів-пробників 2. Для обертання фільтроелемента використовується гідромотор 1, а для контролю обертів – тахометричний датчик 7.

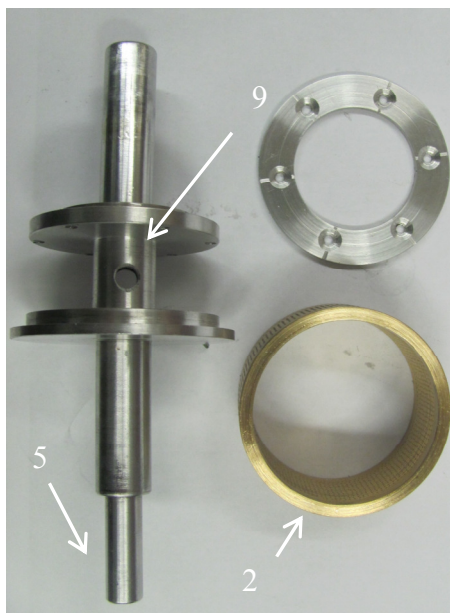




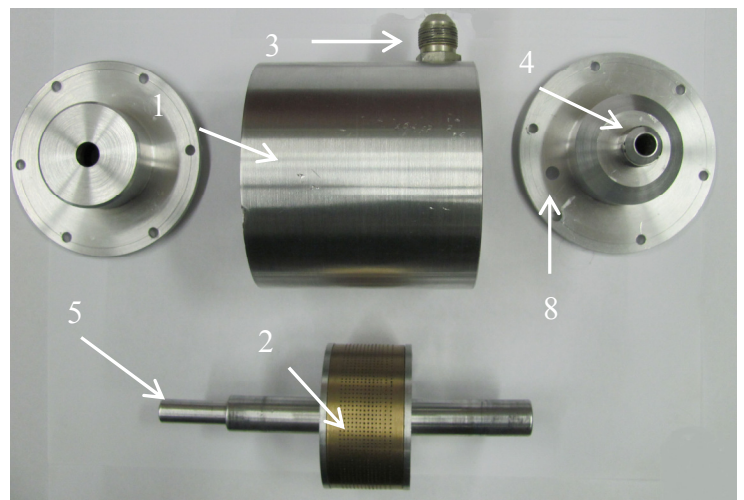
а



б



в



г

Рисунок 3.2 – Схема експериментальної моделі фільтра (а), фото моделі (б), фото фільтра в розібраному вигляді (в,г): 1 – корпус; 2 – обертовий перфорований циліндр; 3 – патрубок підведення рідини; 4 – патрубок відводу рідини; 5 – приводний вал; 6 – гідромотор з плавним регулюванням частоти обертання; 7 – тахометр; 8 – отвір з бункеру; 9 – каркас фільтроелемента

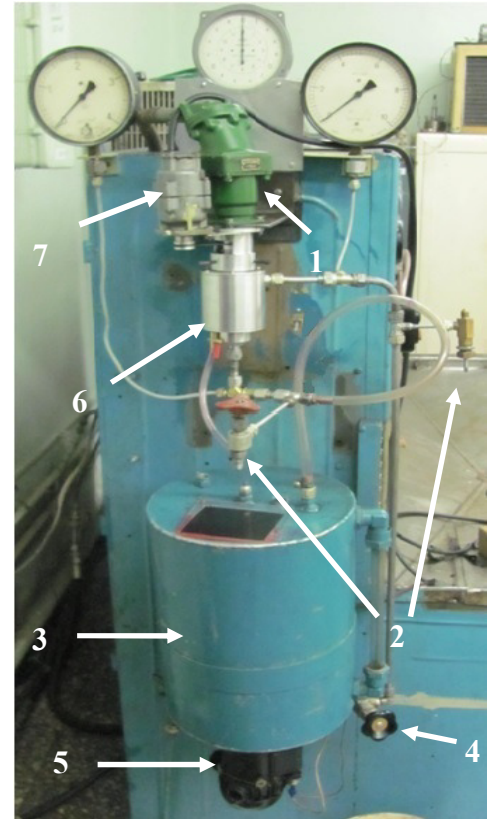
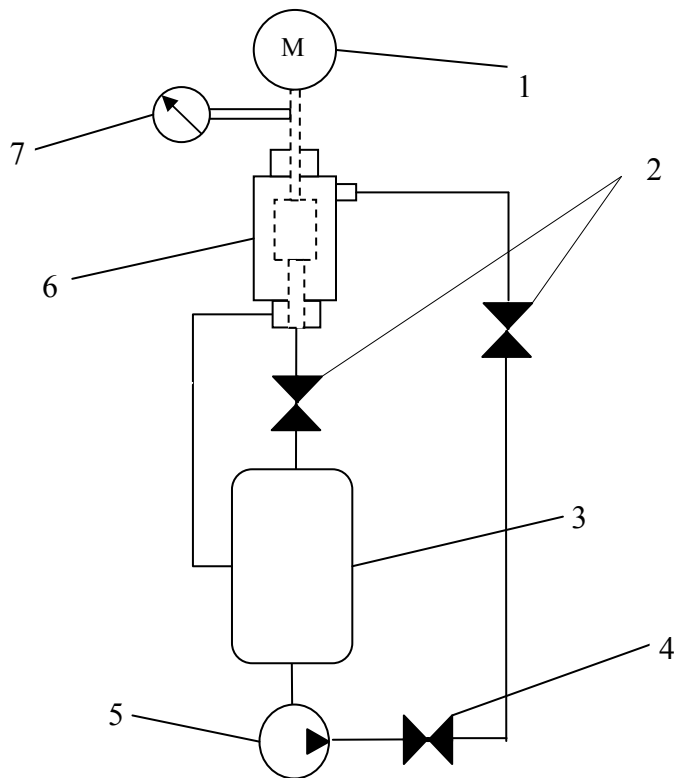


Рисунок 3.3 – Гідравлічна схема експериментального стенду та його фотографія:

1 – гідромотор; 2 – крани для взяття проби рідини; 3 – бак; 4 – кран керування потоком рідини; 5 – відцентровий насос ЕЦН-40;  
6 – експериментальна модель фільтра; 7 – тахометричний датчик

Висновки про відповідність реальної течії висунутим у чисельному моделюванні припущенням можна зробити на основі аналізу сепарації частинок домішки під час проходження рідиною досліджуваної області ротаційного фільтра при змінюванні частоти обертання проникного циліндра, кількості рідини, що подається і її в'язкості.

Як було зазначено раніше, першорядним завданням для дослідження ефективності очищення рідини від забруднень є вимірювання базисних параметрів системи  $Q, \Omega, \nu$ , за допомогою яких визначається режим течії несучої рідини в ротаційному фільтрі. У якості робочої рідини вибрана робоча рідина АМГ-10, а у якості забруднювача – частинки антрациту в діапазоні розмірів 100...200 мкм.

Параметри насоса моделі ЕЦН-40 дають можливість забезпечити максимальну витрату рідини приблизно  $Q_{\max} = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ . Об'ємна витрата рідини вимірюється за допомогою мірної ємності та секундоміру.

Гідромотор, що призводить до обертання фільтруючої перегородки дозволяє досягти максимальної частоти обертання – 6000 об/хв. Для вимірювання кутової швидкості обертання застосовувався вимірювач тахометричний моделі ДТЕ-1, приводний вал якого з'єднується з валом приводу обертання фільтроелемента та покажчика ІСТ-1. Тахометр у діапазоні 100...2750 об/хв має ціну поділки 25 об/хв і максимальну похибку 1,5 % при температурі від  $-25^{\circ}\text{C}$  до  $+50^{\circ}\text{C}$ .

Для визначення величини кінематичної в'язкості  $\nu$  гідравлічної рідини АМГ-10 в процесі експериментального дослідження потрібно вимірювати її температуру. Для цього застосовувався електронний термометр з точністю вимірювання до  $0,2^{\circ}\text{C}$ . Для визначення  $Q$ ,  $\Omega$ ,  $\nu$  використовувалися вимірювальні прилади представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

## Перелік засобів вимірювання

Назва приладу	Тип приладу	Границі вимірювань	Максимальна похибка
Датчик тахометричний	ДТЕ-1	0...2750 об/хв.	1,5%
Штангенциркуль	ШЦ-1	0..12,5 см	0,008%
Секундомір	Цифровий	0...60 сек	0,25%
Мірна ємність	Лабораторний посуд	0...0,001 м <sup>3</sup> 0...0,002 м <sup>3</sup>	1 %
Термометр	WT-1	0...150°C	0,2°C

Згідно з моделлю досліджуваного процесу гідродинамічного очищення рідини, параметр відгуку, в нашому випадку це ефективність очищення, залежить від незмінних встановлених для моделі лінійних розмірів – радіуса фільтроелемента  $R$ , його довжини  $l$  та трьох факторів, що вимірюються: кутової швидкості обертання  $\Omega$ , секундної об'ємної витрати  $Q$  і кінематичної в'язкості рідини  $\nu$ . Модель процесу, що використовувалася, включає також представлення про те, що параметр відгуку знаходиться в залежності від цих факторів через два комплексних безрозмірних числа Рейнольдса (3.1), які будуть характеризувати режим течії при дослідженні ефективності очищення ротаційного фільтру. Отже у підсумку маємо експеримент з двома факторами, що змінюються.

Наступний етап у плануванні експерименту – це встановлення інтервалу варіювання безрозмірними факторами. Для цього кроку необхідно було встановити діапазони зміни величин  $Q$ ,  $\Omega$ ,  $\nu$ . Конструкція експериментального стенда надавала можливість в досліджуваному діапазоні регулювати і підтримувати значення цих величин на необхідному рівні.

В гідравлічній системі експериментального стенду в якості робочої рідини, як було зазначено вище, використовувалася АМГ-10. Інформація про залежність кінематичної в'язкості рідини від температури представлена у джерелі [95]. Апроксимуючи наведені дані в інтервалі зміни температури  $0...40$  °С, кінематична в'язкість АМГ-10 з високою точністю було розраховано за допомогою виразу:

$$\nu(T) = 2,567 \cdot T^{-0,81} \text{ см}^2/\text{с}, \quad (3.4)$$

де  $T$  – температура гідравлічної рідини (°С).

Діапазон досліджених значень температури АМГ-10 – лежав в інтервалі  $29...35$  °С. Відповідно до формули (3.4) визначено інтервал зміни в'язкості

$1,441 \cdot 10^{-5} \leq \nu \leq 1,678 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ . Застосувавши дані з таблиці 3.1, для абсолютної похибки визначення в'язкості, отримано оцінку  $|\delta_\nu| \leq 9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ , а для максимальної відносної похибки значення

$$|\delta_\nu|/\nu \leq 0,0054. \quad (3.5)$$

Як вже було зазначено раніше максимальна витрата АМГ-10, яку створювала насосна установка становила  $Q_{\max} = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ . Отже задалися робочим інтервалом зміни величини  $1,8 \cdot 10^{-4} \leq Q \leq 4,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ , тоді як відносна похибка виміру витрати за допомогою лабораторної ємності (ціна поділки для ємності об'ємом 1 л становить 10 мл, а 2 л – 20 мл) і секундоміру набула вигляду

$$|\delta_Q|/Q \leq 0,0125. \quad (3.6)$$

Параметри гідромотору, що призводив до обертового руху фільтроелемента з плавним регулюванням надавав можливість отримати максимальну частоту обертання 6000 об/хв. Однак тахометричне обладнання, що реєструє мав менші границі вимірювання (Табл. 3.1). Таким чином було задано інтервал зміни частоти обертання  $900 \leq \Omega \leq 2700$  об/хв. Відповідно до таблиці 3.1 відносна похибка має вигляд

$$|\delta_\Omega|/\Omega \leq 0,015. \quad (3.7)$$

Наведені діапазони зміни величин  $Q$ ,  $\nu$ ,  $\Omega$  реєстрованих за допомогою вимірювального обладнання при незмінному радіусі фільтроелемента  $R = 0,3 \text{ м}$ . При цьому похибка вимірювання склала:

$$|\delta_R|/R \leq 0,0033 \quad (3.8)$$

та при його довжині  $l = 0,2$  м

$$|\delta_l|/l \leq 0,005. \quad (3.9)$$

З огляду на вище зазначені діапазони  $Q$ ,  $\nu$ ,  $\Omega$  вибрано наступні інтервали зміни варіюючих факторів  $Re_r$  та  $Re_\varphi$ :

$$100 \leq Re_r \leq 220, \quad 5600 \leq Re_\varphi \leq 15500. \quad (3.10)$$

Щоб визначитися з кроком зміни варіюючих параметрів (3.1) потрібно було розрахувати похибки їх фіксування. Згідно з виразами (3.5)...(3.9) приймаючи до уваги похибки отримано:

$$Re_\varphi + \delta_{Re_\varphi} = \frac{\Omega \cdot R^2}{\nu} \cdot \left(1 + \frac{\delta_\Omega}{\Omega}\right) \cdot \left(1 + \frac{\delta_\nu}{\nu}\right) \cdot \left(1 + \frac{\delta_R}{R}\right)^2, \quad (3.11)$$

$$Re_r + \delta_{Re_r} = \frac{Q}{lv} \cdot \left(1 + \frac{\delta_Q}{Q}\right) \cdot \left(1 + \frac{\delta_\nu}{\nu}\right) \cdot \left(1 + \frac{\delta_l}{l}\right). \quad (3.12)$$

Застосовуючи вираз для розкладання в ряд  $(1+a)^n \approx 1+na$  де  $(a < 1)$ , і не враховуючи добуток малих величин, виходячи з (3.1), (3.11), (3.12) отримано витікаючи звідси оцінки відносних похибок:

$$|\delta_{Re_\varphi}| \leq \frac{\Omega \cdot R^2}{\nu} \cdot \left( \frac{|\delta_\Omega|}{\Omega} + \frac{|\delta_\nu|}{\nu} + 2 \frac{|\delta_R|}{R} \right), \quad (3.13)$$

$$|\delta_{Re_r}| \leq \frac{Q}{lv} \cdot \left( \frac{|\delta_Q|}{Q} + \frac{|\delta_\nu|}{\nu} + \frac{|\delta_l|}{l} \right). \quad (3.14)$$

Ґрунтуючись на виразах (3.13), (3.14) було зроблено висновки, що при максимально можливій похибці вимірювання величин  $Q$ ,  $\nu$ ,  $\Omega$ , що визначаються за формулами (3.5)...(3.9), для похибки безрозмірних змінних факторів  $Re_\varphi$  і  $Re_r$  в інтервалах їх варіювання вірним буде:

$$|\delta_{Re_\varphi}| \leq 0.027 Re_\varphi, \quad (3.15)$$

$$|\delta_{Re_r}| \leq 0.023 Re_r. \quad (3.16)$$

### 3.4 Вибір забруднювача та методика проведення експерименту

Експериментальна модель містить фільтруючу перегородку з діаметром перфорацій 500 мкм. Для того щоб перевірити гідродинамічний ефект очищення потрібно було використати частинки діаметром як мінімум у 2 рази менші ніж діаметр перфорацій. Для визначення ефективності очищення у експерименті застосовувались тверді частинки, в діапазоні розмірів: мінімальний – дорівнює 1/5 діаметру отвору фільтрувальної перегородки (а саме 100 мкм), а максимальний – можна порівняти з 2/5 розміру отвору (а саме 200 мкм).

Отримання потрібного розміру забруднювача здійснювалося за допомогою сортування на фракції вхідного матеріалу на лабораторних ситах марки 58/67ПА (100 мкм) і 33/36ПА (200 мкм). В якості матеріалу забруднювача був обраний антрацит, густина якого  $\rho_p=1600 \text{ кг/м}^3$ .

Концентрація на вході у фільтр задавалася приблизно рівною 0,02...0,03 г/л. Перед вхідним та вихідним патрубками ротаційного фільтра відбувався відбір проб рідини за допомогою кранів-пробників (Рис 3.3). У хімічній лабораторії визначалася забрудненість рідини методом підрахунку частинок за допомогою оптичного мікроскопа [96].

Даний метод полягає в наступному: на першому етапі потрібно було протягнути під вакуумом взяті з експериментального стенду проби з домішками визначеного об'єму через мембранний нітроцелюлозний



фільтр діаметром 55 мм, який збирає забруднювач на своїй поверхні. Для цього використовувалась гребінка-колектор для лабораторної фільтрації, тримачі фільтрів з нержавіючої сталі та вакуумний насос. У кінці даного етапу було проведено висушування фільтра з домішками у сушильній камері (Рис 3.4). Далі проводилися попередні маніпуляції щодо підготовки отриманих пробників мембранних фільтрів з входу та виходу повнопотокового гідродинамічного фільтру до огляду. Підсушений мембранний фільтр було викладено на предметний столик мікроскопу і замочено спеціальною рідиною, яка дозволяє фіксувати його та утримувати частинки бруду на його поверхні, щоб вони не розлетілися.

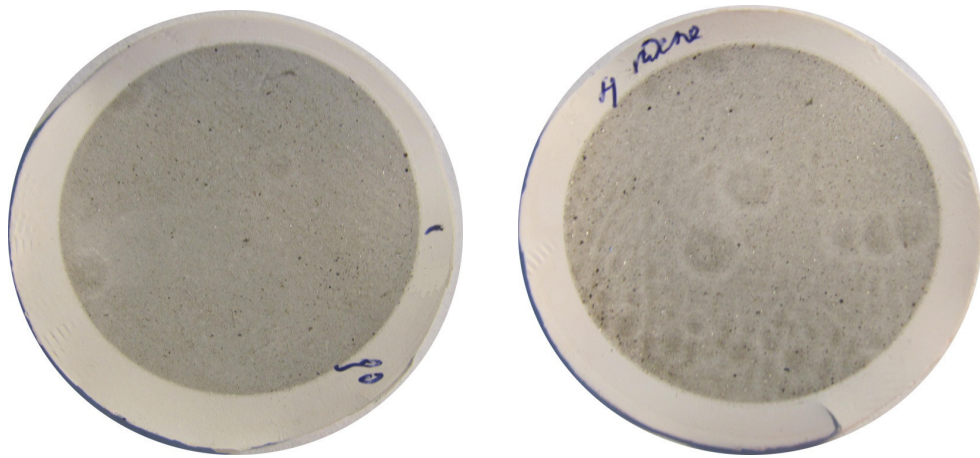


Рисунок 3.4. – Лабораторне обладнання для протягування проби крізь мембранний нітроцелюлозний фільтр: 1 – гребінка колектор; 2 – тримачі фільтрів; 3 – вакуумний насос; 4 – сушильна камера

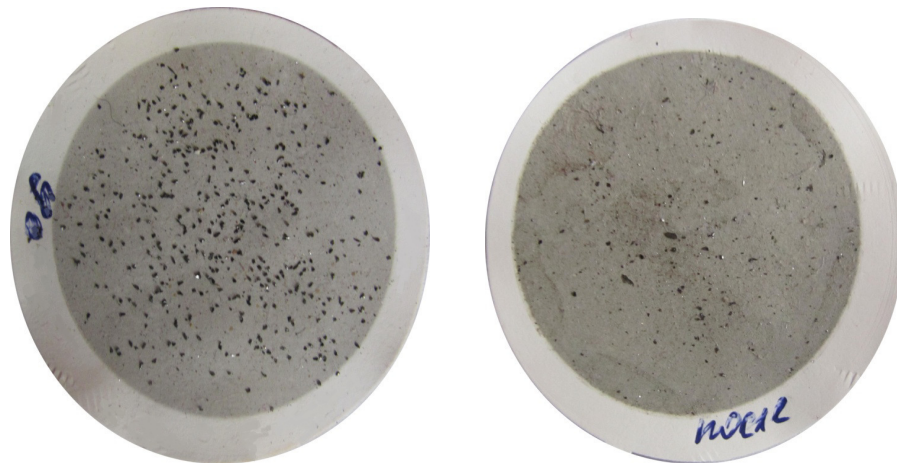
Після виконання описаних вище маніпуляцій для кожного паралельного дослідження отримано досліджувані зразки мембранного фільтру із забрудненнями взятими до і після фільтру. Відразу слід зазначити, що перед проведенням кожного дослідження визначалося фонове забруднення системи для визначення її початкової чистоти (Рис. 3.5). Фоновий



підрахунок дозволяє оцінити забрудненість системи від інших джерел, якщо вони існують.



а



б

Рисунок 3.5 – Фільтри з пробами: а) фонове забруднення до і після ротаційного фільтру; б) забруднення системи після введення домішки до і після ротаційного фільтру

Наступним кроком було визначено діаметр частинок [97] і підраховано їх кількість за допомогою стереоскопічного мікроскопу моделі МБС-10 з 4-х кратним варіантом збільшень об'єктивної частини мікроскопа та використанням окуляру з 8-ми кратним збільшенням і шкалою, що має механізм діоптрійного наведення, за допомогою якого було розглянуто зображення представлені об'єктивною частиною мікроскопа [98]. Використовуючи МБС-10 було вибрано на фільтрі декілька одиничних зон (у нашому випадку 10), як показано на рисунку

3.6, та підраховано кількість частинок відповідного діаметру в кожній зоні. У нашому випадку цей діаметр становить 100...200 мкм, оскільки саме такого розміру частинки було введено у систему для досліджень.

Для збільшення швидкості обробки великої кількості зображень було використано програму Digimizer, яка дозволяє автоматично або вручну розпізнавати частинку домішки, визначити її геометричні розміри та підрахувати їх кількість.

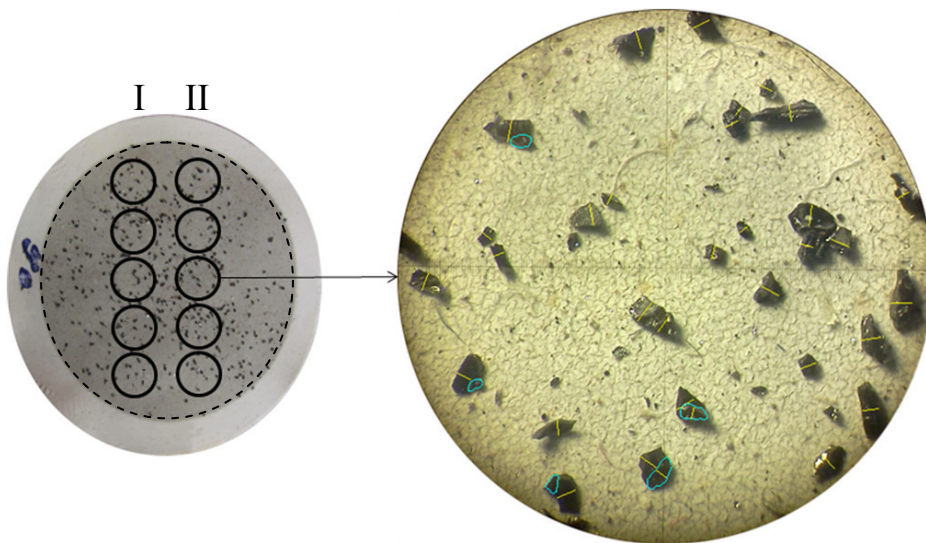


Рисунок 3.6 – Обрання одиничних зон, які поділені на I, II групи (обведені суцільною лінією) та зображення робочої зони (обведена пунктирною лінією)

На рисунках 3.7...3.10 зображені одиничні зони проб до ротаційного фільтра і після нього, які розбиті по п'ять зон для більш зручного представлення одного з паралельних вимірів при режимі течії  $Re_{\varphi} = 15500$  та  $Re_r = 220$ .

На рисунках 3.7...3.10 зображених нижче в деяких випадках спостерігається коагуляція частинок. Для більш точного визначення їх кількості застосовувалось наближення в декілька разів більше робочого режиму. Роз'єднувалися частинки за допомогою скальпелю. Розмір частинок визначався за допомогою мірної шкали на об'єктиві мікроскопа та його інструкції з експлуатації.



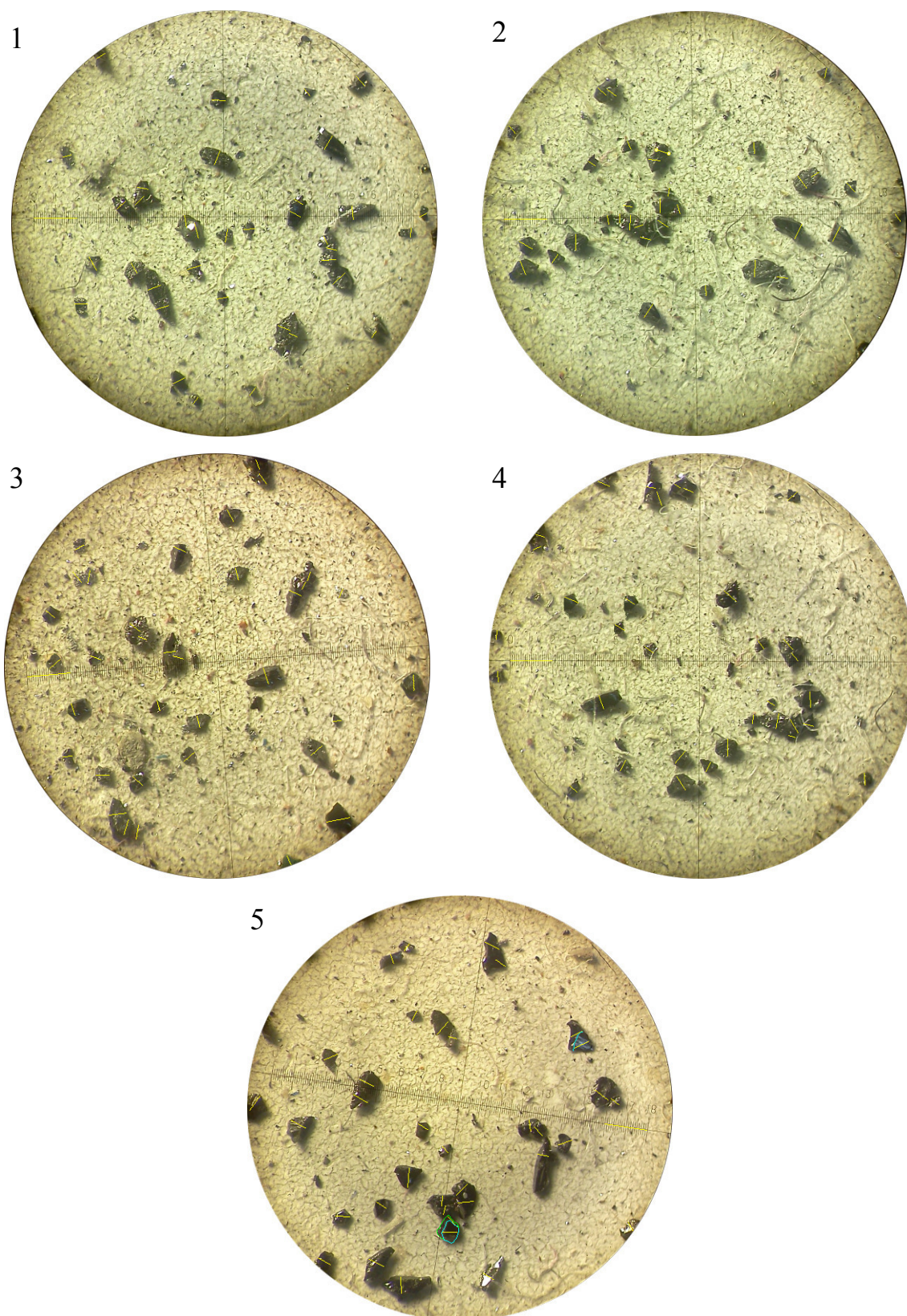


Рис 3.7 – Перша (I) група з 5-ти одиничних зон для проби рідини перед ротаційним фільтром при режимі течії  $Re_{\varphi} = 15500$ ,  $Re_r = 220$



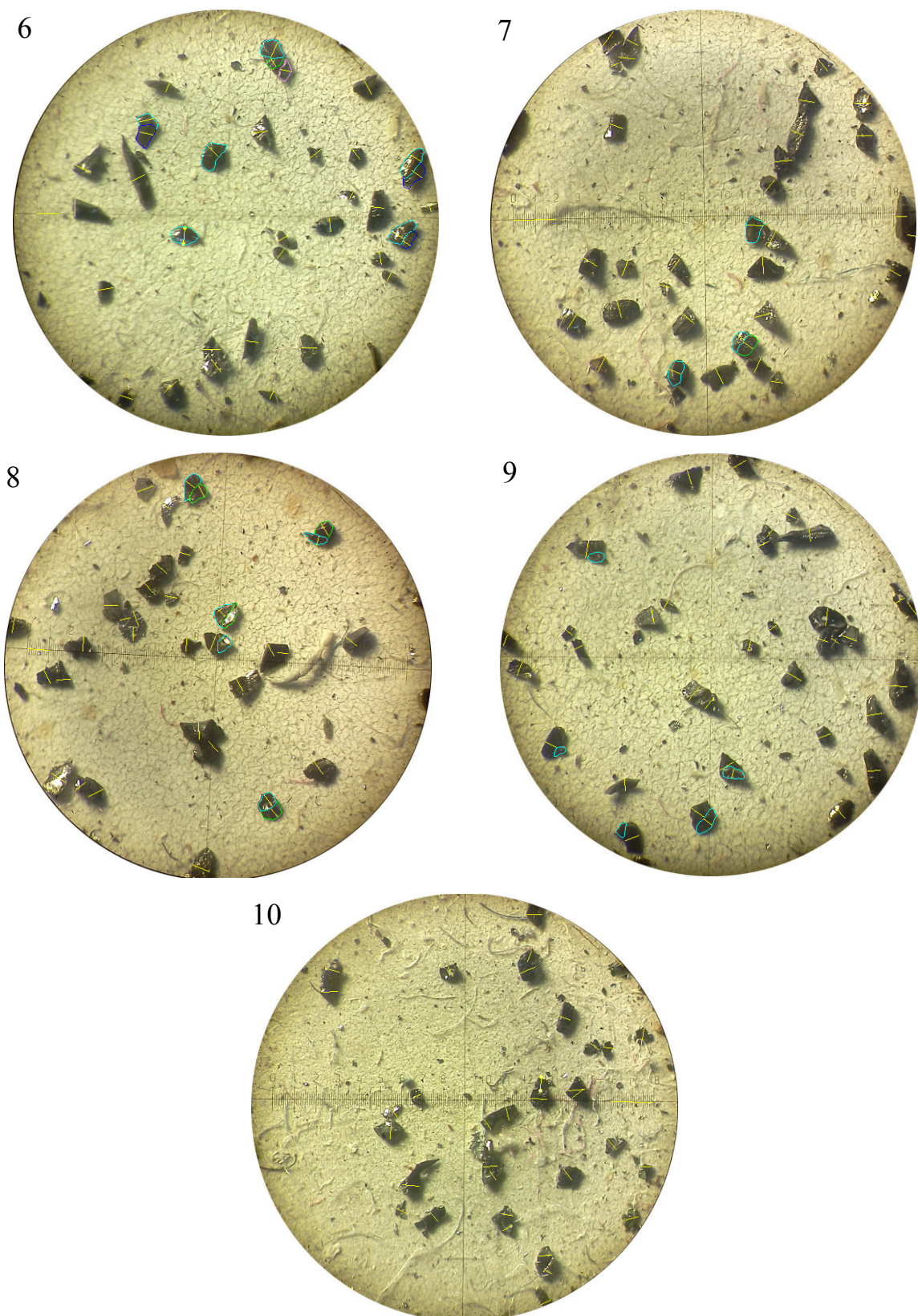


Рис. 3.8 – Друга (II) група з 5-ти одиничних зон для проби рідини перед ротатійним фільтром при режимі течії  $Re_{\varphi} = 15500$ ,  $Re_r = 220$



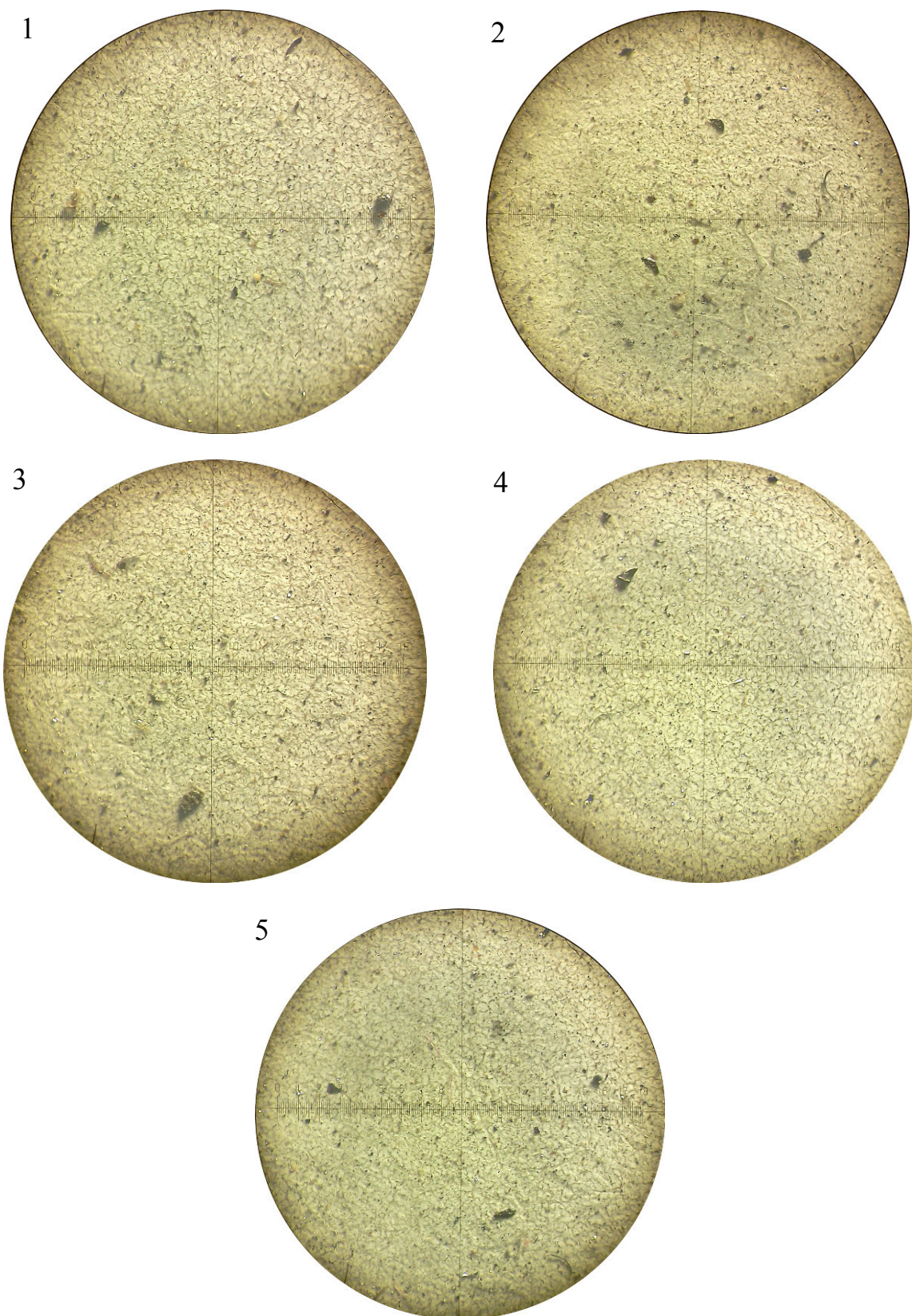


Рис. 3.9 – Перша (I) група з 5-ти одиничних зон для проби рідини після ротаційного фільтра при режимі течії  $Re_{\varphi} = 15500$ ,  $Re_r = 220$



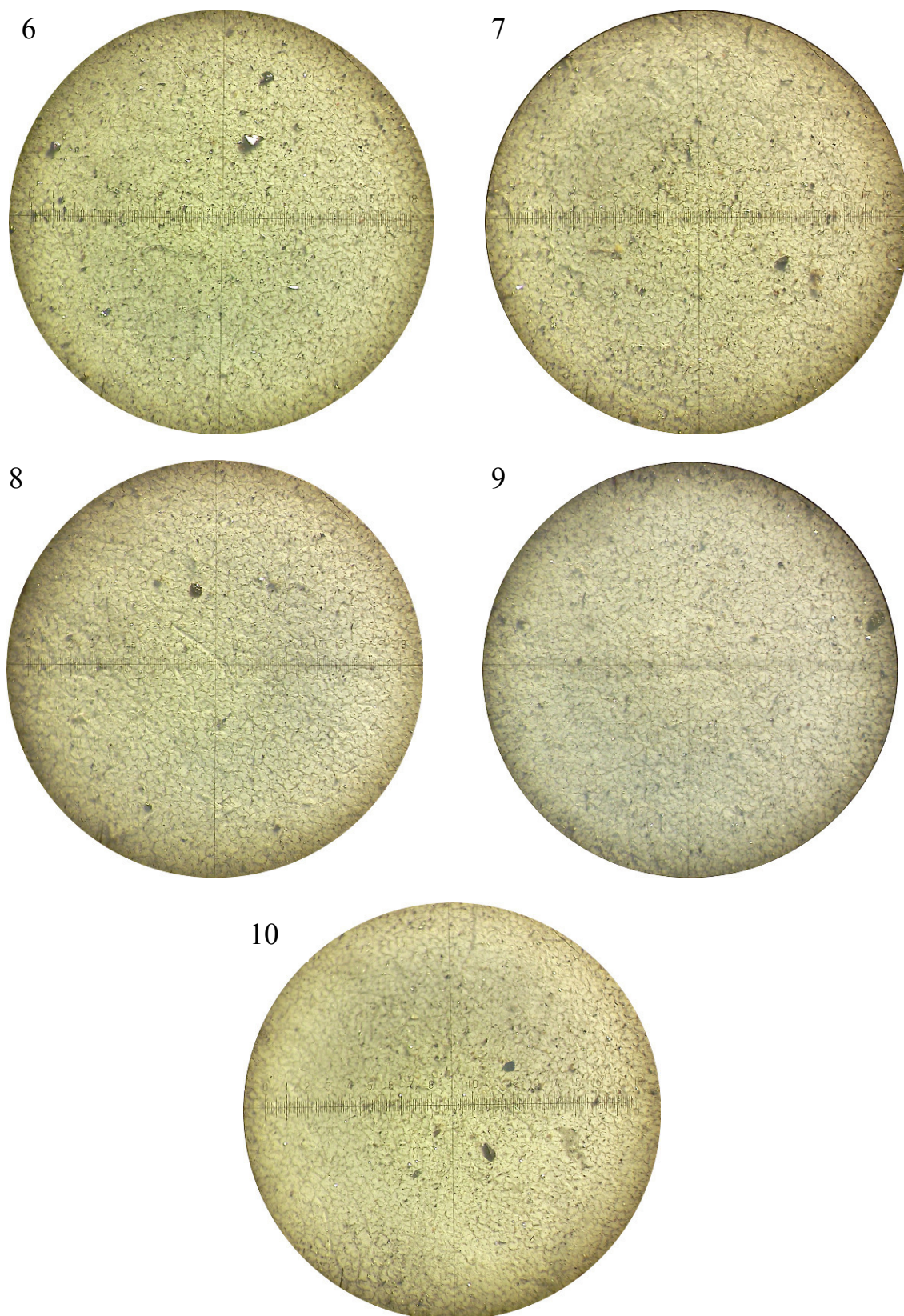


Рис 3.10 – Друга (II) група з 5-ти одиничних зон для проби рідини після ротаційного фільтра при режимі течії  $Re_{\varphi} = 15500$ ,  $Re_r = 220$

Результати підрахунків для 100 мл проби кількості частинок обраного розміру знаходили за наступною формулою:

$$n_{nep} = n_{nisl} = \frac{A \cdot n_0 \cdot 100}{f \cdot S \cdot V}, \quad (3.17)$$

де  $A$  – площа робочої зони фільтрування мембранного нітроцелюлозного фільтру;

$f$  – число підрахованих одиничних зон;

$S$  – площа одиничної зони;

$n_0$  – сума частинок обраного розміру всіх розглянутих одиничних зон;

$V$  – обсяг відфільтрованої рідкої проби;

100 – об'єм проби, до якого відносять результат підрахунку, мл.

По значенням кількості порахованих частинок перед  $n_{nep}$  і після  $n_{nisl}$  (3.17) досліджуваного ротаційного фільтра визначалась відносна кількість відсепарованих частинок на 100 мл рідини, чи, як по іншому, ефективність очищення для даного режиму течії:

$$\tilde{n} = \frac{n_{nep} - n_{nisl}}{n_{nep}} \cdot 100. \quad (3.18)$$

### 3.5 Обробка результатів експерименту

Згідно з прийнятими вище діапазонами варіюючих факторів  $Re_\varphi$  і  $Re_r$  потрібно було встановити проміжки між суміжними рівнями.

Для дослідження зв'язку між ефективністю очищення (3.18) та  $Re_\varphi$  і  $Re_r$  було проведено одну серію дослідів, де необхідно щоб досліджувані експериментальні точки перебували в межах інтервалу зміни варіюючих факторів, що наведені у нерівності (3.10). Проведена серія дослідження містить 5 рівнів змінювання  $Re_\varphi$  і  $Re_r$ , кожен з яких має по 5 паралельних

повторювань. Як можна побачити в таблиці 3.2 та на рисунку 3.11 досліджувані точки проведеної серії експериментів охоплюють тільки зону стійкості, та не захоплюють діапазони, що знаходяться в зоні нестійкості, де можливе утворювання вторинних вихрових включень.

Таблиця 3.2

Значення рівнів варіюючих факторів (1-а серія експериментів)

№ рівня ( <i>i</i> )	Кількість паралельних вимірів ( <i>k</i> )	Характеристичне число $Re_r$	Характеристичне число $Re_\phi$	Кінематична в'язкість $\nu$ (температура)
1	5	102	5700	$1,486 \cdot 10^{-5}$ (33,7° C)
2	5	129	7750	$1,582 \cdot 10^{-5}$ (31,2° C)
3	5	161	10340	$1,458 \cdot 10^{-5}$ (34,5° C)
4	5	192	13030	$1,519 \cdot 10^{-5}$ (32,8° C)
5	5	220	15500	$1,642 \cdot 10^{-5}$ (29,8° C)

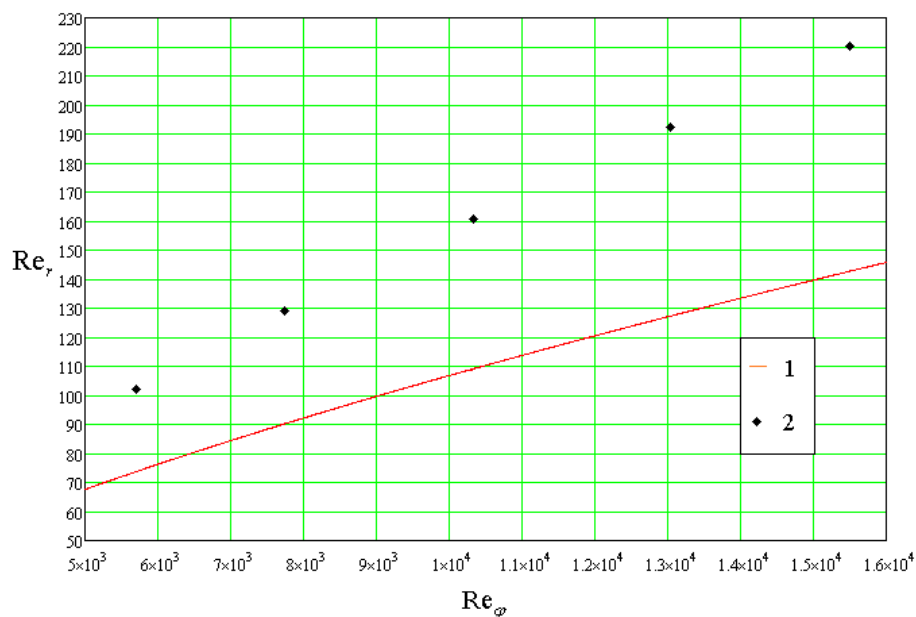


Рисунок 3.11 – Нейтральна крива стійкості течії (формула 3.3) в проміжку між корпусом та фільтроелементом (1) та експериментальні точки першої серії дослідів (2)

Основна оцінка розподілу величин  $\tilde{n}_{ik}$  (Табл. 3.3), розрахованих в паралельних спостереженнях на одному рівні *i* по відношенню до середнього значення, є дисперсія  $S_i^2$ , яка виражається наступним чином [99]:



$$S_i^2 = \frac{\sum_{k=1}^n (\tilde{n}_{ik} - \bar{\tilde{n}}_i)^2}{n-1}, \quad (i=1, \dots, N). \quad (3.19)$$

Таблиця 3.3

## Значення функції відгуку і статистик її вибірки

№ рівня ( $i$ )	№ парал. виміру ( $k$ )	Кількість частинок в пробі "перед" фільтром ( $n_1$ )	Кількість частинок в пробі "після" фільтра ( $n_2$ )	Функція відгуку ( $\tilde{n}_{ik}$ )	Середнє значення функції відгуку ( $\bar{\tilde{n}}_i$ )	Дисперсія ( $S_i^2$ )	Відносне відхилення ( $r_{ik}$ )
1	1	351	83	76,35328	75,61474	1,66110938	0,4970795
	2	356	88	75,2809			-0,2246999
	3	370	94	74,59459			-0,686627
	4	363	93	74,38017			-0,8309518
	5	355	80	77,46479			1,7589189
2	1	244	64	73,77049	72,81295	1,40484722	0,7620464
	2	232	60	74,13793			1,3697976
	3	233	65	72,103			-0,7339669
	4	240	69	71,25			-1,6158267
	5	239	65	72,80335			-0,0099326
3	1	341	83	75,65982	76,07851	1,93393788	-0,3689173
	2	345	80	76,81159			0,6459457
	3	351	91	74,07407			-1,7661745
	4	329	73	77,81155			1,5270402
	5	338	81	76,0355			-0,0378941
4	1	301	50	83,3887	83,13394	0,4502911	0,4652204
	2	292	52	82,19178			-1,72044
	3	283	49	82,68551			-0,818854
	4	289	47	83,73702			1,1012751
	5	300	49	83,66667			0,9727977
5	1	356	21	94,10112	94,69402	0,35913371	-1,2123105
	2	349	19	94,55587			-0,2824714
	3	341	17	95,01466			0,6556254
	4	347	20	94,23631			-0,935889
	5	338	15	95,56213			1,7750454

В експериментальному дослідженні розраховані величини дисперсій для всіх рівнів  $i$  для змінюваних параметрів  $Re_\phi$  і  $Re_r$ , які наведені у цьому стовпці таблиці 3.3. У п'ятому стовпці представлені значення функції відгуку, в нашому випадку це ефективність очищення, яка обчислюється за допомогою виразу (3.18).

Середні по паралельним вимірам величини  $\tilde{n}$  для кожного рівня змінних параметрів  $Re_\varphi$  і  $Re_r$  розраховувалися наступним чином:

$$\bar{\tilde{n}}_i = \frac{\sum_{k=1}^n \tilde{n}_{ik}}{n}, \quad (i = 1, \dots, N), \quad (3.20)$$

звідки  $\tilde{n}_{ik}$  – значення ефективності очищення рідини на  $i$ -му рівні при паралельному вимірі  $k$ ;  $n = 5$  – кількість паралельних вимірів;  $N = 5$  – кількість досліджуваних рівнів, які характеризуються факторами  $Re_\varphi$  і  $Re_r$ .

Контроль щодо наявності значень ефективності очищення  $\tilde{n}_{ik}$ , що сильно відрізняються, був здійснений за рахунок визначення відносних відхилень  $r_{ik}$  за виразом [99]:

$$r_{ik} = \frac{\tilde{n}_{ik} - \bar{\tilde{n}}_i}{\sqrt{S_i^2 \cdot \frac{n-1}{n}}}, \quad (i = 1, \dots, N; k = 1, \dots, n). \quad (3.21)$$

Порівнюючи отримані величини  $r_{ik}$  з табличним  $r$ , при умові  $r_{ik} < r$  для усіх  $r_{ik}$  доцільно визнати гіпотезу щодо однорідності отриманих результатів спостережень. Тоді як при умові  $r_{ik} > r$  відповідні  $r_{ik}$  необхідно було виключити при статистичній обробці, оскільки вони являються грубими значеннями. При знаходженні табличного відхилення потрібно було знати число ступенів свободи, яке розраховується за виразом  $n_f = n - 2$ . Для даного дослідження при  $n_f = 3$  і для найчастіше застосовуваного рівня значущості – 0,05, що було отримано з джерела [100]

$$r_{\max} = 1,86. \quad (3.22)$$

Зіставляючи табличне значення з визначеними за формулою (3.21) відхиленнями  $r_{ik}^*$ , наведеними в крайньому стовпчику таблиці 3.3, зробили висновок, що в отриманих під час експерименту даних немає грубих значень функції відгуку, що різко виділяються.

Похибка відтворюваності проведеного експерименту контролювалася за допомогою розрахунку дисперсії відтворюваності, яка має наступний вигляд:

$$S_{\{h\}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{k=1}^n (\tilde{n}_{ik} - \bar{\tilde{n}}_i)^2}{N(n-1)}. \quad (3.23)$$

Цю формулу можна застосовувати тільки за умови, якщо кількість паралельних вимірювань однакова для кожного окремо взятого рівня варіюючих параметрів  $Re_{\varphi}$  і  $Re_r$ . Надалі при проведенні регресійного аналізу формула (3.22) була застосована у разі однорідності дисперсій  $S_i^2$ , ( $i=1, \dots, N$ ). Контроль їх однорідності здійснювався за допомогою невибагливої, але поряд з цим найбільш суворої перевірки, яка ґрунтується на статистичному критерії Фішера, який розраховується [100, 101] за наведеною нижче формулою:

$$F = \frac{\max(S_i^2)}{\min(S_i^2)}, \quad (3.24)$$

де  $\max(S_i^2)$  – найбільша обчислена дисперсія та  $\min(S_i^2)$  – найменша.

Розраховане значення  $F$  (3.24) зіставлялося з табличним  $F_T$  [100]. При знаходженні останнього застосовувалося два критерії (ступеня свободи) –  $n_{f1} = n_1 - 1$ ,  $n_{f2} = n_2 - 1$ , де  $n_1$ ,  $n_2$  – число складових у вибірках на рівні  $i$ , для яких розраховані дисперсії, що наведені в виразі (3.24). За умови  $F_T > F$  зробили висновок, що розраховані дисперсії, які відносяться до однієї сукупності, є однорідними. В представлених розрахунках  $n_{f1} = n_{f2} = n - 1 = 4$ .

При цьому табличне значення критерію Фішера дорівнює  $F_T = 6,4$  [100], а умову однорідності дисперсій можна представити у вигляді

$$F < 6,4. \quad (3.25)$$

Визначивши фактичне значення критерію Фішера по виразу (3.24)  $F = 5,4$ , відмітили, що воно не перевершує величину табличного і відповідає умові (3.25). Таким чином для визначення дисперсії відтворюваності експерименту є вірним вираз (3.23), при його використанні отримаємо:

$$S_{\{h\}}^2 = 0,29. \quad (3.26)$$

Далі було проведено регресійний аналіз, для того щоб визначити вид і піддати перевірці адекватність функціональної залежності параметрів відгуку від варіюючих факторів. В представленому дослідженні знайдено рівняння регресії у вигляді:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2. \quad (3.27)$$

Використання методу найменших квадратів [100, 102, 103] дозволило отримати коефіцієнти  $b_0 = 196,5132$ ,  $b_1 = -3,995037$ ,  $b_2 = 0,050146$ , звідки рівняння регресії (3.27) набуло вигляду

$$\tilde{n}(\text{Re}_{r_i}, \text{Re}_{\varphi_i}) = 196,5132 - 3,995037 \cdot \text{Re}_r + 0,050146 \cdot \text{Re}_{\varphi}. \quad (3.28)$$

Щоб обґрунтувати можливість застосування моделі (3.28) потрібно було довести її адекватність. Отже наступним кроком необхідним визначити дисперсію адекватності за допомогою наступного виразу [103]

$$S_a^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta \tilde{n}_i^2}{n_f}, \quad (3.29)$$

де  $\Delta \tilde{n}_i = \tilde{n}_i - \tilde{n}(\text{Re}_{r_i}, \text{Re}_{\varphi_i})$ , звідки перший член віднімання – це експериментально отримане середнє значення функції відгуку, наведене у шостому стовпчику таблиці 3.3, а другий – обчислений за допомогою виразу (3.28) для відповідних значень варіюючих факторів  $\text{Re}_{r_i}, \text{Re}_{\varphi_i}$ ;  $n_f$  – число ступенів свободи.

В нашому випадку число ступенів свободи розраховувалося як різниця між кількістю рівнів варіюючих факторів  $i$  та кількістю коефіцієнтів, знайдених незалежно за підсумками цих експериментальних досліджень. Таким чином маємо  $n_f = 5 - 3 = 2$ .

Для перевірки припущення щодо придатності отриманої моделі рекомендувалось застосувати критерій Фішера, який можна знайти за допомогою наступної формули [103,104]:

$$F = \frac{S_a^2}{S_{\{h\}}^2}, \quad (3.30)$$

де  $S_a^2$  та  $S_{\{h\}}^2$  відповідно вже відомі нам дисперсія адекватності (3.29) та відтворюваності (3.23). Обчислене значення  $F$  зіставлялось з табличним, після цього робили кінцеву оцінку щодо адекватності отриманої моделі. Наряду з цим, кількість ступенів свободи для дисперсії відтворюваності  $S_{\{h\}}^2$  має значення  $N(n-1) = 20$ .

В наших розрахунках, для ступенів свободи  $n_{f1} = 20$ ,  $n_{f2} = 2$ , з джерел [100, 104] значення критерію Фішера при рівні значущості 0,05 дорівнювало 3,49. Таким чином, критерій придатності рівняння регресії (3.28) виглядає як:

$$F < 3,49. \quad (3.31)$$

Критерій отриманий за формулою (3.30) дорівнює 1.4, що доказує гіпотезу про адекватність моделі (3.28).

### 3.6 Висновки по третьому розділу

1. Створено експериментальний стенд та систему вимірювань для дослідження ефективності сепарації механічних домішок в повнопотоковому ротаційному фільтрі. Проведено оцінку точності вимірюваних параметрів.

2. Обґрунтовано вибір інтервалів зміни  $Q$ ,  $\nu$ ,  $\Omega$  та відповідно варіюючих факторів  $100 \leq Re_r \leq 220$ ,  $5600 \leq Re_\varphi \leq 15500$ , розраховано похибки їх вимірювання  $|\delta_{Re_\varphi}| \leq 0,027 Re_\varphi$ ,  $|\delta_{Re_r}| \leq 0,023 Re_r$ .

3. Наведено методику проведення експерименту для визначення ефективності очищення рідини від частинок антрацита розміром 100...200 мкм. Розроблено план експерименту, проведено статистичну обробку експериментальних даних та регресійний аналіз, згідно з яким отримано придатну регресійну модель виду  $\tilde{n}(Re_r, Re_\varphi) = 196,5132 - 3,995037 \cdot Re_r + 0,050146 \cdot Re_\varphi$ . За допомогою критерію Фішера доведена її адекватність. Отримана регресійна модель дозволила оцінити вплив  $Re_r$  та  $Re_\varphi$  на ефективність очищення рідини, вибрати їх раціональні значення.

4. На основі отриманих експериментальних даних встановлена ефективна область очищення рідини, яка характеризується безрозмірними параметрами  $Re_\varphi = 15500$ ,  $Re_r = 220$ , де реалізується видалення  $\sim 95\%$  механічних домішок розміром 200 мкм.

## **РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ РІДИНИ У ПОВНОПОТОКОВОМУ ГІДРОДИНАМІЧНОМУ ФІЛЬТРІ З ОБЕРТОВИМ ПЕРФОРОВАНИМ ЦИЛІНДРОМ**

### **4.1 Обґрунтування запропонованої методики чисельного моделювання**

#### **4.1.1 Верифікація чисельного моделювання**

В останні роки поширення набуло використання CFD – моделювання для вирішення різних завдань гідрогазодинаміки. Це пов'язано з тим, що натуральні випробування затратні та проводяться в обмеженому діапазоні факторів і вимагають ретельного контролю впливу параметрів експериментальної установки і вимірювальної апаратури на результат. Але сучасні досягнення обчислювальної техніки та обчислювальної математики дозволяють вирішити досить складні завдання, проте далеко не завжди їх використання дає адекватні результати. Особливо це стосується просторових течій, коли використовуються не повністю адекватні моделі, а для їх чисельного моделювання застосовуються деякі не зовсім обґрунтовані припущення.

При виконанні відповідних інженерних розрахунків чисельними методами для обґрунтування коректності розрахункових моделей рекомендується застосовувати процедуру перевірки та затвердження моделі, яка може бути заснована на порівнянні експериментальних даних та даних отриманих за допомогою моделювання.

Для підтвердження надійності чисельного рішення в обчислювальній гідромеханіці найчастіше доводиться спостерігати за поведінкою рішення при поступовому зменшенні розмірів комірок сітки (збіжність по сітках), а потім зіставити отримані чисельні дані для відповідної модельної задачі з загальновідомими результатами. В якості подібної модельної задачі до досліджуваних течій в повнопотокових фільтрах доцільно звернутися до течії Куетта-Тейлора між співвісними циліндрами.

Для цієї мети використовувалася тестова задача, заснована на відповідній ізотермічній течії Куєтта-Тейлора між непроникними циліндрами з обертанням внутрішнього. Розглядалася вісісиметрична постановка за схемою на рисунку 4.1.

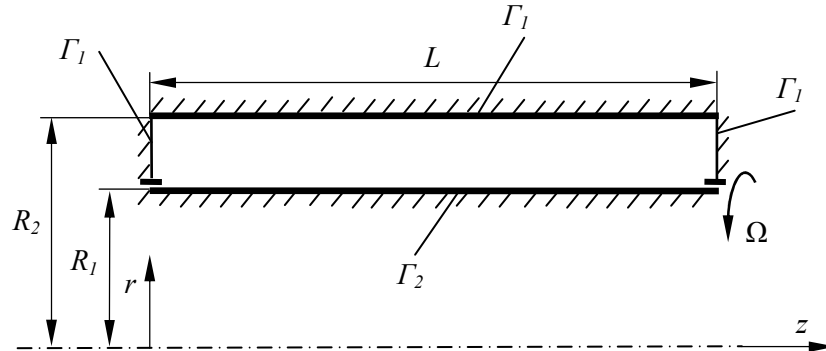


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема області течії в задачі Куєтта-Тейлора

Замість періодичних по  $z$  граничних умов на межах  $z=0$  та  $z=L$  використовувалися умови «прилипання» на твердих нерухомих торцях. Для тестованої області прийнято  $\tilde{h} = 0,1$ ,  $L/h = 13$ , а граничні умови мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \Gamma_1 : V_r = V_\varphi = V_z, \\ \Gamma_2 : V_r = V_z = 0, V_\varphi = R_1 \Omega. \end{aligned} \quad (4.1)$$

Граничні умови і тестована область, де відбувається рух рідини мають осьову симетрію, тому для зменшення часу розрахунку задалися вісісиметричною течією. Протестоване обертання внутрішнього непроникного циліндра для режимного параметра  $Re_\varphi = 2,5 \cdot 10^3$ . В даному випадку відбувається макровихровий режим течії з так званими хвилястими вихорами Тейлора. На рисунку 4.2 представлено розбиття тестованої області течії структурованою нерівномірною сіткою із сумарним числом комірок  $N_{\text{cells}} = 18518$  і пристінковим кроком в напрямку нормалі до стінок  $5 \cdot 10^{-3}h$ .



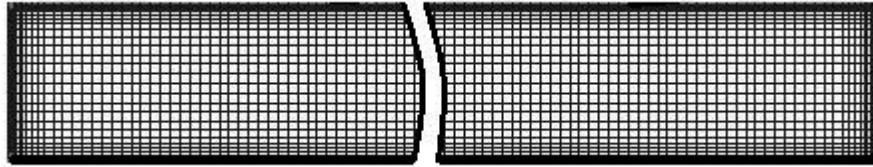


Рисунок 4.2 – Розрахункова сітка тестованої області течії

На рисунку 4.3 а проілюстровані графіки зміни погрішностей у виконанні дискретних рівнянь нерозривності ( $\delta_c$ ) і перенесення компонент кількості руху ( $\delta_{V_r}$ ,  $\delta_{V_\phi}$ ,  $\delta_{V_z}$ ). По осі абсцис показана кількість ітерацій. На рисунку 4.3 б наведені графіки зміни інтегральних характеристик – середнього значення коефіцієнта тертя в осьовому напрямку  $c_{fz}$  на внутрішній поверхні нерухомого циліндра ( $r=R_2$ ) та максимального по області значення функції струменю  $\Psi_{\max}$ .

Наведені на рисунку 4.3 дані ілюструють непогану збіжність чисельного рішення і підтверджують наявність для використаних вихідних даних усталеного макровихрового ламінарного руху рідини.

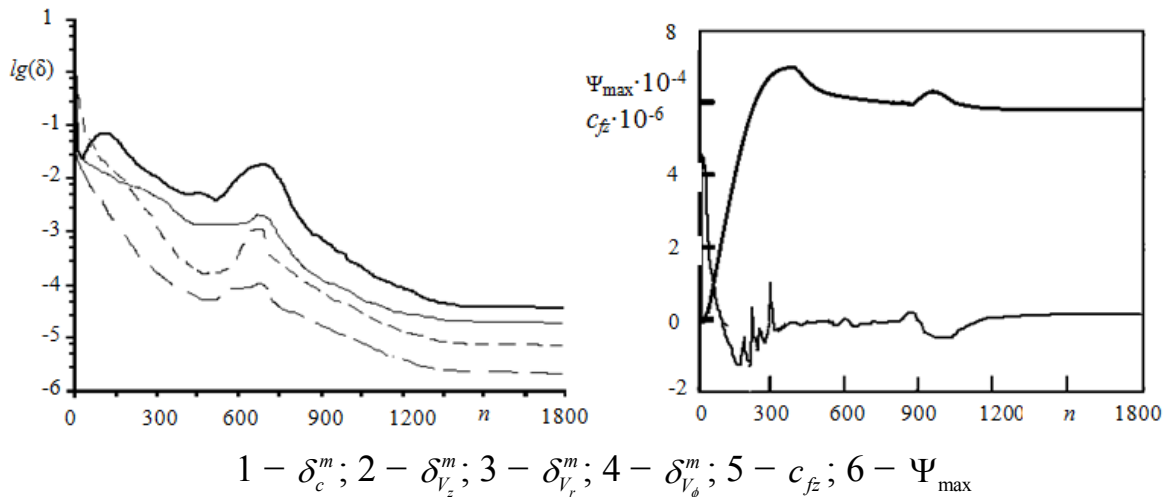


Рисунок 4.3 – Графіки зміни погрішностей (а) та інтегральних характеристик течії (б) під час чисельного моделювання

У таблиці 4.1 представлені дані, що характеризують зміну інтегральних параметрів течії з подібненням сітки. При цьому крім згадуваних вище величин розглядаються також максимальне значення в області осової компоненти швидкості. Як видно з наведених результатів,

при подрібненні сітки приблизно в 3 рази результати розрахунків не зазнають істотних змін, що підтверджує відповідність рішення по сітках.

Таблиця 4.1

## Результати збіжності по сітках

Кількість комірок розрахункової сітки ( $N_{cells}$ )	Максимальне значення функції струменю ( $\Psi_{max}$ ), кг/с	Максимальне значення осьової швидкості ( $(V_z)_{max}$ ), м/с	Коефіцієнта тертя в осьовому напрямку на поверхню нерухомого циліндра ( $c_{fz}$ )
18518	0,0006036521	0,00364532	$1,423794 \cdot 10^{-8}$
59812	0,000607322	0,00359843	$1,427853 \cdot 10^{-8}$

Також реалізована верифікація чисельного рішення на предмет визначення межі та особливостей виникнення вихорів Тейлора в обертовій з внутрішнім циліндром системі координат. В результаті доказано, що чисельне рішення демонструє появу макровихорів при значеннях дуже близьких до достовірно відомого значення  $Ta_{cr} = 41,3$ . При цьому також вірно відображається характер виникнення вихорів з ростом  $Ta$  (Рис. 4.4).

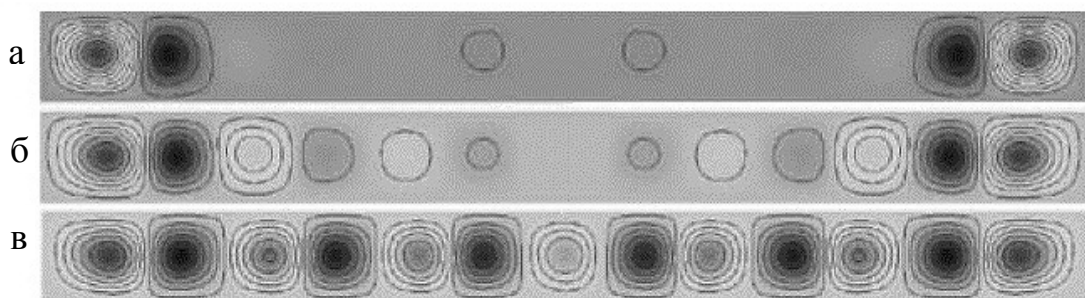


Рисунок 4.4 – Картина ліній течії відносного руху рідини модельної задачі для значень числа Тейлора:  $Ta = 39,6$  (а),  $Ta = 41,3$  (б),  $Ta = 43,3$  (в)

Охарактеризовані вище тестові завдання стосувалися ламінарного руху рідини і не вимагали застосування моделі турбулентності. У наступному пункті було розглянуто проблему моделювання турбулентних рухів.

### 4.1.2 Тестування моделі турбулентності

При виборі моделі турбулентності було проаналізовано результати розрахунку тестової задачі із порівнянням з уже відомими даними. В якості тестової задачі було вибрано течію між непроникними циліндрами при обертанні внутрішнього. Розрахункова схема відповідає рисунку 4.1. На межах  $z=0$  та  $z=L$  використовуються умови періодичності

$$\phi(r, \varphi, 0) = \phi(r, \varphi, L) \quad (4.2)$$

при значенні  $L/h = 2,4$ , що відповідає довжині одного вихору  $1,2h$ . Для відносної ширини кільцевого зазору прийнято  $\tilde{h} = 0,462$  (в цілях порівняння з експериментальними даними роботи).

На рисунку 4.5 для випадку  $Re_h = 8800$  представлено розподіл по ширині кільцевої області розрахункових значень  $(U_\varphi r)/(WR_1)$ , визначених для модельної задачі та порівняних з подібними результатами DNS ( $Re_h = 8000$ ,  $\tilde{h} = 0,5$ ) та експериментальними даними ( $Re_h = 8700$ ,  $\tilde{h} = 0,5$ ).

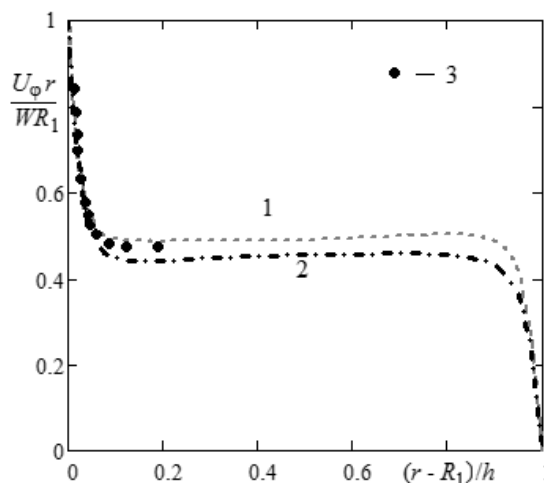


Рисунок 4.5 – Розподіл безрозмірного усередненого моменту кількості руху:

1 – розрахунок, модель SST  $k-\omega$ ; 2 – DNS [105]; 3 – експеримент [106]

Число Рейнольдса  $Re_h$ , підраховане по ширині зазору, яке має вигляд:

$$\text{Re}_h = \frac{\Omega R_1 h}{\nu}, \quad (4.3)$$

звідки  $h$  – відстань між коаксіальними циліндрами.

Всі прораховані результати знаходяться в повній відповідності з відомими даними, що ще раз підтверджує точність і достовірність наближеного рішення, покладеного в основу чисельного моделювання.

#### 4.1.3 Порівняння результатів моделювання з експериментом

Представлене у розділі 2 чисельне моделювання реалізоване на базі програмного комплексу ANSYS FLUENT та як вже було зазначено, ґрунтується на чисельному рішенні системи усереднених по Рейнольдсу диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса спільно з замикаючими їх емпіричними моделями турбулентності. Для замикання системи застосовувалася MSST  $k-\omega$  модель Ментера, яка забезпечує адекватні результати розрахунку усереднених гідродинамічних характеристик в розглянутих умовах у всьому діапазоні можливих режимів течії. З огляду на це в даному підрозділі наведені результати валідації використовуваної розрахункової моделі на основі експериментальних даних.

Висновки про відповідність реальної течії висунутим у чисельному моделюванні припущенням можна зробити на основі аналізу сепарації частинок домішки під час проходження рідиною досліджуваної області ротаційного фільтра при змінюванні частоти обертання проникного циліндра, кількості рідини, що подається та її в'язкості.

Відповідно вище викладеному матеріалу в розділі 2 за допомогою чисельного моделювання розглядається у дрібномасштабній постановці гідродинаміка течії рідини АМГ-10 та проходження частинок антрациту через періодичний фрагмент поверхні обертового

проникного циліндра перфорованої конструкції при різних режимах течії і розмірах частинок. Даний фрагмент був змодельований на основі експериментального зразка фільтра. Для проведення чисельного моделювання обрана тривимірна розрахункова схема, з тринадцятьма отворами (Рис. 2.3). Слід відмітити, що граничні умови були задані близькими до умов реальних експериментів.

За результатами чисельного моделювання у таблиці 4.2 представлені результати ефективності очищення для розміру забруднень 100 і 200 мкм.

Таблиця 4.2

Результати чисельного моделювання при реалізації дрібномасштабної постановки для частинок діаметром 100 мкм та 200 мкм

Характеристичне число $Re_r$	Характеристичне число $Re_\varphi$	Ефективність очищення $m$	
		100 мкм	200 мкм
102	5700	0,69	0,79
129	7750	0,71	0,78
161	10340	0,74	0,81
192	13030	0,82	0,87
220	15500	0,94	0,98

Порівнюючи наведені результати чисельного моделювання з результатами експерименту [107] отримали графіки зображені на рисунку 4.6.

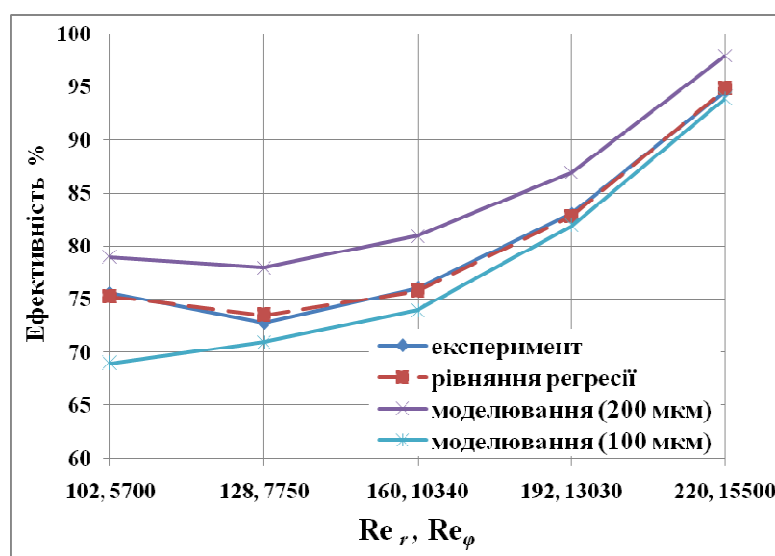


Рисунок 4.6 – Порівняння результатів експерименту та моделювання

Достовірність отриманих даних комп'ютерного моделювання забезпечено застосуванням апробованих методів розрахунку з прийнятним ступенем адекватності розроблених математичних моделей реальним фізичним процесам (розбіжність становить менше 9%).

Згідно з представленими даними можна зробити висновок щодо доцільності використання представленої постановки задачі для визначення рух несучої рідини в робочій області ротаційного фільтра та дослідження сепарації частинок домішки.

#### **4.2 Дослідження руху рідини і частинок домішки біля отворів у поверхні обертового проникного фільтроелемента**

Картина розподілу швидкості гідравлічної рідини в осьовому та окружному напрямках у робочій області та траєкторії руху частинок домішки розміром 100 мікрон для режиму течії  $Re_r = 102$ ,  $Re_\varphi = 5700$  представлені на рисунку 4.7 та 4.8 відповідно. Також на рисунку 4.7 наведено векторне поле швидкостей в окружному напрямку в отворі проникної фільтруючої перегородки та біля нього.

Резюмуючи результати чисельного моделювання у розглянутому діапазоні слід відмітити, що осереднена течія поблизу отворів обертової перегородки носить сталий регулярний характер. Крізь кожен отвір в фільтроелементі проходить практично однакова кількість робочої рідини [108,109]. Практично однакова тобто в певній мірі неоднорідна кількість протікання рідини не супроводжується істотними змінами структури течії, що частково пов'язано з не вісесиметричністю розглянутої ламінарної течії, яка має місце в дійсності. Нестационарність дуже слабо проявляється в разі рівномірно розподіленого відсмоктування при заданих обертах фільтроелемента і витраті крізь фільтруючу перегородку. Зсувна течія, що має місце, уздовж фільтроелемента і біля їх зовнішніх поверхонь призводить до появи в отворах перегородки вторинних течій, взаємодія яких з транзитним потоком також може мати нестационарний характер.

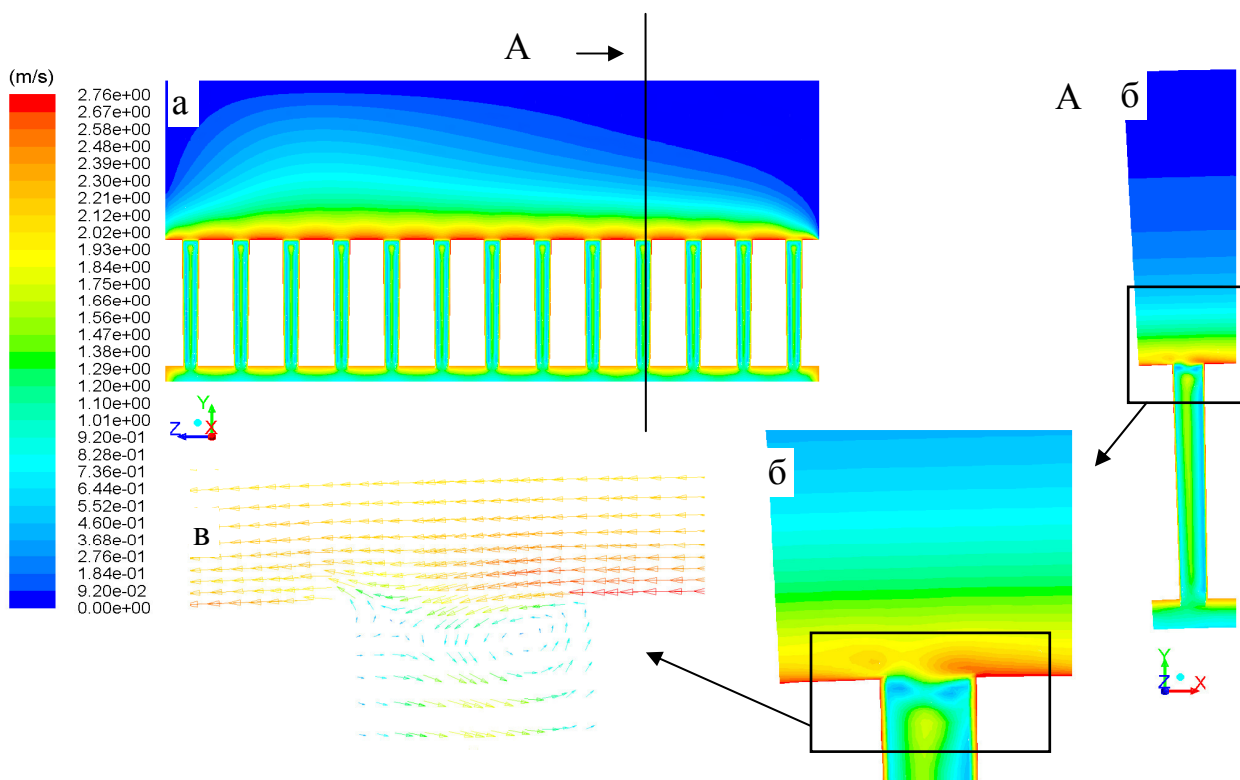


Рисунок 4.7 – Картина розподілу швидкостей в осьовому напрямку (а), окружному напрямку (б) та векторне поле швидкостей біля отвору в окружному напрямку (в) для режиму течії  $Re_r = 102$ ,  $Re_\varphi = 5700$

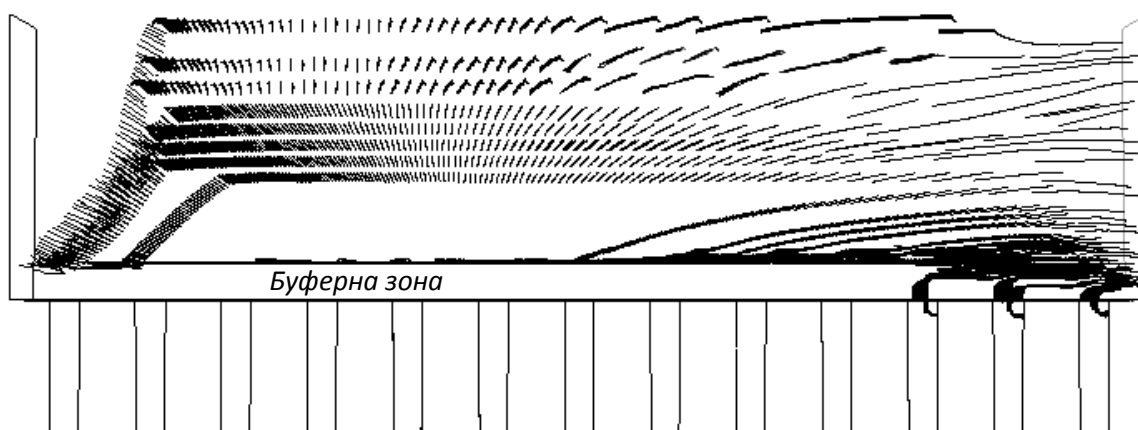


Рисунок 4.8 – Траєкторії руху часинок домішки антрациту розміром 100 мкм у поверхні обертового проникного циліндру в дрібномасштабній тривимірній постановці для режиму течії  $Re_r = 102$ ,  $Re_\varphi = 5700$

Аналізуючи картину розподілу швидкостей і векторне поле в отворі перегородки (Рис. 4.7) можна з упевненістю говорити про наявність в отворах фільтроелементу циркуляційної течії по типу в каверні. При цьому рідина в отворі циркулює завдяки прилипанню до шару рідини, що

рухається над нею із заданою кутовою швидкістю уздовж обертової проникної поверхні. Саме даний процес вихроутворення, та рух рідини у поверхні циліндра відіграє суттєву роль у сепарації частинок домішки. Розглядаючи еволюцію течії рідини в залежності від зміни параметрів  $Re_r$ ,  $Re_\phi$ , (Рис. 4.9) слід відмітити, що зсувна течія, яка набігає біля фільтруючої поверхні, «перекриває» отвори фільтроелемента. Внаслідок цього зменшується просвіт через який могли б пройти частинки домішки, що рухаються уздовж ліній зсувної течії у фільтрат. Даний ефект збільшується при збільшенні кутової швидкості (а також спричиняє підвищення гідродинамічного опору на поверхні фільтроелемента).

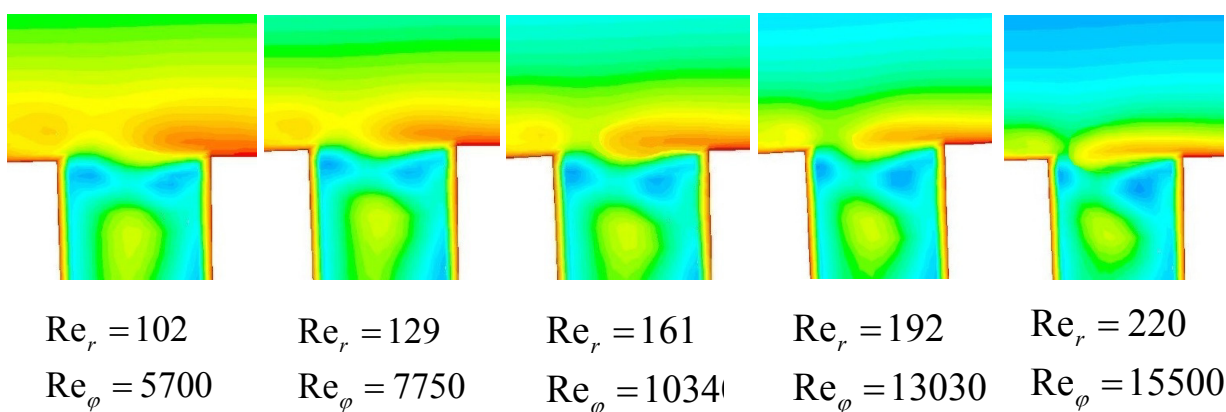


Рисунок 4.9 – Картини течії рідини біля отвору обертового перфорованого циліндру при різних режимах течії

Розглядаючи рисунок 4.8 особливо цікавлять причини проходження частинок у перші отвори від вхідного перетину. Аналізуючи величину радіальної та тангенціальної швидкості уздовж отворів перфорованого фільтроелемента (Рис. 4.10) слід відмітити, що найбільші значення радіальної швидкості та найменші – тангенціальної спостерігаються в отворах найближчих до вхідного перетину (порівняно з отворами розташованими далі). Як виявляється, крізь перші отвори проходить завідомо більше рідини, що спричиняє локальне збільшення швидкостей. За таких умови не відбувається ефект гідродинамічного очищення. Також на рисунку 4.8 можна побачити наявність буферної зони біля перфорованої поверхні. Нижче цієї зони частинки домішки не опускаються. Присутність



такого ефекту скоріше за все пов'язана з врівноваженістю сил діючих на частинки домішки.

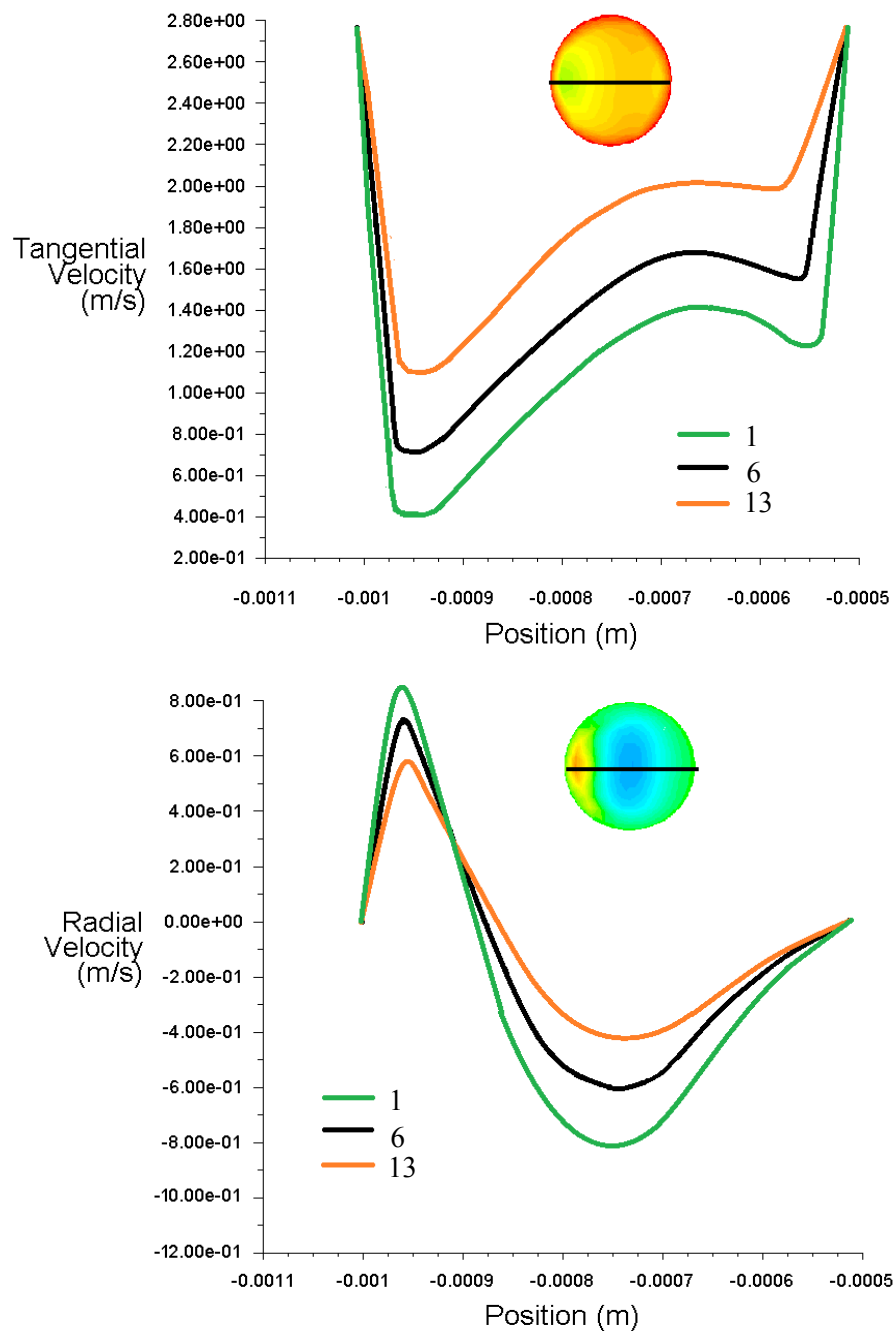


Рисунок 4.10 – Розподіл радіальної та тангенціальної швидкості уздовж отворів відносно вхідного перерізу в перфорованому фільтроелементі для режиму течії  $Re_r = 102$ ,  $Re_\phi = 5700$

На основі представлених даних полів швидкостей біля отвору і в ньому та досліджуючи траєкторії руху частинок поблизу поверхні фільтроелемента, можна отримати більш визначену оцінку ефективності

гідродинамічної очистки рідини. При цьому в першому наближенні можна нехтувати ковзанням фаз, вважаючи, що частинки рухаються уздовж ліній течії несучої рідини.

Проаналізовано рух частинок діаметром 100 мікрон, які у 5 раз менші за розмір отворів в фільтроелементі (Рис. 4.11). При цьому розглядалися частинки, що опинилися біля поверхні фільтроелемента та проходили над отворами уздовж їх діаметра. На рисунку 4.11 зображені лінії струму, що проходять через центри частинок, які проходять біля поверхні перфорованого циліндра в одному з можливих положень і потенційно можуть бути захоплені потоком в отвір перегородки. Дані результати були отримані за допомогою інструментів пост-обробки в ANSYS FLUENT.

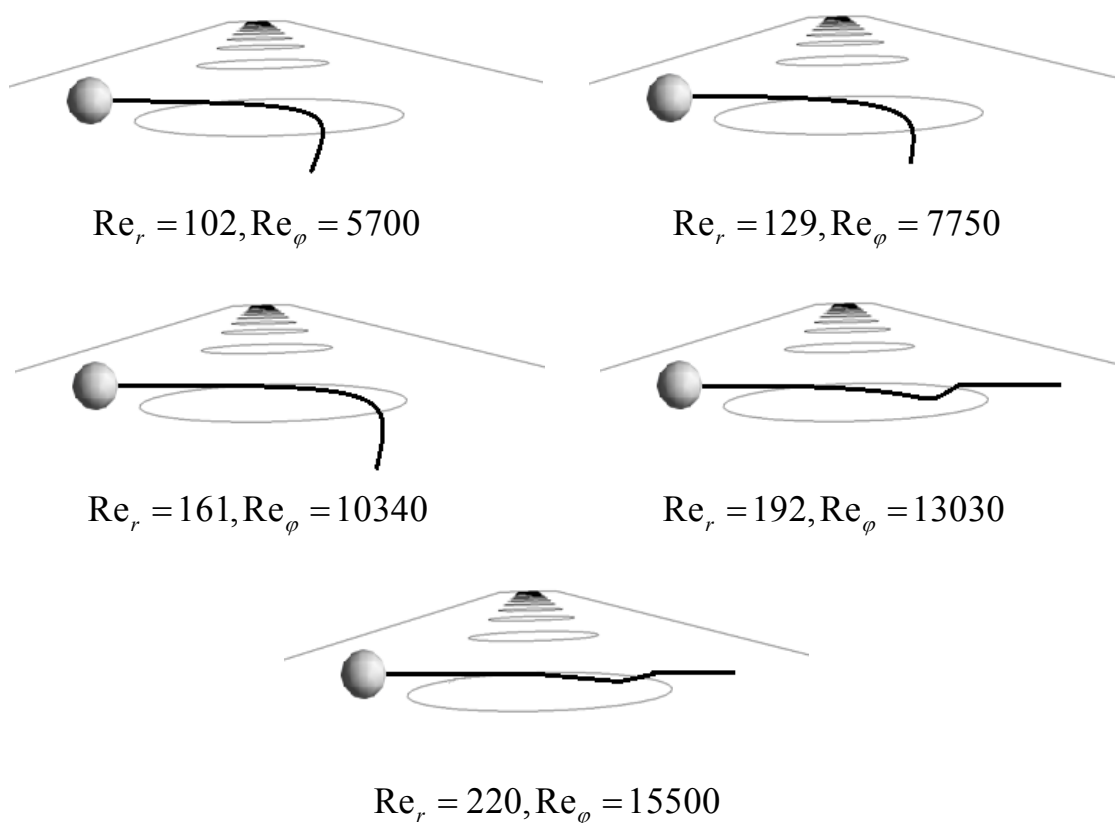


Рисунок 4.11 – Траєкторії руху частинок діаметром 100 мкм над отворами перфорованої перегородки

Аналіз представлених даних показує, що для перфорованого циліндра вже при відносно невисоких кутових швидкостях виключається потрапляння в прохідні отвори частинок, розмір яких в 5 разів менший

розміру цих отворів, за рахунок передачі їм великих значень дотичній складової швидкості. Але, як було зазначено вище, повне очищення рідини при досліджених режимах течії не реалізовано через вплив вхідного перетину. Розглядаючи рисунок 4.8 можна помітити, що домішки, які потрапляють в робочу область фільтра на його початку і знаходяться в дуже близькій позиції до фільтроелементу, все одно потрапляють у фільтрат. Особливо на початку перегородки, де свої корективи вносить границя входу робочої рідини. Дана тенденція характерна і для інших досліджених режимів течії. Але з другого боку можна відмітити, що частинки домішки вище певного рівня не опускаються. Умовимося називати цей рівень межею буферної зони (Рис. 4.8).

Підсумовуючи можна відмітити підтвердження реалізації ефекту гідродинамічного очищення. Зі зростанням кутової швидкості гідродинамічний ефект тільки зростає. Також слід відмітити можливість виключення контакту частинок з фільтруючою поверхнею за рахунок закрутки потоку даним фільтроелементом. Такі результати мають логічну основу оскільки на частинки домішки між нерухомим зовнішнім та обертовим внутрішнім циліндром діють відцентрові сили, які здійснюють позитивний вплив на очищення рідин.

#### **4.3 Вплив матеріалу забруднень та руху торцевої стінки на осідання частинок в бункері**

Розглядаючи забруднювачі у досліджуваних гідравлічних системах слід відмітити, що найбільший відсоток в робочих рідинах без урахування органічних речовин складає оксид заліза ( $Fe_3O_4$ ), алюмінію ( $Al_2O_3$ ), силіцію ( $SiO_2$ ) та інші. З огляду на це слід відмітити різноманітність неорганічних речовин, які присутні в робочих рідинах. Таким чином, само собою напрошується питання дослідження сепарації та осідання різнорідних по складу домішок. Для дослідження осідання механічних частинок домішки використовували дрібномасштабну

постановку, яка була описана у розділі 2. Геометричні розміри в розрахунковій схемі наближені до розмірів експериментального макету. Розглянуто рух частинок при режимах течії, які характеризуються параметрами  $Re_r$ ,  $Re_\varphi$ , з таблиці 4.1.

На рисунку 4.12 та 4.13 відповідно зображено лінії течії рідини АМГ-10 та траєкторії руху частинок домішки антрациту, оксиду заліза ( $Fe_3O_4$ ), оксиду алюмінію ( $Al_2O_3$ ), оксиду силіцію ( $SiO_2$ ) розміром 200 мкм в робочій рідині АМГ-10 при одному з робочих режимів.

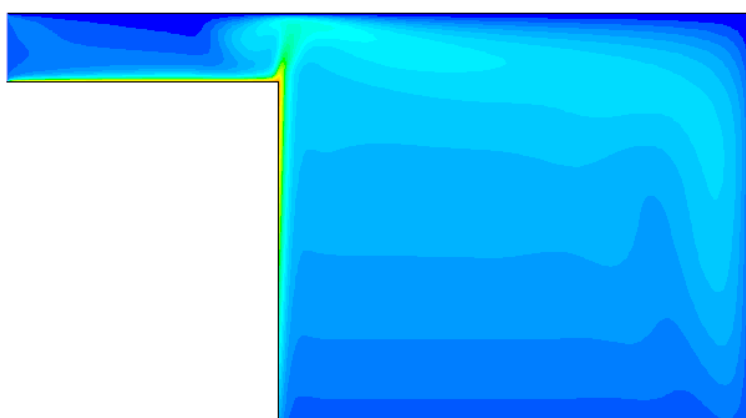


Рисунок 4.12 – Розподіл швидкостей течії робочої рідини АМГ-10 в ротаційному фільтрі при режимі течії  $Re_r = 102, Re_\varphi = 5700$

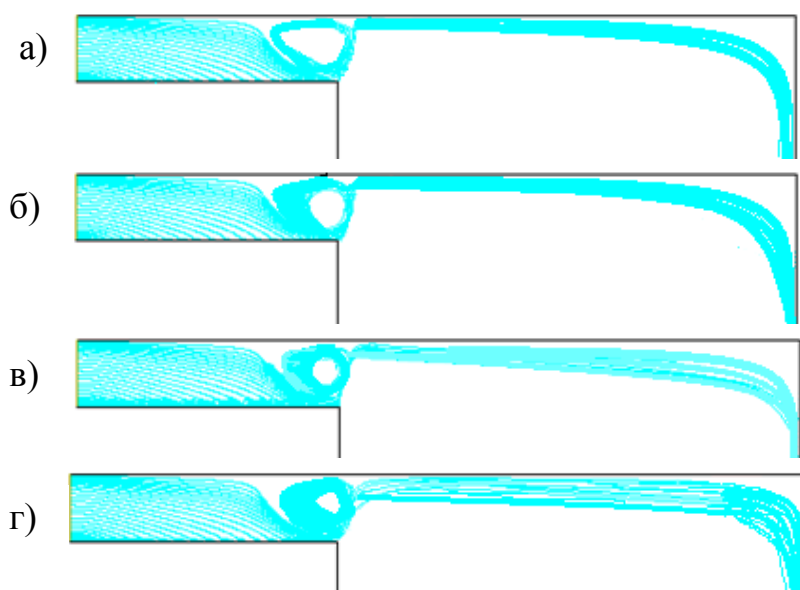


Рисунок 4.13 – Траєкторії руху частинок домішки діаметром 200 мкм у робочій рідині АМГ-10 в ротаційному фільтрі при режимі течії  $Re_r=102, Re_\varphi= 5700$ : а) антрацит; б) оксиду силіцію ( $SiO_2$ ) в) оксиду алюмінію ( $Al_2O_3$ ), г) оксиду заліза ( $Fe_3O_4$ )

Аналізуючи картину ліній течії треба звернути увагу на появу в області бункера вихрових структур, які з'являються внаслідок руху торцевої стінки фільтроелементу. Саме дані вихрові структури блокують переміщення частинок з робочої області фільтра до області бункера, де вони осаджуються, що суттєво позначається на ефективності очищення ротаційного фільтра. Але якщо розглянути рух частинок домішки при нерухомій торцевій стінці, то, як показує чисельне моделювання, частинки домішки вертаються в робочу область бункера та торкаються проникної поверхні циліндру, з'являється велика вірогідність проходження забруднень у фільтр. Дане явище наочно демонструється для режиму течії  $Re_r = 102, Re_\phi = 5700$  та частинок діаметром 25 мкм (Рис. 4.14). Таким чином вихроутворення торцевої стінки запобігає поверненню домішки в робочу область [110, 111].

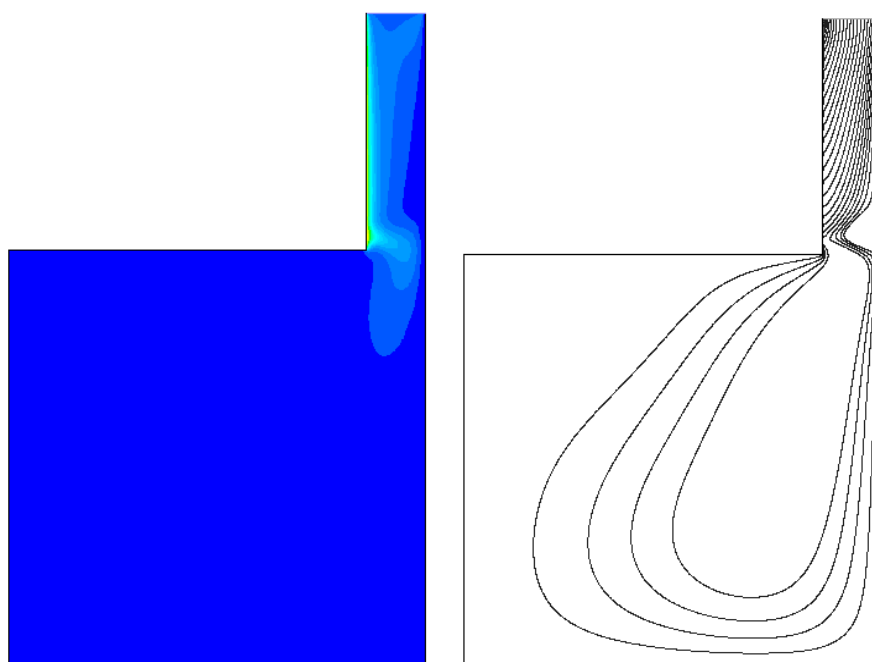


Рисунок 4.14 – Лінії течії та рух частинок домішки розміром 25 мкм для режиму  $Re_r = 102, Re_\phi = 5700$  при нерухомій торцевій стінці фільтра

При більш високих обертових числах Рейнольдса рух торцевої стінки має стабілізуючий ефект щодо утворення вихрових зон в зазорі між елементом, що фільтрує, і корпусом. Цілісна конструкція, в порівнянні з нерухомою торцевою стінкою, не сприяє поширенню вихрових зон з

області бункера в робочу область фільтра [112], що є позитивним явищем (Рис. 4.15).

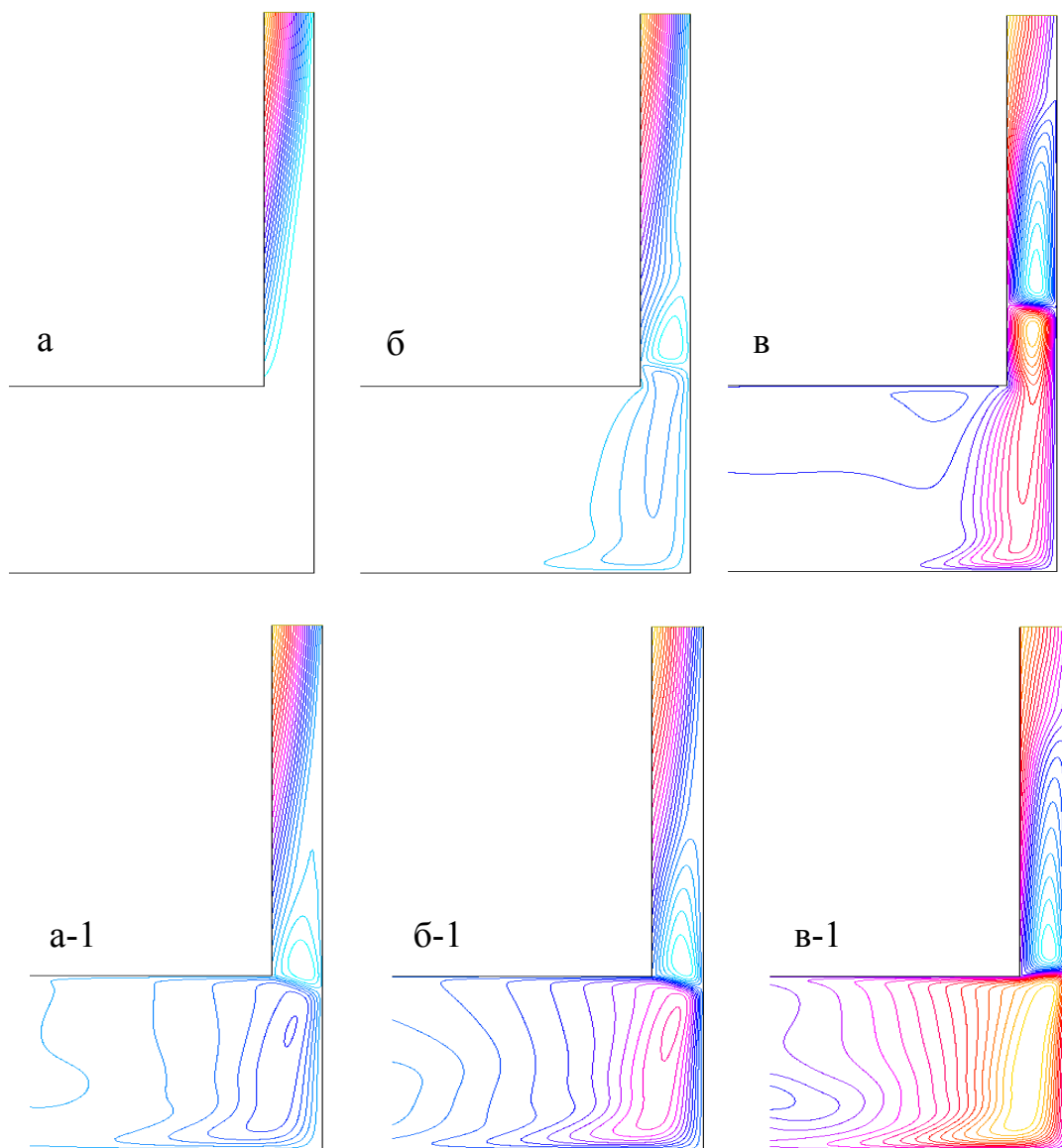


Рисунок 4.15 – Лінії течії відносного руху рідини в повнопотоковому гідродинамічному фільтрі з нерухою (а,б,в) та обертовою (а-1,б-1,в-1) торцевою стінкою фільтроелемента при:

$$\text{Re}_\varphi = 1 \cdot 10^5 \text{ (а, а-1)} \quad \text{Re}_\varphi = 2 \cdot 10^5 \text{ (б, б-1)} \quad \text{Re}_\varphi = 5 \cdot 10^5 \text{ (в, в-1)}$$

$$\text{Re}_r = 1044 \text{ (а, а-1, б, б-1, в, в-1)}$$

Перед тим як наводити результати чисельного моделювання слід зауважити, що в даній великомасштабній постановці дослідження не розглядається питання проходження частинок домішок крізь поверхню перфорованого циліндра. Не розглядається діаметр отворів у фільтроелементі, який у значній мірі визначає тонкість очищення. Основна

увага прикута до питання відводу відфільтрованих частинок в область бункера. Відфільтрованими вважаються частинки, які відбилися від поверхні нерухомого корпусу або пройшли над фільтроелементом без дотику. Всі частинки, що торкаються фільтруючого циліндра вважаються такими, що проходять у фільтрат.

Сприятливими умовами вважаються такі, коли відфільтровані частинки залишають робочу область фільтра (проміжок між корпусом і фільтроелементом), переходять в область бункера і не повертаються звідти. Несприятливими умовами є такі, коли частинки не залишають робочу область фільтра або частинки повертаються з області бункера в проміжок між корпусом і внутрішнім проникним циліндром (робочу область).

Для оцінки осідання забруднень у бункері вводиться параметр ефективності сепарації частинок домішки у ротаційному фільтрі. Для цього на основі даних чисельного моделювання визначається загальний коефіцієнти ефективності очищення ротаційного фільтра  $k$ , який виражається наступним чином:

$$k = \frac{n}{n_1}, \quad (4.4)$$

де  $n$  – кількість частинок, що залишилися в бункері,  $n_1$  – загальна кількість частинок, що увійшли крізь вхідний патрубок фільтра [113,114].

Графічне представлення значень коефіцієнту ефективності  $k$  в залежності від розміру частинок домішки  $d$  при різних параметрах  $Re_\varphi, Re_r$  наведено на рисунку 4.16.

В даній постановці головна увага прикута до осідання частинок різного діаметру та густини у бункері, оскільки дане питання не розглядається в жодній з розглянутих наукових робіт авторів, які займаються фільтруванням рідин за допомогою повнопотокових гідродинамічних фільтрів. Тому дані

результати мають як наукову цінність, так і можуть використовуватись для інженерних розрахунків (Додаток А).

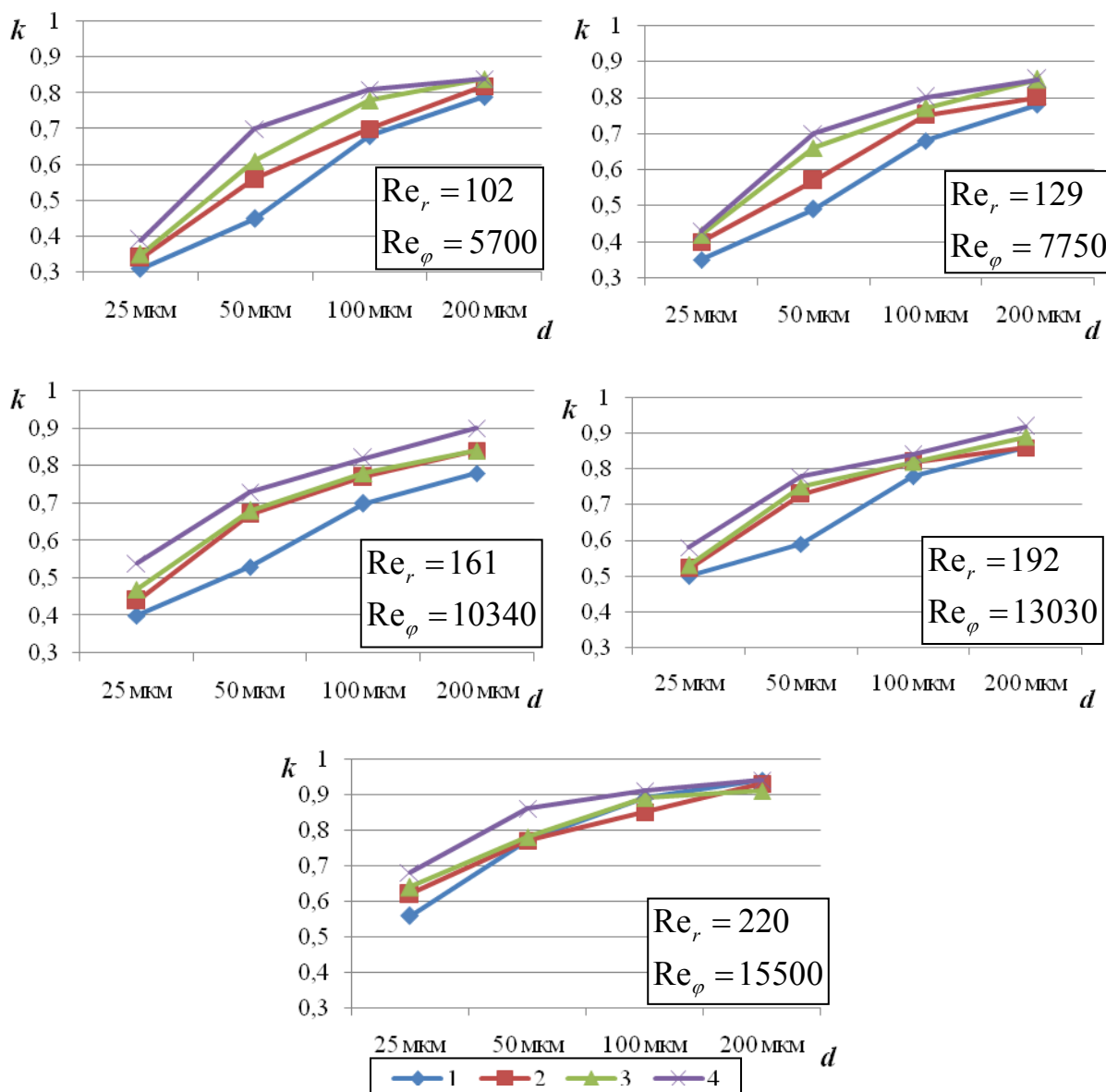


Рисунок 4.16 – Загальний коефіцієнт очищення ротатійного фільтра в залежності від різномірних частинок домішки: 1 – антрацит; 2 – оксид силіцію ( $SiO_2$ ); 3 – оксид алюмінію ( $Al_2O_3$ ); 4 – оксид заліза ( $Fe_3O_4$ )

За результатами дослідження спостерігаються тенденції щодо зростання ефективності очищення ротатійного фільтра зі збільшенням діаметру частинок домішки для чотирьох розглянутих матеріалів забруднювача. Порівнюючи частинки домішки з найбільшою ( $Fe_3O_4$ ) і найменшою густиною (антрацит) можна відмітити, що домішки з більшою густиною ефективніше сепаруються.



Розглянуто залежність осередненого значення ефективності очищення ротаційного фільтра з циліндричним бункером для різних розмірів домішки в залежності від режиму течії та діапазоні відносних густин 2...6,5 (Рис. 4.17).

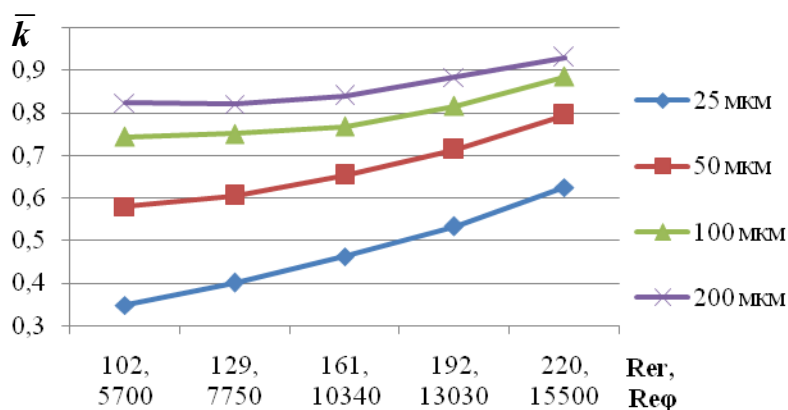


Рисунок 4.17 – Осереднене значення ефективності очищення ротаційного фільтра для різних розмірів домішки в залежності від режиму течії

Слід відмітити, що для всіх розглянутих діаметрів спостерігається зростання коефіцієнту ефективності при розглянутих  $Re_r, Re_\phi$  робочої рідини.

Найвища ефективність очищення ротаційного фільтра спостерігається для частинок діаметром 200 мкм, а найнижча для 25 мкм при обраних геометричних розмірах фільтру.

#### 4.4 Дослідження осідання частинок домішки в повнопотоковому ротаційному фільтрі при різних конструкціях бункеру

На відміну від неповнопотокових гідродинамічних фільтрів ротаційні фільтри мають бункер для осаду. Бункер представляє собою порожнину, з якої епізодично видаляється відфільтровані забруднення в залежності від її наповнення брудом. Оскільки бункер для збору бруду є однією з головних частин ротаційного фільтру, то звідси слід дослідити вплив геометрії бункера на ефективність осідання частинок домішки в ньому.

На основі дрібномасштабної постановки (задачі представлений у розділі 2), розглянуто чотири форми бункера (Рис. 4.18).

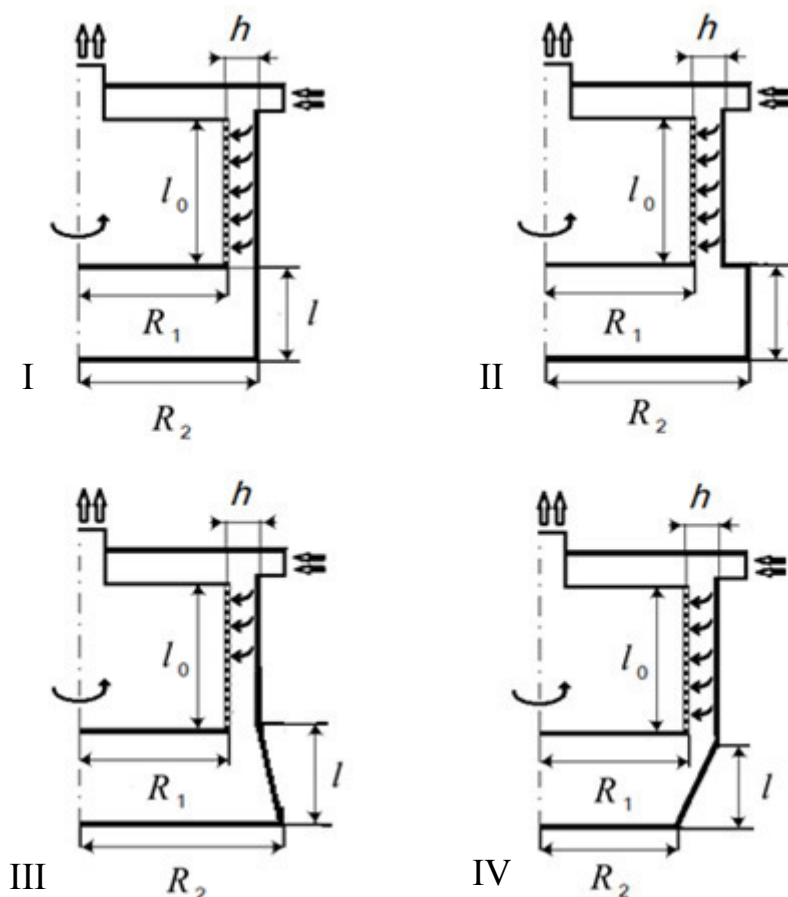


Рисунок 4.18 – Розрахункові схеми для циліндричної (I), циліндрична ступінчастої (II), конічної розбіжної (III) та конічної збіжної (IV) конструкцій бункеру ротаційного фільтру

Рух рідини та траєкторії частинок домішок визначались для 4-х схем області течії, які представлені на рисунках 4.19, 4.20. Окрім циліндричної (I) конструкції бункера розглядались також циліндрична ступінчаста (II), конічна розбіжна (III) та конічна збіжна (IV) конструкції.

У чисельних розрахунках прийнято наступні значення основних розмірів області фільтру, які є незмінними для всіх конструкцій і позначені на рисунку 4.14:  $l = 0,035$  м – довжина бункера,  $R_1 = 0,03$  м, – радіус внутрішнього циліндру (фільтроелемента),  $l_0 = 0,02$  м – його довжина,  $h = 0,005$  м – відстань між корпусом та фільтроелементом. В залежності від конструкції бункера, змінювався діаметр його днища  $R_2$  (Табл. 4.3).

Розміри  $R_2$  для різних варіантів конструкції бункера

Конструкція	I	II	III	IV
$R_2, \text{ м}$	0,035	0,045	0,045	0,03

Аналізуючи картини ліній течії для різних конструкцій ротаційних фільтрів, слід відмітити утворення вихору у бункері для осаду, за рахунок чого відбувається циркуляція рідини (Рис. 4.19). Розглядаючи рух частинок домішки, видно, що вони утримуються в бункері і не повертаються в робочу область ротаційного фільтра. Це, як вже було зазначено вище, відбувається за рахунок руху торцевої стінки перфорованого циліндру.

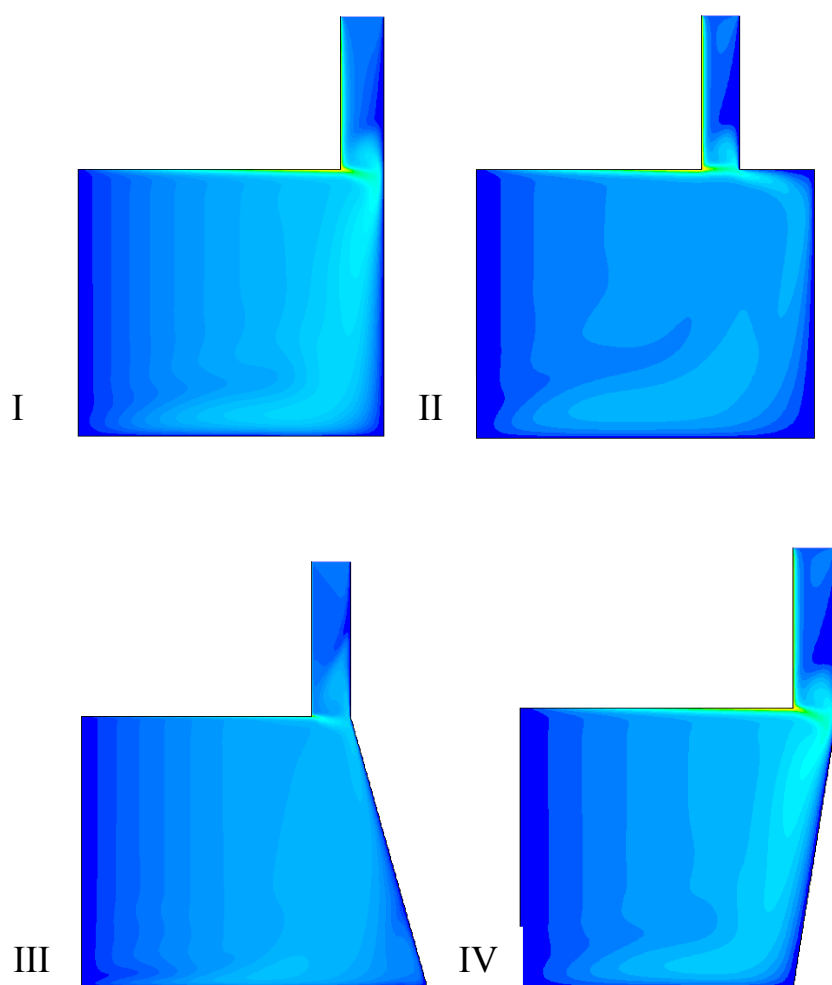


Рисунок 4.19 – Лінії течії рідини у ротаційному фільтрі з різними конструкціями бункеру

Для конічної збіжної конструкції бункера відмічається притиснення частинок домішки (відносної густини  $\tilde{\rho}=5$ ) до його стінки та не проходження їх далі у бункер. Для ступінчастої циліндричної конструкції спостерігається найбільш масштабне блокування проходження частинок в бункер з робочої області за рахунок впливу течії, що утворилася через обертання торцевої стінки фільтроелемента (Рис. 4.20).

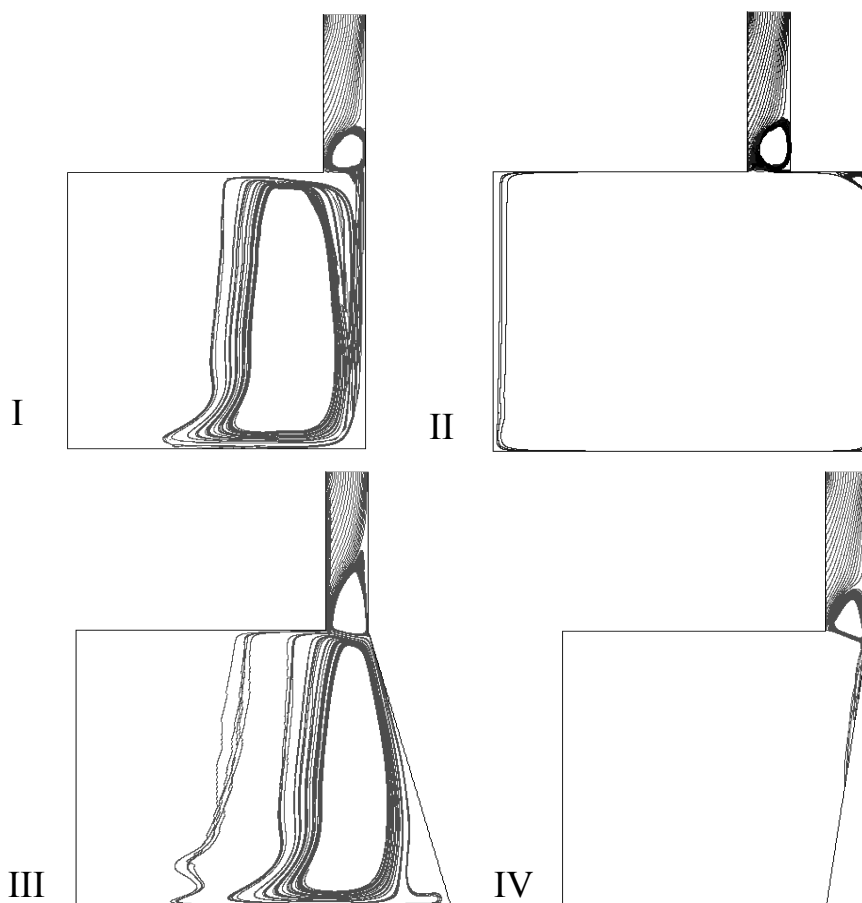


Рисунок 4.20 – Траєкторії руху частинок домішки діаметром 200 мкм у ротатійному фільтрі з бункером різної конструкції

Найкращі показники проходження частинок з робочої області фільтра в область бункера представлені для конічної розбіжної та циліндричної конструкції. На рисунку 4.21 зображено гістограми залежності коефіцієнта ефективності від діаметру забруднень, а на рисунку 4.22 зображені графіки залежності осередненого коефіцієнта ефективності очищення від режиму течії робочої рідини (Додаток А). Слід відмітити практично дворазову ефективність для фільтра з конічним розбіжним та

циліндричним бункером на відміну від конічної збіжної і ступінчатої циліндричної конструкції бункеру.

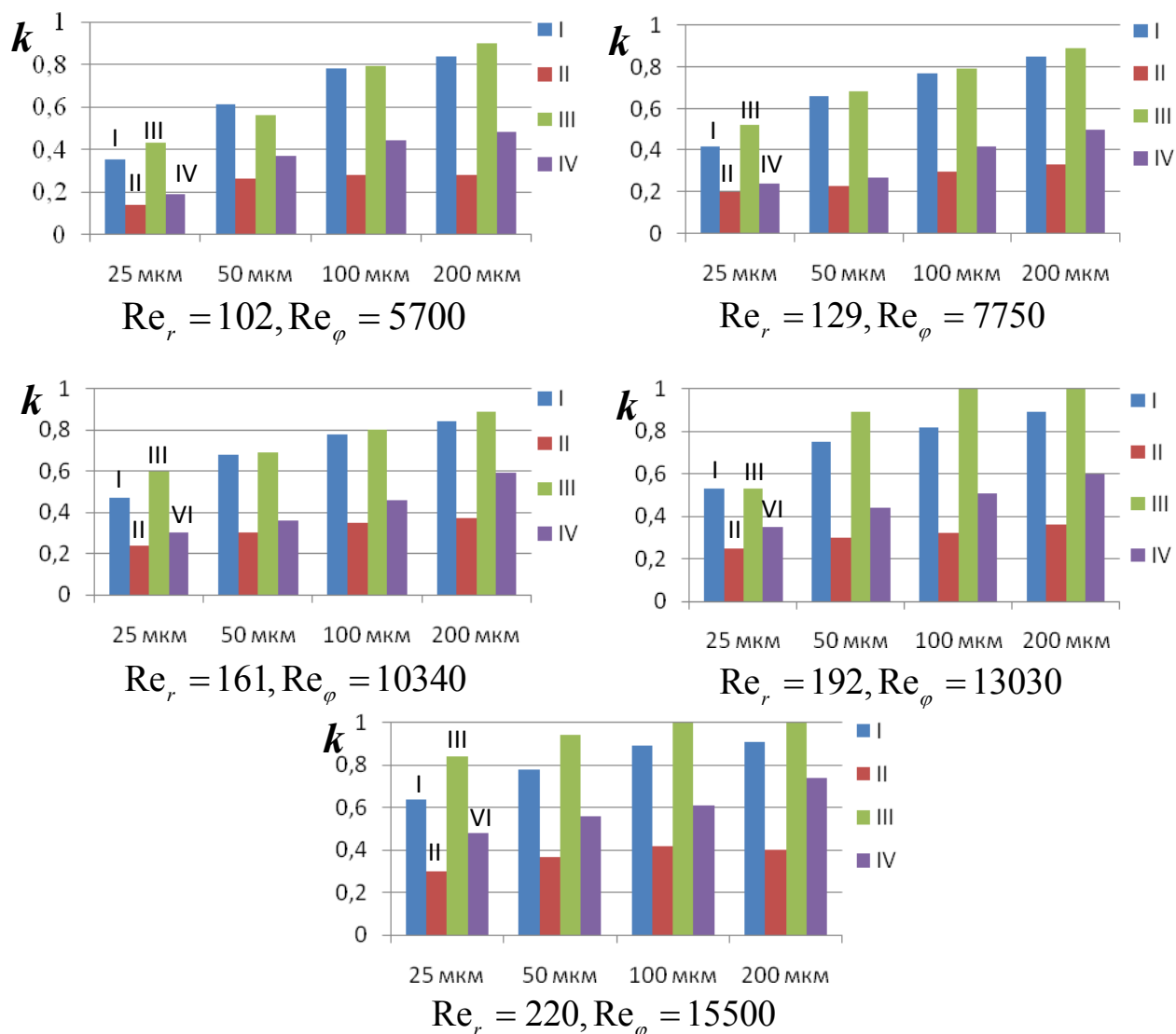


Рисунок 4.21 – Гістограми ефективності утримання частинок домішки в бункері з різною конструкцією в залежності від діаметру частинок

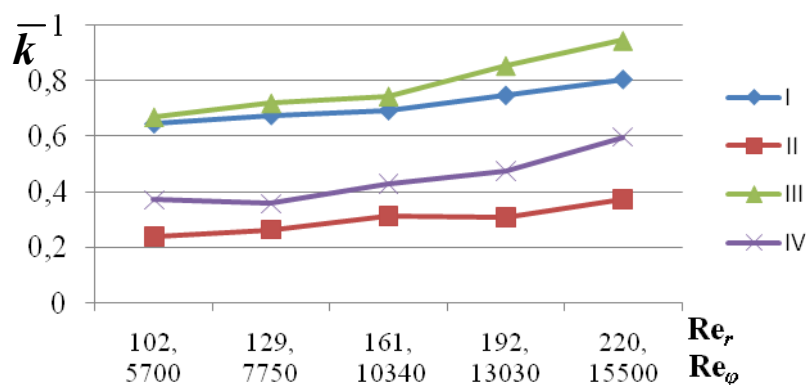


Рисунок 4.22 – Осереднена ефективність утримання частинок бункером з різними його конструкціями в залежності від режиму течії

Слід зазначити, що тенденції, які впливають з наведених гістограм, зберігаються і для біль високих чисел Рейнольдса, що відображено в роботах [115,116].

Повертаючись до питання буферної зони, яка була явно виражена для дрібномасштабної постановки завдання, слід відмітити її появу і у великомасштабній постановці (Рис. 4.23) при достатньо високих обертових числах Рейнольдса [115].

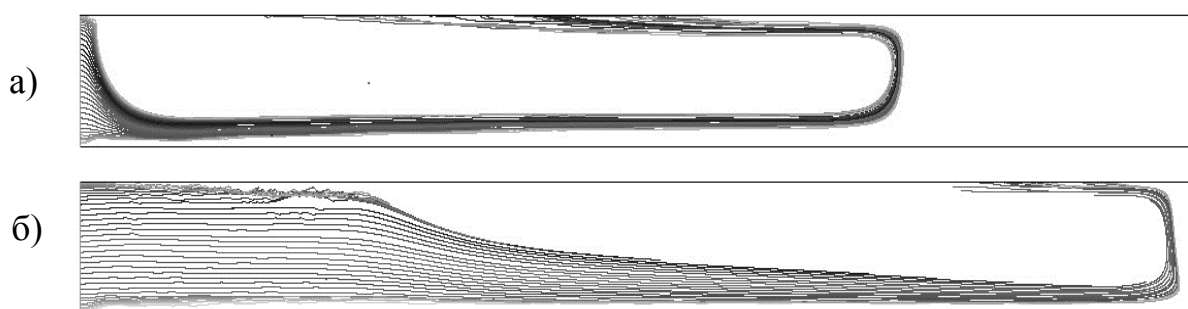


Рисунок 4.23 – Траєкторії руху твердих завислих частинок в робочій області повнопотокового гідродинамічного фільтра між зовнішнім нерухомим і внутрішнім проникним обертовим циліндром з наявною буферною зоною при  $Re_\phi = 5 \cdot 10^5 Re_r = 522$  (а), та  $Re_\phi = 5 \cdot 10^5 Re_r = 1045$  (б)

#### 4.5 Ефективність очищення ротаційним фільтром

Апроксимуючи результати дослідження на основі чисельного моделювання загального коефіцієнта очищення ротаційного фільтра в залежності від різномірних частинок домішки та їх діаметра, отримали значення для кожного з розглянутих режимів течії (Рис. 4.24), де відносна густини  $\tilde{\rho}$  – відношення густини матеріалу домішки до густини несучої рідини, а відносний діаметр  $\tilde{d}$  – відношення діаметру частинки домішки до діаметру отвору в перфорованому обертовому циліндрі. Представлені графіки (Рис. 4.24) отримані для інтервалу відносної густини домішки 2...6,5 з максимальною похибкою 13%:

$$k = 0,22 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,049 \text{ для } Re_r = 102, Re_\phi = 5700, \quad (4.5)$$

$$k = 0,202 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,04 \text{ для } Re_r = 129, Re_\varphi = 7750, \quad (4.6)$$

$$k = 0,183 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,04 \text{ для } Re_r = 161, Re_\varphi = 10340, \quad (4.7)$$

$$k = 0,166 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,06 \text{ для } Re_r = 192, Re_\varphi = 13030, \quad (4.8)$$

$$k = 0,145 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,092 \text{ для } Re_r = 220, Re_\varphi = 15500, \quad (4.9)$$

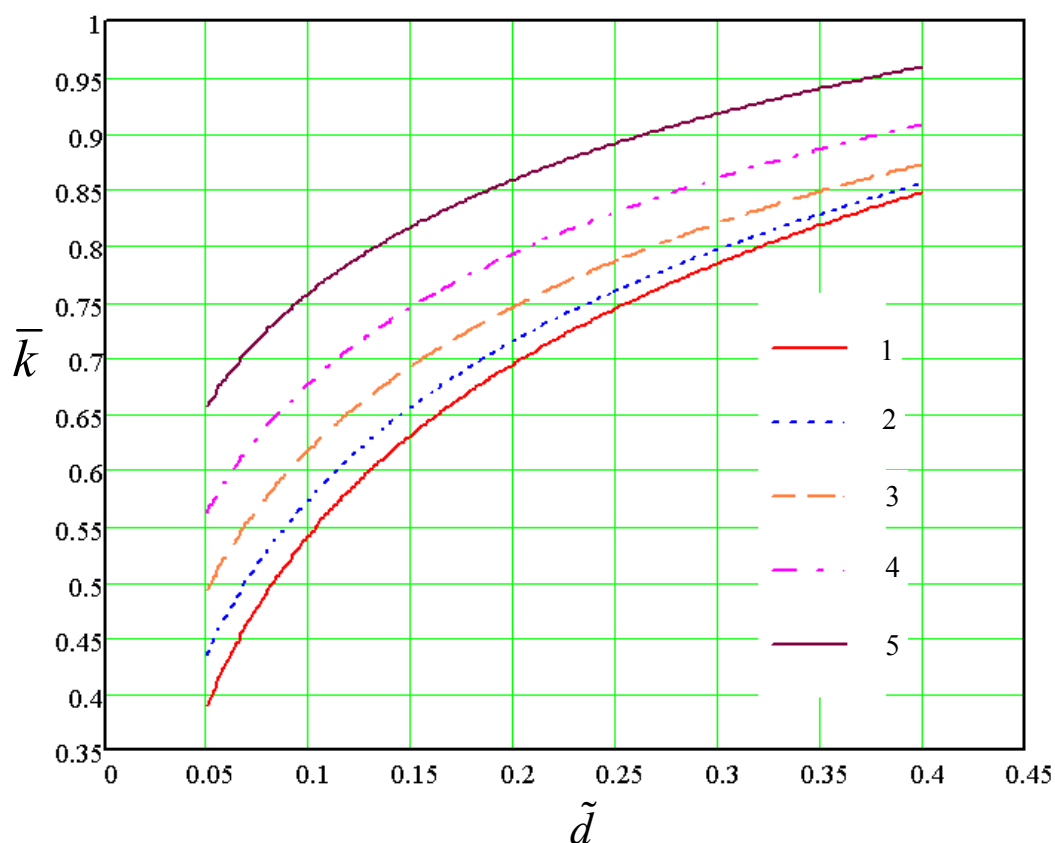


Рисунок 4.24 – Залежність осередненої ефективності очищення ротаційного фільтру від відносного діаметра частинок для діапазону їх відносних густин

$\tilde{\rho} = 2 \dots 6,5$ : 1 –  $Re_r = 102, Re_\varphi = 5700$ ; 2 –  $Re_r = 129, Re_\varphi = 7750$ ;

3 –  $Re_r = 161, Re_\varphi = 10340$ ; 4 –  $Re_r = 192, Re_\varphi = 13030$ ;

5 –  $Re_r = 220, Re_\varphi = 15500$

З наведених результатів практично значимими робочими діапазонами ротаційного фільтру з показниками найбільшого коефіцієнта ефективності очищення є режими  $Re_r = 192, Re_\varphi = 13030$  та  $Re_r = 220, Re_\varphi = 15500$ .

Оскільки потенційно ефективність очищення може зростати при зростанні дотичної складової швидкості частинки при постійній

радіальній складовій, то звідси впливає необхідність розгляду режимів з більш високими кутовими швидкостями при постійній витраті рідини.

На основі дрібномасштабної постановки задачі, було розглянуто чотири схеми бункера для осаду: циліндрична, конічна збіжна, конічна розбіжна, циліндрична ступінчаста. Для заданих форм було досліджено ефективність осідання частинок у бункері. Найбільшу ефективність показали циліндрична та конічна розбіжна форми. Для них проведено розширене чисельне моделювання і отримані номограми залежності. На рисунку 4.25 а, б зображені залежності ефективності осідання частинок для циліндричної форми бункера, а на рисунку 4.25 в, г для конічної розбіжної при незмінній радіальній швидкості та відносній густині частинок  $\tilde{\rho} = 5$  (Додаток А).

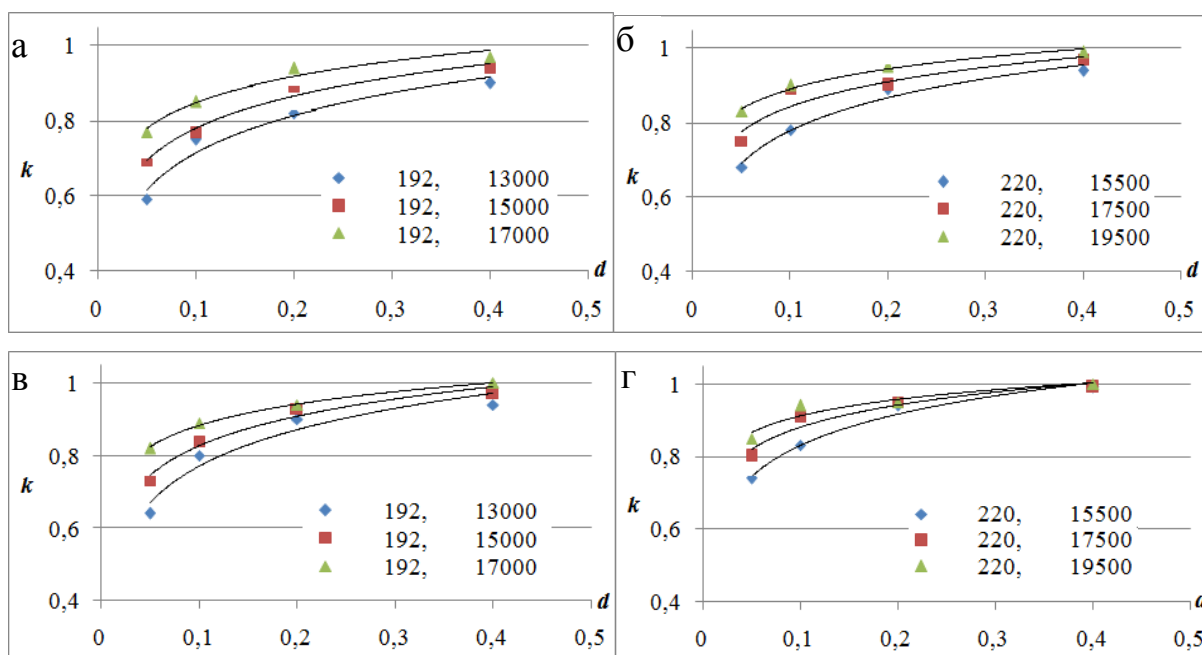


Рисунок 4.25 – Номограми залежності ефективності очищення від частинок домішки певного відносного діаметру

Розглянуті результати стосуються стійкої течії та не зачіпають режими з утворюванням макровихорів.

Рівняння залежностей представлених на графіках мають вигляд наведений у таблиці 4.4.



Таблиця 4.4

Рівняння залежності ефективності очищення ротаційного фільтру від діаметру частинок для конічного розбіжного і циліндричного бункера

Конструкція бункера	$Re_r$	$Re_\varphi$	Рівняння залежностей			
Циліндрична	192	13030	$k = 0,144 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,047$	Графік а	$k = 0,144 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,102$	Графік в
		15000	$k = 0,123 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,065$		$k = 0,116 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,096$	
		17000	$k = 0,099 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,077$		$k = 0,086 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,084$	
Конічна розбіжна	220	15500	$k = 0,128 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,073$	Графік б	$k = 0,124 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,117$	Графік г
		17500	$k = 0,096 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,066$		$k = 0,088 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,084$	
		19500	$k = 0,076 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,067$		$k = 0,067 \cdot \ln(\tilde{d}) + 1,070$	

Як було зазначено раніше, найбільш перспективними конструкціями бункера є конічна розбіжна та циліндрична. Розглядаючи номограми залежності ефективності очищення режимних параметрів при змінюваному  $Re_\varphi$ , і постійному  $Re_r$ , слід відмітити, що на основі чисельного моделювання вдалося отримати найвищі показники очищення для даних конструкцій бункера, які складають 98% для циліндричної та 99% для конічної конструкції.

Аналізуючи наведені результати слід відмітити потенційно виправдану можливість підвищення ефективності очищення робочих рідин при збільшенні обертових чисел Рейнольдса при заданих геометричних розмірах фільтра.

Представлена інформація розширює уявлення про робочі режими фільтра, при яких відбувається гідродинамічне очищення при заданих геометричних параметрах системи.

#### 4.6 Переваги повнопотокового гідродинамічного фільтра з вдосконаленою конструкцією фільтроелемента

Отримані в даному розділі залежності складають основу розрахунку ротаційних фільтрів вдосконаленої конструкції з обертовим перфорованим циліндром. В даному підрозділі обґрунтовується його конструкція та

викладені основні рекомендації, які необхідно враховувати при проектуванні ротаційного фільтра. На цій основі розроблена методика розрахунку основних конструктивних і гідродинамічних параметрів фільтра, що дозволило розробити діючий зразок ротаційного фільтра.

Виконані дослідження, яким присвячені попередні глави, дозволяють сформулювати ряд вимог, спрямованих на підвищення ефективності гідродинамічного очищення рідин ротаційними фільтрами. Охарактеризуємо основні з них на основі конструктивної схеми фільтра, представленій на рисунку 4.26.

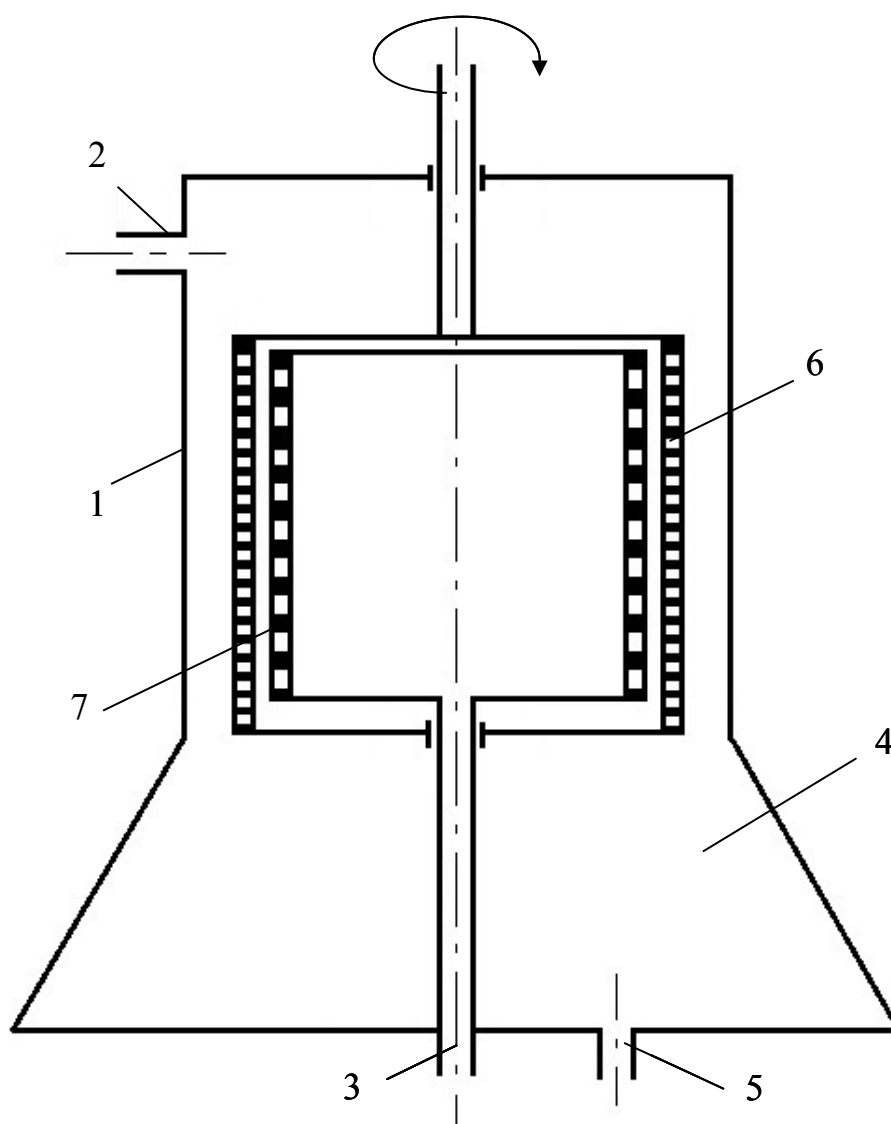


Рис. 4.26 – Конструктивна схема ротаційного фільтра:  
 1 – корпус; 2 – патрубок підведення рідини; 3 – патрубок відведення рідини; 4 – бункер; 5 – патрубок для зливу домішки; 6 – обертовий фільтруючий циліндр; 7 – нерухома внутрішня проникна циліндрична вставка

При видаленні механічних домішок обертовим фільтруючим циліндром в пристрої очищення (ротаційному фільтрі) можуть реалізовуватися режими течії з макровихорами і без них. Керувати переходом від одного режиму до іншого потрібно шляхом підбору необхідних поєднань швидкості протікання (витрати) рідини крізь фільтруючий циліндр і кутової швидкості його обертання при заданих розмірах.

При макровихрових режимах великомасштабні вторинні течії можуть блокувати значну частину поверхні проникного циліндра для протоки рідини, таким чином вся рідина подається через малу частину цієї поверхні у самого вхідного перетину. У цій ситуації з корисної роботи виключається практично вся поверхня фільтруючого циліндра.

Для виключення подібних режимів роботи необхідно забезпечити достатньо рівномірний розподіл швидкості фільтрування по поверхні фільтруючого циліндра. Потрібно слідкувати за межею переходу, яку слід визначати на основі залежності (3.3).

Конструкція фільтруючого циліндра у вигляді каркаса з відносно великими отворами обтягнутого фільтрувальною сіткою з дрібними осередками має істотний недолік, який проявляється вже при відносно невеликих значеннях кутової швидкості ( $Re_r$ ) і посилюється з її ростом. Відривні вихори з ближнього сліду за дротами сітки взаємодіють з більшими вихорами в отворах каркаса (за типом течії в каверні). Ця взаємодія носить нестационарний характер і призводить до замкнених рециркуляційних зон, які охоплюють значну кількість комірок сітки, блокуючи їх для протікання рідини. В результаті, навіть при відносно рівномірному розподілі радіальної швидкості на підході до сітки, рідина протікає крізь сітку тільки через окремі осередки, що зменшує коефіцієнт «живого» перетину і призводить до істотно великих значень фактичної швидкості фільтрування, в порівнянні з розрахунковими значеннями. Як наслідок, підвищується ймовірність закупорки

комірок сітки частинками, що мають розміри, порівнянні з розмірами отворів.

Такої ситуації можна уникнути при всіх практично значущих поєднаннях параметрів за рахунок використання іншої конструкції фільтруючого циліндра. Найбільш оптимальною є конструкція у вигляді суцільного кільцевого циліндра, перфорованого досить дрібними регулярно розташованими отворами. Товщина фільтруючої стінки циліндра повинна вибиратися таким чином, щоб перевищувати діаметр отворів як мінімум в 5 разів. Таке виконання фільтруючого циліндра забезпечує не тільки проток рідини через всі отвори, але і сепарацію часток з розмірами в 2...5 разів меншими розміру отворів в обертовому циліндрі.

Найбільшою мірою тонкість гідродинамічної очистки рідини залежить від конструктивного виконання обертового фільтруючого циліндра або фільтроелемента. Оптимальним варіантом є використання цільної перфорованої перегородки з отворами, розмір яких визначається необхідною тонкістю очистки [118]. При цьому, звичайно, мається на увазі підвищення тонкості очищення в порівнянні з розмірами отворів в фільтруючій перегородці за рахунок гідродинамічного ефекту.

Довжина отворів (товщина перегородки) повинна бути істотно більше їх діаметра, для того, щоб циркуляційні вторинні течії в отворах не заповнювали їх повністю і не надавали нестационарного впливу на зовнішній потік поблизу поверхні фільтроелемента. У більшості випадків, з огляду на досить малий діаметр отворів, ця умова виконується автоматично.

Якщо говорити про оптимальні режими фільтрування ротаційним фільтром, що визначаються співвідношенням кутової швидкості обертового циліндра і швидкості фільтрування (витрати рідини), то тут результати виконаних досліджень дозволяють сформулювати наступні рекомендації.

Кращі умови для прояву гідродинамічного ефекту очищення мають місце при відсутності макровихорів зовні обертового

фільтроелемента. В де якій мірі це твердження сумнівне, оскільки зараз нажаль не досліджено ефективність очищення при режимах з макровихорами. Однак ґрунтуючись на даних дослідах слід вибирати такі поєднання кутової швидкості циліндра і швидкості фільтрування (відсмоктування), які відповідають відсутності макровихорів в зоні відділення домішок. Для цього можна, зокрема, використовувати залежність (3.3), де нейтральна крива на рисунку 3.1, отримана методами лінійної теорії гідродинамічної стійкості. Вона дає добру оцінку границі переходу до макровихрової течії зовні обертового перфорованого циліндра.

Як було зазначено вище, збільшення відсмоктування рідини крізь проникну фільтруючу поверхню призводить до збільшення запасу стійкості течії на поверхні фільтроелементу з одного боку, а з другого призводить до збільшення радіальної складової швидкості частинки. Тому в даному напрямку потрібно шукати компроміс.

У таблиці 4.5 представлені основні технічні характеристики ротаційного фільтра вдосконаленої конструкції, розраховані за розробленою методикою для певного значення витрати рідини та значення тонкості очищення. За рахунок високої витрати рідини, що фільтрується ( $V_0 > 0.05$  м/с) забезпечуються малі габарити фільтруючого циліндра і всього фільтра в цілому. Оптимальний режим фільтрування забезпечується при менших значеннях кутової швидкості циліндра, ніж це має місце в відомих фільтрах, що підвищує надійність і знижує необхідну потужність приводу обертання. Тонкість очищення 50...100 мкм забезпечується перфорованим циліндром з отворами діаметром  $\sim 200$  мкм. Розрахунок забезпечує для обраного в якості робочого режиму поєднання кутової швидкості і швидкості відсмоктування рідини можливість відфільтровувати частинки певного відносного діаметру (відносно фільтруючої поверхні та різної густини).

Технічні характеристики ротаційного фільтра з перфорованим обертовим  
циліндром

Витрата рідини $Q$ м <sup>3</sup> /ч	~1,6
Тонкість очищення $(d_p)_{\min}$ , мкм	50-200
Розмір отворів фільтруючого циліндра $(c)$ , мкм	500
Діаметр фільтруючого циліндра $(d_1)$ , м	0,059
Середня швидкість фільтрування $(V_o)$ , м/с	~0,05...0,08
Кутова швидкість фільтруючого циліндра $(\Omega)$ , с <sup>-1</sup>	~260
Потужність приводу обертання $(N_\omega)$ , кВт	~0,6

Видалення більше 95% частинок домішки, розмір яких менший за розмір отворів в фільтруючій перегородці, є головною перевагою перфорованого циліндра перед сітчастим циліндром відомої конструкції, який не в змозі забезпечити видалення більше 80% часток, розмір яких менше розміру комірок сітки.

#### 4.7 Висновки по четвертому розділу

1. Проведено верифікацію та валідацію чисельного рішення за допомогою методу збіжності по сітках. Доведено адекватність використовуваної моделі турбулентності на основі результатів тестової задачі. Обґрунтована запропонована методика чисельного моделювання руху робочої рідини і частинок домішки в робочій області ротаційного фільтра та області бункера, результати якої порівнюються з експериментальними даними отриманими в розділі 3 та розбіжність між якими становить менше 9%.

2. Вперше досліджено еволюцію течії рідини біля отворів уздовж поверхні перфорованого циліндра в залежності від зміни параметрів  $Re_\varphi$ ,  $Re_r$  та показано, що зі збільшенням  $Re_\varphi$ , що характеризує обертовий рух рідини, збільшується перекриття отворів набігаючим потоком. Результати цього

дослідження покладено в розроблену інженерну методику проектування та розрахунку повнопотоковим гідродинамічним фільтром з перфорованим обертовим циліндром і накопичувальним бункером для осаду.

3. У тривимірній постановці досліджено траєкторії руху завислих частинок біля проникної поверхні фільтроелемента, доведено наявність гідродинамічного ефекту очищення для перфорованого циліндра в якості фільтроелемента за умови співвідношення діаметру частинки до діаметру отвору фільтроелемента 1:5 при режимі течії, що характеризується невеликим обертовим числом Рейнольдса  $Re_{\varphi}=13030$  та радіальним –  $Re_r = 192$ . Це дозволило обґрунтовано вибирати діаметр отворів фільтроелемента, що підвищить ефективність очищення рідини за допомогою перфорованої перегородки.

4. Вперше доказано наявність «буферної зони», яка виключає контакт частинок домішки з поверхнею проникного циліндра. Закрутка потоку зовні перфорованого циліндра, що забезпечує гідродинамічне очищення рідини, дозволяє виключити контакт з фільтруючою поверхнею зважених часток, що мають густину в 2...6,5 разів більшу, ніж густина несучої рідини, і розміри в 2...5 разів менші за розміри отворів фільтруючої перегородки. Що дозволяє унеможливити зношення перфорованого циліндра, а отже значно збільшити ймовірність безвідмовної роботи фільтра.

5. Виявлено позитивний вплив обертання торцевої стінки фільтроелемента на гідродинаміку течії, що проявляється в стримуванні поширення вихрових зон з області бункера в робочу область фільтра, та утримання частинок у бункері.

6. Отримано нові математичні залежності ефективності очищення фільтра від відносного діаметру і густини частинок домішки та густини рідини при заданій конструкції фільтра, які покладені в основу інженерної методики розрахунку та проектування гідродинамічних фільтрів. Визначено найвищу ефективність утримання частинок домішки в бункері циліндричної та конічної розбіжної конструкції.

## ВИСНОВКИ

В дисертації вирішена актуальна науково-технічна задача – підвищення ефективності очищення робочих рідин від механічних частинок домішки повнопотоковим гідродинамічним фільтром за рахунок використання обертового перфорованого циліндра та бункера раціональної форми для збору відсепарованих домішок. Основні наукові і практичні результати та висновки роботи полягають у наступному:

1. На підставі результатів аналізу сучасного стану досягнень з питань розроблення і застосування повнопотокових гідродинамічних фільтрів висунуто ідею, що для підвищення ефективності очищення рідин даними пристроями доцільно використовувати фільтроелемент у вигляді обертового перфорованого циліндра, який забезпечує регулярний характер течії рідини біля поверхні фільтроелемента та практично однакові умови для протікання рідини крізь кожен його отвір.

2. Вперше для дослідження гідродинаміки руху слабкоконцентрованої суспензії в ротаційному фільтрі розроблена математична модель з великомасштабною вісісиметричною постановкою задачі руху несучої рідини у кільцевій робочій області та області бункера, яка дозволила дослідити осідання частинок домішки у бункері; розроблена математична модель з дрібномасштабною трьохмірною постановкою і періодичними граничними умовами, за допомогою якої досліджено рух частинок домішки у поверхні фільтроелемента та в його отворах.

3. Проведено експериментальне дослідження ефективності очищення робочої рідини АМГ-10 ротаційним фільтром, яке охоплювало інтервали режимних параметрів течії  $Re_{\phi}=5700\dots15500$ ,  $Re_r=102\dots220$ ; визначена забрудненість робочої рідини методом підрахунку частинок домішок діаметром  $100\dots200$  мкм за допомогою оптичного мікроскопа:

– за даними проведеного двофакторного експерименту отримано регресійну модель для визначення коефіцієнту ефективності очищення



від частинок заданого розміру у досліджуваному інтервалі зміни варійованих факторів (розбіжність становить менше 2 %):

$$\tilde{n}(Re_{r_i}, Re_{\varphi_i}) = 196,5132 - 3,995037 \cdot Re_r + 0,050146 \cdot Re_{\varphi};$$

– експериментально встановлені раціональні значення режимних параметрів течії  $Re_{\varphi}=15500$ ,  $Re_r=220$ , при яких спостерігається найвищий показник ефективності очищення від частинок домішки антрациту діаметром 100...200 мкм, який дорівнює 95 %.

4. На основі комп'ютерного моделювання для дрібномасштабної тривимірної постановки досліджено рух сферичних частинок домішки біля поверхні обертового перфорованого циліндра. Отримано закономірності ефективності очищення для частинок відносного діаметру 0,05...0,4 в діапазоні відносної густини  $\tilde{\rho} = 2...6,55$ . Доведено, що зі збільшенням діаметру і густини частинки забруднення збільшується ефективність їх очищення ротаційним фільтром для інтервалу режимних параметрів течії  $Re_{\varphi}=5700...15500$ ,  $Re_r=102...220$ :

– вперше встановлено, що вже при невеликих значеннях обертового числа Рейнольдса  $Re_{\varphi}=13030$  та радіального  $Re_r=192$  спостерігається ефект гідродинамічного очищення;

– для кожного з досліджених режимних параметрів спостерігається наявність «буферної зони», яка не дозволяє контактувати частинкам домішки з поверхнею фільтроелемента, що позитивно впливає на ефективність очищення.

5. Шляхом чисельного моделювання на основі великомасштабної постановки отримано закономірності впливу форми бункера для осаду на ефективність осідання частинок домішки відносного діаметру 0,05...0,4. Найкращу ефективність утримування частинок домішки (99 %) показала конічна розбіжна і циліндрична форми бункера при режимних параметрах течії  $Re_{\varphi}=19500$ ,  $Re_r=220$ :

– доведено стабілізуючий вплив рухомої торцевої стінки фільтроелемента на течію рідини в робочій області фільтра, яке

проявляється в стримуванні поширення вихрових зон з області бункера в робочу область фільтра, що є позитивним явищем;

– вперше встановлено, що при режимних параметрах течії  $Re_{\varphi}=5700\dots15500$   $Re_r=102\dots220$  за рахунок руху торцевої стінки фільтроелемента блокується повернення частинок домішки з бункера в робочу область фільтра.

6. Вперше розроблено математичні моделі, методики розрахунку, які дозволяють дослідити закономірності та особливості функціонування повнопотокових гідродинамічних фільтрів з перфорованим фільтроелементом та бункером для осаду; створено зразок такого приладу та доведено ефективність його використання для очищення робочих рідин.

7. За матеріалами дисертації розроблена методика розрахунку повнопотокових гідродинамічних фільтрів для гідродинамічної установки високого тиску на приватному підприємстві «Компанія Крона-Плюс», а окремі результати використовуються у навчальному процесі кафедри гідрогазових систем Навчально-наукового аерокосмічного інституту НАУ, що підтверджено відповідними актами впровадження.

**ПЕРЕЛІК ВИКОРИТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ**

1. Евтушенко А.А. Развитие насосостроения в Украине // А.А. Евтушенко, Э.Е. Ржебаев, А.И. Швиндин, М.И. Шифрин // Машинобудування України. №1.– Киев. – 1995. – С. 30-33.
2. Панченко А.І. Планетарно-роторні гідромотори. Розрахунок і проектування: монографія / А.І.Панченко, А.А. Волошина // Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2016. - 236 с.
3. Колмаков Е. А., Кондрашов П. М., Зеньков И. В. Обзор конструкций фильтров в составе погружных электроцентробежных насосов при добыче нефти // Вестник КузГТУ. 2016. №1 (113). С.151-157 .
4. Удлер Э.И., Кадочникова М.В.и др. Средства фильтрации для мобильных машин и механизмов, эксплуатируемых при пониженных температурах. Тез. докл. международной конференции, Тюмень, 1996.
5. Техническая эксплуатация строительных и дорожных машин : учеб. пособие / А.Н. Максименко, В.В. Кутузов. — Минск : Вышэйшая школа, 2015. – 303 с.
6. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: Справочник. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение. 2004. – 448 с
7. Логвинов Л. М. Техническая диагностика жидкостных систем технологического оборудования по параметрам рабочей жидкости. – М.: ЦНТИ «Поиск», 1992.
8. Коняев Е. А., Тимошенко А. Н. Проблемы точности фиксированного норматива продолжительности оттаивания авиатоплива // Научный вестник МГТУ ГА. № 206 – 2014. с.131-136.
9. Рыбаков К.В. Пути совершенствования систем обеспечения чистоты нефтепродуктов на складах агропромышленных предприятий / К.В. Рыбаков, В.П. Коваленко, В.А. Борзенко // Энерготехнические средства сельскохозяйственного назначения и их технические системы. – М.: Сборник научных трудов МИИСП, 1989, 113 с.

10. Коновалов В.М. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. / В.М. Коновалов, В.Я. Скрицкий, В.А. Рокшевский – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.

11. Финкельштейн З.Л. Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин / З.Л. Финкельштейн. – М.: Недра, 1986. – 232 с.

12. Фінкельштейн З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко; під ред. проф. П.М. Андренка. – Х. : Видавничий центр. НТУ “ХП”, 2014. – 308 с.

13. Коваленко В.П. Смазочные и гидравлические масла для угольной промышленности: Справочник / В.П. Коваленко, З.Л. Финкельштейн. – М.: Недра, 1991. – 294 с.

14. А. с. 1456188 СССР, МКИ<sup>4</sup> В 01 D 33/26. Устройство для очистки жидкостей / [З.Л. Финкельштейн, Е.А. Поляков, М.Д. Репринцев и др.] (СССР).– № 4157673/31–26; заявл. 10.12.86; опубл. 07.02.89, Бюл. № 5.

15. А. с. 1618433 СССР, МКИ<sup>4</sup> В 01 D 33/21. Фильтр для разделения тонкодисперсных суспензий / [З.Л. Финкельштейн, Е.А. Поляков, В.А. Варейкис и др.] (СССР).– № 4208549/26; заявл. 10.03.87; опубл. 07.04.91, Бюл. № 1.

16. Мочалин Е.В. Перспективные методы высокоскоростной очистки жидких сред от дисперсных загрязнений / Е.В. Мочалин, И.Г. Мочалина // Вестник международной академии наук экологии и безопасности жизнедеятельности. – Санкт – Петербург (Алчевск: ДГМИ), 2004.– Т.9, № 7(79).– С. 129 – 133.

17. Перспективы использования фильтров с вращающимся фильтроэлементом для очистки жидкостей от механических примесей / Е. В. Мочалин // Экотехнологии и ресурсосбережение. - 2004. - № 4. - С. 73-76.

18. Финкельштейн З.Л. Снижение загрязненности водных ресурсов за счет применения гидродинамических фильтров / З.Л. Финкельштейн, Л.Н. Бойко // Промислова гідравліка і пневматика.– 2003.–№ 2.– С. 28 – 32.

19. Мочалин Е.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст] / Е.В. Мочалин, А.А. Халатов.– Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2010.– Т.8: Гидродинамика закрученного потока в ротационных фильтрах.– 428 с.

20. Мочалин Е.В. Моделирование режима обратной промывки самоочищающегося фильтра / Е.В. Мочалин, А.В. Петренко, П.Н. Кривошея // Вестник НТУ «ХПИ».– 2001.– Вып. 129.– С. 161 – 168.

21. Мочалин Е.В. К постановке задачи о движении взвешенной частицы в закрученном потоке несущей жидкости между двумя соосными цилиндрами с учетом отсоса жидкости через внутренний цилиндр / Е.В. Мочалин, А.А. Бревнов // Сб. науч. трудов ДГМИ.– Алчевск: ДГМИ, 2001.– Вып. 13.– С. 210 – 218.

22. Мочалин Е.В. Формирование вихревой структуры закрученных течений в цилиндрической области с проницаемой боковой поверхностью / Е.В. Мочалин // Вісник Сумського державного університету.– 2003.– №12(58).– С. 36 – 41.

23. Мочалин Е.В. Движение жидкости в окрестности вращающегося проницаемого цилиндра / Е.В. Мочалин // Вісник Східноукраїнського національного університету.– 2003.– №12(68), Ч.2.– С.197 – 202.

24. Мочалин Е.В. Полуэмпирическая модель вихревого течения внутри вращающегося проницаемого цилиндра / Е.В. Мочалин // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України.– Дніпропетровськ, 2004.– Вип. 50.– С.202 – 211.

25. Мочалин Е.В. Исследование движения взвешенных частиц вблизи вращающегося отсасывающего цилиндра / Е.В. Мочалин // Промислова гідроліка і пневматика.– 2005.– №2(8).– С. 61 – 65.

26. Мочалин Е.В. Устойчивость течения жидкости снаружи вращающегося сетчатого фильтроэлемента / Е.В. Мочалин // Вісник Сумського державного університету.– 2006.– №12(96).– С. 23 – 32.

27. Мочалин Е.В. Численное моделирование течений вязкой жидкости в рабочей полости ротационного фильтра / Е.В. Мочалин // Сб. науч. трудов ДонГТУ.– Алчевск: ДонГТУ, 2007.– Вып. 23.– С. 169 – 183.

28. Мочалин Е.В. Гидродинамические особенности протекания жидкости через вращающуюся сетку / Е.В. Мочалин // Промислова гідравліка і пневматика.– 2007.– №2(16).– С. 53 – 60.

29. Мочалин Е.В. Влияние конструкции фильтроэлемента ротационного фильтра на гидродинамический эффект очистки жидкости / Е.В. Мочалин // Восточно-европейский журнал передовых технологий.– 2007.– № 5/3 (29).– С. 46 – 51.

30. Мочалин Е.В. Особенности моделирования макровихревых течений жидкости вблизи вращающегося пронцаемого цилиндра / Е.В. Мочалин // Вісник Східноукраїнського національного університету.– 2007.– №12(118).– С. 146 – 153.

31. Мочалин Е.В. Моделирование переходных течений в рабочих полостях ротационных фильтров / Е.В. Мочалин // Матер. наук.-техн. конф. викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету. Ч. 2.– Суми: Вид-во СумДУ, 2007.– Вип.9.– С.59 – 60.

32. Мочалин Е.В. Расчет пограничного слоя на поверхности вращающегося отсасывающего цилиндра / Е.В. Мочалин // Вихревые и закрученные потоки: фундаментальные исследования и новые практические применения: международная научно-практическая конференция: тезисы докладов.– Киев, 2007.– С. 19 – 20.]

33. Исследование эффективности тонкой очистки жидкостей ротационными фильтрами/ Е.В.Мочалин, А.В.Петренко, П.Н.Кривошея, Е.О.Иванова // Сб. науч. трудов ДонГТУ. – Алчевск: ДонГТУ. 2005 .– Вып. 20. – С. 292-304.

34. Масштабный эффект при физическом моделировании механической очистки жидкостей ротационными фильтрами / Е. В. Мочалин, И. Г. Мочалина // Сб. науч. тр. ДонГТУ. - 2011. - Вып. 33. - С. 30-38.

35. Нигматулин Р.И. Основы механики гетерогенных сред [Текст] / Р. И. Нигматулин.– М.: Наука, 1978.– 336 с.
36. Хаппель Дж. Гидродинамика при малых числах Рейнольдса [Текст] / Дж. Хаппель, Г. Бреннер.–М.: Мир, 1976.– 630с.
37. Соу С. Гидродинамика многофазных систем [Текст] / С. Соу.– М.: Мир, 1971.– 536 с.
38. Новомлинский В.В. Математическое моделирование неизотермических одно– и двухфазных закрученных потоков [Текст] / В.В. Новомлинский // Инженерно-физический журнал.– Т.60.– № 2.– С. 191 – 197.
39. Эйнштейн А. Собрание научных трудов [Текст] / А. Эйнштейн.– М.: Наука, 1966.– Т.3.– С. 75 – 90.
40. Криль С.И. К вопросу об эффективной вязкости суспензий сферических частиц [Текст] / С.И. Криль // Вестник НТУ ХПИ.– 2001.– Вып. 129.– Ч.1.– С. 147 – 157.
41. Островский Г.М. Прикладная механика неоднородных сред. СПб.: Наука, 2000. 359 с.
42. Кульский Л.А. Теоретические основы и технология кондиционирования воды / Л.А. Кульский.– К.: Наук. думка, 1980.– 564 с.,
43. Мочалин Е.В. Влияние формы твердых частиц на их движение в потоке несущей жидкости / Е.В. Мочалин, А.А. Бревнов [Текст] // Сборник трудов IX международной научно-технической конференции “Экология и здоровье человека. Охрана водного и воздушного бассейнов. Утилизация отходов”.– Харьков, 2001.– Т.3.– С.699 – 702.
44. Кутепов А.М., Полянин Л.Д., Запryanов З.Д. и др. Химическая гидродинамика: справочное пособие. М.: Бюро Квантум, 1996.
45. Reynolds O. On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion / O. Reynolds // Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A.– 1895.– V. 186.– P. 123 – 161.
46. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский.– М.: Наука, 1987.– 840 с.

47. Белов И.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие [Текст] / И.А.Белов, С.А.Исаев.– СПб.: Балт. гос. тех. университет, 2001.– 108 с.
48. Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD [Текст] / D.C. Wilcox.- La Canada, California: DCW Industries, Inc., 1998.- 537 p.
49. Лурье З.Я. Трехмерное численное моделирование рабочего процесса оптимального шестеренного насоса/ З.Я. Лурье, А.И. Панченко, В.М. Соловьев, А.И. Гасюк. – Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2015. – Вип. 15, т. 3. – С. 3-30.
50. Boussinesq J. Essai Sur La Theorie Des Eaux Courantes [Текст] / J. Boussinesq // Mem. Pressentes Acad. Sci. Paris.– 1877.– № 23.– P. 46.
51. Bardina J.E. Turbulence modeling validation, testing and development / J.E. Bardina, P.G. Huang, T.J. Coakley // NASA TM.– 1997.–№ 110446.– 98 p.
52. Forsythe J.R. Validation of several Reynolds-averaged turbulence models in a 3-D unstructured grid code [Текст]/ J.R. Forsythe, W.Z. Strang, K.A. Hoffmann // AIAA Paper.– 2000.– № 00-2552.– 20 p.
53. Роговий А. С. Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів : дис. ... доктора техн. наук: 05.05.17/ Андрій Сергійович Роговий – НТУ"ХП", Харків, 2017. – с. 364
54. Дослідження гідродинаміки пристроїв для створення монодисперсних мікрокрапель / М. С. Скиданенко, В. І. Склабінський, А. Є. Артюхов, С. О. Лугова // Комп'ютерне моделювання в хімії і технологіях та системах сталого розвитку – КМХТ-2012 : збірник наукових статей Третьої міжнародної науково-практичної конференції, 10-12 травня 2012 року, м. Київ, м. Рубіжне. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2012. – С. 85-87.
55. Белов.И.А. Задачи и методы расчета отрывных течений несжимаемой жидкости [Текст]/ И.А. Белов, С.А. Исаев, В.А. Коробков.– Л.: Судостроение, 1989.– 256 с.
56. Gant S. Development and Application of A New Wall Function for Complex Turbulent Flows: PhD Thesis [Текст]/ Simon Gant; University of



Manchester, Institute of Science and Technology.– Manchester, 2002. – 374 P.

57. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб:/ Ю.А. Быстров, С.А. Исаев, Н.А. Кудрявцев, А.И. Леонтьев.– СПб.: Судостроение, 2005.– 392 с.

58. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости [Текст].– М.: Энергоатомиздат, 1984.– 152с.

59. Роуч П. Вычислительная гидродинамика / П.Роуч.– М.: Мир, 1982. – 616 с.

60. Ferziger J.H., Peric M. Computational methods for fluid dynamics [Текст].– Berlin, Heidelberg, 1999.– 389р.

61. Приходько А.А. Компьютерные технологии в аэрогидродинамике и и тепломассообмене / А.А. Приходько.– Киев: Наукова Думка, 2003 – 379 с.

62. Рхи С.М. Численный расчет турбулентного обтекания профиля с отрывом у задней кромки / С.М. Рхи, У.Л. Чоу // Аэрокосмическая техника.– 1984.– Т.2, №7.– С. 33 – 43.

63. Корн Г. Справочник по математике для научных работников инженеров / Г. Корн, Т. Корн.– М.: Наука, 1984.– 831 с.

64. Бабенко К.И. Основы численного анализа / К.И. Бабенко.– М.: Наука, 2002.– 848 с.

65. Кутателадзе С. С. Основы функционального анализа. 4-е изд., испр. Новосибирск: Изд-во Ин-та математики, 2001. – С.354

66. Колмогоров А., Фомин С. Элементы теории функций и функционального анализа. – Litres, 2017. – С. 446.

67. Ильин В. А., Позняк Э. Г. Линейная алгебра: Учебник для вузов. — 6-е изд., стер. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. — 280 с.

68. Булдигін В. В. Лінійна алгебра та аналітична геометрія: Навч. посібник //ВВ Булдигін, ІВ Алексеєва, ВО Гайдей, ОО Диховичний, НР Коновалова, ЛБ Федорова. – 2011 – С.347.

69. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей / К. Флетчер.– М.: Мир, 1991.– Т.1.– 504 с.

70. Волков К.Н. Дискретизация конвективных потоков в уравнениях Навье – Стокса на основе разностных схем высокой разрешающей способности / К.Н. Волков // Вычислительные методы и программирование.– 2004.– Т.5.– С.129 – 145.

71. Бондаренко Ю.А. Математические модели и численные методы для решения задач нестационарной газовой динамики. Обзор зарубежной литературы / Ю.А. Бондаренко, В.В. Башуров, Ю.В. Янилкин.– М., 2003.– (Препринт/РФЯЦ ВНИИЭФ; №88-2003).

72. Волков К.Н. Разностные схемы расчета потоков повышенной разрешающей способности и их применение для решения задач газовой динамики / К.Н. Волков // Вычислительные методы и программирование.– 2005.–Т.6.– С.146 – 167.

73. Ершов С.В. Математическое моделирование трехмерных вязких течений в турбомашинах – современный взгляд / С.В. Ершов // Пробл. машиностроения.– 1998.– Т.1, №2.– С.76 – 93.

74. Волков К.Н. Применение метода контрольного объема для решения задач механики жидкости и газа на неструктурированных сетках/К.Н. Волков // Вычислительные методы и программирование. – 2005. – Т.6.– С. 43 – 60.

75. Leonard B.P. A stable and accurate convective modeling procedure based on quadratic upstream interpolation / B.P. Leonard // Comp. Meth. Appl.Mech. Eng.– 1979.– V.19, № 1.– P. 59 – 98.

76. Patankar S.V. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimentional parabolic flows / S.V. Patankar, D.B. Spalding // Int. J. Heat and Mass Transfer.– 1972.– V.15.– P. 1787 – 1806.

77. Patankar S. V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. — Taylor & Francis, 1980.

78. Ferziger J. H. Computational Methods for Fluid Dynamics. — Springer-Verlag, 2001.

79. Van Doormaal J. R. Enhancement of the SIMPLE method for predicting

incompressible fluid flow [Текст]/ J. R. Van Doormaal, G. D. Raithby // Numer. Heat Transfer.– 1984. Vol.7, № 2. – P.147 – 163.

80. Рхи С.М., Чоу У.Л. Численный расчет турбулентного обтекания профиля с отрывом у задней кромки [Текст]/ С.М. Рхи, У.Л. Чоу // Аэрокосмическая техника.– 1984.– Т.2, №7.– С.33 – 43.

81. Бабенко К.И. Основы численного анализа / К.И. Бабенко.– М.: Наука, 1986.– 744 с.

82. Kraus J., Lymbery M., Margenov S. Auxiliary space multigrid method based on additive Schur complement approximation //Numerical Linear Algebra with Applications. – 2015. – Т. 22. – №. 6. – С. 965-986.

83. Hutchinson B. R. A Multigrid Method Based on the Additive Correction Strategy / B.R. Hutchinson, G.D. Raithby // Numer. Heat Transfer.– 1986.– № 9.– P. 511 – 537.

84. Stuben K. A Review of Algebraic Multigrid. J. Comp. Appl. Math. 128 (2001) 281.

85. Ермаков, М.К. Исследование возможностей матричных методов для решения уравнений Навье–Стокса // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2010, Т.9. – с. 124-129.

86. Сёмин Д. А., Роговой А. С. Влияние типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях // Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – 2016. – №. 41. – С. 70–77.

87. Механика многофазных сред [Текст]/ А. Н. Крайко, Р. И. Нигматулин, В. К. Старков, Л. Е. Стернин // Итоги науки и техники. Гидромеханика.–М.: Издательство АН СССР, 1972.– С. 93 – 174.

88. Н. А. Михайлова. Перенос твердых частиц турбулентными потоками воды // Гидрометеорологическое изд-во, 1966 – 233 с.

89. Центробежная очистка рабочих жидкостей авиационных гидросистем [Текст]/ П.Н. Белянин. – М.: Машиностроение, 1976.– 328 с.

90. Hairer E., Lubich C., Roche M. The numerical solution of differential-

algebraic systems by Runge-Kutta methods. – Springer, 2006. – Т. 1409.

91. Cash, Jeff R., and Alan H. Karp. "A variable order Runge-Kutta method for initial value problems with rapidly varying right-hand sides." *ACM Transactions on Mathematical Software (TOMS)* 16.3 (1990): 201-222.

92. Berezin I. S., Zhidkov N. P. *Computing methods*. – Elsevier, 2014. – P. 696.

93. Chang S. Hydromagnetic stability of dissipative flow between rotating permeable cylinders. P.1 [Текст] / S. Chang, W.K. Sartory // *J. Fluid Mech.*– 1967.– Vol.27.– P. 65 – 79.

94. Min K. Hydrodynamic stability of viscous flow between rotating porous cylinders with radial flow [Текст] / K. Min, R. M. Lueptow // *Phys. Fluids.*– 1994.–Vol.6.– P. 144-151.

95. *Машиностроительная гидравлика*. Башта Т. М., «Машиностроение», 1971, – с. 672.

96. ГОСТ ИСО 4407-2006 Чистота промышленная. Определение загрязненности жидкости методом счета частиц с помощью оптического микроскопа.

97. *Микроскопические методы определения размеров частиц дисперсных материалов: учеб. пособие* / Н. Н. Гаврилова, В. В. Назаров, О.В. Яровая. – М.: РХТУ им. Д. И. Менделеева, 2012. – 52 с.

98. *Микроскоп стереоскопический МБС-10. Руководство по эксплуатации АЦ3.850.005 РЭ* [Текст]. — 2005. — 15 с.

99. Адлер Ю.П. *Введение в планирование эксперимента*. М., 1969.

100. Адлер Ю.П. *Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий*. М.: Наука, 1976. - 286 с.

101. Попадинець В. І. Про планування та визначення екстремальних результатів багатofакторного експерименту на базі раціональної кількості дослідів // *Математические машины и системы*. – 2015. – №. 4. – с. 65-69.

102. Кошевой Н. Д. и др. *Оптимальное планирование эксперимента при исследовании качества технологических процессов* // *Якість технологій та*

освіти. – 2011. – № 2. – С. 26-32

103. Юдин М.И. Планирование эксперимента и обработка его результатов: Монография // Краснодар: КГАУ. – 2004. – с. 239.

104. Статюха Г.О. Вступ до планування оптимального експерименту: Навч. посібн. / Г.О. Статюха, Д.М. Складанний, О.С. Бонаренко –К.: ІВЦ «Політехніка», 2011.–117с.

105. Dong S. Direct numerical simulation of turbulent Taylor-Couette flow [Текст] / S. Dong // J. Fluid Mech.– 2007.– Vol. 587.– pp. 373–393.

106. Smith J.P. Turbulent Couette flow between concentric cylinders at large Taylor numbers [Текст] / J.P. Smith, A.A. Townsend // J. Fluid Mech.– 1982.– Vol. 123.– P. 187 – 217.

107. Mochalin Ye. An experimental research of the efficiency of a fluid mechanical cleaning by a rotary filter / Ye. Mochalin, V. Brazhenko, O. Yashchuk // Transport Engineering and Management. Vilnius: Technika, 2017, p. 43-46.

108. Браженко В.Н. Современные тенденции и направления усовершенствования конструкции полнопоточного гидродинамического фильтра с вращающимся фильтрующим цилиндром / В.Н. Браженко, Е.В. Мочалин //«Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: XXI міжнар. наук.-техн. конф., 24-27 травня 2016 р.: матеріали конф. – К., 2016. – С. 24-26.

109. Браженко В.М. Осідання частинок домішки різного відносного діаметру в бункері ротаційного фільтра / В.М. Браженко // Промислова гідрравліка і пневматика. – 2017. – № 4 – С. 62-65.

110. Мочалін Є.В. Аналіз руху твердих завислих часток у ротаційному фільтрі очищення рідин з накопичувальним бункером. Є. В. Мочалін, В. М. Браженко, О. Є. Мочалін // Промислова гідрравліка і пневматика. – 2015. – № 1. – С.3-9.

111. Мочалін Є.В. Вплив конструкції бункера у повнопотоковому гідродинамічному фільтрі на рух частинок домішок / Є. В. Мочалін, В. М. Браженко // Промислова гідрравліка і пневматика. – 2015. – № 4 – С. 15– 20.

112. Мочалин Е.В. Влияние вихрей Экмана на гидродинамику несущей жидкости в полнопоточном гидродинамическом фильтре с бункером / Е.В. Мочалин, В.Н. Браженко // Молода наука. Технологія машинобудування: зб. наук. праць. – Краматорськ: ДДМА, 2016. – №1 – С. 50-53.

113. Мочалин Е.В. Эффективность оседания частиц в полнопоточном гидродинамическом фильтре при изменении размера бункера / Е.В. Мочалин, В.Н. Браженко // Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe. – 2016. – Том 6(10). Выпуск № 2 – С. 91– 99.

114. Браженко В.М. Вплив торцевої стінки дискретно перфорованого циліндра на гідродинаміку рідини в робочій області повнопотокового фільтра з бункером / В. М. Браженко // «Політ. Сучасні проблеми науки»: XV Міжнар. наук.-практ. конф. молодих учених і студентів, 8-9 квітня 2015 р.: матеріали конф. – К., – С. 46.

115. Браженко В.М. Эффект буферной зоны між областю руху завислих частинок та поверхнею дискретно перфорованого обертового циліндру / В.М. Браженко, Є.В. Мочалін // АВІА-2015: XII міжнар. наук.-техн. конф., 28-29 квітня 2015 р.: матеріали конф. – К., – С.17.33-17.36.

116. Браженко В.М. Теоретическое исследование эффективности механической очистки жидкости ротационным фильтром / В.М. Браженко // Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe. – 2017. – Том 12(28). Выпуск № 2 – С. 17 – 22

117. Браженко В.Н. Движение несущей жидкости и сферических частиц у поверхности вращающегося цилиндра / В.Н. Браженко, Е.В. Мочалин // «Промислова гідравліка і пневматика»: XVI міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП, 14-16 жовтня 2015 р.: матеріали конф. – м. Суми, 2015. – С. 35-36.

118. Пат. № 110101 України, МПК В01D 33/00, С02F 3/08; ФІЛЬТР ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ РІДИН / Мочалін Євген Валентинович; Браженко Володимир Миколайович; заявник і патентовласник Національний авіаційний університет. – № u201602970; заявл. 23.03.2016; опубл. 26.09.2016, бюл. № 18.

## ДОДАТОК А

Таблиці значень ефективності осідання  $k$  частинок в бункері циліндричної форми для частинок різного діаметру та густини

$$Re_r = 102, Re_\varphi = 5700$$

Матеріал	Діаметр частинки домішки			
	25 мкм	50 мкм	100мкм	200мкм
Антрацит	0,31	0,45	0,68	0,76
$SiO_2$	0,34	0,56	0,7	0,8
$Al_2O_3$	0,35	0,61	0,78	0,81
$Fe_3O_4$	0,39	0,7	0,81	0,84
Середнє	0,3475	0,58	0,7425	0,8025

$$Re_r = 129, Re_\varphi = 7750$$

Матеріал	Діаметр частинки домішки			
	25 мкм	50 мкм	100мкм	200мкм
Антрацит	0,35	0,49	0,68	0,78
$SiO_2$	0,4	0,57	0,75	0,8
$Al_2O_3$	0,42	0,66	0,77	0,85
$Fe_3O_4$	0,43	0,7	0,8	0,85
Середнє	0,4	0,605	0,75	0,82

$$Re_r = 161, Re_\varphi = 10340$$

Матеріал	Діаметр частинки домішки			
	25 мкм	50 мкм	100мкм	200мкм
Антрацит	0,4	0,53	0,7	0,8
$SiO_2$	0,44	0,67	0,77	0,82
$Al_2O_3$	0,47	0,68	0,78	0,87
$Fe_3O_4$	0,54	0,73	0,82	0,9
Середнє	0,4625	0,6525	0,7675	0,8475

$$Re_r = 192, Re_\varphi = 13030$$

Матеріал	Діаметр частинки домішки			
	25 мкм	50 мкм	100мкм	200мкм
Антрацит	0,5	0,59	0,78	0,86
$SiO_2$	0,52	0,73	0,82	0,86
$Al_2O_3$	0,59	0,75	0,82	0,9
$Fe_3O_4$	0,58	0,78	0,84	0,92
Середнє	0,5475	0,7125	0,815	0,885

$$Re_r = 220, Re_\varphi = 15500$$

Матеріал	Діаметр частинки домішки			
	25 мкм	50 мкм	100мкм	200мкм
Антрацит	0,56	0,77	0,89	0,94
$SiO_2$	0,62	0,77	0,85	0,93
$Al_2O_3$	0,68	0,78	0,89	0,94
$Fe_3O_4$	0,68	0,86	0,91	0,94
Середнє	0,635	0,795	0,885	0,9375

Таблиці значень ефективності осідання  $k$  частинок в бункері з різними формами (I – циліндрична, II – ступінчаста III – конічна розбіжна IV – конічна збіжна) для частинок з відносною густиною  $\tilde{\rho} = 5$ .

$$Re_r = 102, Re_\varphi = 5700$$

Матеріал	Діаметр частинки домішки				Середнє
	25 мкм	50 мкм	100мкм	200мкм	
I	0,35	0,61	0,78	0,81	0,6375
II	0,14	0,26	0,28	0,28	0,24
III	0,43	0,56	0,79	0,9	0,67
IV	0,19	0,37	0,44	0,48	0,37

$$Re_r = 129, Re_\varphi = 7750$$

Матеріал	Діаметр частинки домішки				Середнє
	25 мкм	50 мкм	100мкм	200мкм	
I	0,42	0,66	0,77	0,85	0,675
II	0,2	0,23	0,3	0,33	0,265
III	0,52	0,68	0,79	0,89	0,72
IV	0,24	0,36	0,42	0,5	0,38

$$Re_r = 161, Re_\varphi = 10340$$

Матеріал	Діаметр частинки домішки				Середнє
	25 мкм	50 мкм	100мкм	200мкм	
I	0,47	0,68	0,78	0,87	0,7
II	0,24	0,27	0,35	0,37	0,3075
III	0,64	0,69	0,8	0,89	0,755
IV	0,3	0,36	0,46	0,59	0,4275

$$Re_r = 192, Re_\varphi = 13030$$

Матеріал	Діаметр частинки домішки				Середнє
	25 мкм	50 мкм	100мкм	200мкм	
I	0,59	0,75	0,82	0,9	0,765
II	0,25	0,3	0,32	0,36	0,3075
III	0,64	0,8	0,9	0,96	0,825
IV	0,35	0,44	0,51	0,6	0,475

$$Re_r = 220, Re_\varphi = 15500$$

Матеріал	Діаметр частинки домішки				Середнє
	25 мкм	50 мкм	100мкм	200мкм	
I	0,68	0,78	0,89	0,94	0,8225
II	0,3	0,37	0,42	0,4	0,3725
III	0,74	0,83	0,94	0,99	0,875
IV	0,48	0,56	0,61	0,69	0,585



**Таблиці значень номограм для визначення ефективності очищення  $k$  АМГ-10 від відносного діаметра частинок домішки при відповідних  $Re_r$  та  $Re_\varphi$  для частинок з відносною густиною  $\tilde{\rho} = 5$ .**

Графік (а)

Режимний параметр	Відносний діаметр частинки			
	0,05	0,1	0,2	0,4
$Re_r = 192,$ $Re_\varphi = 13000$	0,59	0,75	0,82	0,9
$Re_r = 192,$ $Re_\varphi = 15000$	0,695	0,77	0,89	0,94
$Re_r = 192,$ $Re_\varphi = 17000$	0,77	0,85	0,94	0,97

Графік (б)

Режимний параметр	Відносний діаметр частинки			
	0,05	0,1	0,2	0,4
$Re_r = 220,$ $Re_\varphi = 15500$	0,68	0,78	0,89	0,94
$Re_r = 220,$ $Re_\varphi = 17500$	0,75	0,89	0,9	0,97
$Re_r = 220$ $Re_\varphi = 19500$	0,83	0,9	0,95	0,99

Графік (в)

Режимний Параметр	Відносний діаметр частинки			
	0,05	0,1	0,2	0,4
$Re_r = 192,$ $Re_\varphi = 13000$	0,64	0,8	0,9	0,94
$Re_r = 192,$ $Re_\varphi = 15000$	0,73	0,84	0,93	0,97
$Re_r = 192,$ $Re_\varphi = 17000$	0,82	0,89	0,94	1

Графік (г)

Режимний Параметр	Відносний діаметр частинки			
	0,05	0,1	0,2	0,4
$Re_r = 220,$ $Re_\varphi = 15500$	0,74	0,83	0,94	0,99
$Re_r = 220,$ $Re_\varphi = 17500$	0,8	0,91	0,95	0,99
$Re_r = 220$ $Re_\varphi = 19500$	0,85	0,94	0,95	1

## ДОДАТОК Б

### Акти впровадження результатів дисертаційної роботи у виробництво та навчальний процес

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Директор ПП «Компанія Крона-Плюс»



М.Г. Лось

2016 р.

#### АКТ

про впровадження методики розрахунку повнопотокового гідродинамічного фільтра з обертовим перфорованим циліндром на ПП «Компанія Крона-Плюс»

Даний акт складений про те, що методика розрахунку повнопотокового гідродинамічного фільтра з обертовим перфорованим циліндром, в якій використано результати дисертаційної роботи Браженка Володимира Миколайовича, а саме, розрахункові моделі, залежності показників тонкості очищення від конструктивних і режимних параметрів, обґрунтування раціональної конструкції фільтруючого циліндра та бункеру для утримання осаду, впроваджена на ПП «Компанія Крона-Плюс» для розробки ротатійних фільтрів для очищення води у гідродинамічних установках високого тиску (ГУВТ).

Науково-технічна та практична цінність методики полягає в наданні можливості спроектувати фільтр, який має наступні переваги:

- малий гідравлічний опір (менше 0,05 МПа);
- висока тонкість очищення (20 мкм при розмірах отворів у фільтроелемента 50-100 мкм);
- малі габарити;
- відсутність необхідності у вимкненні та розбиранні для заміни або регенерації фільтруючого перфорованого циліндра;
- можливість роботи при високому рівні початкової забрудненості рідини (10 г/л).

Застосування методики для розробки фільтра для очищення води в ГУВТ, призначених для формування високонапірних струменів, дозволить істотно збільшити межрегламентний період роботи установки та зменшити трудомісткість обслуговування.

Даний акт не може бути підставою для виплат коштів підприємством ПП «Компанія Крона-Плюс».

Провідний інженер

В.М. Войтович

Розробник методики


В.М. Браженко

«УЗГОДЖЕНО»  
В.о. директора Навчально-наукового  
Аерокосмічного інституту  
Національного авіаційного  
університету

  
С. Дмитрієв

«20» 12 2017 р.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»  
Проректор  
з навчальної та виховної роботи  
Національного авіаційного  
університету

  
Т. Іванова

«22» 12 2017 р.



### АКТ

**впровадження матеріалів дисертаційної роботи  
Браженка Володимира Миколайовича  
в навчальний процес кафедри гідрогазових систем  
Навчально-наукового Аерокосмічного інституту  
Національного авіаційного університету**

Даним актом підтверджується, що отримані асистентом кафедри гідрогазових систем Браженком В.М. результати дисертаційної роботи «Очищення робочих рідин повнопотоковим гідродинамічним фільтром з обертовим перфорованим циліндром та бункером для осаду» впроваджено в навчальний процес кафедри гідрогазових систем НН Акі НАУ, а саме:

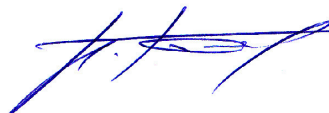
1. При викладанні навчальної дисципліни «Математичні методи моделювання та оптимізації систем і процесів» згідно з навчальним планом № НМ-1-134/17.
2. При викладанні навчальної дисципліни «Моделювання і розрахунок робочих процесів в рідинно-газових системах літальних апаратів» згідно з навчальним планом № НБ-1-134/16.

Голова НМРР НН Акі  
д.т.н., професор



В. Кравцов

В.о. зав кафедри  
гідрогазових систем  
к.т.н. с.н.с.



В. Бадах

**ДОДАТОК В****Список опублікованих праць за темою дисертації****1. Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати**

1. Мочалін Є. В. Аналіз руху твердих завислих часток у ротаційному фільтрі очищення рідин з накопичувальним бункером / Є. В. Мочалін, В. М. Браженко, О. Є. Мочалін // Промислова гідравліка і пневматика. – 2015. – № 1. – С. 3–9.

2. Мочалін Є. В. Вплив конструкції бункера у повнопотоковому гідродинамічному фільтрі на рух частинок домішок / Є. В. Мочалін, В. М. Браженко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2015. – № 4 – С. 15–20.

3. Мочалин Е.В. Эффективность оседания частиц в полнопоточном гидродинамическом фильтре при изменении размера бункера / Е. В. Мочалин, В.Н. Браженко// Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe. – 2016. – Т. 6(10). Випуск № 2 – С. 91– 99.

4. Mochalin Ye. An experimental research of the efficiency of a fluid mechanical cleaning by a rotary filter / Ye. Mochalin, V. Brazhenko, O. Yashchuk // Transport Engineering and Management. Vilnius: Technika, 2017, p. 43–46.

5. Браженко В. М. Осідання частинок домішки різного відносного діаметру в бункері ротаційного фільтра / В. М. Браженко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2017. – № 4. – С. 62–65.

6. Браженко В. Н. Теоретическое исследование эффективности механической очистки жидкости ротационным фильтром / В. Н. Браженко // Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe. – 2017. – Т. 12(28). – Вип. № 2 – С. 17–22.

7. Пат. № 110101 України, МПК В01D 33/00, С02F 3/08; ФІЛЬТР ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ РІДИН / Мочалін Євген Валентинович; Браженко Володимир Миколайович; заявник і патентовласник Національний авіаційний університет. – № u201602970; заявл. 23.03.2016; опубл. 26.09.2016, бюл. № 18.

## 2. Наукові праці апробаційного характеру

8. Браженко В. М. Вплив торцевої стінки дискретно перфорованого циліндра на гідродинаміку рідини в робочій області повнопотокового фільтра з бункером / В. М. Браженко // «Політ. Сучасні проблеми науки»: XV Міжнар. наук.-практ. конф. молодих учених і студентів, 8–9 квітня 2015 р.: матеріали конф. – К., – С. 46.

9. Браженко В. М. Ефект буферної зони між областю руху завислих частинок та поверхнею дискретно перфорованого обертового циліндру / В. М. Браженко, Є. В. Мочалін // АВІА-2015: XII міжнар. наук.-техн. конф., 28–29 квітня 2015 р.: матеріали конф. – К. – С. 17.33–17.36.

10. Браженко В. Н. Влияние конструкции буфера для осадка на гидродинамику полнопоточного гидродинамического фильтра с вращающимся фильтрующим цилиндром / В. Н. Браженко, Е. В. Мочалин // «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: XX міжнар. наук.-техн. конф., 26–29 травня 2015 р.: матеріали конф. – К. – С. 31.

11. Браженко В. Н. Движение несущей жидкости и сферических частиц у поверхности вращающегося цилиндра / В. Н. Браженко, Е. В. Мочалин // «Промислова гідравліка і пневматика»: XVI міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП, 14–16 жовтня 2015 р.: матеріали конф. – Суми, 2015. – С. 35–36.

12. Браженко В. Н. Современные тенденции и направления усовершенствования конструкции полнопоточного гидродинамического фильтра с вращающимся фильтрующим цилиндром / В. Н. Браженко, Е. В. Мочалин // «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: XXI міжнар. наук.-техн. конф., 24–27 травня 2016 р.: матеріали конф. – К., 2016. – С. 24–26.

13. Браженко В. М. Вплив дискретно перфорованої перегородки ротаційного фільтра на сепарацію завислих частинок / В. М. Браженко, Є. В. Мочалін // «Промислова гідравліка і пневматика»: XVII міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП, 19–21 жовтня 2016 р.: матеріали конф. – Харків, 2016. – С. 32–33.

14. Браженко В. М. Теоретичне і експериментальне дослідження сепарації механічних домішок у ротаційному фільтрі / В. М. Браженко, Є. В. Мочалін // «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»: XXII міжнар. наук.-техн. конф., 23–26 травня 2017 р.: матеріали конф. – Черкаси, 2017. – С. 28.

15. Браженко В. М. Очищення гідравлічних рідин повнопотоковим гідродинамічним фільтром з обертовим перфорованим циліндром / В. М. Браженко // «Промислова гідравліка і пневматика»: XVIII міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП, 3–6 жовтня 2017 р.: матеріали конф. – Вінниця, 2017. – С. 16.

### **3. Праці, які додатково відображають наукові результати**

16. Мочалин Е. В. Влияние вихрей Экмана на гидродинамику несущей жидкости в полнопоточном гидродинамическом фильтре с бункером / Е. В. Мочалин, В. Н. Браженко // Молода наука. Технологія машинобудування: зб. наук. праць. – Краматорськ: ДДМА, 2016. – № 1 – С. 50–53.