

Міністерство освіти і науки України
Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара
Міністерство освіти і науки України
Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

НАЗАРЕНКО ГЕОРГІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 621.454.2.043

ДИСЕРТАЦІЯ

Закономірності впливу конструктивних параметрів на коефіцієнт корисної дії
насосів ракетних двигунів верхніх ступенів
134 – Авіаційна та ракетно-космічна техніка

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

_____ Г. В. Назаренко

Науковий керівник
Мітіков Юрій Олексійович
доктор технічних наук, професор

Дніпро 2024

АНОТАЦІЯ

Назаренко Г. В. Закономірності впливу конструктивних параметрів на коефіцієнт корисної дії насосів рідинних ракетних двигунів верхніх ступенів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття ступеня доктора філософії за спеціальністю 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка» – Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, Дніпро, 2024.

В умовах конкуренції на ринку ракет-носіїв (РН) вироблені основні вимоги, які висуваються до сучасних рідинних ракетних двигунів (РРД). Сучасний РРД повинен мати високу надійність у всьому діапазоні експлуатаційних умов, при цьому повинен мати високі характеристики, що дозволяє збільшити масу корисного вантажу. За всіх перерахованих умов вартість відпрацювання і виготовлення двигуна повинна бути низькою, що дозволить підвищити його конкурентоспроможність на ринку РН.

Найбільш ефективний спосіб у розробці нового РРД – модернізація вузлів і агрегатів у відпрацьованих РРД, надійність яких була неодноразово перевірена протягом багатьох запусків РН. Це дозволяє зменшити вартість і час відпрацювання РРД. Особливо це важливо для сучасних умов України. Однак, параметри наявних вузлів і агрегатів у відпрацьованих РРД, розроблених ще у ХХ столітті, як правило, нижчі за ті, що потребує сьогодення. Тому важливим завданням стає підвищення параметрів наявних вузлів і агрегатів у відпрацьованих РРД. Це дозволяє не розробляти вузол або агрегат РРД заново, а лише покращити один або кілька його елементів, за допомогою яких підвищуються параметри агрегату РРД в цілому. Такі рішення дозволяють економити час і матеріальні ресурси у процесі створення нового РРД.

Турбонасосний агрегат (ТНА) – це один із найскладніших агрегатів РРД з насосною системою подачі палива. Від значень коефіцієнта корисної дії (ККД) насосів і питомої роботи газу турбіни ТНА залежить питомий імпульс тяги РРД без допалювання. Для використання схеми з допалюванням від ККД

насосів і турбіни залежить баланс потужності ТНА. Особливо проблематичним постає питання для РРД РН верхніх ступенів, тягою менш як 20000 Н сили. Тому підвищення ККД насосів агрегатів системи подачі – одна із найважливіших задач в розробці сучасного РРД РН верхніх ступенів.

У першому розділі проведено критичний ретроспективний аналіз величин ККД насосів як загального машинобудування, так і авіаційно-космічного призначення. З даних, наведених у сучасній літературі стосовно насосної тематики, було визначено рівень величин ККД сучасних лопатевих насосів. Встановлено величини гідравлічного, об'ємного, дискового і механічного ККД для сучасних лопатевих насосів. Проведено також всебічний аналіз сучасних шляхів підвищення ККД лопатевих насосів. Роботи з наведеної тематики проводяться за наступними напрямками: уточнення розроблених раніше фізичних моделей робочого процесу лопатевих насосів за допомогою експериментальних даних; визначення за допомогою комп'ютерного моделювання течії недоліків проточної частини наявних насосів, а також наведені шляхи їх усунення; нанесення спеціального покриття на елементи проточної частини насоса дозволяє підвищити його ККД на 3%, а також знизити вібрацію насоса і підвищити його надійність; використання вісерадіальних робочих коліс у насосах ТНА РРД дозволяє підвищити ККД, напір і антикавітаційні властивості насосів.

У результаті проведеного аналізу встановлено, що роботи з підвищення ККД актуальні для всіх лопатевих насосів. Однак лопатеві насоси загального машинобудування вдосконалюються шляхами, які не є прийнятними для ракетної техніки. Так, вони не лімітовані масою, їх частота обертання значно менша, ніж у насосів ракетної техніки. Але у сучасній літературі мало інформації з підвищення ККД насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів, які відрізняються суттєво більшою частотою обертання ротора. Відсутній комплексний підхід з визначення впливу конструктивних параметрів насоса ТНА РРД на його ККД. Це зумовлює актуальність проведеного дослідження та його практичне значення в науковому світі; відсутній математичний алгоритм, за допомогою

якого можна підвищити ККД насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів; необхідно провести комплексне експериментально-теоретичне дослідження, у результаті якого будуть розроблені методичні засоби, які дозволять за короткий час і з високою точністю підвищувати ККД насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів.

Другий розділ присвячено порівняльному аналізу напірних і характеристик ККД насосів окислювача ТНА прототипа (далі за текстом – двигун №1) із сучасними вимогами (двигун №2). За результатами аналізу встановлено, що використовувати насос ТНА двигуна №1 як прототип для ТНА двигуна №2 без суттєвих конструктивних змін не можна. Оскільки мінімальна величина його ККД на 4,5% нижча за величину ККД, яка вимагалася від насоса окислювача ТНА двигуна №2. Після всебічного аналізу та детального вивчення складних гідродинамічних процесів, які відбуваються у проточній частині насоса, були цілеспрямовано впроваджені суттєві зміни конструктивних параметрів насоса прототипа. Ефективність запропонованих змін конструкції була підтверджена експериментально. У підсумку, це дозволило суттєво підняти ККД насоса.

Наступним кроком визначено перелік конструктивних параметрів, які були змінені порівняно з насосом прототипом. Здійснений всебічний аналіз впливу кожного конструктивного параметра на величину ККД насоса. Встановлено, що за умови зміни зазору між буртами відцентрового колеса і плаваючими кільцями, розрахункові і експериментальні дані щодо величини ККД відрізняються між собою на 1,5%. Також за експериментальними результатами отримані рівняння, за допомогою яких можна визначити величину коефіцієнта напору і ККД насоса при зміні зазору між плаваючими кільцями і буртами відцентрового колеса для семи типорозмірів насосів ТНА РРД. Зменшення діаметра розташування заднього бурта відцентрового колеса насоса ТНА РРД дозволяє зменшити розкид ККД насоса на 1,4 % при проведенні експериментальних досліджень. Збільшення величини тиску після плаваючого кільця, розташованого на задньому бурту відцентрового колеса на 340 % збільшує ККД насоса на ~ 1 %. Застосування шнека змінного кроку замість шнека постійного

кроку збільшує ККД на $\sim 1,3\%$, а коефіцієнт напору на $-4,2\%$, шляхом збільшення коефіцієнта закрутки рідини, яка подається на лопатки відцентрового колеса. Визначено, що літературні рекомендації стосовно величини відносного зазору між язиком спірального збірника та відцентровим колесом не підходять для насоса окислювача двигуна №2. При збільшенні згаданого зазору в рекомендованих літературою межах, ККД насоса знижується в середньому на 3% , коефіцієнт напору знижується з $0,595$ до $0,5756$ (на $3,3\%$). Зниження ККД і коефіцієнту напору насоса відбувається через збільшення величини гідравлічних втрат між відцентровим колесом і спіральним збірником. Зменшення товщини лопаток відцентрового колеса на виході зі всмоктувальної сторони до 50% від номінальної підвищує ККД насоса на $1,8\%$ і коефіцієнт напору на $3,3\%$. Встановлено, що виключення перепускних отворів з провідного диска відцентрового колеса збільшує приведений напір насоса пального двигуна №5 на $2,6\%$. Тому що він більш чутливий до зміни витрати через відцентрове колесо, і воно починає працювати на не розрахунковому режимі. Для насосів окислювача двигунів №5 і №2 наявність перепускних отворів у провідному диску підвищує ККД насоса на $3,3\%$ внаслідок кращої організації течії рідини по проточній частині насоса. Визначені граничні умови режиму течії через перепускні отвори, при яких зростає ККД: величина співвідношення між витратою через перепускні отвори і витратою через насос повинна знаходитись у діапазоні від $0,012$ до $0,019$; співвідношення між швидкістю течії у перепускних отворах і коловою швидкістю на діаметрі розташування перепускних отворів повинно знаходитись у діапазоні від $0,0775$ до $0,097$. При зменшенні коефіцієнту входу у відцентрове колесо з $6,85$ до $6,31$ (зменшення діаметра входу у відцентрове колесо) ККД і приведений напір насоса зростає на 3% і $1,7\%$ відповідно через зменшення зворотних потоків на вході у відцентрове колесо. Через використання більшого числа лопаток відцентрового колеса, течія рідини по проточній частині насоса краще організована. При цьому коефіцієнт напору зростає на $2,8\%$, а ККД – на $1,5\%$. Зміна коефіцієнта діаметра шнека від 6 до 8 (зміна зовнішнього діаметра шнека) знижує його ККД на

14,2 %, а приведений напір при цьому зростає на 75,5 % через зміну гідравлічних характеристик його проточної частини.

У третьому розділі проведений глибокий всебічний аналіз кавітаційних характеристик насосів окислювача ТНА двигунів №1 і №2, за результатами якого було встановлено, що зміни всіх конструктивних параметрів, проведені з насосом прототипом, знизили його антикавітаційні якості. Величина кавітаційного коефіцієнта швидкохідності знизилася в діапазоні від 385 до 842 одиниць. Розглянуто вплив кожного конструктивного параметра на величину кавітаційного коефіцієнта швидкохідності, який був змінений в насосі окислювача ТНА двигуна №2 у порівнянні з прототипом, для підвищення величини його ККД. Встановлено, що зменшення зазорів між плаваючими кільцями і буртами відцентрового колеса підвищують антикавітаційні якості шнековідцентрового насоса завдяки зменшенню величини витoku та його впливу на основний потік, який проходить через шнек і відцентрове колесо. Отримані рівняння, за допомогою яких можна визначити величину кавітаційного коефіцієнта швидкохідності насоса при зміні зазору між плаваючими кільцями і буртами відцентрового колеса для шести типорозмірів насосів РРД. Зменшення коефіцієнта діаметра входу у відцентрове колесо з 6,85 до 6,31 (зменшення діаметра входу у відцентрове колесо) зменшує величину кавітаційного коефіцієнта швидкохідності від 73,8 до 495 одиниць. При зміні відносної товщини вхідних кромek лопаток відцентрового колеса і шнека від 0,014142 до 0,0173 кавітаційний коефіцієнт швидкохідності насоса не змінюється. Лише при перевищенні значення відносної товщини лопаток шнека і відцентрового колеса більше 0,02357 величина кавітаційного коефіцієнта швидкохідності починає знижуватися. Конструктивні параметри плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту відцентрового колеса також впливає на антикавітаційні якості насоса ТНА РРД. Використання конструкції плаваючого кільця, наведеного на рисунку Б.65 додатку Б даної роботи, збільшує величину кавітаційного коефіцієнта швидкохідності насоса в діапазоні від 444 до 645 одиниць у порі-

внянні з іншими варіантами. За результатами проведеного аналізу встановлено, що наступні зміни конструктивних параметрів не впливають на кавітаційну досконалість насоса ТНА РРД: зміна на 15 % від номінального розміру діаметра розташування плаваючих кілець по буртам відцентрового колеса; застосування шнека змінного кроку; введення або виключення перепускних отворів у провідний диск відцентрового колеса; схема охолодження і змащення підшипників насоса; зміна величини зазору між язиком спірального збірника і відцентровим колесом.

Також проведений порівняльний аналіз експериментальних досліджень насосів окислювача ТНА РРД №1 і №2 при їх роботі на газорідинній суміші. Вищезазначений аналіз показав, що всі конструктивні параметри, які змінені в насосі окислювача ТНА РРД №2, привели до зниження його антикавітаційних якостей. Різниця між величинами відношення кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на газорідинній суміші до кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на рідині без газу для насосів окислювача ТНА РРД №1 і №2 збільшується при збільшенні кількості вільного газу на вхід у насос. При величині 10,92 % вільного газу на вході в насос величина відношення кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на газорідинній суміші до кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на рідині без газу зменшується на 15 – 20% для насоса окислювача ТНА РРД №2, у порівнянні з прототипом. Уточнені рівняння для насоса окислювача ТНА РРД №1 і отримані рівняння для насоса окислювача ТНА РРД №2 дозволяють оцінити величину відношення кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на газорідинній суміші до кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на рідині без газу при заданій величині вільного газу на вході в насос.

У четвертому розділі розроблено експериментально-розрахункову методику з підвищення ККД насоса, яка має наступні можливості: швидко і з високою точністю визначити підвищення ККД насоса при зміні його конструктивних параметрів, які запропоновано у цій методиці; визначити, яким чином

усі зміни конструктивних параметрів насоса ТНА РРД впливають на його антикавітаційні властивості; визначити необхідність розробки нового насоса, якщо зміни всіх конструктивних параметрів, які внесені у насос-прототип, не дали результату.

Використання представленої експериментально-розрахункової методики під час проведення проектних робіт дозволяє: скоротити час, об'єм відпрацювання насоса та підвищити точність оцінки ККД і кавітаційних характеристик шнековідцентрових насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів.

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше:

- встановлені залежності коефіцієнта напору, коефіцієнта корисної дії і кавітаційного коефіцієнта швидкохідності від величини зазору між плаваючими кільцями і буртами відцентрових коліс для насосів турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів ракет-носіїв верхніх ступенів, що дозволило підвищити точність визначення коефіцієнта корисної дії і кавітаційного коефіцієнта швидкохідності;
- визначена і експериментально підтверджена оптимальна форма упорного кільця, яке слугує упором для плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту відцентрового колеса, при якій забезпечується підвищення антикавітаційної якості насосів турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів ракет-носіїв верхніх ступенів;
- визначені і обґрунтовані граничні умови, за яких наявність перепускних отворів у провідному диску відцентрового колеса підвищує коефіцієнт корисної дії насосів турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів ракет-носіїв верхніх ступенів.

Отримало подальший розвиток дослідження впливу гідродинамічних процесів течії робочого тіла по проточній частині насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів на ККД і коефіцієнту напору за таких змін конструкції: застосування шнека змінного кроку; зменшення товщини лопаток на виході із ВК з боку

всмоктування; зменшення діаметра входу у ВК; зменшення зазору між відводом і лопатками ВК.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що розроблена експериментально-теоретична модель розрахунку необхідної кількості змін конструктивних параметрів для підвищення ККД наявних насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів при їх модернізації. Також результати даної роботи можна використовувати в проектуванні нових насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів для отримання максимально можливого значення ККД.

Розроблена експериментально-теоретична модель розрахунку величини кавітаційного коефіцієнта швидкохідності за модернізації наявних насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів.

Створено методичне і інформаційне забезпечення, алгоритми, програмні засоби і методики, які були використані під час впровадження отриманих результатів в практику проектування РРД у ДП «КБ «Південне».

Основні результати роботи опубліковані у 13 наукових працях: 6 статей у наукових фахових виданнях України, одна з них одноосібна опублікована у виданні категорії А, що входить до міжнародної наукометричної бази Scopus та відноситься до третього квартилю Q3, одна у виданні, що входить до міжнародній наукометричної бази Copernicus, Google Scholar, усі інші – у виданнях категорії Б; та 7 тез доповідей у збірниках міжнародних наукових конференцій.

Ключові слова: ракето-носій, космічний літальний апарат, рідинний ракетний двигун, система подачі палива, насос, коефіцієнт корисної дії, енергетичні характеристики, кавітація, робоче колесо, шнек.

SUMMARY

Nazarenko G.V. Patterns of influence of design parameters on the efficiency of pumps of liquid rocket engines of the upper stages. Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

PhD thesis in the area of knowledge 134 – aviation and space technology. Oles Honchar Dnipro National University, Dnipro, 2024.

In the conditions of competition in the launch vehicle market, the basic requirements for modern liquid rocket engines (LRE) have been developed. A modern nuclear power plant must have high reliability in the entire range of operating conditions, and at the same time it must have high characteristics, which allows increasing the mass of the payload. Under all of the above conditions, the cost of working out and manufacturing the engine should be low, which will make it possible to increase its competitiveness on the Russian market.

The most effective method in the development of a new rocket launcher is the modernization of components and assemblies in used rocket launchers, the reliability of which has been repeatedly tested during many launches of rockets. This makes it possible to reduce the cost and time of working out the LRE. This is especially important for the modern conditions of Ukraine. However, the parameters of the existing units and units in used nuclear power plants, developed back in the 20th century, are usually lower than those required today. Therefore, it is an important task to increase the parameters of the existing units and aggregates in the spent nuclear power plants. This makes it possible not to develop an LRE unit or unit anew, but only to improve one or more of its elements, which will increase the parameters of the LRE unit as a whole. Such solutions allow saving time and material resources in the process of creating a new LRE.

The turbopump unit (TP) is one of the most complex units of the LRE with a fuel supply pump system. The specific impulse of thrust of the LRE without afterburner depends on the values of the coefficient of useful performance (efficiency) of the pumps and the specific work of gas of the TP turbine. To use the scheme with refueling, the efficiency of the pumps and the turbine depends on the power balance of the TP. The issue is especially problematic for the LRE of the upper stages with a thrust of less than 20,000 N of force. Therefore, increasing the efficiency of the pumps of the supply system units is one of the most important tasks in the development of the upper stages of the modern nuclear power plant.

The first section, a critical retrospective analysis of the efficiency values of pumps of both general mechanical engineering and aviation and space use is carried out. The level of efficiency values of modern vane pumps was determined from the data given in the modern literature on the subject of pumps. The values of hydraulic, volumetric, disk and mechanical efficiency for modern vane pumps have been determined. A comprehensive analysis of modern ways of increasing the efficiency of vane pumps was also conducted. Works on the above topics are carried out in the following directions: refinement of previously developed physical models of the working process of vane pumps with the help of experimental data; determination of the shortcomings of the flow part of the existing pumps by means of computer simulation of the flow, as well as the ways of their elimination; applying a special coating to the elements of the flow part of the pump allows you to increase its efficiency by 3%, as well as reduce the vibration of the pump and increase its reliability; the use of vise-radial impellers in TP LRE pumps allows to increase the efficiency, pressure and anti-cavitation properties of the pumps.

As a result of the analysis, it was established that work on increasing the efficiency is relevant for all vane pumps. However, vane pumps of general mechanical engineering are improved in ways that are not acceptable for rocket technology. Yes, they are not limited by mass, their revolutions are much lower than those of rocket pumps. But in modern literature there is little information on increasing the efficiency of TP LRE pumps of the upper stages, which differ in a significantly higher frequency of rotation of the rotor. There is no comprehensive approach to determine the influence of the design parameters of the TP LRE pump on its efficiency. This determines the relevance of the conducted research and its practical significance in the scientific world; there is no mathematical algorithm with which it is possible to increase the efficiency of the pumps of the TP LRE of the upper stages; it is necessary to conduct a complex experimental-but-theoretical study, as a result of which methodological tools will be developed, which will allow in a short time and with high accuracy to increase the efficiency of the pumps of TP LRE of the upper stages.

The second section contains the comparison of pressure and efficiency for both engine №1 TP oxidizer pump and requirement specification for engine №2 TP oxidizer pump. Analysis results show that the use of TP pump of the engine №1 like a prototype for TP pump of the engine №2 is impossible without design changes because its minimal efficiency value is 4.5% lower than the value of the efficiency given in a technical specification on the pump TP oxidizer pump of the engine №2. After significant design changes engine №1 TP oxidizer pump all requirements were met. Than the list of changes of engine №1 TP oxidizer pump, as well as a comprehensive analysis, the influence of each change to its efficiency, was determined.

It identified that when changing the gap between the centrifugal shoulders and floating rings, the calculated and experimental data of pump efficiency differ from each other to 1.5%. Also, on the basis on the experimental results, by which it is possible to determine the value of pressure and efficiency when changing the gap between the centrifugal shoulders and floating rings for seven standard sizes of TP LRE pumps, equations were obtained. Reducing the diameter of the TP LRE impeller front shoulder allows reduce the efficiency of the pump by 1.4% during hydraulic tests. Increasing of the pressure behind the floating ring installed at the shoulder of impeller's back disk, up to 340% increases the pump efficiency up to ~ 1 %. Use the variable pitch inducer instead of constant pitch increases the pump efficiency up to ~ 1,3 % and pressure up to 4,2% , due to a inducer liquid which is fed to a centrifugal blade. It is determined that recommendations mentioned in the books in the clearance between the tongue of the spiral connection and impeller are not suitable for the №2 engine oxidizer pump. When the above-mentioned gap within the recommended literature, is increased the efficiency of the pump is reduced an average of 2.85%, the coefficient of pressure is reduced from 0.595 to 0.5756 (by 3.3%). Reducing energy characteristics is due to an increase in hydraulic losses between an impeller and a spiral connector. Reducing the thickness of the centrifugal blades at the outlet of the suction side, to 50% of the nominal value increases efficiency of the pump up to 1.8%. The pressure increases up to 3.3%. It is noticed that

the oxidizer pump of engine №5 is more sensitive to losses changes through an impeller and it start to work not on the estimated mode, so elimination of the bay pass holes from the main disk of the impeller increases the pump pressure to 2.6%. For engines №5 and №2 oxidizer pumps where the stream, enters into the flow section of the centrifugal wheel through the main disk bypass holes, increases the efficiency of the pump up to 3.3% due to a better fluid flow on the flow section of the pump. When the entry coefficient of a centrifugal wheel from 6.85 to 6.31 (decrease in the input diameter of the centrifugal wheel) reduces, the efficiency and the pump pressure increases up to 3% and 1.7% respectively, due to the reduction of the backflow at the centrifugal wheel. The flow in the pump flow section is better when use the wheel with more blades.

In this case the pressure increases up to 2.8%, and the efficiency coefficient increases up to 1.5%. Changing the inducer diameter coefficient from 6.03 to 8.01 (change of the outer diameter of the inducer) reduces its useful coefficient by 14.2%, the pressure increases by 75.5%, due to the change in the hydraulic characteristics of its flow section.

The third section contains a deep comprehensive analysis of cavitation characteristics of engine №1 and №2 oxidizer pumps. During the analysis, it has been determined that all design changes of the engine №1 oxidizer pump reduced its anti-captaining qualities. The value of the cavitation ratio decreased in the range from 385 to 842 units. Further in Section 3, the influence of each design change of engine №2 TP oxidizer pump on the cavitation, for increase its efficiency was considered. It was determined that reducing the gaps between floating rings and the centrifugal shoulders increase the anti-cavitation characteristics of pump by reducing the leakage and its effect on the main flow passing through a inducer and a centrifugal wheel. For six inducer pumps equations which permit determine the cavitation rate of the pump by changing the gap between floating rings and centrifugal shoulders were obtained. Reducing the entry coefficient of the centrifugal wheel from 6.85 to 6.31 (a decrease of the centrifugal wheel inlet diameter) reduces the speed cavitation from 73.8 to 495 units. From 0.014142 to 0.0173 relative thickness of input edges of the

centrifugal blades and a inducer speed cavitation doesn't change. Only with exceeded the value of the relative thickness of the inducer blades and a centrifugal wheel more than 0.02357 the speed cavitation starts decrease. The design of the floating ring located on the front disk of the centrifugal wheel also influence on the anti-cavitation quality of the TP LRE pump. When using the design pump of a floating ring which is shown in Figure 3.70 an annex, the speed cavitation coefficient increases in the range from 444 to 645 units. According to the analysis results of the following changes of the design, it is determined that they don't influent on TP pumps speed cavitation. change of 15% of the groove sealing nominal diameter; application of a inducer of a variable step; presence of the bypass holes in the main disk of the centrifugal wheel; way of cooling and lubrication of pump bearings; change the value of the gap between the tongue of the spiral collector and a centrifugal wheel. Also, a comparative analysis of engine №1 and engine №2 oxidizer pump tests with a gas-liquid mixture was performed.

The results of the analysis showed that all design changes pesented in Section 3, which influent on the speeds cavitation permit decrease in anti-cavitation qualities of the engine №2 oxidizer pump compared to engine №1, at its operation with gas-liquid mixture. With an increase the amount of gas in the gas-liquid mixture on which the pump operates, the difference between the values speed cavitation for engines №1 and №2 increases and reaches from about 15 to 20% with ~ 11% of gas in a gas-liquid mixture (11% of the nominal pump flow rate). The resulting equations wich permit obtained speed cavitation of the pump at its operation on a gas-liquid mixture are determined

Forth section an experimental and calculation method for increasing pump efficiency has been developed, which has the following capabilities: quickly and with high accuracy determine the increase in pump efficiency when changing its design parameters, which are proposed in this method; determine how all changes in the design parameters of the TP LRE pump affect its anti-cavitation properties; to determine the need to develop a new pump, if the changes in all the design parameters introduced in the prototype pump did not give results.

The use of the presented experimental and calculation methodology during the design work allows: to reduce the time, volume of pump work and increase the accuracy of evaluating the efficiency and cavitation characteristics of inducer-centrifugal pumps TP LRE of the upper stages.

Scientific novelty of the obtained results.

For the first time:

- the dependences of the pressure coefficient, the efficiency coefficient and the cavitation speed coefficient on the gap between the floating rings and the sides of the centrifugal wheels for pumps of turbo-pump units of liquid rocket engines of the upper stages of carrier rockets were established, which made it possible to increase the accuracy of determining the efficiency coefficient and the cavitation coefficient speed coefficient;
- the optimal shape of the thrust ring, which serves as a thrust for the floating ring located on the front side of the centrifugal wheel, was determined and experimentally confirmed, which ensures an increase in the anti-cavitation quality of the pumps of TP of LRE of rocket-carriers of the upper stages;
- defined and substantiated boundary conditions under which the presence of bypass holes in the leading disk of the centrifugal wheel increases the efficiency of pumps of TP of LRE of upper stage launch vehicles

The study of the influence of the hydrodynamic processes of the flow of the working fluid on the flow part of the TP of LRE pumps of the upper stages on the efficiency and the pressure coefficient with the following design changes received further development: the use of a variable-pitch auger; decrease in the thickness of the vanes at the exit from the impeller on the suction side; reducing the diameter of the entrance to the impeller; reduction of the gap between the tap and the impellers blades.

The practical significance of the obtained results is that an experimental-theoretical model has been developed for calculating the necessary number of changes in structural parameters to increase the efficiency of the existing pumps of the TP LRE of the upper stages during their modernization. Also, the results of this

work can be used in the design of new pumps of TP LRE of the upper stages to obtain the maximum possible value of efficiency.

An experimental-theoretical model for calculating the value of the cavitation coefficient of speed during the modernization of the existing pumps of the TP LRE upper stages has been developed.

Methodical and information support, algorithms, software tools and methods were created, which were used during the implementation of the obtained results in the practice of LRE design in the "Yuzhnoye Design Office".

The main results of the work were published in 13 scientific works: 6 articles in scientific specialized publications of Ukraine, one of them was published by a single person in the publication of category A, which is included in the international scientometric database Scopus and belongs to the third quartile Q3, one in the publication that included in the international scientometric database of Copernicus, Google Scholar, all others - in publications of category B; and 7 abstracts of reports in collections of international scientific conferences.

Keywords: launch vehicles, space vehicle, liquid rocket engine, fuel supply system, pump, efficiency, energy characteristics, cavitation, impeller, inducer.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз:

1. Назаренко Г.В. Экспериментальное исследование зависимости энергетических характеристик насоса окислителя двигателя РД861К от его конструктивных особенностей. / Г.В. Назаренко, Филиппенко П.П., С.А. Дешевых // «Механіка гіроскопічних систем», 2017 – №33,. с. 34–43. <https://doi.org/10.20535/0203-3771332017119193> (особистий внесок: аналіз характеристик ККД насосів до двигунів РД861К і РД861, встановлення конструктивних змін які впливають на величини ККД досліджуваних насосів, формулювання висновків). (*Index Copernicus, Google Scholar*).

2. Назаренко Г. В. Аналіз впливу конструктивних особливостей проточної частини шнеко-відцентрового насоса на його кавітаційну характеристику. / Г. В. Назаренко, П. П. Філіпенко, С. О. Дешевых // Науково-технічний журнал Авіаційно-космічна техніка і технологія, 2018 – №7(151) – с. 32-39. <https://doi.org/10.32620/aktt.2018.7.05> (особистий внесок: аналіз кавітаційних характеристик насосів до двигунів РД861К і РД861, визначення конструктивних параметрів які впливають на величину кавітаційного зрива насоса, часткове проведення експериментів, обробка експериментальних даних формулювання висновків). (*Index Copernicus, Google Scholar*).

3. H.Nazarenko. Analytical and experimental assessment of screw centrifugal pump at improving its design./ H.Nazarenko. // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2021. no. 4. p. 63-68. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2021-4/063> (*Index SciVerse Scopus*).

Публікації у наукових фахових виданнях України:

4. Назаренко Г.В. Сучасний стан і перспективи розвитку енергетичної досконалості лопатевих насосів. / Г.В. Назаренко, П.П. Філіпенко, С.А. Дешевых, Ю.А. Мітіков // Системне проектування та аналіз характеристики аерокосмічної техніки, Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара 2019 –т. XXVII – с. 58-71 <https://doi.org/10.15421/452106> (особистий внесок:

аналітичний огляд літератури по питанню підвищення ККД насосів використаних в різних сферах промисловості, визначення основних напрямків підвищення ККД для сучасних лопатевих насосів, формулювання висновків).

5. Назаренко Г.В. Вплив перепускних отворів у провідному диску відцентрового колеса шнековідцентрового насоса РРД на його напір, ККД і кавітаційні характеристики. / Г.В. Назаренко // Системне проектування та аналіз характеристики аерокосмічної техніки, Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара 2022 –т. XXX – с. 65-73 <https://doi.org/10.15421/472207>.

6. H.Nazarenko. Analysis of the influence of the design parameters of the upper stage liquid propellant rocket engine pump on its cavitation characteristics. / H.Nazarenko. // Вісник Дніпровського університету. Серія: Ракетнокосмічна техніка. Т. 32 No. 4 (2023) С. 3-14 DOI: <https://doi.org/10.15421/452324>.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Назаренко Г.В. Вплив конструктивних особливостей на енергетичні характеристики насоса окислювача двигуна РД861К. / Г.В. Назаренко, П.П. Філіпенко, С.А. Дешевих // тези XIX Міжнародної молодіжної науково-практичної конференції «Людина і космос» Дніпро, Україна – 2017. – с. 70.

2. G Nazarenko Experimental processing of energy characteristics of the oxidizer pump of РД861К engine. / G Nazarenko, P. Filippenko, S. Deshevykh // theses VI International conference «Space technologies: present and future» Dnipro, Ukraine – 2017. – p. 153.

3. Назаренко Г.В. Аналіз енергетичної досконалості лопатевих насосів. Сучасний стан і перспективи розвитку. / Г.В. Назаренко, П.П. Філіпенко, С.А. Дешевих // тези XX Міжнародної молодіжної науково-практичної конференції «Людина і космос» Дніпро, Україна – 2018. – с. 79.

4. Назаренко Г.В. Аналіз впливу конструктивних особливостей проточної частини шнековідцентрового насоса на його кавітаційні характеристики. / Г.В. Назаренко, П.П. Філіпенко, С.А. Дешевих // тези XXIII Міжнародного

конгресу двигунобудівників п.г.т. Коблево, Миколаївська область, Україна – 2018. – с. 12.

5. Назаренко Г.В. Дослідження впливу конструктивних особливостей шнека на енергетичні і антикавітаційні властивості шнековідцентрових насосів РРД / Г.В. Назаренко, П.П. Філіпенко, А.Ю. Стрельченко С.А. Дешевих // Міжнародної молодіжної науково-практичної конференції «Людина і космос» Дніпро, Україна – 2019. – с. 58.

6. G Nazarenko. Influence of the centrifugal wheel's slit gasket value on the power and anti-cavitation properties of the liquid rocket engine inducer-centrifugal pumps / G Nazarenko, P. Filippenko, S. Deshevykh, L. Ivchenko // theses VII International conference «Space technologies: present and future» Dnipro, Ukraine – 2019. – p. 154.

7. Назаренко Г.В. Розробка методики для визначення характеристик шнековідцентрового насоса при вдосконаленні його конструкції / Г.В. Назаренко, Ю.А. Сукач, С.А. Дешевих // тези XXIII Міжнародної молодіжної науково-практичної конференції «Людина і космос» Дніпро, Україна – 2021. – с. 38

ЗМІСТ

Зміст.....	20
Перелік умовних позначень, символів, одиниць і скорочень	22
ВСТУП	25
Розділ 1 РЕТРОСПЕКТИВНИЙ АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ККД лопатевих НАСОСІВ	32
1.1 Ретроспективний аналіз величини повного ККД для сучасних відцентрових і шнековідцентрових насосів	34
1.2 Ретроспективний аналіз складників повного ККД відцентрового насоса і параметрів які впливають на їх величину.	35
1.3 Критичний аналіз способів підвищення ККД лопатевого насоса ...	39
1.4 Критичний аналіз літературних джерел по відношенню їх використання для насосів ТНА РРД.	50
Висновки по розділу 1	53
Розділ 2 АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ККД І НАПІР НАСОСІВ ТНА РРД.....	54
2.1 Аналіз величин напору і ККД НО РРД №1 і №2	54
2.2 Методика проведення експериментальних досліджень.....	55
2.3 Вплив конструктивних параметрів на об'ємний і повний ККД НО РРД №2	59
2.4 Вплив конструктивних параметрів на гідравлічний ККД НО РРД №2	80
2.5 Вплив конструктивних параметрів на дисковий ККД НО РРД №2	95
2.6 Вплив конструктивних параметрів НО ТНА РРД №1 і №2 на потужність споживану ротором насоса без урахування ВК і шнеку.....	97
Висновки по розділу 2	98
Розділ 3 АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ НА КАВІТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСІВ ТНА РРД.....	100

3.1 Вплив конструктивних параметрів насоса на його кавітаційні характеристики при роботі на дегазованій рідині.	101
3.2 Вплив конструктивних параметрів насоса на його кавітаційні характеристики при роботі на газорідинній суміші	123
Висновки по розділу 3	126
Розділ 4 РОЗРОБКА РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ККД І АНТИКАВІТАЦІЙНИ ЯКОСТЕЙ НАСОСА ПРИ ЗМІНІ ЙОГО КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	128
4.1 Розрахунок зміни ККД насоса	130
Методика розрахунку	130
4.2 Розрахунок зміни $C_{кр}$ насоса	135
Висновки по розділу 4	137
Висновки	138
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	140
ДОДАТОК А.....	152
ДОДАТОК Б	155
ДОДАТОК В.....	195
ДОДАТОК Г	254
ДОДАТОК Д.....	257

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

N – потужність насоса, кВт;

H – напір насоса, Дж/кг;

$H_{ш}$ – дійсний напір шнека;

\dot{m} – масова витрата через насос кг/с;

Q – об'ємна витрата через насос, м³/с;

η – ККД насоса;

η_r – гідравлічний ККД насоса;

$\eta_{об}$ – об'ємний ККД насоса;

$\eta_{дис.}$ – дисковий ККД насоса;

$\eta_{мех.}$ – механічний ККД насоса;

$C_{кр}$ – кавітаційний коефіцієнт швидкохідності насоса;

$\Delta C_{кр}$ – різниця між величинами кавітаційного коефіцієнта швидкохідності насоса;

$\Delta h_{пов}$ – підвищений кавітаційний запас на вході в насос, Дж/кг;

Δh_k – кавітаційний запас номінального режиму на вході в насос, Дж/кг;

$\Delta h_{кр}$ – критичний кавітаційний запас на вході в насос, Дж/кг;

$\Delta h_{зр}$ – кавітаційний запас на вході в насос який відповідає його кавітаційному зриву, Дж/кг;

ΔH_k – різниця напорів від зміни кавітаційного запасу від $\Delta h_{пов}$ до Δh_k , Дж/кг;

$\Delta H_{кр}$ – різниця напорів від зміни кавітаційного запасу від $\Delta h_{пов}$ до $\Delta h_{кр}$, Дж/кг;

Δh – кавітаційний запас на вході в насос, Дж/кг;

n_s – коефіцієнт швидкохідності насоса;

$D_{ш1}$ – зовнішній діаметр шнека на вході, м;

$D_{ш2}$ – зовнішній діаметр шнека на виході, м;

D_0 – діаметр входу у відцентрове колесо, м;

D_2 – зовнішній діаметр відцентрового колеса, м;

$D_{диск.}$ – зовнішній діаметр дисків відцентрового колеса, м;

ω – частота обертання ротора насоса, 1/с;
 S_1 – крок шнеку на вході, м;
 S_2 – крок шнеку на виході, м;
 S_{const} – крок шнеку постійного кроку, м;
 $\Delta_{щел}$ – комплекс, який враховує всі геометричні розміри плаваючого кільця, м;
 $P_{уП}$ – величина тиску після плаваючого кільця, розташованого на задньому бурту відцентрового колеса, Па;
 $\delta_{опт}$ – відношення між радіальним зазором язика спірального збірника і радіусом, на якому закінчуються лопатки відцентрового колеса;
 $\delta_{щел}$ – діаметральний зазор між буртом відцентрового колеса і ущільненням, м;
 K_{D_0} – коефіцієнт діаметра входу у відцентрове колесо;
 $K_{D_{ш0}}$ – коефіцієнт діаметра входу в шнек;
 \bar{H} – коефіцієнт напору насоса;
 \bar{D} – відносний діаметр розташування додаткових лопаток;
 $\bar{D}_{від}$ – відносний діаметр відцентрового колеса;
 $d_{вт}$ – діаметр втулки відцентрового колеса, м;
 q_2 – коефіцієнт витрати;
 $\bar{\delta}_{ш}$ – відносна товщина лопатки шнека;
 $\frac{C_{кр.г}}{C_{кр.ж}}$ – відношення кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на газорідинній суміші до кавітаційного коефіцієнта швидкохідності на чистій рідині;
ВК – відцентрове колесо;
ВП – вирівнювальна перегородка;
КБП – конструкторське бюро «Південне»;
МЦН – малорозмірний відцентровий насос;
НО – насос окислювача;
НП – насос пального;
РК – робоче колесо насоса;
РН – ракета-носій;

РРД – рідинний ракетний двигун;

СЗ – спіральний збірник;

ТНА – турбонасосний агрегат;

хв. – хвилина;

CFD – розрахунок 3-D моделі проточної частини насоса для визначення напірних, енергетичних і антикавітаційних характеристик за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення.

ВСТУП

Актуальність теми. В умовах конкуренції на ринку ракет-носіїв (РН), вироблені основні вимоги, які висуваються до сучасних рідинних ракетних двигунів (РРД). Сучасний РРД повинен мати високу надійність у всьому діапазоні експлуатаційних умов, при цьому повинен мати високі характеристики, що дозволяє збільшити масу корисного вантажу. За всіх перерахованих умов вартість відпрацювання і виготовлення двигуна повинна бути низькою, що дозволить підвищити його конкурентоспроможність на ринку РН.

Найбільш ефективний спосіб у розробці нового РРД – модернізація вузлів і агрегатів у відпрацьованих РРД, надійність яких була неодноразово перевірена протягом багатьох запусків РН. Це дозволяє зменшити вартість і час відпрацювання РРД. Особливо це важливо для сучасних умов України. Однак, параметри наявних вузлів і агрегатів у відпрацьованих РРД, розроблених ще у ХХ столітті, як правило, нижчі за ті, що потребує сьогодення. Тому важливим завданням стає підвищення параметрів наявних вузлів і агрегатів у відпрацьованих РРД. Це дозволяє не розробляти вузол або агрегат РРД заново, а лише покращити один або кілька його елементів, за допомогою яких підвищуються параметри агрегату РРД в цілому. Такі рішення дозволяють економити час і матеріальні ресурси у процесі створення нового РРД.

Турбонасосний агрегат – це один із найскладніших агрегатів РРД з насосною системою подачі палива. Від значень коефіцієнта корисної дії (ККД) насосів і питомої роботи газу турбіни ТНА залежить питомий імпульс тяги РРД без допалювання. Для використання схеми з допалюванням від ККД насосів і турбіни залежить баланс потужності ТНА. Особливо проблематичним постає таке питання для РРД РН верхніх ступенів тягою менш як 20000 Н сили. Тому підвищення ККД насосів агрегатів системи подачі – одна із найважливіших задач в розробці сучасного РРД РН верхніх ступенів із високим значенням питомого імпульсу тяги і забезпечення балансу потужності для РРД РН верх-

ніх ступенів тягою менш як 20000 Н сили. Однак, величини ККД наявних насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів, як правило, унеможливають отримання високого значення питомого імпульсу тяги для РРД без допалювання, унеможливають вони також змогу балансування потужності турбіни з потужністю насосів для РРД РН верхніх ступенів з допалюванням тягою 20000 Н сили і менше. Для підвищення ККД сучасних насосів необхідно реалізувати певні конструктивні та режимні заходи. Наприклад, підвищення ККД НО ТНА РД86К на 1 % дозволяє зекономити 3 кг палива при максимальній роботі РРД, яка дорівнює 481 с. Величина ККД НО ТНА РД86К на 4 % більша, ніж у його прототипа, і дозволяє економити до 12 кг палива.

Основи проектування насосів ТНА РРД були описані у наукових працях Овсянікова Б. В., Боровського Б. І., Руднєва С. С., Петрова В. І., Карла Пфлейдерера, Чебаєвського В. Ф., та ін. У цих роботах були визначені основні шляхи покращення характеристик насосів ТНА. Також вони вивчали вплив на характеристики насоса наступних конструктивних параметрів, таких як:

- величина зазору між буртами відцентрового колеса і ущільненнями;
- величина зазору між зовнішнім діаметром відцентрового колеса і відводом насоса;
- величина діаметра входу у відцентрове колесо;
- кількість лопаток відцентрового колеса;
- товщина лопаток відцентрового колеса на виході;
- застосування шнека змінного кроку.

Вони дали загальні рекомендації по впливу конструктивних параметрів на характеристики насосів ТНА, однак, похибка між розрахунковими та експериментальними даними доходить до 3 % ККД насоса. Для зниження величини похибки між розрахунковими і експериментальними даними необхідно конкретизувати рекомендації, зазначені вище.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана на кафедрі двигунобудування ДНУ ім. О. Гончара в межах здобуття

наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка». Напрямок досліджень безпосередньо пов'язаний з виконанням держбюджетної теми №0116U002265 «Дослідження процесів у перспективних двигунних установках ФТФ-48-16», у яких автор був виконавцем. Вона базована також на результатах наукових, дослідних і конструкторських робіт, які виконувалися автором у Державному підприємстві «Конструкторське бюро «Південне» ім. М.К. Янгеля» і Національного космічного агентства України в межах міжнародних контрактів на РН «Циклон-4» (Акт впровадження додається).

Мета і завдання дослідження.

Метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності насоса турбо-насосного агрегата рідинного ракетного двигуна ракети-носія верхнього ступеня, шляхом удосконалення його конструктивних параметрів.

Досягнення поставленої мети передбачає виконання таких **завдань**:

- провести ретроспективний аналіз шляхів підвищення ККД ракетних і цивільних лопатевих насосів, проаналізувати гідродинамічні процеси, які відбуваються в проточній частині насоса під час його роботи та визначити перелік конструктивних параметрів, які найбільше на них впливають;
- визначити та експериментально підтвердити, які конструктивні параметри змінюють турбулентність течії робочого тіла в проточній частині насоса, підвищують об'ємний і гідравлічний ККД, а також оцінити вплив кожного конструктивного параметра на величину загального ККД насосів ТНА РРД;
- на основі аналізу експериментальних даних встановити зміни режиму течії робочого тіла по проточній частині насоса та оцінити їх вплив на антикавітаційні властивості насоса після його модернізації за розробленими напрямками;
- розробити методику підвищення ККД і оцінки кавітаційних характеристик насоса ТНА РРД з урахуванням запропонованої модернізації його конструкції.

Об'єкт дослідження – гідродинамічні процеси, що відбуваються в проточній частині насоса ТНА РРД під час його роботи.

Предмет дослідження – вплив конструктивних факторів та режимних параметрів, на гідродинамічні процеси, що відбуваються в проточній частині насоса ТНА РРД під час його роботи.

Методи дослідження: метод ретроспективного аналізу, фізичного моделювання гідродинамічних процесів течії робочого тіла, що відбуваються в проточній частині насосів ТНА РРД верхніх ступенів РН протягом їх роботи, метод експертних оцінок, статистичний метод обробки експериментальних даних.

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше:

- встановлені залежності коефіцієнта напору, коефіцієнта корисної дії і кавітаційного коефіцієнта швидкохідності від величини зазору між плаваючими кільцями і буртами відцентрових коліс для насосів турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів ракет-носіїв верхніх ступенів, що дозволило підвищити точність визначення коефіцієнта корисної дії і кавітаційного коефіцієнта швидкохідності;
- визначена і експериментально підтверджена оптимальна форма упорного кільця, яке слугує упором для плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту відцентрового колеса, при якій забезпечується підвищення антикавітаційної якості насосів турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів ракет-носіїв верхніх ступенів;
- визначені і обґрунтовані граничні умови, за яких наявність перепускних отворів у провідному диску відцентрового колеса підвищує коефіцієнт корисної дії насосів турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів ракет-носіїв верхніх ступенів.

Отримало подальший розвиток дослідження впливу гідродинамічних процесів течії робочого тіла по проточній частині насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів на ККД і коефіцієнту напору за таких змін конструкції: застосування

шнека змінного кроку; зменшення товщини лопаток на виході із ВК з боку всмоктування; зменшення діаметра входу у ВК; зменшення зазору між відводом і лопатками ВК.

Обґрунтованість і достовірність одержаних результатів забезпечена всебічним аналізом сучасного наукового рівня та достатнім відпрацюванням запропонованих рішень. Останнє забезпечувалось чинними нормами точності сучасних датчиків на лабораторному стенді.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що:

1. Розроблена експериментально-теоретична модель розрахунку необхідної кількості змін конструктивних параметрів для підвищення ККД наявних насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів при їх модернізації. Також результати даної роботи можна використовувати в проектуванні нових насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів для отримання максимально можливого значення ККД.

2. Розроблена експериментально-теоретична модель розрахунку величини кавітаційного коефіцієнта швидкохідності за модернізації наявних насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів.

3. Створено методичне і інформаційне забезпечення, алгоритми, програмні засоби і методики, які були використані під час впровадження отриманих результатів у практику проектування ДП «КБ «Південне» при:

- розрахунково-проектних роботах для забезпечення високого рівня ККД НО РРД першого ступеня, тягою 2500 кНс і 4800 кНс;

- розрахунково-проектних роботах для забезпечення високого рівня ККД НО РРД другого ступеня, тягою 500 кНс, 24,2 кНс, 2,15 кНс і 930 кНс.

Особистий внесок здобувача. Наукові положення і результати дисертації, які виносяться на захист, отримані особисто автором. Для забезпечення високого значення ККД насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів особисто автором виконане наступне:

- проведений ретроспективний аналіз сучасної наукової інформації з питання підвищення ККД відцентрових і шнековідцентрових насосів, які використовуються як в народному господарстві, так і в авіаційній та ракетно-космічній техніці;
- проведений усесторонній глибокий аналіз результатів експериментальних досліджень НО ТНА РРД №2 і визначений вплив кожного конструктивного параметра, який був змінений, у порівнянні з прототипом, на його ККД і напір;
- визначений вплив на кавітаційну характеристику НО ТНА РРД №2 кожного конструктивного параметра, який був змінений, порівняно з прототипом.
- розроблена експериментально-теоретична методика розрахунку необхідної кількості змін конструктивних параметрів насоса, що модернізується за умови запозичення основних технічних рішень у насоса прототипу, для підвищення його ККД і визначення антикавітаційних якостей.

Апробація результатів дисертації.

1. XIX Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і космос» (НЦАОМУ, м. Дніпро, 2017).
2. 6th International conference «Space technologies: present and future» (Yuzhnoye design office, Dnipro 2017).
3. XX Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і космос» (НЦАОМУ, м. Дніпро, 2018).
4. XXIII міжнародний конгрес двигунобудівників (пгт. Коблево Миколаївська обл. 2018).
5. XXI Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і космос» (НЦАОМУ, м. Дніпро, 2019).
6. 7th International conference «Space technologies: present and future» (Yuzhnoye design office, Dnipro 2019).
7. XXII Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і космос» (НЦАОМУ, м. Дніпро, 2021).

Обсяг і структура дисертації. Дисертаційна робота викладена на 258 сторінках, складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та п'яти додатків, у яких наведені результати експериментальних досліджень насосів, таблиці з порівнянням їх параметрів, акти впровадження наукових розробок здобувача і параметри насосів, за результатами експериментальних досліджень яких проводилося дослідження. Робота представлена на 151 сторінки друкованого тексту. Робота ілюстрована 18 таблицями і 19 рисунками. Список використаних джерел містить 90 найменувань.

РОЗДІЛ 1 РЕТРОСПЕКТИВНИЙ АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ККД ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ

Даний розділ присвячений ретроспективному і критичному аналізу чинних способів підвищення ККД лопатевих насосів, які використовуються в авіакосмічній техніці та загальному машинобудуванні. Так само освітлені особливості режиму роботи насосів, які використовуються у РРД.

Метою розділу є обґрунтування підвищення ККД насосів ТНА РРД.

Одним з найбільш важливих показників досконалості конструкції РРД є питомий імпульс тяги [1, 2] I_y

$$I_y = \frac{P}{\dot{m}} \quad (1.1)$$

Де: P – тяга двигуна \dot{m} – масова витрата палива через РРД.

Тяга є вхідною величиною для розробника РРД і не може бути змінена [3, 2]. З масовою витратою справа трохи інакше. Масова витрата у формулі 1.1 [4, 5] змінюватиметься, залежно від схеми подачі палива в камеру РРД.

Для схем із допалюванням і електронасосною системою подачі [6, 7] витрата через РРД дорівнює витраті через камеру $\dot{m} = \dot{m}_{\text{дв.}}$ [8, 9] (де $\dot{m}_{\text{дв.}}$ – витрата палива через РРД).

Для схеми без допалювання генераторного газу [10] витрата через РРД не дорівнює витраті через камеру $\dot{m} \neq \dot{m}_{\text{дв.}}$ [4]. Це відбувається внаслідок того, що частина витрати, що йде через РРД, відбирається на газогенератор, який приводить в обертання турбіну. Після турбіни відпрацьований газ скидається або в атмосферу, або через сопло чи систему сопел використовується для управління вектором тяги. Існують схеми без допалювання генераторного газу (РРД F1, РД861К і ін.), де відпрацьований газ після турбіни подається в закритичну частину сопла, де він змішується з основними продуктами згоряння, допалюється, розширюється, і внаслідок цього відбувається невелике збільшення питомого імпульсу тяги [2].

Щоб підвищити питомий імпульс тяги РРД без допалювання генераторного газу необхідно мінімізувати витрати палива, що йде на газогенератор,

який зі свого боку поступає на турбіну, приводячи її в обертання. Турбіна зі свого боку є приводом насосів. Від величини потужності насосів (потужність турбіни) залежить кількість палива, що подається на газогенератор, а, отже, і на турбіну. Для забезпечення мінімальної витрати палива через турбіну необхідно отримати максимально можливу величину питомої роботи турбіни, формула 1.2 [4, 10] (потужність турбіни, яка знімає одного кг палива). Для сучасних конструкцій величина питомої роботи знаходиться у діапазоні від 400 до 800 кДж/кг [11, 12].

$$L_T = \frac{N_T}{G_T} = \frac{\sum N_{\text{нас.}}}{G_T} \quad (1.2)$$

Із приведеної інформації виходить, що збільшити або зменшити потужність турбіни можна шляхом збільшення або зменшення витрати робочого тіла через неї. Проте, як було показано вище, для забезпечення високого значення питомого імпульсу тяги витрата через турбіну повинна бути мінімально можливою. Виникає питання, як мінімізувати кількість робочого тіла, що подається на турбіну? Шляхом зменшення її потужності. Оскільки турбіна є приводом насосів і сумарна потужність насосів дорівнює потужності турбіни. Зменшити потужність турбіни можна, зменшуючи потужність насосів [13, 14]. Потужність насоса визначається за формулою 1.3 [15, 16]:

$$N_H = \frac{H_H \cdot \dot{m}_H}{\eta} \quad (1.3)$$

де H_H – напір насоса; \dot{m}_H – масова витрата через насос; η – ККД насоса.

Напір і масова витрата насоса є вхідними даними при розробці насоса і не можуть бути змінені [17, 18]. Як правило, витрата через насос визначається по формулі 1.4 [1, 2] для схеми без допалювання:

$$\dot{m}_H = \dot{m}_K + \dot{m}_{\Gamma\Gamma} \quad (1.4)$$

де \dot{m}_K – витрата компонента через камеру $\dot{m}_{\Gamma\Gamma}$ – витрата компонента через газогенератор.

Витрата через камеру є одним з основних складових, яка забезпечує необхідну тягу. Витрата через газогенератор визначається потрібною потужністю турбіни. Зменшити потужність насоса можна за рахунок збільшення його ККД [13].

Підсумовуючи вищевикладене, можна зробити наступний висновок: при збільшенні ККД насосів [10, 15] ТНА РРД зменшується їх потужність, шляхом чого зменшується необхідна потужність турбіни, внаслідок чого зменшується витрата газу на турбіну і газогенератор, завдяки чому відбувається збільшення питомого імпульсу тяги для схем без допалювання генераторного газу.

Для схеми з допалюванням генераторного газу при забезпеченні балансу, тобто потужність турбіни дорівнює сумарній потужності насосів і подальшому зменшенню сумарної потужності насосів (підвищення ККД насосів ТНА), характеристики РРД не змінюються. Внаслідок підвищення ККД насосів можна або понизити температуру генераторного газу, або зменшити перепад тиску на турбіні. Зниження температури генераторного газу дозволяє збільшити запас з форсування РРД. Зниження величини перепаду на турбіні дозволяє зменшити тиск за насосами, внаслідок чого можна зробити тонші стінки трубопроводів РРД, або зменшити діаметри їх ВК, а, отже, і розміри їх корпусів, завдяки чому знижується маса РРД.

Для схеми з приводом насосів від електродвигуна [19, 20] зменшення потужності насоса (підвищення ККД насоса) зменшує необхідну потужність електродвигуна [21, 22], завдяки чому зменшується його маса і габарити, а також маса і габарити батареї, яка його живить [23].

1.1 Всебічний аналіз величини повного ККД для сучасних відцентрових і шнековідцентрових насосів

Основним критерієм, який характеризує режимні параметри лопатевих насосів є коефіцієнт швидкохідності n_s . Для кожного типу насоса характерний свій діапазон n_s , який визначається за формулою 1.5 [10]

$$n_s = \frac{193,3 \cdot \omega \cdot \sqrt{Q}}{H^{0,75}} \quad (1.5)$$

У літературі приведені діапазони n_s для шнековідцентрових і відцентрових насосів визначені експериментально. У [5] для насосів ТНА РРД ККД рекомендується вибирати по величині n_s . За результатами експериментальних досліджень великої кількості насосів ТНА були визначені наступні діапазони n_s для НП від 18,8 до 70 і НО від 37,5 до 124 одиниць. Вищезазначені результати експериментальних досліджень описані формулами 1.6 і 1.7, по яких визначені діапазони ККД для насосів ТНА, які складають для НО від 48 до 71% і НП від 35 до 68%.

$$n_{\text{НГ}} = -4,777 + 3,941 \cdot n_s^{0,25} - 0,710 \cdot n_s^{0,5} \quad (1.6)$$

$$n_{\text{НО}} = -1,544 + 1,233 \cdot n_s^{0,25} - 0,167 \cdot n_s^{0,5} \quad (1.7)$$

У [5], як і у [10] ККД насосів ТНА РРД є функцією від n_s , яка представлена у графічному вигляді. Приведена емпірична формула 1.8, по якій знаходиться приблизне значення ККД по величині n_s .

$$\eta = \frac{0,82 - 0,005 \cdot \sqrt{n_s}}{1 + \frac{500}{n_s^2}} \quad (1.8)$$

Можна зробити висновок, що найбільше значення ККД для насосів РРД мають насоси з найбільшим значенням n_s [16, 18]. Проте, як згадувалося раніше, що n_s є показником режиму роботи насоса. Якщо n_s знаходиться на початку рекомендованого діапазону [5, 17], то очікуваний ККД буде низьким.

1.2 Глибокий аналіз складників повного ККД відцентрового насоса і параметрів, які впливають на їх величину.

Для з'ясування причин низького ККД насоса необхідно визначити всі його складові і встановити, яка або які складові мають низьке значення.

ККД відцентрового насоса складається з наступних складових:

- Гідравлічний ККД.
- Об'ємний (витратний) ККД.
- Дисковий ККД.
- Механічний ККД.

Гідравлічний ККД

Гідравлічний ККД насоса залежить від кількості вихорів що виникають в елементах його проточної частини. Якщо проточна частина насоса не має недоліків, то кількість вихорів буде мінімальна і η_{Γ} буде високим.

У літературі приведені величини η_{Γ} характерні для насосів ТНА РРД. У [10] приведена залежність η_{Γ} від відносного діаметру. У [14] приведена формула 1.10 для розрахунку η_{Γ} в діапазоні n_s від 20 до 70.

$$\eta_{\Gamma} = 0.38 \cdot n_s^{0.21} \quad (1.10)$$

В табл. 1.1 приведені діапазони η_{Γ} з літератури. Як видно з вищенаведених даних, величина η_{Γ} має досить великі значення від 76 до 92% залежно від режиму роботи і геометричної досконалості проточної частини насоса.

Таблиця 1.1 – Значення η_{Γ} насосів, які наведені в літературі

№	η_{Γ} , %	Літературне джерело	Примітка
1.	85...95	[15]	ККД сучасних промислових насосів
2.	80...85	[17]	ККД сучасних насосів ТНА РРД
3.	80...96	[18]	ККД великих відцентрових машин
4.	90...95	[13]	ККД сучасних насосів
5.	60...90	[16]	ККД залежить від n_s
6.	75...90	[14]	ККД залежить від n_s .
7.	70...93	[12]	
8.	82...85	[11]	Якщо $\bar{D}_1 \geq 0,55$
			Якщо $0,55 < \bar{D}_1 \leq 0,8$ η_{Γ} знаходиться за формулою 1.11

$$\eta_{\Gamma} = (1,1...1,15) \cdot (1,3 - \bar{D}_1) \quad (1.11)$$

де \bar{D}_1 – відносний діаметр ВК (\bar{D}_1 знаходиться як відношення середнього діаметра розташування вхідних кромek лопаток ВК до зовнішнього діаметра ВК).

Об'ємний ККД

Об'ємний ККД залежить від кількості робочого тіла насоса яке перетікає по порожнинах насоса (витоки по буртах ВК, витрати робочого тіла на охолодження і змащення підшипників, забезпечення роботи авторозвантажувального пристрою (АРП) і т. д.). Чим менше робочого тіла насоса витрачається на внутрішні перетікання, тим вище $\eta_{об}$ насоса. У [10] представлена графічна залежність $\eta_{об}$ від n_s . В табл. 1.2 представлені діапазони $\eta_{об}$ з літературних джерел.

Таблиця 1.2 – Значення $\eta_{об}$ насосів які наведені в літературі

№	$\eta_{об}$, %	Літературне джерело	Примітка
1.	95...98	[13]	ККД досконалих сучасних насосів
2.	75...89	[16]	ККД ВК відкритого типу
	85...95		ККД ВК закритого типу
3.	95,5...98	[15]	Для n_s в діапазоні від 60 до 200
4.	96...98	[18]	ККД сучасних відцентрових машин

З вищенаведеного можна зробити наступні висновки:

1. На величину $\eta_{об}$ сильно впливає n_s ;
2. Так само сильно впливає коефіцієнт витрати і K_{D_0}
3. Тип ВК, який використовується в насосі;
4. Для $n_s \leq 50$ $\eta_{об}$ знаходиться в діапазоні від 90 до 98%.

Дисковий ККД

Дисковий ККД залежить від втрат на тертя робочого тіла насоса об поверхні дисків ВК. Так звані витрати потужності на гідравлічне гальмування. Чим менше втрат тим вище $\eta_{дис.}$. У [10] в графічному вигляді представлена залежність $\eta_{дис.}$ від n_s і K_{D_0} при різних значення коефіцієнта витрати. З при-

веденого графіка можна зробити висновок, що $\eta_{\text{дис.}}$ збільшується при збільшенні n_s і зменшенні коефіцієнта витрати, а також $\eta_{\text{дис.}}$ збільшується при зменшенні K_{D_0} , що спричиняє незначне зростання $\eta_{\text{дис.}}$.

Механічний ККД

Механічний ККД залежить від кількості енергії що втрачається на підшипниках (втрати на тертя) і ущільненнях (торцеве контактне і манжетах). Чим менше енергії втрачається на підшипниках і ущільненнях, тим вище $\eta_{\text{мех.}}$. Нижче в табл. 1.3 приведені діапазони $\eta_{\text{мех.}}$ для різних насосів, які наведені в літературних джерелах.

Таблиця 1.3 – Значення $\eta_{\text{мех.}}$ насосів наведеного в літературі

№	$\eta_{\text{мех.}}, \%$	Літературне джерело	Примітка
1.	99...99,5	[10]	Якщо в насосі немає імпеллерних ущільнень
	95...97		Якщо в насосі є імпеллерні ущільнення
2.	81...98	[15]	ККД залежить від n_s , який знаходиться в діапазоні від 60 до 200. (Примітка під $\eta_{\text{мех.}}$ розуміється сумарний $\eta_{\text{дис.}} + \eta_{\text{мех.}}$)
3.	90...97	[13]	ККД досконалих сучасних насосів (Примітка під $\eta_{\text{мех.}}$ розуміється сумарний $\eta_{\text{дис.}} + \eta_{\text{мех.}}$)
4.	92...95	[18]	ККД сучасних відцентрових машин. (Примітка під $\eta_{\text{мех.}}$ розуміється сумарний $\eta_{\text{дис.}} + \eta_{\text{мех.}}$)
	97...98	[24]	

По даним які наведені вище можна зробити наступні висновки:

- наявність імпеллерів погіршує механічний ККД насоса;
- із збільшенням n_s збільшується механічний ККД насоса;

для досягнення максимального значення механічного ККД в насосі необхідно використовувати мінімально можливу кількість ущільнень.

1.3 Аналітичний огляд способів підвищення ККД лопатевого насоса

У роботі [25] автор пропонує замість багатоступеневого відцентрового насоса малої швидкохідності застосовувати полірядний багатоступеневий насос з осьовими і напівосьовими ступенями для збільшення його ККД. Розглянуті різні варіанти конструкцій запропонованого насоса. Автором роботи [25] показано, що при використанні запропонованої ним конструкції ККД насосного агрегату зростає на $\sim 5,7\%$.

У роботах [26 і 27] пропонується наносити структуровані покриття на елементи проточної частини, які забезпечують зниження втрат і підвищують ККД насоса від 1,5 до 6 %. Такий діапазон по ККД обумовлений режимом роботи насоса. Авторами сказано, що зміни гідродинамічної дії відбувається в межах пристінкового шару, в якому формується основна частина втрат енергії. При покритті проточної частини ВК структурованим покриттям, ККД насоса на номінальному режимі зростає на 1,7 %. Нанесення покриття так само позитивно позначається на зменшенні шуму насоса і утворення корозії, на елементах його проточної частини .

Розглянуті результати були отримані для насосів, що відносяться до промислового водопостачання.

У [28, 29] роботах автори наводять результати (CFD) розрахунків для промислових і насосів РРД. На підставі отриманих результатів [30, 31] роблять висновок, що проточна частина насоса спроектована з численними недоліками [32, 33] внаслідок чого виникають зворотні токи (вихровий рух), які знижують η_r насоса [34]. Авторами була розроблена нова проточна частина насоса у якій відсутні ці недоліки [35]. Експериментально встановлено, що нова проточна частина насоса підвищує його ККД до 2 % [36, 37].

Робота [38] присвячена розробці блок-схеми розрахунку геометричних параметрів РК для забезпечення високих антикавітаційних і енергетичних характеристик відцентрових насосів низької швидкохідності. Автор роботи [38]

проводить аналіз і розробку методики оптимізації РК за результатами численних експериментів і великій кількості варіантів проточної частини. У [38] визначені всі складові повного ККД ($\eta_{\text{дис.}}$, $\eta_{\text{об.}}$ і η_{Γ}). Встановлено, що велику роль в загальному ККД для насосів низької швидкохідності грає $\eta_{\text{дис.}}$. Слід враховувати закрутку потоку на виході з ВК і насосний ефект його дисків. За отриманими експериментальними даними уточнена відома формула по визначенню коефіцієнта дискового тертя ($C_{\text{т.д.}} = 0,039/\sqrt[5]{\text{Re}}$). Уточнена формула 1.12 приведена нижче і справедлива для насосів з діапазоном n_s від 40 до 60.

$$C_{\text{т.д.}} = \frac{0,039}{\sqrt[5]{\text{Re}}} + 0,05921 - 0,2839 \frac{H_{\Gamma}}{U_2^2} + 0,4447 \left(\frac{H_{\Gamma}}{U_2^2} \right)^2 - 0,2285 \left(\frac{H_{\Gamma}}{U_2^2} \right)^3 \quad (1.12)$$

За результатами експериментальних досліджень визначений η_{Γ} для різних варіантів ВК. Отримані результати були ретельно проаналізовані, внаслідок чого отримана формула 1.13 для визначення максимального η_{Γ} ВК.

$$\eta_{\Gamma, \text{К.}}^{\text{max}} = 1,390 - 0,2531 R_{\text{OW}_2} - 0,3281 K_{\text{Q}_{\text{ВЫХ}}} + 0,2858 q_2 - 0,01973 K_0 - 0,09740 \frac{L}{R_{\text{ср}}} \quad (1.13)$$

де $R_{\text{OW}_2} = \frac{\omega \cdot D r_2}{W_2}$ – Критерій Россбі, визначений по гідравлічному діаметру міжлопаткового каналу на виході з каналу ВК; $D r_2 = 2 \cdot \frac{t_2 \cdot b_2}{t_2 + b_2}$ з ВК; W_2 – відносна швидкість; t_2 – крок між лопатками по зовнішньому діаметру ВК; b_2 – ширина міжлопаткового каналу ВК на виході; $K_{\text{Q}_{\text{ВЫХ}}} = \frac{100 \cdot Q_{\text{К}}}{\omega \cdot D_2^3}$ – коефіцієнт подачі на виході; q_2 – коефіцієнт витрати; L – довжина лопатки; $R_{\text{ср}}$ – середній радіус кривизни лопатки, визначений для 2/3 її довжини відносно зовнішнього діаметра ВК.

Приведено порівняння результатів η_{Γ} ВК отриманих експериментально з результатами визначеними по формулі 1.13 (рис. А.1 дод. А). Цікаво відзначити, що застосування різних спіральних відводів практично не впливає на величину загального ККД. За результатами експериментів максимальний ККД насоса склав 70% при величині коефіцієнта входу ВК $K_0 = 4,4$ і $n_s = 45$.

Авторами [39 і 40] пропонується використовувати систему автоматизованого проектування для підвищення якості і скорочення термінів доведення насоса. На думку автора [39] використовувати існуючі математичні моделі для розрахунків насосів низької і середньої швидкохідності не можна, оскільки вона розроблена для турбін і насосів великої швидкохідності. Автор ставить завдання з визначення оптимального профілю проточної частини ВК.

На двох варіантах насоса були проведені експерименти для отримання фізичної моделі течії рідини в елементах його проточної частини і визначене наступне [41]. При використанні лопаток двоякої кривизни на них виникають власні зворотні токи на відміну від РК з циліндровими лопатками. При використанні лопаток двоякої кривизни при $Q \approx Q_{\text{опт}}$ спостерігається велика низько енергетична зона на всмоктуючій стороні лопатки на виході з ВК. Найбільший розмір цієї зони спостерігається біля поверхні дисків. Розвиток цієї зони відбувається за рахунок впливу зворотних потоків від дисків ВК і негативного градієнта швидкості на всмоктуючій стороні лопатки. А також її особливістю є те, що в ній відсутній «класичний» зрив.

Автор [39] уточнює метод розрахунку пристінкового шару на дисках: як на зовнішніх так і на внутрішніх поверхнях ВК, на лопатках, розрахунку низько енергетичного сліду в квазітривимірній постановці. Існують зони із зниженою швидкістю потоку в порівнянні з розрахунковою, які розташовані ближче до виходу з відводу.

Для визначення $\eta_{\text{дис.}}$ розроблена модель в якій врахована шорсткість дисків і зазори між диском і корпусом насоса, величина витоків по буртах ВК, насосний ефект дисків. По визначеному $\eta_{\text{дис.}}$ обчислений $\eta_{\text{г}}$ із загального η . Для визначення $\eta_{\text{г}}$ використовувати формулу Ломакіна для всіх типів насосів не можна, оскільки вона не дає хорошої збіжності для деяких типів насосів. Для кожного типу насосів в ідеалі необхідно виводити власну залежність. Після визначення $\eta_{\text{г}}$ для кожного типу насосів що досліджувалися $\eta_{\text{г}}$ обчислений для кожного елементу проточної частини [42].

Автор [39] відмічає, що η_r для консольних насосів збільшується із зростанням коефіцієнта витрати. При коефіцієнті витрати 0,12 оптимуму по ККД консольний насос не досягне. Для ступенів живильних насосів залежність ККД від коефіцієнта витрати незначна. Оптимум по ККД спостерігається в проміжних ступенях живильних насосів при величині $\bar{H} = 0,45$. Максимум по ККД для консольних насосів спостерігається в діапазоні n_s від 150 до 170. Найбільший коефіцієнт напору спостерігається у насосів з осьовим підводом і осьовим підводом із статором [43]. Розрахунковим і експериментальним шляхом підтверджений сильний вплив відносного діаметру втулки $\frac{d_{BT}}{D_2}$ на гідравлічні втрати у ВК для живильних насосів. При зменшенні $\frac{d_{BT}}{D_2}$ від 0,46 до 0,35 – η_r ВК зменшується на 1,5%.

Для лопаток двоякої кривизни втрати наступні: на дисках (26...31%); в низко енергетичному сліді (20...31%); на кромках лопаток (27...39%). Втрати на тертя лопатки до утворення в низко енергетичного сліді склали (3...15%). При розташуванні вхідної кромки лопатки $D_{в\bar{d}} = 0,2...0,25$ $\bar{H} = 0,51$ (максимальне значення), а відносні гідравлічні втрати мінімальні.

Застосування додаткових лопаток підвищує ККД і C_{KR} в порівнянні з ВК без додаткових лопаток. Були проведені дослідження по вдуву в пристінковий шар на всмоктуючій стороні лопатки через систему отворів, що підвищили ККД на 1,24%. Отвори розташовувалися на ділянці 0,7...0,8 довжин лопатки від її входу. Установка генератора вихорів перед застійною зоною на внутрішній поверхні переднього диска підвищила ККД 1,31% [44].

На основі розробленої методики проведені розрахункові і проектні роботи по модернізації серійних насосів. Для насоса з $n_s = 70$ оптимізовано РК, що дозволило підвищити ККД насоса на 3,6% (РК з лопатками двоякої кривизни) і 3 % (РК з циліндровими лопатками). Оптимізація РК дозволила підвищити \bar{H} з 0,507 до 0,514 у порівнянні з прототипом $\bar{H} = 0,49$. При проектуванні

нового насоса по представленій методиці ($n_s = 120$) розбіжність розрахункового і експериментального значення напору склала 0,8% розбіжність по ККД склала 1,5%.

Автор роботи [45] обґрунтовує застосування відцентрового насоса наднизької швидкохідності $n_s = 20$, і формулює основні проблеми:

- необхідність підвищення ККД;
- забезпечення необхідного ресурсу роботи при використанні високов'язких і забруднених рідин в якості робочого тіла [46].

Проведені розрахунки і експерименти показали, що для відкритого ВК об'ємні втрати можуть декілька перевищувати дискове тертя для закритих ВК. А при збільшенні в'язкості робочої рідини втрати для закритого ВК в два і більше рази вище, в порівнянні з відкритим. Експерименти показали, що закриті ВК мають вище ККД 4,5 % і \dot{N} в порівнянні з відкритими і напіввідкритими при проведенні експериментальних досліджень на мало в'язкій рідині.

Для проведення подальших робіт ухвалено рішення використовувати ВК відкритого типу. Для якого необхідно визначити оптимальні параметри проточної частини насоса.

Зі зменшенням діаметра диска ВК $D_{\text{диск}}$ ККД знижується. Збільшення числа лопаток від 10 до 24 не впливає на напір і ККД насоса. Експериментально встановлено, що наявність отворів в диску напіввідкритого ВК збільшує його напір. При дослідженні впливу відводу на характеристики насоса встановлено, що існуюча методика розрахунку не прийнятна, оскільки вона занижує параметри насоса. Необхідно збільшити площу каналу направляючого апарату на 30...50% від розрахункової, щоб отримати розрахункові параметри насоса. Число каналів направляючого апарату слід вибирати від 2 до 3 оскільки збільшення числа каналів приводить до зменшення їх перетину, що збільшує вплив пристінкового шару на розподіли швидкостей в каналі НА [47].

Автор роботи [48] розглядав МЦН авіакосмічного призначення з невисоким коефіцієнтом витрати робочого тіла $\bar{C}_{m2} \leq 0,1$ числі обертів від 10000 до 30000 об/хв, діаметром ВК, що не перевищує 50 мм [49, 50]. Розрахунок

МЦН часто ведеться по методиці, призначеній для повнорозмірних насосів. Проте робочі процеси для МЦН відрізняються від повнорозмірних [51, 52]. Це відбувається із-за низького коефіцієнта витрати і знижених чисел Рейнольдса. Зростає роль в'язкісного тертя. Як наслідок в потоці робочого тіла з'являється нерівномірність і схильність до відриву. Знижується відхиляюча властивість решітки ВК і зменшується напір насоса [53].

Основні роботи, пов'язані з підвищенням ККД повинні вивчати фізичну картину течії робочого тіла в проточній частині МЦН і створенню нових методів оптимізації проточної частини. Встановлено, що течія в малорозмірних решітках профілів супроводжується зімкненням вторинних вихорів (парний вихор) і ядер вторинних вихорів. Вторинні вихори виникають на виході з ВК. Ефект зімкнення обумовлений двома основними причинами:

- мала абсолютна висота лопатки;
- невелика відносна швидкість потоку.

Найнесприятливішим режимом є режим зімкнення ядер вихорів. При якому зростають втрати, і падає гідравлічна потужність профілю решіток. Це явище веде до зниження $K_z \eta_f$ для відцентрового насоса.

Були проведені експерименти по встановленню різноенергетичних зон течії, а також місцеположення їх у ВК. До цих зон відносяться: відриви, вторинні течії, вхідні і кутові вихори. З'ясувалося що вторинні течії в проточній частині ВК у МЦН інтенсивніші, ніж для повнорозмірних насосів. Потік у ВК МЦН має підвищений ступінь завихриності, а взаємодія вихорів між собою сильно впливає на втрати у ВК. Як наслідок значне відхилення потоку від ліній току в шарі вторинних течій, інтенсифікація вихорів, наростання предвідривних явищ. Зони відриву і кутові вихори починають займати більше місця в каналах ВК.

За результатами дослідження розроблено 2 моделі течії в закритому і напіввідкритому ВК МЦН. Для закритого ВК (рис. А.2 дод. А) показані первинні домінуючі чинники: інтенсивні вторинні течії і велика зона відриву уздовж

всмоктуючої сторони лопатки. Як наслідок в каналах ВК розвинені вторинні вихори і зменшений робочий перетин каналу ВК.

У відкритому ВК (рисунок А.3 додаток А) показано перетікання робочого тіла через відкриту частину ВК від напірної до всмоктуючої сторони лопатки. Породжувана цим рухом інтенсивна завихреність розповсюджується в середину міжлопатевого каналу у напрямку до провідного диска утворюючи єдиний вихор, який загромаджує весь канал [54].

Для отримання високих енергетичних параметрів МЦН необхідно вибрати такий ступінь дифузорності ВК \bar{F} при якому не спостерігатиметься явище зімкнення вторинних вихорів. Проте при великих значеннях \bar{F} збільшуються втрати на розширення потоку. Дані втрати можуть бути прийнятними, оскільки при зіткненні ядер вихорів втрати зростають стрибкоподібно.

Проведено експериментальне дослідження, направлене на отримання залежності впливу геометричних розмірів проточної частини на напірну і характеристику ККД [55].

- Відносна ширина лопатки на виході. Із збільшенням $\bar{b}_2 = b_2/D_2$ від 0,012 до 0,111 і b_2/L від 0,023 до 0,331 значення \bar{H} і ККД монотонно збільшуються і досягають максимуму на розрахунковому режимі роботи при $\bar{b}_2 = 0,111$ і $b_2/L = 0,331$. ККД при цьому знаходиться у межах від 55 до 58%. При $b_2/L = 0,3 \dots 0,35$ спостерігається найменший рівень енергетичних втрат пов'язаних зі зімкненням вихорів і дифузійною течією.

- Кут лопатки на виході. Дослідження показали, що кут на виході слід задавати в діапазоні від 65° до 90° для ВК МЦН.

- Число Рейнольдса. При збільшенні числа Рейнольдса ККД МЦН збільшуються. Збільшення числа Рейнольдса пропонується проводити шляхом підвищення частоти обертання ротора насоса.

– $\eta_{об.}$ для щілинних ущільнень розташованих по буртах ВК $\eta_{об.} = 80 \%$. Зазори в щілинних ущільненнях складають $\delta_{щел}/D_2 = (0,7 \dots 1,2) 10^{-2}$, що значно більше чим у повнорозмірних насосів. $\eta_{об.}$ для МЦН з щілинними ущільненнями торців складає 68 %.

– $\eta_{дис.}$ складає 93 %.

– η_r складає від 74 до 84 % з тенденцією до зростання. При відносній ширині міжлопатевого каналу, яка наближається до оптимуму.

Далі в роботі [47] розглянуті можливі шляхи підвищення ефективності МЦН за допомогою застосування ВП. Традиційні способи підвищення ефективності ВК для МЦН неприйнятні. Тому вибраний варіант з ВП, який найбільш технологічний. Застосування ВП підвищує \dot{H} МЦН на 10%. Максимальний приріст \dot{H} , отриманий при використанні ВП, складає 38% для ВК з параметрами характерними для загальнопромислових насосів. Установка ВП на периферії ВК приводить до зменшення ККД на 3...4%. Це пов'язано з можливим зростанням двох видів втрат:

- втрати направлені на подолання гідравлічного опору ВП. Подальший аналіз показав, що установка ВП сприяє формуванню раціональнішої структури потоку. Яка у свою чергу приводить до підвищення гідравлічного ККД. Тому остаточний результат впливу ВП на гідравлічний ККД неоднозначний. Він повинен визначатися з балансу втрат на решітку, підвищення гідравлічного ККД за рахунок формування раціональнішої структури потоку;

- бандажні втрати (втрати на тертя рідини про ВП).

Автором [47] показано, що при масштабуванні відцентрового насоса $\eta_{об.}$ підвищується за рахунок збільшення довжини ущільнень буртів ВК.

Автор роботи [56] розглядає наступні проблеми, актуальні для сучасних насосів РРД і насосів загальнопромислового призначення: підвищення ККД насосів; підвищення самовсмоктуючої здатності; зменшення рівня пульсації і вібрації. Автором [56] порівняно насоси РРД розроблені в 50-70 рр. минулого сторіччя в країнах колишнього СРСР з насосами розробленими в ті ж роки, але

в інших країнах. Результати порівняння показали, що насоси РРД виробництва СРСР мають $\eta \leq 70 \%$, а більшість зарубіжних аналогів більше 70 %. Значення ККД для загальнопромислових насосів складає більше 80 %.

Аналіз проточної частини насосів РРД розроблених в СРСР в 50-70 рр. виявив наступні недоліки їх проточної частини:

1. В більшості випадків меридіональний перетин ВК спроектований таким чином, що поворот потоку від осьового до радіального напряму відбувається під прямим кутом.
2. Практично всі ВК спроектовані з перерозширенням входом. Таке перерозширення підвищує антикавітаційні властивості. Але приводить до різкого збільшення кутів атаки, утворення відриву потоку і застійних зон.
3. Вихідна частина лопатки відсутня або має малу довжину, що викликає високі гідравлічні навантаження і відриви потоку.
4. Течія в перехідній області за шнеком (з S_{const} і постійним d_{BT}) перед входом в ВК характеризується істотною нерівномірністю потоку, є наслідком відривної течії на виході з шнека. Такий потік, потрапляючи на лопатки ВК, не забезпечує розрахункові кути натікання потоку на лопатки ВК, що викликає збільшення втрат.
5. Відривні течії в ВК при взаємодії з відводом, із-за підвищення пульсації на лопатковій частоті можуть приводити до його руйнування.

Основна причина вказаних вище недоліків полягає в тому, що при проектуванні ВК не враховувалася гідродинаміка потоку, а проектування велося, орієнтуючись на прототип. Автор [56] повідомляє, що критерії, які характеризують правильність спрофільованої проточної частини ВК це: відсутність негативних швидкостей на поверхні провідного диска і напірній стороні лопатки; інтенсивність зміни відносної швидкості на всмоктуючій стороні лопатки.

Приведені результати експериментального дослідження віседіаганальних коліс, які були розроблені і спроектовані для насосів в діапазоні n_s від 78 до 400. За результатами експериментальних робіт підтверджена правильність

теоретичних передумов і отримані високі: ККД, \dot{H} , антикавітаційні властивості, а також низький рівень вібрації [34].

Досліджувалися ступені з РК РК90-1 – прототип першого ступеня водневого насоса РД0120 а колесо РК РК90-2 як прототип другого ступеня цього ж насоса. При q_2 на вході 0,113 і 0,24 отримані \dot{H} 0,53 і 0,54, а η 77 і 80 % відповідно. Ступені з вісерадіальними РК РК-110-1 і РК-110-3 є прототипами кисневого насоса РД170. Спроектовано цілісне РК, що забезпечує високі антикавітаційні властивості без застосування шнека. Спроектований ступінь забезпечує високий рівень η (76...80 %) і $C_{KP} = 3000$. Визначені: η_r , $\eta_{мех.}$ і $\eta_{об}$ ступеня. η_r РК склав 97 % при загальному $\eta = 78$ %.

На підставі отриманих результатів виготовлено вісерадіальне РК для НО ТНА РД170. Результати експериментальних досліджень показали, що нове РК в порівнянні з прототипом підвищує напір на 8 % і η на 5%. У зв'язку з уже готовою конструкцією НО на новому РК не вдалося повною мірою реалізувати заходи, які підвищують ККД насоса і знижують рівень пульсації і вібрації. В порівнянні зі прототипом змінена: форма меридіонального перетину; число лопаток; форма вхідних кромок основних і додаткових лопаток; збільшені кути обхвату основних і додаткових лопаток.

Також модернізовані шнек із змінним кроком і d_{BT} , лопатевий дифузор і спіральний відвів. Автором [56] описані експериментальні роботи з шнеком, який має змінний d_{BT} і крок лопаток. Результати експериментальних досліджень показали, що при $q_2 = 0,07$ \dot{H} склав 0,45, а $\eta \sim 80$ %.

Спроектовано вісерадіальне РК з шнеком як одне ціле, призначене для насоса ТНА РРД. Експериментальні дослідження показали, що ККД ступеня з вісерадіальними РК приблизно на 10% вище в порівнянні з проточною частиною прототипу.

Вісерадіальні РК так само застосовувалися для кисневого насоса РРД РН Буран (двигун РД0120). Замість наявного робочого колеса виготовлено вісерадіальне РК. Модернізований шнек коротше прототипу, для збільшення осьової довжини меридіонального перетину вісерадіального колеса РК. Результати

експериментальних досліджень наступні: напір ступеня з вісерадіальним колесом РК вище за напір прототипу на 7,5%, η вище на 15% – без шнека; напір ступеня з вісерадіальними РК вище за напір прототипу на 4,5%, η вище на 15% – з шнеком;

Для поліпшення ККД насосів, необхідно забезпечити поступове підвищення енергії до рідини в РК за рахунок оптимізації форми меридіонального перетину РК. Поступово-плавно збільшуючи вигин лопатки по довжині лінії току від вхідної до вихідний кромки. І так само оптимального розподілу кутів лопатки по радіусу. При поступовому підвищенні енергії в РК з'являється необхідність істотно збільшити довжину лопатки зокрема за рахунок збільшення осьової довжини вхідної частини РК (див. рис. А.4 дод. А). Воно умовно розбивається на три ділянки: перша (осьова) течія на цій ділянці повинна бути з мінімально-допустимими кутами атаки, малими кутами вигину лопаток; друга діагональна, течія в якій плавно переходить з осьової в радіальну; третя вихідна або напірна, течія в якій радіальна або діагональна.

Призначення першої ділянки – забезпечення високих антикавітаційних якостей і плавного натікання потоку на лопатки з метою створення рівномірної структури потоку при подачі його до другої ділянки. На другій ділянці повинне відбуватися поступове збільшення енергії потоку. Третя ділянка призначена для створення необхідної величини напору. На цій ділянці іноді потрібно два або три ряди додаткових лопаток.

Висота лопатки на вході є найбільшою в порівнянні з рештою ділянок колеса. Неминучі втрати на тертя обумовлені винесенням в перед і збільшенням D_0 (для забезпечення високих антикавітаційних якостей) призводять лише до незначного зниження ККД.

Застосування методів оптимізації використані для модернізації промислових насосів, що серійно виготовлялися. Експериментальні дослідження нового модернізованого насоса показали, що ККД і напір підвищився на 15%.

Вісерадіальні РК мають величини S_{KR} близький до S_{KR} шнековідцентрових насосів з високими антикавітаційними властивостями. Проте ККД насосів

з вісерадіальними РК знаходиться в діапазоні від 76 до 82 %, а ККД шнековідцентрових насосів лежить в діапазоні від 70 до 75 %.

При великих $D_{\text{від}}^-$ що перевищують значення 0,7 доцільно використовувати діагональні РК. Оскільки РК традиційної форми для таких $D_{\text{від}}^-$ не може забезпечити безвідривну течію, високий ККД і низькі пульсації тиску. У РК з великим значенням $D_{\text{від}}^-$ немає місця для плавного і поступового перетворення механічної енергії в гідравлічну.

З вісерадіальними РК спроектовані експериментальні насоси УН268, РК230-4 і РК230-5. Результати експериментальних досліджень насоса УН268 наступні: $\eta = 80 \%$ $\bar{H} = 0,4$. Ці насоси відносяться до загальнопромислових.

Виходячи з підрозділу 1.3 відзначимо наступне: роботи по підвищенню ККД вельми актуальні і проводяться для сучасних лопатевих насосів, які використовуються в різних сферах промисловості.

1.4 Критичний аналіз літературних джерел по відношенню їх використання для насосів ТНА РРД.

Результати критичного аналізу роботи [25] стверджують, що вона безумовно важлива для промислових насосів. Але її результати неможна застосувати до насосів ТНА РРД, оскільки полірядні насоси не використовуються в ТНА РРД.

Критично проаналізувавши роботи [26 і 27] встановлено, що вони актуальні для відцентрових насосів. Отримані результати дозволяють не тільки підвищити ККД насоса на 1,7 %, але і ресурс його роботи. Але використовувати матеріали робіт [26 і 27] для підвищення ККД і експлуатаційних характеристик насосів ТНА РРД не доцільно, оскільки їх режим роботи сильно відрізняються від режиму роботи загальнопромислових відцентрових насосів.

Ще однією відмінністю насосів ТНА РРД від загальнопромислових є використання агресивних і криогенних рідин в якості робочого тіла, таких як: рідкий кисень, рідкий водень, азотна кислота, азотний тетроксид і т. д. При покритті їх проточної частини структурованим покриттям, існує велика вірогідність того, що агресивне середовище робочого тіла розчинить це покриття,

або сприятиме його відшаровуванню, попаданню частинок покриття в зазори між статором і ротором, а це гарантована поломка насоса.

Результати критичного аналізу роботи [38] показали, що вона має велике значення для промислових насосів. При розрахунку ВК для насосів ТНА РРД слід звертати увагу на експериментальні результати роботи [38].

Провівши критичний аналіз роботи [40] встановлено її практична цінність, також її матеріали можуть значно скоротити витрати на розробку і відпрацювання нового насосного устаткування. Використання CFD розрахунку для проведення аналізу конструкції проточної частини насоса дозволяє надати рекомендації для її покращення, що підвищує ККД насоса на 2 %. Використовувати дані робіт [40 і 57] для підвищення ККД насосів ТНА РРД можна, але слід враховувати особливості їх режиму роботи. Навіть насоси ТНА РРД, які мають однакові n_s можуть сильно відрізнятися основними параметрами.

Результати критичного аналізу робіт [28, 29] показали актуальність отриманих результатів при проектуванні проточної частини насосів. Оскільки вони дозволяють підвищити ККД насоса ще на етапі проектування [58, 59]. Ці результати можна використовувати при проектуванні ВК і відповідних пристроїв насосів ТНА РРД, Але CFD розрахунок повинен враховувати особливостей режиму роботи насосів ТНА РРД [60].

Критично проаналізувавши роботи [39 і 40] встановлена їх наукова цінність. Проте твердження, що на лопатках двоякої кривизни виникають зворотні токи, а на циліндрових не виникають шибне для насосів ТНА РРД, оскільки в літературі [10, 11] стверджується зворотне. Експериментально встановлено, що чистота поверхні ВК не впливає на ККД насоса ТНА РРД [61]. Твердження, що для кожного типу насоса необхідно використовувати свою формулу по визначенню η_f повністю співпадає з результатами аналізу розрахункових і експериментальних даних для насосів ТНА РРД. Дані роботи [39] слід брати до уваги, проте спиратися на них не варто. Оскільки вони отримані для загальнопромислових насосів. Окремої уваги заслуговує дослідження вдуву в пристін-

ковий шар через систему отворів, що підвищує ККД насоса на 1,24 % і установка генератора вихорів, що підвищує ККД насоса на 1,31 %. Дані методи підвищення ККД необхідно брати до уваги.

За результатами критичного аналізу роботи [45] встановлено, вони мають велику наукову цінність при проектуванні насосів $n_s \leq 20$. ВК закритого типу мають ККД на 4 % вище ніж напіввідкриті і відкриті. Дані [45] необхідно враховувати при розробці насосів ТНА РРД, що працюють на в'язких рідинах. Проте для насосів ТНА РРД, які працюють на компонентах як: рідкий кисень, рідкий водень, гас, азотний тетроксид, несиметричний диметил гідрозин і т. д. що володіють низькою в'язкістю їх застосовувати неможна.

Критичний аналіз робіт [47, 48] показав наступне. Вони присвячені вивченню фізичної картини течії рідини в проточній частині МЦН, а також розробці методів оптимізації їх проточної частини. Це необхідно враховувати при розробці насосів ТНА РРД, які по режиму роботи близькі до насосів розглянутих автором [47]. Він пропонує підвищувати ефективність МЦН за допомогою ВП. Дане рішення просте і ефективне. Його необхідно узяти до уваги.

Критичний аналіз роботи [56] показав, що вона має дуже велику наукову і практичну цінність для проектування загальнопромислових насосів і насосів ТНА РРД. Автор [56] пропонує використовувати вісерадіальні РК, оскільки вони здійснюють плавний перехід робочого тіла, з осьового в радіальний напрям. Це дозволяє забезпечити мінімальні втрати в РК. Використання вісерадіальних коліс для насосів РРД перших ступенів тягою 200 тс і більше підвищує ККД насоса ТНА РРД до 10 %. Даний підхід найбільш ефективний для отримання максимального ККД насосів ТНА РРД n_s яких знаходиться в діапазоні від 70 до 120. У роботі [56] немає згадок про застосування вісерадіальних РК для насосів РРД РН верхніх ступенів. У зв'язку з цим існує велика вірогідність того, що проектування вісерадіального РК може бути вельми складною, або взагалі не можливо.

Як видно з представлених матеріалів вдосконалення різних конструктивних параметрів насоса дає незначний приріст ККД – до 2 %. Виключенням є

[25], [45] і [56]. Полірядні насоси не використовуються в ТНА РРД. В насосах ТНА РРД як правило використовуються ВК закритого типу. Немає згадок про застосування вісерадіальних коліс для насосів РРД РН верхніх ступенів. При використанні вісерадіальних коліс для насосів РРД РН необхідна буде значна переробка насоса – переробка вхідного патрубку і корпусу насоса. Що тягне за собою значні матеріальні витрати.

Висновки по розділу 1

1. Виконаний всебічний аналіз впливу ККД системи подачі на питимий імпульс РРД без допалювання, а також на баланс потужності ТНА для схеми з допалюванням з електронасосною системою подачі.

2. Виконаний ретроспективний аналіз літературних джерел по визначенню повного ККД для лопатевих насосів, використаних в різних сферах промисловості. А також проведений всебічний аналіз основних параметрів, які впливають на складові частини повного ККД цих насосів.

3. Визначені основні шляхи підвищення ККД для сучасних лопатевих насосів, використаних в різних сферах промисловості. Проведені дослідження показують, що роботи по підвищенню ККД актуальні і проводяться для всіх сучасних лопатевих насосів [62]. Однак лопатеві насоси загального машинобудування вдосконалюються шляхами, які не є прийнятними для ракетної техніки. Так, як вони не лімітовані масою, їх частота обертання значно менша, ніж у насосів ракетної техніки.

4. У сучасній літературі мало інформації по підвищенню ККД насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів. Відсутній комплексний підхід по визначенню впливу конструктивних параметрів насоса ТНА РРД на його ККД [62].

5. Завдання, що вирішуються в дисертаційній роботі, вимагають проведення комплексного експериментально-теоретичного дослідження. У процесі, якого необхідно створити, фізичні і математичні моделі, а також розробити методичні засоби, які дозволяють в сукупності досягати мети по підвищенню ККД насосів ТНА РРД шляхом удосконалення їх конструктивних параметрів [62].

РОЗДІЛ 2 АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ККД І КОЕФІЦІЄНТ НАПОРУ НАСОСІВ ТНА РРД

Найбільш ефективний спосіб у розробці нового РРД – модернізація вузлів і агрегатів у відпрацьованих РРД, надійність яких була неодноразово перевірена протягом багатьох запусків РН. Це світовий бренд. Такий підхід дозволяє суттєво зменшити вартість і час відпрацювання РРД та підвищити його характеристики. Особливо це важливо для сучасних умов України.

2.1 Вибір напрямків експериментальних досліджень для отримання максимально можливого значення ККД НО РРД №2

На початковому етапі дослідження був проведений аналіз характеристик ККД насосів-прототипів. Було встановлено що параметри насосів-прототипів не дотягують сучасних вимог. Для приведення характеристик ККД насосів-прототипів (далі насос №1) у відповідність з сучасними вимогами у його конструкцію на основі аналізу технічного стану насособудування необхідно було ввести зміни [63, 64].

Експериментальні дослідження велися в таких напрямках, які визначені методом експертних оцінок [65]:

- 1) зменшені зазори між плаваючими кільцями і буртами ВК;
- 2) змінена схема охолодження і змащення неупорного підшипника;
- 3) зменшений діаметр ділильного кола спірального збірника Ддел;
- 4) зменшена товщина лопаток ВК на виході;
- 5) застосований шнек змінного кроку;
- 6) зменшений зовнішній діаметр шнека на вході;
- 7) зменшений зовнішній діаметр шнека на виході;
- 8) зменшений діаметр входу у ВК;
- 9) збільшена кількість лопаток ВК з 5 основних на 6 основних і 6 додаткових;
- 10) зменшений діаметр розташування буртів ВК;
- 11) зменшений кут установки лопатки ВК на вході;

- 12) зменшений кут установки лопатки ВК на виході;
- 13) змінений профіль меридіонального перетину ВК;
- 14) зменшений зовнішній діаметр ВК;
- 15) змінені конструктивні параметри плаваючого, розташованого на передньому бурті ВК;
- 16) вилучені перепускні отвори в провідному диску ВК.
- 17) змінений тиск після плаваючих кілець, розташованих по буртах ВК

До модернізації НО ТНА РРД №2 його ККД складав : максимальне 64,7%, середнє 63,1% і мінімальне 61,% . (див. рис. Б.1 дод. Б). Після зміни всіх вищезгаданих конструктивних параметрів сучасні вимоги по величині ККД який складає: максимальне 68,1%, середнє 67,1% і мінімальне 65,7% були виконані. (див. рис. Б.2 дод. Б)

Далі проведений всебічний аналіз впливу кожного конструктивного параметра і визначений його вплив на коефіцієнт напору і ККД насоса.

2.2 Методика проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводилися на атестованому дослідницькому обладнанні (гідравлічних стендах) «ПО ПМЗ».

Градуювання датчиків проводилися в складі вимірювальних ліній перед початком експериментальних досліджень. Засоби вимірювання встановлювалися і налаштовувалися відповідно до сучасних нормам точності. В якості робочого тіла при проведенні експериментальних досліджень застосовувалася вода. Температура води на вході в насос була в межах від 281 до 318 °К.

Принцип дії лабораторного стенду для дослідження напірних, енергетичних і кавітаційних характеристик насосів ТНА РРД

Стенд призначений для визначення робочої і кавітаційної характеристик насоса. Стенд для проведення експериментальних досліджень насоса зображений на рис. 2.1 і складається з наступних складових частин і систем: 1 – насос що випробовується; 2 – балансувальна рама; 3 – вимірювач крутного моменту;

4 – датчик крутного моменту; 5 – датчик тахометра; 6 – тахометр; 7 – електро-
двигун; 8 – мультиплікатор; 9 – манометр; 10 – термометр опору; 11 – манова-
куометр; 12 – фільтр; 13 – дросель; 14 – вентиль з електричним приводом;
15 – фільтр; 16 – витратна ємність; 17 – запобіжний клапан; 18 – вентиль з
електричним приводом; 19 – вентиль; 20 – вакуумнасос; 21 – електродвигун
вакуумнасоса; 22 – підпорна діафрагма; 23 – звужуючий пристрій; 24 – диф-
манометр; 25 – дросель; 26 – манометр; 27 – вентиль; 28 – фільтр; 29 – вентиль
з електричним приводом. Фотографії стенду зображені на рис. 2.2 і 2.3

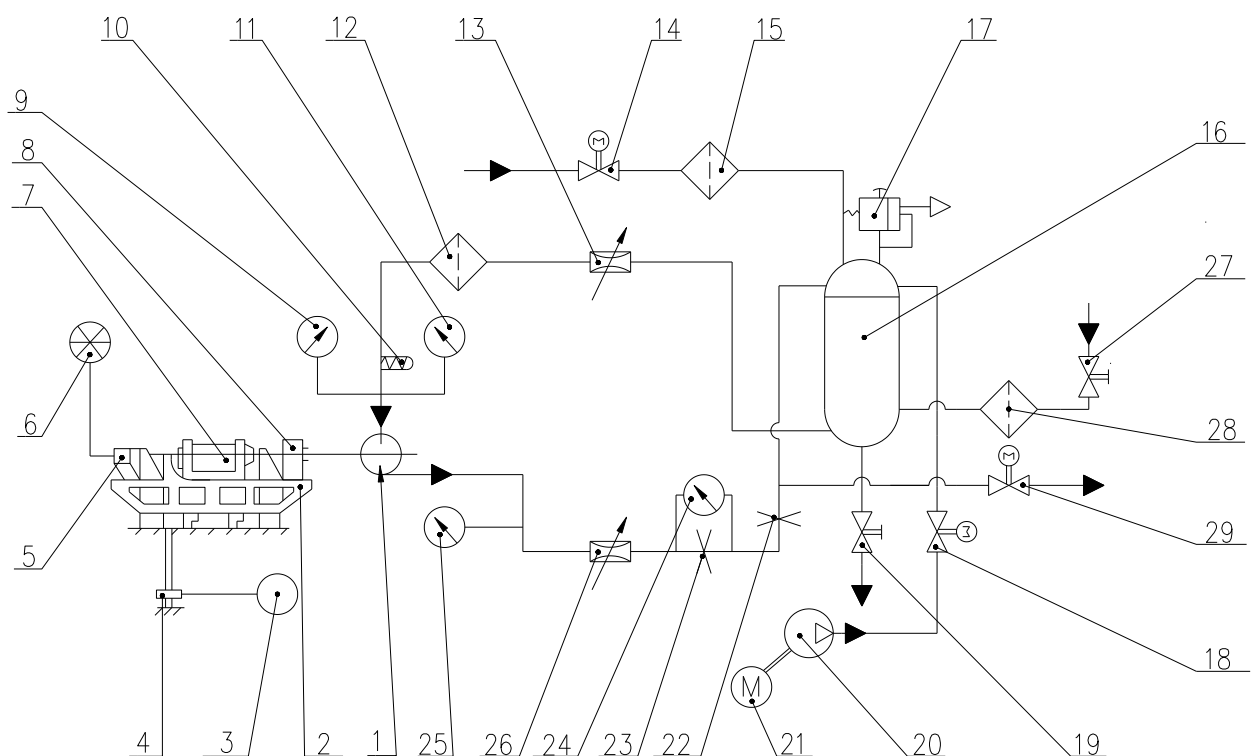


Рисунок 2.1 – Схема лабораторного стенда для проведення наукових дослі-
джень

При визначенні робочої і кавітації характеристик насоса вимірювалися наступні параметри:

- а. Об'ємна витрата робочої рідини ;
- б. Тиск (розрідження) на вході в насос;
- в. Тиск на виході з насоса;
- г. Крутний момент, на валу ротора насоса (робоча характеристика);
- д. Частоту обертання ротора насоса;

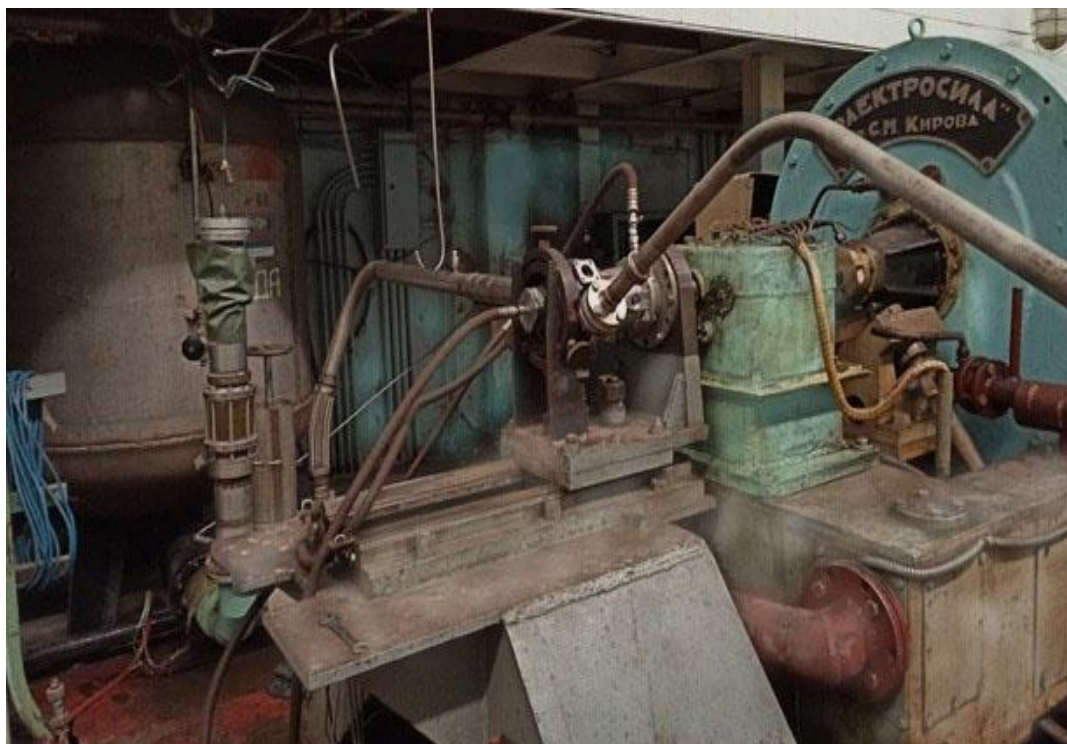


Рисунок 2.2 – Насос встановлений на лабораторного стенда для проведення наукових досліджень



Рисунок 2.3 – Насос встановлений на лабораторного стенда для проведення наукових досліджень

- е. Температуру води на вході в насос;
- ж. Час роботи насоса при проведенні експериментальних досліджень.

Вимоги до вимірювань

Засоби вимірювання визначалися згідно з сучасними нормами точності. Погрішність визначення окремих параметрів на контрольному режимі визначалася класом точності засобів вимірювання і представлена у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри що вимірювалися і норми точності

Параметр, що вимірюється	Діапазон вимірювання	Похибка абсолютна або відносна	Засоби вимірювання
Витрата через насос	від 2 до 14 л/с	$\leq 0,5\%$	ТДР 17
Частота обертання ротату насоса	від 0 до 40 000 об/хв	$\leq 0,1\%$	ЛХ 201
Температура води на вході у насос	від 0 до 150 °C	$\leq 1^\circ$	ХК
Крутний момент	від 0 до 10 кгс·м	$\leq 2\%$	СВК
Тиск води на вході в насос	від 0 до 20 кгс/см ²	0,4% від максимального значення шкали приладу	САПФІР 22
Тиск води на виході із насоса	від 0 до 150 кгс/см ²	0,4% від максимального значення шкали приладу	ПВД

Обробка результатів експериментальних досліджень

За даними експериментальних досліджень насосів побудовані: робоча $H=f(Q)$, енергетична $N=f(Q)$, характеристика ККД $\eta=f(Q)$, і кавітаційна $H=f(\Delta h)$ характеристики насосів. Методика обробки результатів експериментальних досліджень насосів проводилася по рівнянням Бернуллі та його похідних.

Якщо в процесі експериментального дослідження температура робочої рідини і частота обертання валу ротора насоса відрізнялася від значень, заданих контрольним режимом, то отримані результати експериментального дослідження приводилися до контрольних значень цих параметрів по методиці яка була спеціально розроблена для лабораторного стенду.

Робоча і кавітаційна характеристики оформляли графічно, також ці характеристики могли бути представлені в аналітичному.

2.3 Вплив конструктивних параметрів на об'ємний і повний ККД НО РРД №2

Проаналізовано вплив конструктивних параметрів і виділені прямі і непрямі зміни параметрів, які впливають на $\eta_{об}$ і на загальний ККД насоса. До прямих змін параметрів відносяться 1, 2 і 10, згадані в підрозділі 2.1. До непрямих змін параметрів відносяться 5, 6, 7, 15 і 16 згаданих в підрозділі 2.1.

Непрямі зміни параметрів стосуються і $\eta_{об}$ і $\eta_{г}$. Вони будуть детально розглянуті в підрозділі 2.4. Всі непрямі зміни конструктивних параметрів впливають на $\eta_{об}$ насоса шляхом зміни тиску після плаваючих кілець, розташованих по буртах ВК.

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД зменшення зазорів між плаваючими кільцями і буртами ВК.

Аналіз проводився за результатами експериментальних досліджень насосів ТНА РРД №4, №6, №7, №8, №9 і №10, параметри яких приведені в табл. Д.1 дод. Д. Конструкція цих насосів відповідає прототипу, за винятком внутрішніх діаметрів плаваючих кілець, за допомогою яких змінювався зазор між плаваючими кільцями і буртами ВК. Ще необхідно відзначити НО ТНА РРД №10, у якого бурти ВК знаходяться на різних діаметрах і встановлено плаваюче кільце гідрозатвору, яке визначає витрату через упорний підшипник. У всіх представлених насосів такої конструктивної відмінності не було.

Результати експериментальних досліджень насосів ТНА РРД №4, №7, №8, №9 і №10 були всесторонньо проаналізовані. Величини, отримані в ході

аналізу наносилися на координатну площину, по осі ординат яких був \bar{H} , а осі абсцис був комплекс $\Delta_{щел}$. По нанесених на координатну площину величинах за допомогою аналітичних рівнянь визначені верхня і нижня границі, а також, побудована залежність для визначення середнього значення. Комплекс $\Delta_{щел}$ враховує всі геометричні розміри плаваючого кільця, які впливають на виток через нього. Величини комплексу для насосів ТНА вищезазначених РРД визначені по формулі 2.1. Розмірність $\Delta_{щел}$ – міліметри.

$$\Delta_{щел} = \frac{\delta_{щел} \cdot D_{щел}}{l_{щел}} \quad (2.1)$$

де: $D_{щел}$ – діаметр розташування бурту ВК; $l_{щел}$ – довжина щілини.

При побудові графіків $D_{щел}$ і $l_{щел}$ приймалися постійними і були узяті з прототипу для насоса ТНА кожного двигуна. Зміною величиною при побудові графіка була величина $\delta_{щел}$. Далі розглянуті експериментально-розрахункові залежності \bar{H} від $\Delta_{щел}$. Для визначення впливу на \bar{H} $\Delta_{щел}$ побудовані залежності, \bar{H} від $\Delta_{щел}$ які представлені в графічному вигляді в дод. Б для:

- семи екземплярів НО РРД №4 на рис. Б.3;
- двох екземплярів НП РРД №8 на рис. Б.4;
- двох екземплярів НО РРД №8 на рис. Б.5;
- двох екземплярів НП РРД №9 на рис. Б.6;
- трьох екземплярів НО РРД №7 на рис. Б.7;
- семи екземплярів НП РРД №7 на рис. Б.8;
- трьох екземплярів НО РРД №6 на рис. Б.9;
- трьох екземплярів НО РРД №10 на рис. Б.10.

Значення комплексу $\Delta_{щел}$ які використані при побудові графіків, (рис. Б.6, Б.7 і Б.8 дод. Б) визначені при зміні зазору між плаваючим кільцем і переднім буртом ВК. Зміна зазорів між плаваючими кільцями і задніми буртами ВК насосів РРД №7 незначна, тому при побудові вище зазначених графіків графіки ці дані не використовувалися.

Для двох екземплярів НП РРД №9 відсутні величини зазору між плаваючим кільцем і заднім бурту ВК. Тому, при проведенні розрахунків, за визначенням \bar{H} , вищезазначені величини зазору узяті із статистичного матеріалу по цьому насосу.

Проаналізувавши дані представлені на рис. Б.3...Б.10 дод. Б, можна констатувати, що в цілому із збільшенням $\Delta\text{щел}$ (збільшення зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК) \bar{H} знижується [66]. Виключенням із загальної картини є НО ТНА РРД №6, №7 і №10. Неможливо описати аналітичними рівняннями дані, представлені на рис. Б.7, Б.9 і Б.10 дод. Б. При проведенні аналізу експериментальних даних для НО РРД №6, видно, що збільшення $\Delta\text{щел}$ практично не впливає на \bar{H} . Для НО РРД №6, №7 і №10 зменшення \bar{H} при збільшенні $\Delta\text{щел}$ таке незначне, що його вплив нівелюється похибками вимірювання при проведенні експериментальних досліджень, а також величиною погрешностей при виготовленні елементів проточної частини цих насосів.

Аналізуючи експериментальні дані для чотирьох екземплярів НП РРД №7, з'ясувалось що для них відсутні дані по величині зовнішнього діаметру ВК, який використовується в розрахунку \bar{H} . Ці чотири екземпляри насоса позначені «Значення коефіцієнта напору насосів пального без D_2 » (рис. Б.8 дод. Б). Проте величини напору цих чотири екземплярів дуже близькі до величин напору інших екземплярів того ж насоса у яких вказаний D_2 . Тому зроблено припущення, що D_2 для вищезазначених насосів співпадають. Після проведення розрахунку \bar{H} для цих насосів і нанесення отриманих результатів на графік, зображений на рис. Б.8 дод. Б з'ясувалося наступне. Для двох з чотирьох екземплярів насоса \bar{H} лежать у межах статистики по НП РРД №7, а два випадають. Тому \bar{H} для двох насосів, величини яких випадають із наявної статистики в аналізі розрахунково-експериментальних даних участі не брали.

Проаналізувавши дані представлені на рис. Б.3...Б.10 дод. Б побудовані залежності зниження $\Delta\bar{H}$ від збільшення $\Delta\text{щел}$. 1 представлені на рис. Б.11

дод. Б. Залежності побудовані по усередненими даними. $\Delta \bar{H}$ визначалася за формулою 2.2, $\Delta \text{щел. 1}$ визначалася за формулою 2.3.

Цікаво відзначити, індивідуальний характер зниження \bar{H} для кожного конкретного насоса ТНА РРД.

$$\Delta \bar{H} = \bar{H}_{\text{тек}} - \bar{H}_{\text{min}} \quad (2.2)$$

де $\bar{H}_{\text{тек}}$ – поточне значення \bar{H} при збільшенні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК; \bar{H}_{min} – значення \bar{H} при максимальному значенні $\Delta \text{щел. 1}$

$$\Delta \text{щел. 1} = \Delta \text{щел}_{\text{тек}} - \Delta \text{щел}_{\text{min}} \quad (2.3)$$

де $\Delta \text{щел}_{\text{тек}}$ – поточне значення $\Delta \text{щел}$; $\Delta \text{щел}_{\text{min}}$ – значення $\Delta \text{щел}$ при мінімальному зазорі між плаваючими кільцями і буртами ВК.

За розрахунково-експериментальними даними, (див. рис. Б.3...Б.10 дод. Б) побудовані залежності зміни \bar{H} від зміни зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК (див. рис. 2.4 і 2.5). Величини $\Delta \bar{H}_{\text{отн.}}$ і $\Delta \delta$ визначені по формулах 2.4 і 2.5. Величини $\Delta \bar{H}_{\text{отн. 1}}$ і $\Delta \delta 1$ визначені по формулах 2.6 і 2.7.

$$\Delta \bar{H}_{\text{отн.}} = \frac{\bar{H}_{\text{max}}}{\bar{H}_{\text{тек}}} \quad (2.4)$$

де \bar{H}_{max} – значення \bar{H} при мінімальному зазорі між плаваючими кільцями і буртами ВК; $\bar{H}_{\text{тек}}$ – поточне значення \bar{H} при збільшенні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК.

$$\Delta \delta = \frac{\delta_{\text{min}}}{\delta_{\text{тек.}}} \quad (2.5)$$

де δ_{min} – мінімальне значення зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК; $\delta_{\text{тек.}}$ – поточне значення зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК.

$$\Delta \bar{H}_{\text{отн. 1}} = \frac{\bar{H}_{\text{max. заз}}}{\bar{H}_{\text{тек}}} \cdot 100\% \quad (2.6)$$

де $\bar{H}_{\text{max. заз}}$ – значення \bar{H} при максимальному зазорі між плаваючими кільцями і буртами ВК.

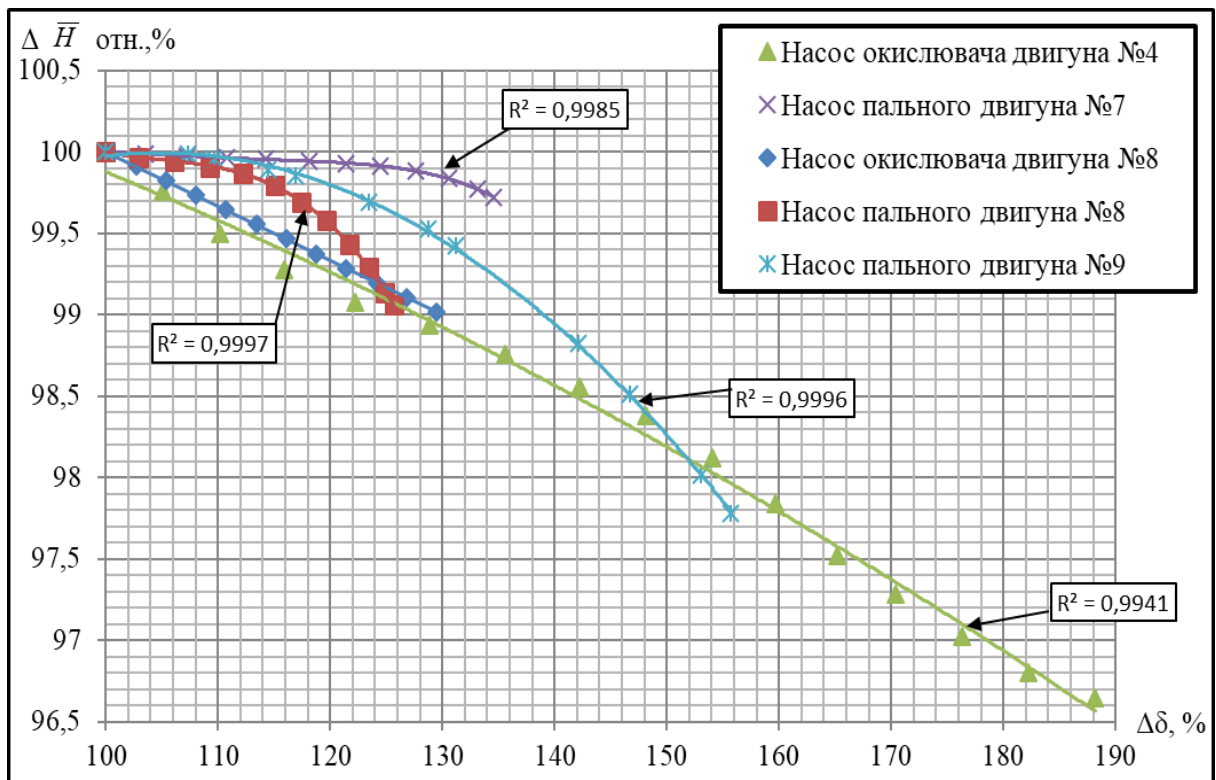


Рисунок 2.4 – Залежність зменшення \bar{H} для насосів ТНА РРД №4, №7, №8 і №9 від збільшення зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК.

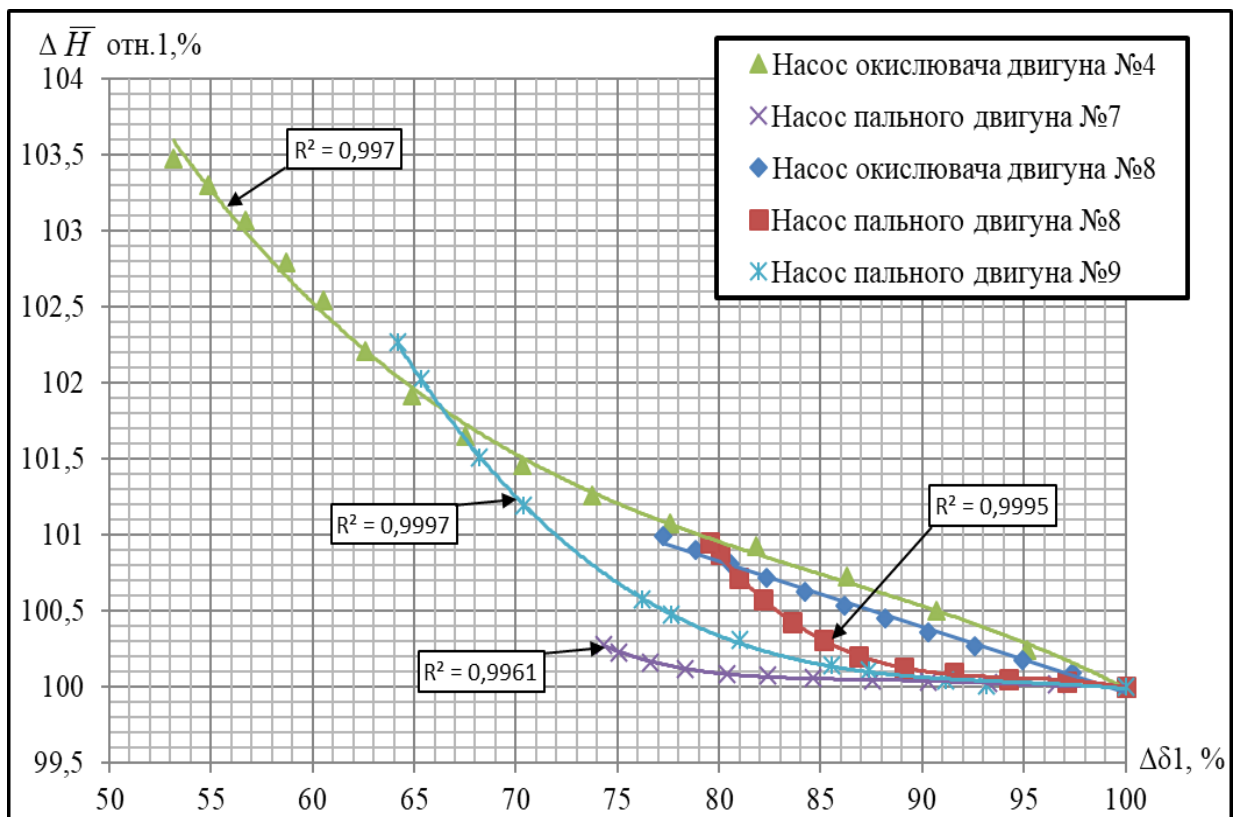


Рисунок 2.5 – Залежність збільшення \bar{H} для насосів ТНА РРД №4, №7, №8 і №9 від зменшення зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК.

$$\Delta\delta_1 = \frac{\delta_{\text{max.заз}}}{\delta_{\text{тек}}} \cdot 100\% \quad (2.7)$$

де $\delta_{\text{max.заз}}$ – максимальне значення зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК.

Провівши аналіз графіка, приведенного на рис. 2.4 можна зробити висновок, що із збільшенням $\Delta\delta$ $\Delta\dot{H}_{\text{отн.}}$ знижується, причому характер зниження залежить від величини n_s . Даний факт можна пояснити різницею напорів насосів НО і НП. Оскільки для одного і того ж РРД вони відрізняються приблизно в два рази. Тому напір НП менш чутливий при збільшенні $\Delta\delta$ до значень 120...130 %, проте досягши цих значень $\Delta\dot{H}_{\text{отн.}}$ починає різко знижуватися. Це пов'язано із збільшенням витоків через плаваючі кільця, які збільшують витрату робочого тіла через ВК. Воно починає працювати не в розрахунковому режимі, що і призводить до зниження його напору.

Для графіка, приведенного на рис. 2.5 всі твердження ідентичні, що і для графіка, приведенного на рис. 2.4, але з поправкою на те, що $\Delta\dot{H}_{\text{отн. 1}}$ збільшується при зменшенні $\Delta\delta_1$.

У табл. 2.2 приведені рівняння для визначення $\Delta\dot{H}_{\text{отн.}}$ залежно від збільшення $\Delta\delta$ насосів ТНА наступних РРД №4, №7, №8 і №9.

У табл. 2.3 приведені рівняння для визначення $\Delta\dot{H}_{\text{отн. 1}}$ залежно від зменшення $\Delta\delta_1$ насосів ТНА наступних РРД №4, №7, №8 і №9

Рівняння для НО ТНА РРД №4 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні $\Delta\text{щел}$ від 1,27 до 2,54 мм. Рівняння для НП ТНА РРД №7 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні $\Delta\text{щел}$ від 0,63 до 0,9 мм. Рівняння для НП ТНА РРД №8 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні $\Delta\text{щел}$ від 1,24 до 1,65 мм. Рівняння для НО ТНА РРД №8 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні $\Delta\text{щел}$ від 1,12 до 1,43 мм. Рівняння для НП ТНА РРД №9 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні $\Delta\text{щел}$ від 0,825 до 1,31 мм.

Рівняння приведені в табл. 2.2 і 2.3 отримані вперше.

Далі визначався вплив на ККД $\Delta\eta$ для вищезгаданих насосів ТНА РРД. Також визначалися відмінності між розрахунковими і експериментальними значеннями ККД при зміні $\Delta\eta$. Розглянуті експериментально-розрахункові залежності ККД від $\Delta\eta$. При проведенні розрахунків зроблені наступні припущення:

- при зміні витрати через ущільнення, не враховувалося динамічне падіння тиску на дисках ВК пов'язане із зміною цієї витрати;
- плаваючі кільця мають геометрично правильний внутрішній діаметр без урахування погрішності виготовлення;
- при зміні витрати через плаваюче кільце тиск в розвантажувальній порожнині задавався постійним.

Для визначення впливу на ККД $\Delta\eta$ були побудовані залежності ККД від $\Delta\eta$ які представлені в графічному вигляді в дод. Б для:

- семи екземплярів НО РРД №4 на рис. Б.12;
- трьох екземплярів НО РРД №6 на рис. Б.13;
- трьох екземплярів НО РРД №7 на рис. Б.14;
- семи екземплярів НП РРД №7 на рис. Б.15;
- двох екземплярів НП РРД №8 на рис. Б.16;
- двох екземплярів НО РРД №8 на рис. Б.17;
- двох екземплярів НП РРД №9 на рис. Б.18;
- шести екземплярів НО РРД №10 на рис. Б.19.

Аналізуючи дані представлені на рис. Б.12...Б.19 дод. Б можна констатувати, що із збільшенням $\Delta\eta$ ККД насоса знижується. Цей факт підтверджений в [67 і 10]. Виключенням із загальної картини є насос НО ТНА РРД №7. Неможливо описати аналітичними рівняннями дані представлені на рис. Б.14 дод. Б. Зменшення ККД при збільшенні $\Delta\eta$ на стільки незначне, що його вплив нівелюється погрішностями вимірів при проведенні експериментальних досліджень насосів, а також погрішностями при виготовленні елементів протоочної частини насоса. Для НО РРД №10 $\Delta\eta$ що лежить в діапазоні від 0,8 до

Таблиця 2.2 - Рівняння для визначення $\Delta \bar{H}_{отн.}$ залежно від збільшення $\Delta \delta$.

Найменування насоса	Рівняння для \bar{H} насоса при збільшенні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК
НП РРД №7	$\Delta \bar{H}_{отн.} = -6,98 \cdot 10^{-7} \cdot \Delta \delta^4 + 3,099 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta \delta^3 - 0,0515 \cdot \Delta \delta^2 + 3,7952 \cdot \Delta \delta - 4,529$
НП РРД №9	$\Delta \bar{H}_{отн.} = -8,49 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta \delta^2 + 0,178 \cdot \Delta \delta + 90,672$
НП РРД №8	$\Delta \bar{H}_{отн.} = -8,154 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta \delta^3 + 0,02563 \cdot \Delta \delta^2 - 2,6927 \cdot \Delta \delta + 194,5$
НО РРД №8	$\Delta \bar{H}_{отн.} = -0,0333 \cdot \Delta \delta + 103,33$
НО РРД №4	$\Delta \bar{H}_{отн.} = -9,9475 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta \delta^2 - 8,9153 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta \delta + 101,764$

Таблиця 2.3 - Рівняння для визначення $\Delta \bar{H}_{отн. 1}$ залежно від зменшення $\Delta \delta_1$.

Найменування насоса	Рівняння для \bar{H} насоса при зменшенні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК
НП РРД №7	$\Delta \bar{H}_{отн. 1} = 3,5299 \cdot 10^{-7} \cdot \Delta \delta_1^4 - 1,28 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta \delta_1^3 + +0,174 \cdot \Delta \delta_1^2 - 10,48 \cdot \Delta \delta_1 + 336,669$
НП РРД №9	$\Delta \bar{H}_{отн. 1} = -7,4364 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta \delta_1^3 + 0,021 \cdot \Delta \delta_1^2 - 1,995 \cdot \Delta \delta_1 + 163,2$
НП РРД №8	$\Delta \bar{H}_{отн. 1} = -24,22 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta \delta_1^3 + 0,068697 \cdot \Delta \delta_1^2 - 6,499 \cdot \Delta \delta_1 + 305,156$
НО РРД №8	$\Delta \bar{H}_{отн. 1} = -0,04353 \cdot \Delta \delta_1 + 104,31$
НО РРД №4	$\Delta \bar{H}_{отн. 1} = -4,483 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta \delta_1^3 + 0,0115 \cdot \Delta \delta_1^2 - 1,028 \cdot \Delta \delta_1 + 132,4$

1 мм не впливає на ККД насоса (рис. Б.19 дод. Б) для плаваючого кільця гідрозатвора, проте із збільшенням $\Delta\text{щел}$ більше 1,2 мм ККД насоса знижується в середньому на 3%.

По матеріалах представлених на рис. Б.12...Б.19 дод. Б видно, що розрахункові дані мають досить непогану збіжність з експериментальними. Проте всі розрахункові залежності лінійні, а експериментальні мають нелінійний характер. Тому для точної і швидкої оцінки використовувати розрахункові дані не можна. Оскільки різниця для деяких насосів розрахункового і експериментального значень ККД доходить до 1,5%. Виключенням із загальної картини є НО ТНА РРД №10. Кут нахилу залежності ККД від $\Delta\text{щел}$ побудованого за експериментальними даними практично співпадає з розрахунковим. Різниця між розрахунковими і експериментальними значеннями ККД в середньому складає 0,2 %, максимальна розбіжність не перевищує 0,5 %. Це можна пояснити тим, що РРД №10 єдиний з допалюванням генераторного газу серед представлених. Мабуть, це пов'язано з величиною дискового ККД, режим течії рідини в зазорі між ВК і його корпусом який майже повністю співпадає з теоретично-розрахунковою фізичною моделлю.

Для детального аналізу експериментальних даних побудовані залежності зниження ККД $\Delta\eta$ від збільшення $\Delta\text{щел}$. 1 (див. рис. 2.6). Залежності побудовані за усередненими даними узятим з рис. Б.12...Б.19 дод. Б. По формулі 2.8 визначався $\Delta\eta$, а $\Delta\text{щел}$. 1 по формулі 2.3.

$$\Delta\eta = \eta_{\text{тек}} - \eta_{\text{min}} \quad (2.8)$$

де $\eta_{\text{тек}}$ – поточне значення ККД при збільшенні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК; η_{min} – значення ККД при максимальному значенні $\Delta\text{щел}$. 1

Цікаво відзначити, індивідуальний характер зниження ККД для кожного конкретного насоса ТНА РРД.

За розрахунково-експериментальними даними, представленими на рис. Б.12...Б.19 дод. Б побудовані залежності зміни ККД $\Delta\eta_1$ від $\Delta\delta$. Залежності представлені на рисунках 2.7 і 2.8.

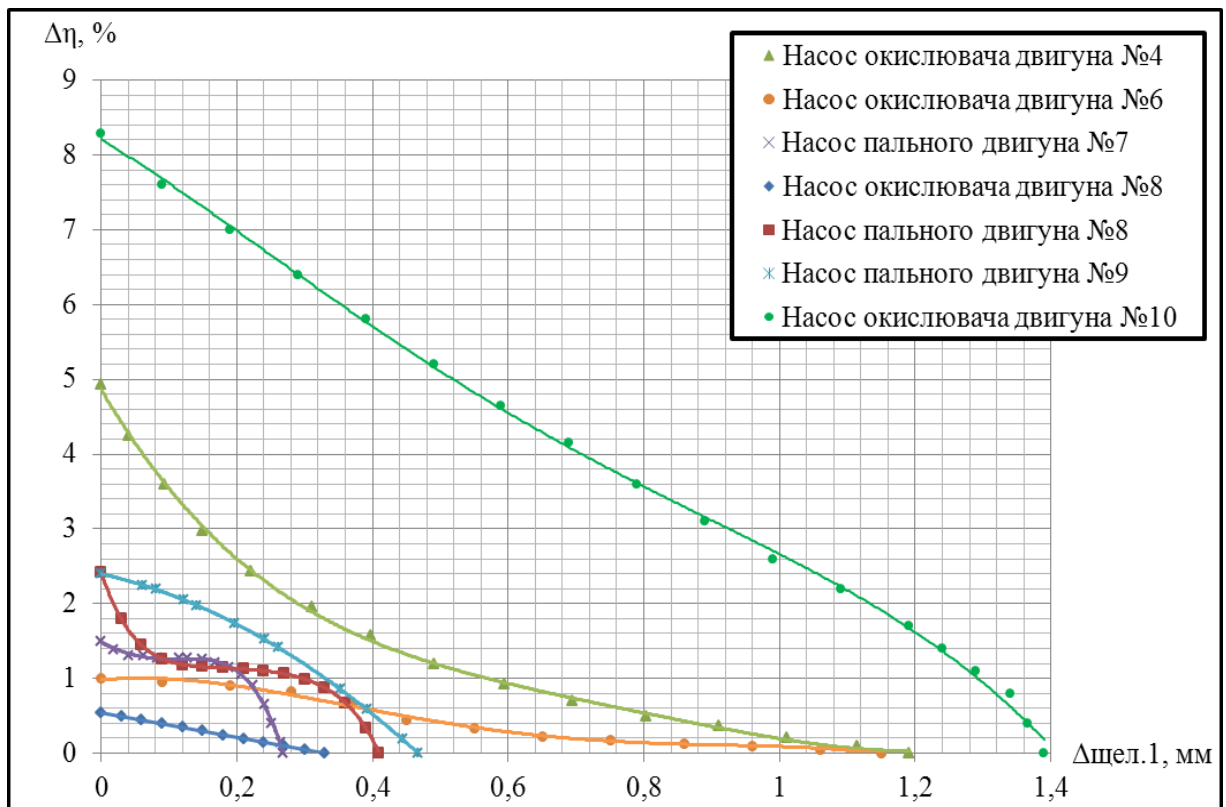


Рисунок 2.6 – Залежності зменшення ККД від збільшення $\Delta\text{щел.1}$ для насосів ТНА РРД №4, №6, №7, №8, №9 і №10

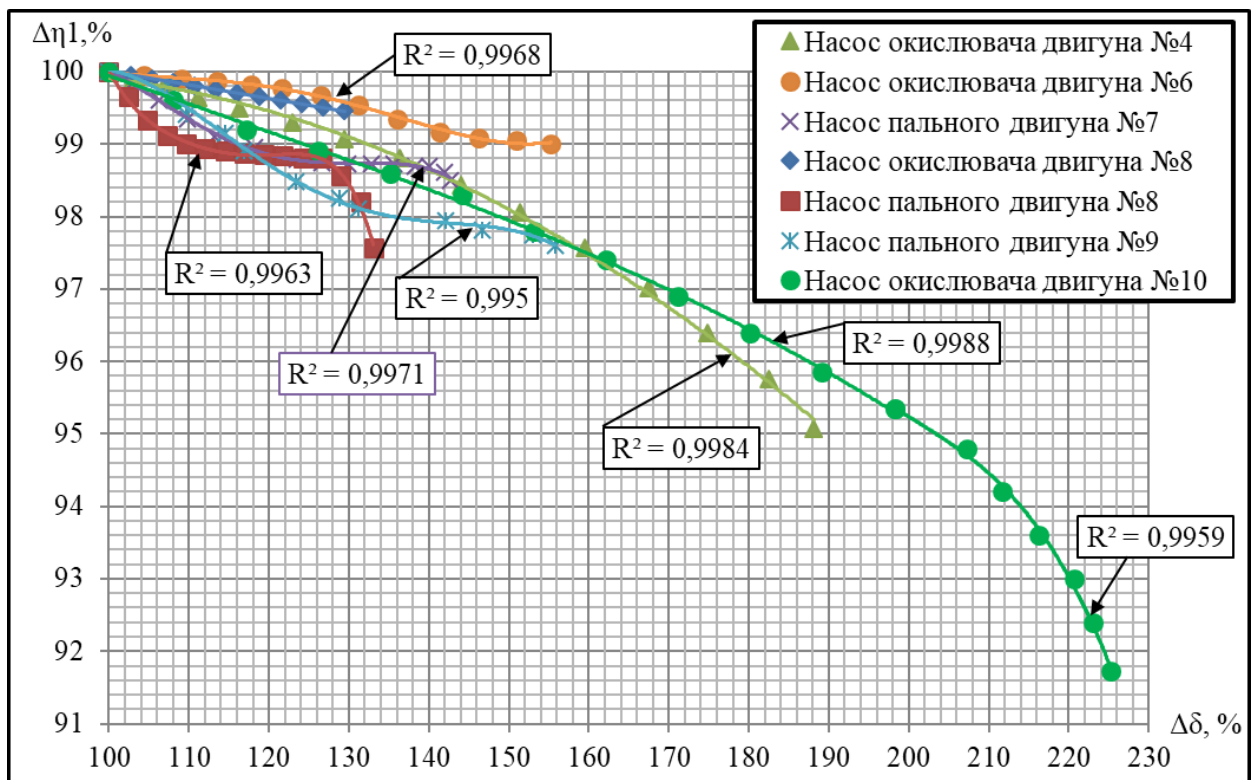


Рисунок 2.7 – Залежності зниження ККД насосів ТНА РРД №4, №6, №7, №8, №9 і №10 при збільшенні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК.

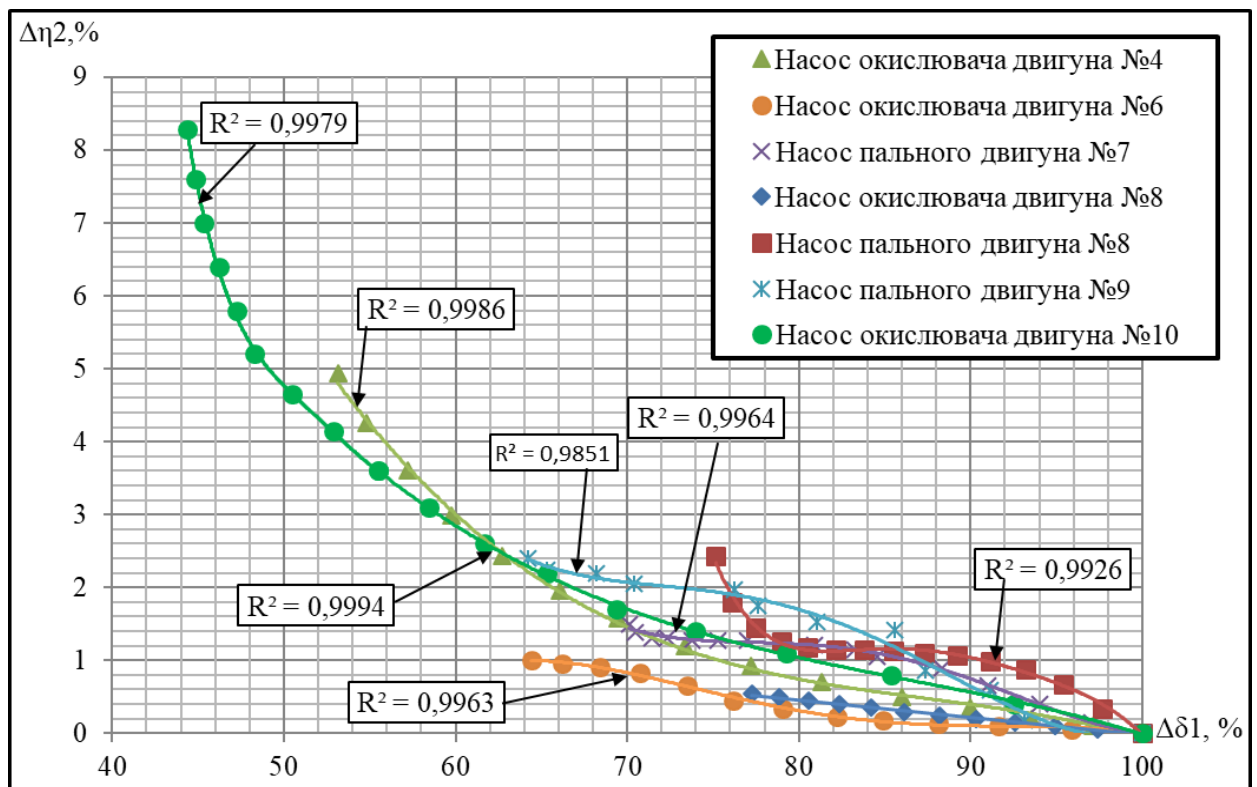


Рисунок 2.8 – Залежність підвищення ККД насосів ТНА РРД №4, №6, №7, №8, №9 і №10 від зменшення зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК.

Величини $\Delta\eta_1$ і $\Delta\delta$ визначені по формулах 2.9 і 2.5. Величини $\Delta\eta_2$ і $\Delta\delta_1$ визначені по формулах 2.10 і 2.7.

$$\Delta\eta_1 = 100\% - \eta_{\text{тек.}\min 1} - \eta_{\text{тек.}1} \quad (2.9)$$

де $\eta_{\text{тек.}\min 1}$ – значення ККД при максимальному зазорі між плаваючими кільцями і буртами ВК; $\eta_{\text{тек.}1}$ – поточне значення ККД.

$$\Delta\eta_2 = \eta_{\text{тек.}\min 1} - \eta_{\text{тек.}1} \quad (2.10)$$

Для НО зменшення ККД відбувається плавно і монотонно, ніж для НП, у яких зниження ККД носить стрибкоподібний характер. Залежності представлені на рис. 2.7 для НО описуються або кубічним або лінійним рівняннями, а для НП рівняннями четвертого і п'ятого ступеня. Для підвищення точності аналізу залежність зміни ККД від $\Delta\delta_1$ для НО РРД №10 описується двома кубічними рівняннями. Відмінність між характером зниження ККД між НП і НО

пояснюється наступним чином. При збільшенні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК збільшується виток через ущільнення, отже, збільшується і витрата через ВК насоса, що приводить:

- до зниження η_r за рахунок: збільшення меридіональної швидкості у ВК і збільшення інтенсивності вихорів у ВК;
- до зниження $\eta_{об}$;
- до збереження механічної потужності ротора без урахування шнека і ВК. Проте необхідно враховувати і схему охолодження підшипника де виток через плаваюче кільце розташоване на задньому бурту ВК охолоджується один чи два підшипники;
- до збільшення $\eta_{дис.}$ який впливає з формул приведених у [10, 11].

З викладеного вище виходить, що тільки $\eta_{дис.}$ збільшується із збільшенням $\Delta\delta$. Мабуть для насосів пального двигунів №8 і №7 існує така зона, де при збільшенні зазору приблизно на 10% зменшення $\eta_{об}$ компенсується приростом $\eta_{дис.}$. При подальшому збільшенні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК, збільшення $\eta_{дис.}$ вже не може компенсувати зменшення $\eta_{об}$, що і приводить до різкого падіння загального ККД насоса.

Перевірити цю гіпотезу розрахунковим шляхом не можливо, оскільки методики розрахунку $\eta_{дис.}$ у [10 і 61] емпіричні. При їх використанні $\eta_{дис.}$ монотонно збільшується при збільшенні $\Delta\delta$ [61].

Для залежностей, приведених на рис. 2.8 всі твердження ідентичні, що і для графіків, приведених на рис. 2.7. Але з поправкою на те що $\Delta\eta_2$ збільшується при зменшенні $\Delta\delta_1$.

У табл. 2.4 приведені рівняння для визначення $\Delta\eta_1$ залежно від $\Delta\delta$ насосів ТНА РРД №4, №6, №7, №8, №9 і №10. У табл. 2.5 приведені рівняння для визначення $\Delta\eta_2$ залежно від $\Delta\delta_1$ насосів ТНА РРД №4, №6, №7, №8, №9 і №10.

Рівняння які приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані вперше.

Рівняння для НО ТНА РРД №4 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні $\Delta\delta_{цел}$ від 1,27 до 2,54 мм. Рівняння для НО ТНА РРД №6 приведені в

табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні Δ щел від 2,06 до 3,28 мм. Рівняння для НП ТНА РРД №7 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні Δ щел від 0,63 до 0,9 мм. Рівняння для НП ТНА РРД №8 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні Δ щел від 1,24 до 1,65 мм. Рівняння для НО ТНА РРД №8 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні Δ щел від 1,12 до 1,43 мм. Рівняння для НП ТНА РРД №9 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні Δ щел від 0,825 до 1,3 мм. Рівняння для НО ТНА РРД №10 приведені в табл. 2.4 і 2.5 отримані в діапазоні Δ щел від 0,85 до 2,8 мм.

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД діаметру бурту ВК.

Як зазначено у [24] при збільшенні діаметру розташування плаваючих кілець по буртам ВК ККД насоса зменшується. За результатами експериментальних досліджень був проведений комплексний аналіз впливу на приведений напір і ККД насосів ТНА РРД зміни діаметру розташування плаваючих кілець і буртів ВК насосів ТНА РРД №7 і НО ТНА РРД №11. Параметри цих насосів приведені в табл. Д.1 дод. Д. Конструктивні параметри насосів ТНА РРД №7 і №11, відповідають прототипу, за винятком розташування буртів ВК, плаваючих кілець, кришок плаваючих кілець, упорних кілець і гнізд під плаваючі кільця в корпусах насосів.

За результатами експериментальних досліджень насосів ТНА РРД №11 отримані напірні і ККД характеристики. Для насосів ТНА РРД №7 є тільки статистика по ККД, данні про напір відсутні. Залежності зміни напору приведенного до квадрата частоти обертання від витрати через насос, приведенного до частоти обертання для насосів ТНА РРД №11 приведені на рис. Б.20 і Б.21 дод. Б. Аналізуючи ці залежності не можна однозначно відповісти, про вплив діаметру, розташування буртів ВК на приведений напір насоса ТНА РРД. По-перше, відсутні дані про величини зовнішнього діаметру ВК. По-друге, необхідно враховувати погрішності виготовлення проточної частини ВК які досягають ± 1 мм. При збільшенні діаметра заднього бурту ВК насоса (див. рис. Б.21 дод. Б) з'ясовано наступне:

Таблиця 2.4 – Рівняння для визначення $\Delta\eta_1$ залежно від $\Delta\delta$

Найменування насоса	Рівняння для $\Delta\eta_1$ насоса при збільшенні зазору між буртом ВК і плаваючим кільцем
НО РРД №4	$\Delta\eta_1 = -4,532 \cdot 10^4 \cdot \Delta\delta^2 + 0,0772 \cdot \Delta\delta + 96,719$
НО РРД №6	$\Delta\eta_1 = 5,538 \cdot 10^{-7} \cdot \Delta\delta^4 - 2,714 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta\delta^3 + 0,0492 \cdot \Delta\delta^2 - 3,93275 \cdot \Delta\delta + 217$
НП РРД №7	$\Delta\eta_1 = -2,2213 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta\delta^4 + 10,538 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta\delta^3 - 0,1854 \cdot \Delta\delta^2 + 14,2875 \cdot \Delta\delta - 306,7646$
НП РРД №8	$\Delta\eta_1 = -6,863 \cdot 10^{-7} \cdot \Delta\delta^5 + 3,9 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta\delta^4 - 0,08895 \cdot \Delta\delta^3 + 10,13 \cdot \Delta\delta^2 - 576,9 \cdot \Delta\delta + 13256,56$
НО РРД №8	$\Delta\eta_1 = -0,0185 \cdot \Delta\delta + 101,85$
НП РРД №9	$\Delta\eta_1 = -1,4 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta\delta^4 + 7,1889 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta\delta^3 - 0,1367 \cdot \Delta\delta^2 + 11,354 \cdot \Delta\delta - 247,2$
НО РРД №10	при $\Delta\delta \geq 198,2$ $\Delta\eta_1 = -1,4206 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta\delta^3 + 4,851 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta\delta^2 - 0,093774 \cdot \Delta\delta + 105,892$ при $\Delta\delta < 198,2$ $\Delta\eta_1 = -1,181 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta\delta^3 + 0,071178 \cdot \Delta\delta^2 - 14,36275 \cdot \Delta\delta + 1065,84$

Таблиця №2.5 – Рівняння для визначення $\Delta\eta_2$ залежно від $\Delta\delta_1$.

Найменування насоса	Рівняння для $\Delta\eta_2$ насоса при зменшенні зазору між буртом ВК і плаваючим кільцем
НО РРД №4	$\Delta\eta_2 = -7,891 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta\delta_1^3 + 20,765 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta\delta_1^2 - 1,8523 \cdot \Delta\delta_1 + 56,4368$
НО РРД №6	$\Delta\eta_2 = -4,282 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta\delta_1^4 + 1,4198 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta\delta_1^3 - 0,1743 \cdot \Delta\delta_1^2 + 9,36 \cdot \Delta\delta_1 - 184,4$
НП РРД №7	$\Delta\eta_2 = 1,063 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta\delta_1^4 - 3,6156 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta\delta_1^3 + 0,4574 \cdot \Delta\delta_1^2 - 25,537 \cdot \Delta\delta_1 + 532,88$
НП РРД №8	$\Delta\eta_2 = -3,412 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta\delta_1^5 + 1,53466 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta\delta_1^4 - 0,27583 \cdot \Delta\delta_1^3 + 24,7593 \cdot \Delta\delta_1^2 - 1109,8 \cdot \Delta\delta_1 + 19871,5$
НО РРД №8	$\Delta\eta_2 = -0,0239 \cdot \Delta\delta_1 + 2,3675$
НП РРД №9	$\Delta\eta_2 = 9,87 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta\delta_1^4 - 3,1777 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta\delta_1^3 + 0,3793 \cdot \Delta\delta_1^2 - 19,955 \cdot \Delta\delta_1 + 393,43$
НО РРД №10	при $\Delta\delta_1 \geq 55,5$ $\Delta\eta_2 = -4,872 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta\delta_1^3 + 0,012644 \cdot \Delta\delta_1^2 - 1,139683 \cdot \Delta\delta_1 + 36,235235$ при $\Delta\delta_1 < 55,5$ $\Delta\eta_2 = 5,967 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta\delta_1^4 - 0,12485 \cdot \Delta\delta_1^3 + 9,795 \cdot \Delta\delta_1^2 - 341,68 \cdot \Delta\delta_1 + 4478,86$

1. Забезпечуються параметри контрольної точки по приведеному напору і витраті;
2. Приведений напір в контрольній точці знаходиться приблизно в середині діапазону наявної статистики;
3. Величини приведенного напору в контрольній точці співпадають з величиною, приведенного напору яку забезпечує прототип.

Проте приведений напір в контрольній точці для насоса №1 нижче за значення приведенного напору контрольної точки насоса №2. Це можна пояснити різницею зовнішнього діаметру ВК, насосів №1 і №2.

Визначити розрахунковим шляхом зміну напору насоса при змінах діаметра розташування бурту або бортів ВК не можливо, оскільки відсутня подібна методика. Для вирішення даної задачі можна використовувати CDF розрахунок [30, 31], проте цей метод займає багато часу і для насосів ТНА двигуна №11 відсутні в повному об'ємі 3-D моделей цього насоса.

Залежності зміни ККД від витрати через насос приведенного до частоти обертання, для насосів ТНА РРД №11 приведені на рис. Б.22 і Б.23 дод. Б. Аналізуючи ці залежності встановлено, що зміна діаметра розташування бортів ВК $\sim 5\%$ не впливає на ККД насоса. Оскільки всі приведені характеристики насосів, у яких збільшений діаметр бурту ВК знаходяться в діапазоні приведенної статистики. Виключенням є характеристика ККД «Насос №1 вип.№2 збільшений передній борт» представлена на рис. Б.23 дод. Б. Цей експеримент проведений з порушенням, оскільки значення другої точки випадає з накопиченої статистики, а значення по осі ординат останньої точки менше попереднього.

Для насосів ТНА РРД №11 побудовані розрахункові характеристики при зміні діаметра бурта ВК і представлені на рис. Б.24 і Б.25 дод. Б. При проведенні розрахунків зроблені наступні допущення: напір насоса і тиск в розвантажувальній порожнині приймалися постійними. Діаметр бурту ВК при проведенні розрахунку змінювався в наступних межах: для НО від 90 до 114 % і для НП від 100% до 114 % (за 100% було узятো номінальне значення діаметру

бурту ВК). Зменшити діаметр переднього бурту ВК НП ТНА РРД №11 не можливо, оскільки це приведе до зміни його проточної частини.

Аналізуючи дані приведені на рис. Б.24 і Б.25 дод. Б встановлено, що при зміні діаметру заднього бурту ВК насоса його ККД змінюється:

1. Для НО

- від 70,3 до 70,1 % (розрахункові дані);
- від 70,1 до 70,9 % (експериментальні дані);

2. Для НП

- від 64,6 до 65,1 % (розрахункові дані);
- від 67,2 до 68,4 % (експериментальні дані).

Зміна діаметру бурту ВК ~ 25% практично не впливає на ККД насоса. Набагато більше на ККД впливає екземплярність насосів.

Статистика по ККД приведена на рис. Б.26 і Б.27 дод. Б для насосів ТНА РРД №7. По цим даним визначено діапазон розкиду ККД для насосів ТНА РРД №7 який складає для НО від 49,4 % до 54,6 (змінена конструкція) і від 49 % до 54,6 (прототип). Для НП від 42,6 % до 44,4 (змінена конструкція) і від 41,4 % до 44,6 (прототип).

Розрахунковим шляхом визначено вплив діаметру заднього бурту ВК на ККД насоса. При проведенні розрахунків зроблені наступні допущення: напір насоса і тиск в розвантажувальній порожнині приймалися постійними. Діаметр заднього бурту ВК змінювався в діапазоні: від 79 до 131,6 % – для НО і від 83,3 до 133,3 % – для НП від номінальних значень. Розрахункові характеристики представлені на рис. Б.28 і Б.29 дод. Б. Результати розрахунків показують, що при зменшенні діаметру заднього бурта ВК на:

- 21% ККД НО підвищується ~ 1%;
- 16,7% ККД НП підвищується ~ 0,6%.

Проте зменшення заднього бурту ВК НО і НП РРД №7 на 21% і 16,7% відповідно ніяк не позначилося на ККД визначеного за результатами експериментальних досліджень. Для НП лише зменшився розкид ККД на 1,4% при

проведені експериментальних досліджень. Це пояснюється погрішностями при виготовленні проточної частини у поєднанні з похибками вимірювальних приладів лабораторного стенду.

Вплив на ККД насосів ТНА РРД схеми охолодження і змащення неупорного підшипника.

Аналіз величин ККД насосів РРД №1 і №2 при зміні схеми охолодження і змащення неупорного підшипника, проводився розрахунковим шляхом. Також проведено аналіз при виключенні примусової подачі компоненту для охолодження і змащення неупорного підшипника насоса РРД №2. Аналіз проводився за розрахунковими і експериментальними даними. Схема охолодження і змащення неупорного підшипника для НО РРД №1 і №2 приведена на рис. Б.30 дод. Б. Прототип і модернізована конструкції представлені на рис. Б 31 дод. Б.

Визначити розрахунковим шляхом зміну коефіцієнта напору насоса при зміні схеми охолодження і змащення неупорного підшипника не можливо, оскільки відсутня подібна методика. Для її створення потрібний великий об'єм експериментальних даних, якими автор даної роботи не володіє.

За результатами експериментальних досліджень НО ТНА РРД №2 отримані напірні і ККД характеристики. Напірними характеристиками є залежності зміни напору приведенного до квадрата частоти обертання ротора насоса від витрати через насос приведеної до частоти обертання ротора насоса. Характеристиками ККД є залежності зміни ККД від витрати через насос приведеної до частоти обертання ротора насоса. Напірні характеристики приведені на рис. Б.32 дод. Б. Величини напору в контрольній точці складають $7,65 \cdot 10^4$ Дж·с²/кг – для прототипу і $7,66 \cdot 10^4$ Дж·с²/кг – для модернізованої конструкції.

Можна зробити висновок, що зміна схеми охолодження і змащення неупорного підшипника не впливає на напір НО РРД №2.

Для трьох варіантів схеми охолодження і змащення неупорного підшипника НО ТНА РРД №2, (див. рис. Б.30б, Б.30а. і Б.31б дод. Б) проведена розрахункова оцінка ККД (див. табл. №1 дод. Б).

Застосування схем «варіант №1» або «варіант №2» замість схеми «базовий варіант» підвищує загальний ККД насоса. Проте похибка лабораторних стендів більше приросту ККД насоса. Тому отримати відчутну надбавку ККД не можна. Це демонструють результати експериментальних досліджень НО, приведені на рис. Б.33 дод. Б. При зміні схеми охолодження і змащення неупорного підшипника з «варіанту №1» на «варіант №2» (див. табл. Б.1 дод. Б) результати розрахунку демонструють приріст ККД НО. Проте результати експериментальних досліджень, представлені на рис. Б.33 дод. Б демонструють протилежне. ККД знижується на $\sim 1\%$, що суперечить результатам розрахунків і теорії лопатевих машин, яка викладена в [16, 18].

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД величини тиску після плаваючих кілець розташованих по буртах ВК.

Оскільки зміна тиску після плаваючого кільця розташованого на передньому бурту ВК пов'язана із зміною напору шнека на зовнішньому діаметрі, змінювати її можна декількома способами:

1. Змінюючи зовнішній діаметр шнека;
2. Змінюючи кут установки лопатки шнека на зовнішньому діаметрі;
3. Змінюючи частоту обертання шнека.

Способи, вказані в пунктах один і два, призведуть до зміни проточної частини насоса, які однозначно приведуть до зміни його напору і η_r . Спосіб, вказаний в пункті три припускає зміну режиму роботи шнека, що так само приведе до зміни напору і η_r насоса, якщо у шнека і ВК одна і та ж сама частота обертання. Існують конструкції у яких частота обертання шнека відрізняється від частоти обертання ВК. Але такі конструкції використовуються тільки у експериментальних насосах ТНА РРД. Вони сильно ускладнюють конструкцію і збільшують її масу. Тому цей варіант у даній роботі не розглядався.

Змінювати тиск після плаваючого кільця розташованого на задньому бурту ВК можна декількома способами:

1. Зміною прохідного перетину трубопроводу перекидання (якщо реалізована схема з перекиданням компоненту);
2. Зведенням чи виключенням перепускних отворів в провідному диску ВК;
3. Зміною діаметру перепускних отворів в провідному диску ВК;
4. Зміною діаметру, на якому розташовані перепускні отвори в провідному диску ВК.

Способи два, три і чотири, стрибкоподібно впливають на осьову силу насоса на відмінно від способу один, який дозволяє більш плавно регулювати осьову силу. Зміна осьової сили в насосі може привести до поломки підшипника, а отже і всього насоса. Тому подальший аналіз проводиться для схеми, приведеної в пункті один.

Аналіз проведений за результатами експериментальних досліджень одного екземпляра НО ТНА РРД №7. У якого змінювався тиску після плаваючого кільця розташованого на задньому бурту ВК, шляхом зміни жиклера, встановленого в трубопроводі перекиду. За експериментальними даними визначені \bar{H} для різних величин тиску після плаваючого кільця розташованого на задньому бурту ВК і $P_{уП}$ в безрозмірних величинах, які визначені за формулою 2.11. Потім на координатну площину наносилися значення по осі абсцис $P_{уП}$,

$$P_{уП} = \frac{P_{фак}}{P_{фак.min}} \quad (2.11);$$

де: $P_{фак}$ – тиск заміряний після плаваючого кільця розташованого на задньому бурту ВК; $P_{фак.min}$ – мінімальний тиск, заміряний після плаваючого кільця розташованого на задньому бурту ВК.

а по осі ординат – \bar{H} (див. рис. Б.34 дод. Б). За допомогою аналітичних рівнянь визначені мінімум, максимум і середнє значення.

Всебічно проаналізувавши дані представлені на рис. Б.34 дод. Б можна стверджувати, що із збільшенням $P_{уп}$ напір насоса знижується. Проте зниження напору знаходиться в діапазоні похибки лабораторного стенду. До того ж теоретичні дослідження, приведені в [14] стверджують зворотне. Можливо, дана особливість властива саме цьому конкретному насосу. Теоретично дана особливість пояснюється таким чином. При збільшенні тиску $P_{уп}$ знижується витрата через плаваюче кільце розташоване на задньому бурту ВК. Збільшується інтенсивність вихорів, які виникають між ротором і статором насоса. Вихори починають впливати на потік, який знаходиться в СЗ насоса. Тим самим збільшуючи гідравлічні втрати потоку, що і призводить до незначного зниження напору насоса. Дане питання потребує більше експериментального матеріалу, для того щоб зробити чіткий висновок по впливу на η величини тиску за плаваючим кільцем розташованим на задньому бурту ВК, яким автор цієї роботи на жаль не володіє.

Аналіз впливу тиску після плаваючого кільця, розташованого на задньому бурту ВК на ККД насоса проводився як за результатами розрахунків так і експериментів. На координатну площину наносилися значення по осі абсцис $P_{уп}$, а по осі ординат – ККД (див. рис. Б.35 дод. Б), після цього за допомогою аналітичних рівнянь визначалися межі мінімуму і максимуму, а також середнє значення. Аналізуючи дані (див. рис. Б.35 дод. Б) можна стверджувати, що із збільшенням $P_{уп}$ ККД насоса зростає. Цей факт підтверджений теоретично [18, 11]. Розрахункові дані мають досить непогану збіжність з експериментальними (рис. Б.35 дод. Б), проте розрахункова залежність – кубічна, а експериментальна залежність – квадратична. Максимальна різниця між розрахунковими і експериментальними усередненими значеннями ККД доходить до 0,7%. Це пояснюється тим, що при проведенні розрахунків гідравлічний і механічний ККД, а також напір насоса узяті постійними.

При проведенні проектних робіт по зміні $P_{уп}$ можна користуватися розрахунковими методами визначення ККД насоса. Проте необхідно мати на

увазі, що розрахункова методика дає деяке завищення результату в порівнянні з експериментом.

Для детальнішого аналізу отриманих експериментальних даних побудована залежність підвищення ККД $\Delta\eta_3$ від збільшення $P_{уП}$, (див. рис. Б.36 дод. Б). Ця залежність побудована по усередненим величинам ККД. Для побудови залежності $\Delta\eta_3$ від $P_{уП}$, величини $\Delta\eta_3$ визначені по формулі 2.8 де $\Delta\eta_3$ були прирівняні до $\Delta\eta_1$. Величини $P_{уП}$ визначені по формулі 2.11. Представлена залежність зниження ККД $\Delta\eta_4$ від зменшення $P_{уП1}$, (див. рис. Б.37 дод. Б), побудована по усередненим величинам ККД. Для побудови залежності $\Delta\eta_4$ від $P_{уП1}$, величини $\Delta\eta_4$ визначені по формулі 2.9, де $\Delta\eta_4$ були прирівняні до $\Delta\eta_1$. Величини $P_{уП1}$ визначені по формулі 2.12

$$P_{уП1} = \frac{P_{уП \min}}{P_{уП \text{ тек}}} \quad (2.12);$$

де $P_{уП \min}$ – мінімальне значення $P_{уП1}$; $P_{уП \text{ тек}}$ – поточне значення $P_{уП1}$.

Нижче приведені формули 2.13 і 2.14 які були отримані по даним рис. Б.36 і Б.37 дод. Б для визначення $\Delta\eta_3$ і $\Delta\eta_4$ відповідно, при відомих величинах $P_{уП}$ і $P_{уП1}$.

$$\Delta\eta_3 = 1,69 \cdot 10^{-5} \cdot P_{уП}^2 - 3,62 \cdot 10^{-3} \cdot P_{уП} + 0,198 \quad (2.13);$$

$$\Delta\eta_4 = 1,96 \cdot 10^{-4} \cdot P_{уП1}^2 - 0,01232 \cdot P_{уП1}^2 + 99,27 \quad (2.14).$$

Формули 2.15 і 2.16 отримані вперше.

2.4 Вплив конструктивних параметрів на гідравлічний ККД НО РРД №2

Проаналізовано вплив конструктивних параметрів і виділено прямі і непрямі зміни, які впливають на η_g і на загальний ККД насоса. До прямих змін параметрів відносяться 3, 4, 5, 8 і 9, а до непрямих змін – 6, 7 і 16 згадані в підрозділі 2.1. Непрямі зміни параметрів стосуються як $\eta_{об}$ так і η_g насоса.

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД шнека змінного кроку.

Аналіз, проводився за результатами експериментальних досліджень насосів ТНА, РРД №2, №3 і №7. параметри яких приведені в табл. Д.1 дод. Д.

Конструкція насосів ТНА РРД №3 відповідає прототипу, за винятком установки шнека постійного кроку, який відрізняється від шнеку змінного кроку тільки кроком на вході і на виході. Крок шнеків з постійним кроком складає $S_{\text{const}} = 0,016$ м – для НП і $S_{\text{const}} = 0,0168$ м – для НО ТНА РРД №3. Крок шнеків зі змінним кроком складає $S_1 = 0,013$ м, $S_2 = 0,0238$ – для НП і $S_1 = 0,014$ м, $S_2 = 0,024$ для НО ТНА РРД №3. Конструкція насосів ТНА РРД №7 відповідає прототипу, за винятком установки шнеків змінного кроку, які відрізняються від шнеків постійного кроку тільки кроком на виході. Крок шнеків з постійним кроком складає $S_{\text{const}} = 0,018$ м – для НП і $S_{\text{const}} = 0,0198$ м – для НО ТНА РРД №7. Крок шнеків зі змінним кроком складає $S_1 = 0,018$ м, $S_2 = 0,027$ м – для НП і $S_1 = 0,0198$ м, $S_2 = 0,03$ м – для НО ТНА РРД №7. Конструкція НП ТНА РРД №2, відповідає прототипу, за винятком наступних відмінностей:

1. Двухступеневого шнека змінного кроку $S_1 = 0,024$ м, $S_2 = 0,047$ м ;
2. Шнека постійного кроку із збільшеним діаметром на виході на 12,7 % відносно прототипу;
3. ВК, виготовлене механічною обробкою з подальшим припаюванням покривного диска;
4. ВК, виготовлене методом 3-D друку.

Порівняльний аналіз впливу на \dot{H} насоса застосування шнеків постійного і змінного кроку і двухступеневого шнеками змінного кроку проводився за експериментальними даними. Ці дані використані при проведенні розрахунків для визначення \dot{H} насосів. Потім були побудовані графіки по осі абсцис у яких відкладені порядковий номер експериментального дослідження, а по осі ординат – \dot{H} . Для насосів ТНА РРД №3 і №7 графіки приведені на рис. Б.38...Б.41 дод. Б. Для НП ТНА РРД №2 – на рис. Б.42 дод. Б по осі абсцис якого відкладені порядкові номери експериментального дослідження, а по осі ординат – напір приведений до квадрата частоти обертання ротора насоса.

По даним з на рис. Б.38...Б.41 дод. Б можна стверджувати, що \dot{H} насосів з шнеками змінного кроку вищі, ніж для насосів з шнеками постійного кроку. Збільшення \dot{H} насосів з шнеками змінного кроку складають:

РРД №3

- для НО від 0,0133 до 0,025 (від 2,2 до 4,2 %);
- для НП від 0,0043 до 0,0105 (від 0,6 до 1,64 %);

РРД №7

- для НО до 0,00827 (до 1,31 %);
- для НП від 0,0063 до 0,0173 (від 0,9 до 2,7 %).

Дані представлені на рис. Б.42 дод. Б демонструють, що приведений напір насоса з шнеком постійного кроку вище за приведені напори насосів з двухступеневим шнеком змінного кроку і шнеком змінного кроку. Збільшення приведенного напору насоса складає – 1,4% в порівнянні з шнеком змінного кроку і до 0,9% в порівнянні з двухступеневим шнеком змінного кроку [68]. Дана особливість пояснюється тим, що шнек постійного кроку має більший зовнішній діаметр на виході. Різниця між величинами приведених напорів насосів укомплектованих двухступеневими шнеками змінного кроку і насоса, укомплектованого шнеком змінного кроку, пояснюється технологіями виготовлення ВК.

Порівняльний аналіз впливу на ККД насоса застосування шнеків постійного і змінного кроку, а також двухступеневого шнеками змінного кроку проводився за експериментальними даними. За результатами аналізу побудовані графіки по осі абсцис, у яких відкладені порядковий номер експериментального дослідження, а по осі ординат – ККД насоса. Для насосів ТНА РРД №2, №3 і №7 графіки приведені на рис. Б.43...Б.47 дод. Б.

По даним з на рис. Б.43...Б.47 дод. Б видно, що ККД насосів з шнеками змінного кроку вищі, ніж для насосів з шнеками постійного кроку. Збільшення ККД насосів, з шнеками змінного кроку складають:

- для НО ТНА РРД №3 до 0,3 %;

- для НП ТНА РРД №3 до 1,3 %.
- для НП ТНА РРД №7 до 0,7.
- для НП ТНА РРД №2 до 0,9.

При застосуванні шнека змінного кроку для НО ТНА РРД №7 збільшення ККД майже не відбувається. Даний факт пояснюється вибором не оптимального кроку шнека на виході. Це підтверджується тим, що приріст напору найменший серед всіх досліджуваних насосів [69].

Підвищення ККД НО РРД тягою 200000 Н при застосуванні шнека зі змінним кроком підтверджено результатами CDF розрахунків. Застосування шнека змінного кроку збільшує ККД насоса на 1,3 %.

Зниження ККД насоса, укомплектованого двухступеневим шнеком змінного кроку в порівнянні з насосами укомплектованими шнеками змінного і постійного кроку пов'язано з його конструктивними особливостями. Конструктивно складений шнек складається з двох шнеків різного кроку. У місці їх стикування відбувається різка зміна кроку шнека, так само витки шнеків неможливо ідеально зістикувати. В результаті цього в місці стикування виникають вихори, які призводять до зниження ККД насоса.

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД зазору між язиком СЗ і ВК.

Аналіз впливу на коефіцієнт напору і ККД насоса двигуна №2 зміни зазору між язиком СЗ і ВК насоса проводився за експериментальними даними. Ці дані були отримані при видаленні як лопаток ВК із збереженням величини дисків так і при видаленні і лопаток і дисків спільно. Результати експериментальних досліджень всесторонньо аналізувалися, а також порівнювалися з рекомендаціями, які представлені в літературі [61, 70]. Результати аналізу використані при проведенні розрахунків для отримання \dot{H} насосів. Був побудований графік (див. рис. Б.48 дод. Б) по осі абсцис якого відкладений відносний зазор $\delta_{\text{опт}}$, визначений за формулою 2.15 з [61] а по осі ординат – \dot{H} .

$$\delta_{\text{опт}} = \frac{\delta_p}{R_{ц.к.}} \quad (2.15)$$

де: δ_r – радіальний зазор між язиком СЗ і лопатками ВК; $R_{ц.к.}$ – радіус на якому закінчуються лопатки ВК.

Залежності \bar{H} від $\delta_{опт}$ (див. рис. Б.48 дод. Б) для насоса №1 відрізняються від залежностей для насосів №2, №3, №4, №5, №6 і №7. Це обумовлено пере-профілюванням проточної частини насосів №2, №3, №4 і №5, а у насосів №1, №6 і №7, проточна частина запозичена у прототипа. Проте для насосів №6 і №7 зменшений діаметр розташування язика СЗ. Коефіцієнт напору насоса знижуються із збільшенням зазору між язиком СЗ і лопатками ВК (див. рис. Б.48 дод. Б) для запозиченої у НО №1 і перепрофільованій проточних частин НО РРД №2. Для насосів №5 і №6 чіткої тенденції зниження \bar{H} із збільшенням зазору між язиком СЗ і лопатками ВК не спостерігається.

Для детальнішої оцінки впливу δ_r на \bar{H} насоса всебічно проаналізовані експериментальні дані, отримані для насосів №2, №3, №4 і №5. Результати експериментальних досліджень представлені на рис. 2.9 і описані аналітичними рівняннями для верхньої і нижньої границі, а також для середнього значення див. табл. 2.6. Рівняння в табл. 2.6 отримані вперше.

Аналізуючи експериментальні дані видно, що із збільшенням $\delta_{опт}$ від 0,05 до 0,09 \bar{H} насоса знижується з 0,595 до 0,577.

Таблиця 2.6 – Залежності для визначення \bar{H} НО РРД №2 при зміні $\delta_{опт}$ від 0,485 до 0,935.

	Рівняння для визначення \bar{H} насоса при зміні $\delta_{опт}$
Верхня границя	$\bar{H} = 33014 \cdot \delta_{опт}^4 - 10088 \cdot \delta_{опт}^3 + 1112,42 \cdot \delta_{опт}^2 - 53,12 \cdot \delta_{опт} + 1,54$
Нижня границя	$\bar{H} = -4593 \cdot \delta_{опт}^2 - 0,4785 \cdot \delta_{опт} + 0,5677$
Середнє значення	$\bar{H} = -710,73 \cdot \delta_{опт}^3 + 131,84 \cdot \delta_{опт}^2 - 8,2406 \cdot \delta_{опт} + 0,7663$

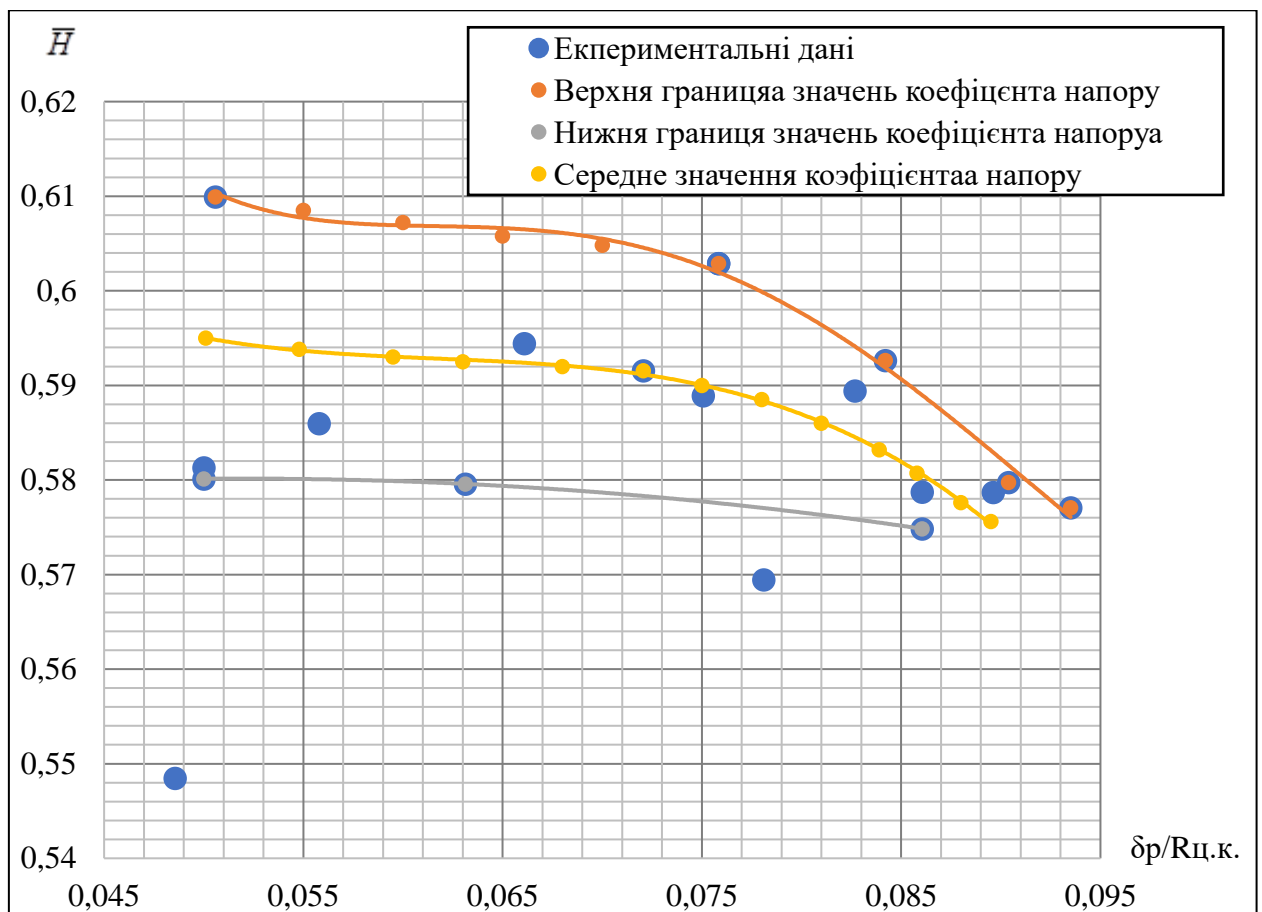


Рисунок 2.9 – Залежність \bar{H} НО ТНА РРД №2 с перепрофільованою проточною частиною від $\delta_{\text{опт}}$

За результатами експериментів був визначений вплив на ККД НО РРД №2 зміни $\delta_{\text{опт}}$. Для подальшого порівняльного аналізу побудовані графіки по осі абсцис яких відкладений $\delta_{\text{опт}}$, а по осі ординат – ККД. Дані приведені на рис. Б.49 дод. Б для насоса №1 відрізняються від решти, за рахунок того що, у насосів №2, №3, №4, №5, була перепрофільована проточна частина. По даним представленим на рис. Б.49 дод. Б можна констатувати, що для насосів №1, №2, №3, №4 і №5 ТНА РРД №2 їх ККД знижуються із збільшенням $\delta_{\text{опт}}$. Для насосів №6 і №7 такої залежності не має.

Більш детальна оцінка ККД НО ТНА РРД №2 при зміні зазору між язиком СЗ і ВК проведена за трьома категоріями:

1. Запозичена проточна частина від прототипа;

2. Запозичена проточна частина зі зменшеним діаметром розташування язика СЗ;

3. Перепрофільована проточна частина;

Для кожної категорії побудовані залежності зміни ККД при зміні $\delta_{\text{опт}}$ (див. рис. Б.50...Б.52 дод. Б). Проведено порівняння залежностей (див. рис. Б.50...Б.52 дод. Б) з рекомендаціями, для визначення оптимального зазору викладених в [61]. Значення для осі ординат визначені у відносних величинах по формулі 2.16.

$$\eta_5 = \frac{\eta_{\text{max}}}{\eta_{\text{тек}}} \quad (2.16)$$

де: η_{max} – максимальне значення ККД насоса; $\eta_{\text{тек}}$ – поточне значення ККД при поточному значенні зовнішнього діаметру лопаток ВК насоса.

За даними (див. рис. Б.50...Б.52 дод. Б) окрім насосів №6 і №7 ККД насосів знижується із збільшенням $\delta_{\text{опт}}$. Зниження ККД насосів пов'язане з тим, що рекомендації в [61] видані, ґрунтуючись на експериментах з низькообертovими високовитратними насосами хімічної промисловості. Режим роботи яких сильно відрізняється від режиму роботи насосів ТНА РРД [71].

Аналіз кривих (див. рис. Б.51 дод. Б) показує, що для насоса №6 ККД збільшується із збільшенням $\delta_{\text{опт}}$ а для насоса №7 ККД монотонно збільшується до значення $\delta_{\text{опт}} = 0,085$, а потім різко падає. Експериментальні дані зазначені вище суперечать один одному. Тому робити висновки на підставі цих даних для двох екземплярів НО №2 не можна. В подальшому аналізі дані для насосів №6 і №7 не розглядалися.

Експериментальні дані (див. рис. Б.49 дод. Б), були описані аналітичними рівняннями із зазначенням верхньої і нижньої границі, а також середнього значення ККД (див. рис. 2.10). Значення для осі ординат визначені по формулі 2.16. Верхня і нижня границі, а також середнє значення ККД описані рівняннями, представленими в табл. 2.7. Рівняння представлені в табл. 2.7 отримані вперше. Дані, які використовувалися для побудови рис. 2.9 використані для побудови рис. 2.11, значення для осі ординат визначені по формулі

2.17. Крива, представлена на рис. 2.11, визначається по формулі 2.18. Формула 2.18 отримана вперше.

Таблиця 2.7. Залежності для визначення ККД НО РРД №2 при зміні $\delta_{\text{опт}}$ від 0,51 до 0,94.

	Рівняння для визначення ККД насоса при зміні $\delta_{\text{опт}}$
Верхня границя	$\eta_{5в} = 234939569 \cdot \delta_{\text{опт}}^5 - 79360380 \cdot \delta_{\text{опт}}^4 + 10542558 \cdot \delta_{\text{опт}}^3 - 690252,74 \cdot \delta_{\text{опт}}^2 + 22314,1 \cdot \delta_{\text{опт}} - 185,3$
Нижня границя	$\eta_{5н} = -1474,9 \cdot \delta_{\text{опт}}^2 - 101,16 \cdot \delta_{\text{опт}} + 98,656$
Середнє значення	$\eta_{5с} = 5130328 \cdot \delta_{\text{опт}}^4 - 1429751 \cdot \delta_{\text{опт}}^3 + 145444,38 \delta_{\text{опт}}^2 - 6458,7 \cdot \delta_{\text{опт}} + 206$

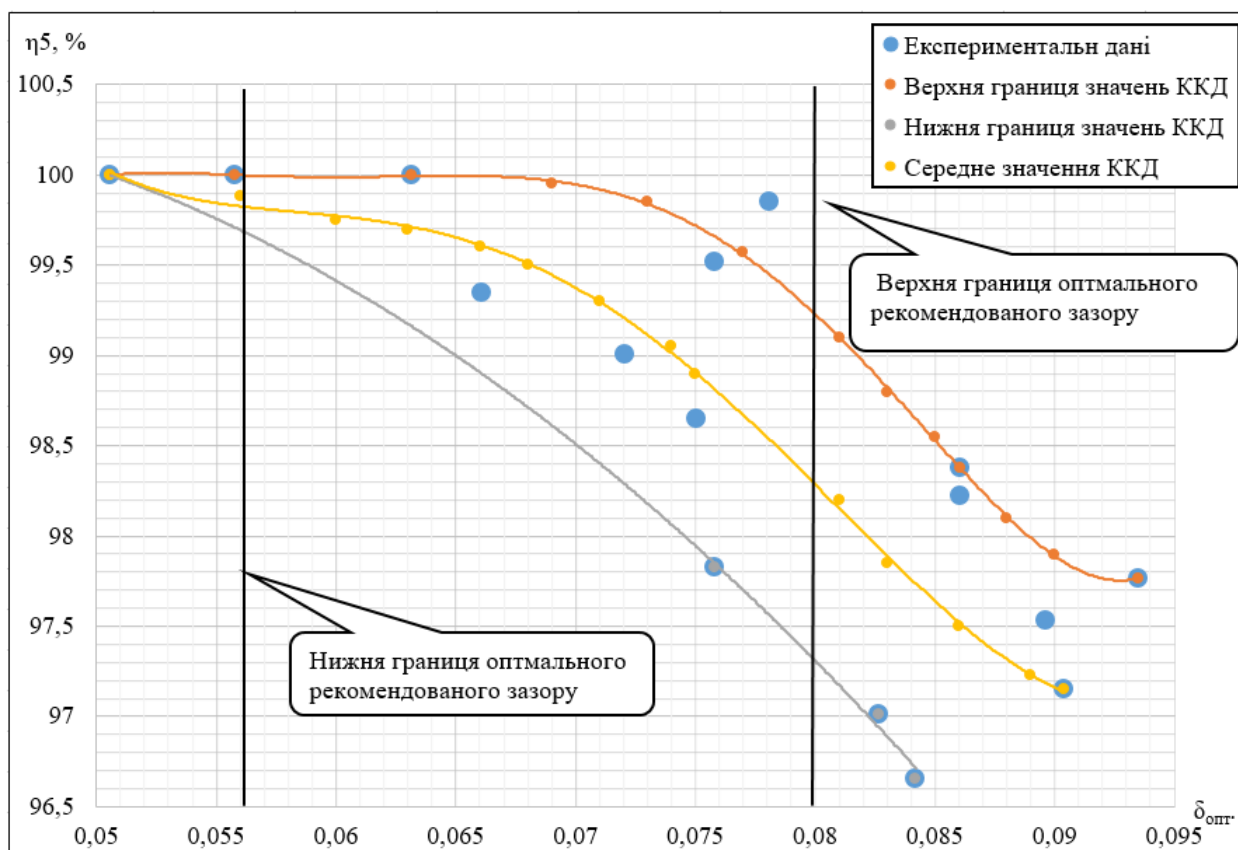


Рисунок 2.10 – Узагальнені залежності абсолютного ККД для НО ТНА РРД №2 з перепрофільованою проточною частиною від $\delta_{\text{опт}}$

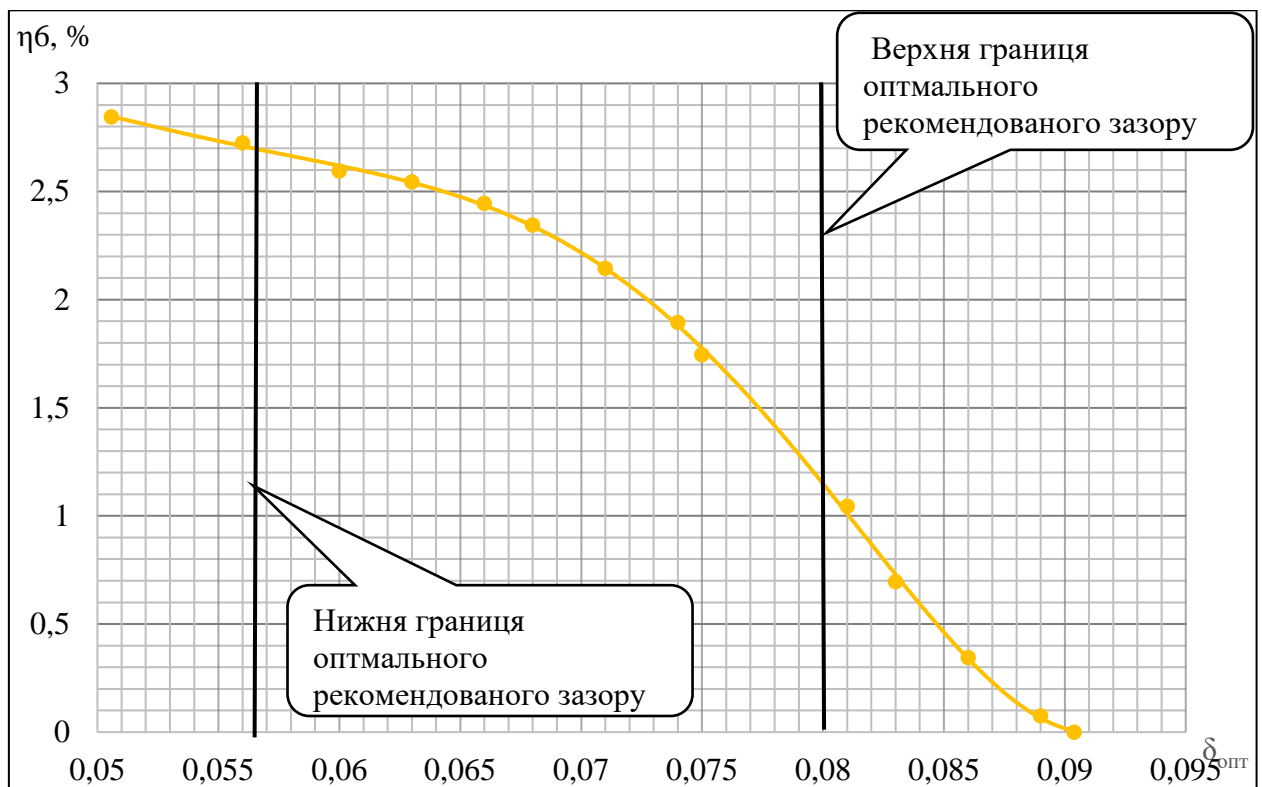


Рисунок 2.11 – Залежності зміни ККД НО ТНА РРД №2 з перепрофільованою проточною частиною від $\delta_{\text{опт}}$

$$\eta_6 = \eta_{\text{тек}} - \eta_{\text{min}} \quad (2.17)$$

де: η_{min} – мінімальне значення ККД насоса; $\eta_{\text{тек}}$ – поточне значення ККД при поточному значенні зовнішнього діаметру лопаток ВК насоса.

$$\eta_6 = 5130328 \cdot \delta_{\text{опт}}^4 - 1429751 \cdot \delta_{\text{опт}}^3 + 145444 \delta_{\text{опт}}^2 - 6458,7 \delta_{\text{опт}} + 108,88 \quad (2.18)$$

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД товщини лопаток ВК на виході

Аналіз впливу товщини лопаток ВК на виході на напір і ККД насосів ТНА РРД проводився для насосів ТНА РРД №2 і №12, параметри яких приведені в табл. Д.1 дод. Д. Конструкція насосів відповідає прототипу, за винятком товщини лопаток ВК на виході.

При зменшенні товщини лопаток ВК змінюється кут потоку на виході з ВК, який впливає на напір і ККД насоса [72]. Зменшення товщини лопатки проводилося, як з напірного, так і з боку всмоктування .

За результатами експериментальних досліджень насосів ТНА РРД №2 і №12 побудовані залежності підвищення напору насоса при зменшенні товщини лопаток ВК див. рис. Б.53 дод. Б. Для насосів ТНА РРД №12 товщина лопаток ВК на виході зменшувалася за рахунок всмоктуючої сторони. Для НО ТНА РРД №2 товщина лопаток ВК на виході зменшувалася за рахунок напірної і всмоктуючої сторін лопаток (насос №1); напірної сторони (насоса №2).

Лопатки на виході ВК насосів ТНА РРД №2 і №12 мали номінальну товщину до початку експериментальних робіт. Виключенням є НІ ТНА РРД №12 товщина лопаток якого вже була зменшена ~ на 35% від номінального розміру з всмоктуючої сторони.

Аналізуючи залежності, приведені на рис. Б.53 дод. Б видно, що зменшення товщини лопаток ВК приводить до незначного підвищення напора насоса. Різниця майже в 1 % (для однакової товщини лопаток ВК на виході) між даними для насоса №1 і насоса №2 (НО ТНА РРД №2) пояснюється різними діаметрами лопаток ВК на виході, яка складає 3,3% (у насоса №1 діаметр лопаток ВК на виході більше).

Незначний приріст напору НІ ТНА РРД №12 мабуть пов'язаний з наступним: кутом установки лопаток ВК на виході, кількість лопаток ВК і геометричними співвідношеннями між розмірами відводу [73].

Залежності зміни напору НО ТНА РРД №2 і №12 схожі між собою, але конструкція і розмірність насосів сильно відрізняється.

Оцінка впливу товщини лопаток ВК насосів ТНА РРД №2 і №12 на їх ККД проводилася за результатами експериментальних досліджень і приведена в табл. Б.2 дод. Б. Як видно з табл. Б.2 дод. Б для деяких насосів зменшення товщини лопаток ВК на виході ККД збільшується, а для інших зменшується. Для визначення впливу товщини лопаток ВК на ККД насоса необхідно розглядати кожен конкретний випадок окремо.

Зменшення товщини лопаток ВК з напірного боку на 40% від номіналу для НО РРД №2 (насос №1) підвищило його ККД на 1,8 %. Подальше зменшенні товщини лопаток з боку всмоктування до 60% від номіналу, понизило його ККД на 1,1 %. Дані по насосу №2 мають такий же характер.

Зменшення товщини лопаток ВК з боку всмоктування на 56,3% від номіналу, збільшило ККД НО ТНА РРД №12 на 1,1 %.

Зменшення товщини лопаток ВК з боку всмоктування на 23,1% від наявної товщини не змінив ККД НП ТНА РРД №12. Подальше зменшення товщини лопаток ВК з боку всмоктування до 53,9% сумарно від початкової наявної товщини, знизило ККД насоса на 0,4 %.

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД наявності перепускних отворів в провідному диску ВК.

Аналіз впливу перепускних отворів у провідному диску ВК на напір і ККД насосів ТНА РРД проводився за результатами експериментальних досліджень чотирьох екземплярів НО ТНА РРД №2; трьох екземплярів НО і двох екземплярів НП ТНА РРД №5. Параметри цих насосів приведені в табл. Д.1 дод. Д. Конструкція насосів відповідає прототипу, за винятком наявності або відсутності перепускних отворів у провідному диску ВК. У провідних дисках ВК виконувалися перепускні отвори. Число отворів відповідало кількості лопаток ВК. Отвори виконувалися трохи вище за втулку ВК, приблизно на діаметрі розташування точки з'єднання лопатки з провідним диском. Після цього експерименти повторювалися.

За результатами експериментальних досліджень побудовані графіки по осі абсцис, яких відкладені порядковий номер екземпляра насоса, а по осі ординат – напір, поділений на квадрат частоти обертання ротора насоса або ККД насоса. Для насосів ТНА РРД №2 і №5 графіки приведені на рис. Б.54...Б.59 дод. Б. По даним представленим на рис. Б.54...Б.59 дод. Б можна констатувати, для НО наявність або відсутність перепускних отворів в провідному диску ВК

не впливає на приведений напір і підвищує ККД до 3,3% [74]. Приведений напір НП ТНА РРД №5 збільшується від 2 до 2,6% [74], у якого відсутні отвори в провідному диску ВК, ККД при цьому залишається незмінним. Проте, щоб однозначно стверджувати про те що ККД залишається незмінним необхідно більше експериментальних даних, яких автор нажалі немає.

Факт зменшення приведенного напору для НП можна пояснити тим, що він більш чутливий до зміни витрати через ВК (наявність перепускних отворів) і воно починає працювати не на розрахунковому режимі.

Факт підвищення ККД для НО пояснюється наступним. Потік, який потрапляє через перепускні отвори переміщується з основним потоком за рахунок чого зменшує втрати енергії при взаємодії основного потоку з пристінковим шаром рідини. Також потік, який потрапляє, в проточну частину ВК через перепускні отвори, знижує інтенсивність вихорів і зменшує відриви потоку на всмоктуючій стороні лопатки. Граничні умови режиму течії через перепускні отвори при якому зростає ККД наступні:

- величина співвідношення між витратою через перепускні отвори і витратою через насос повинна знаходитись у діапазоні від 0,012 до 0,019.
- співвідношення між швидкістю течії у перепускних отворах і коловою швидкістю на діаметрі розташування перепускних отворів повинно знаходитися у діапазоні від 0,0775 до 0,097 [74].

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД величини діаметра входу у ВК.

Аналіз впливу діаметру входу ВК на напір і ККД насосів ТНА РРД проводився за результатами експериментальних досліджень двох екземплярів НП ТНА РРД №4. Конструкція насосів відповідає прототипу, за винятком наявності спеціальної вставки на вході у ВК і шнека зі зменшеним діаметром на виході.

Експериментальні дослідження проводилися таким чином. Спочатку експериментально досліджувалися прототипи насоси №1 і 2 (рис. Б.60 а дод. Б). А потім вони модернізувалися (рис. Б.60 б дод. Б) і експериментально

досліджувалася. За результатами експериментальних досліджень побудовані графіки по осі абсцис у яких відкладені номери експериментального дослідження насосів, а по осі ординат – напір насоса, поділений на квадрат частоти обертання його ротора або ККД насоса. Графіки представлені на рис. Б.61 і Б.62 дод. Б.

По даним представленим на рис. Б.61 і Б.62 дод. Б можна констатувати, що при зменшенні входу ВК (коефіцієнт діаметру входу у ВК зменшений з $K_{D_0} = 6,85$ до $K_{D_0} = 6,31$) відбувається збільшення приведенного напору насоса до 1,7 % і ККД насоса до 3%, що співпадає з даними [10, 75].

Підвищення приведенного напору і ККД насосів, укомплектованих ВК із зменшеним діаметром входу пояснюється наступним. При зменшенні діаметру входу у ВК знижується інтенсивність зворотних потоків на вході, за рахунок чого знижуються гідравлічні втрати у ВК, що і приводить до зростання приведенного напору і ККД.

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД кількості лопаток ВК.

Аналіз впливу кількості лопаток ВК на напір і ККД насосів ТНА РРД проводився за результатами експериментальних досліджень восьми екземплярів НО ТНА РРД №2, та двох екземплярів НО ТНА РРД №6. Конструкція насосів ТНА РРД №2 відповідає прототипу, за винятком числа лопаток ВК, і зменшеним на 4% діаметром початку додаткових лопаток. Прототип (НО ТНА РРД №2) має 6 основних і 6 додаткових лопаток ВК. Експериментальна конструкція насоса має 5 основних і 5 додаткових лопаток ВК.

Порівняльний аналіз для НО ТНА РРД №2 проведений, за даними рис. Б.63 і Б.64 дод. Б, по осі абсцис у яких відкладені номери екземплярів насоса, а по осі ординат – \bar{H} , або ККД насоса. Порівняльний аналіз для НО ТНА РРД №6 проведений, по даним табл. Б.3 і Б.4 дод. Б.

По даним з рис. Б.63 і Б.64 і в табл. Б.3 дод. Б можна констатувати, що зменшення кількості лопаток ВК насоса (з 6 основних і 6 додаткових на 5 основних і 5 додаткових) зменшує його \bar{H} , і не впливає на ККД для НО ТНА РРД

№2. Для НО ТНА РРД №6 при виключенні додаткових лопаток ВК \dot{H} знизився на 0,011, а для НО ТНА РРД №2 спостерігається розкид \dot{H} , який досягає 0,044. Дані приведені табл. Б.4 дод. Б демонструють, що зменшення кількості лопаток ВК зменшує і ККД НО ТНА РРД №6 на 1,5 %. Дане твердження підтверджується [76 і 77] і пояснюється профілем лопаток ВК, кут установки на виході яких близький до 90 градусів. У зв'язку з цим, потік на виході з ВК зі всмоктуючого боку лопатки відривається і утворює зону відриву потоку (див. рис. 2.12). Так само в міжлопатевому каналі ВК присутня зона вихрового руху, яка виникає із-за зворотних токів. Всі вищенаведені чинники знижують ККД НО ТНА РРД №6 з ВК, у якого відсутні додаткові лопатки [78, 79]

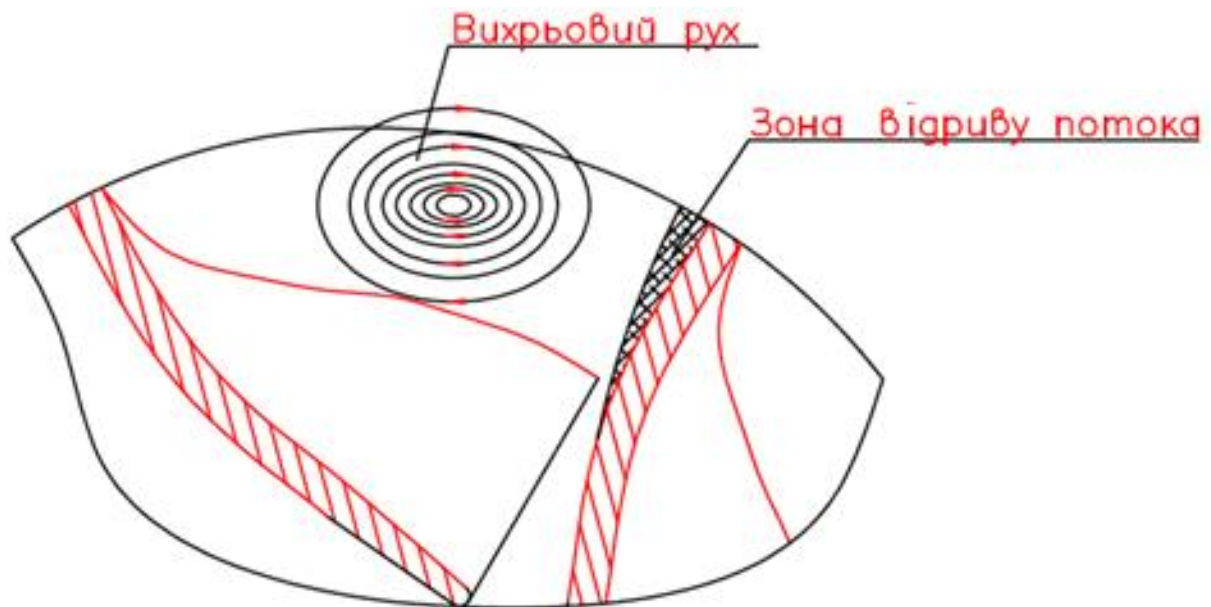


Рисунок 2.12 – Модель течії у ВК НО РРД №6 у якого відсутні додаткові лопатки.

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД конструктивних параметрів плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту ВК.

Всебічний аналіз впливу на напір і ККД насосів ТНА РРД конструктивних параметрів плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту ВК проводився за результатами експериментальних досліджень шести екземплярів НО ТНА РРД №4. Конструкція насосів відповідає прототипу, за винятком

трьох екземплярів, у яких модернізовані конструкційні параметри плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту ВК. Прототип і експериментальна конструкції зображені на рис. Б.65 і Б.66 дод. Б.

Для проведення всебічного аналізу побудовані графіки по осі абсцис у яких відкладені номери екземплярів насоса, а по осі ординат – напір насоса, поділений на квадрат частоти обертання ротора насоса або ККД. Графіки приведені на рис. Б.67 і Б.68 дод. Б.

При модернізації конструктивних параметрів плаваючого кільця, приведений напір експериментальної конструкції насоса (екземпляри №2 і №3) нижче ніж прототипу, а ККД залишається незмінним (див. рис. Б.67 і Б.68 дод. Б). Зниження приведенного напору модернізованої конструкції знаходиться в діапазоні від $0,075 \cdot 10^4$ до $0,415 \cdot 10^4$ Дж·с²/кг (від 1 до 5,7 %). Це пояснюється тим, що у екземплярів №2 і №3 (змінені конструктивні параметри плаваючого кільця), зовнішній діаметр ВК менше ніж у прототипу. Величина ККД екземпляра насоса №1 випадає із загальної статистики. Можливо дане експериментальне дослідження було проведене з порушенням. Але щоб це остаточно стверджувати потрібно більше експериментальних даних якими автор даної роботи нажалі не володіє. Можна констатувати що зміна конструкційних параметрів плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту ВК не впливає на приведений напір і ККД насосів ТНА РРД.

Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД зовнішнього діаметру шнека.

Аналіз впливу на напір і ККД насосів ТНА РРД зовнішнього діаметра шнека на вході проводився розрахунковим шляхом на номінальному режиму роботи НО ТНА РРД №2, при цьому змінювався лише зовнішній діаметр шнека на вході.

При зміні зовнішнього діаметру шнека змінювався і розрахунковий діаметру шнека на вході D_p який визначається по формулі 2.19 узятую з [80]. По величині D_p розраховується теоретичний напір шнека $H_{т.ш}$ який визначається

по формулі 2.20 узятою з [81]. А по величині $H_{т.ш}$ визначається $H_{ш}$ по формулі 2.21 узятою з [10].

$$D_p = \sqrt{\frac{D_{ш}^2 + d_{вт.ш}^2}{2}} \quad (2.19);$$

де $D_{ш}$ – зовнішній діаметр шнека на вході; $d_{вт.ш}$ – діаметр втулки шнека.

$$H_{т.ш} = 0,25 \cdot D_p^2 \cdot \omega^2 \cdot (1 - q_1) \quad (2.20);$$

де q_1 – витратний параметр шнека.

$$H_{ш} = H_{т.ш} \cdot \eta_{ш} \quad (2.21)$$

де $\eta_{ш}$ – гідравлічний ККД шнека.

За результатами розрахунків побудовані залежності зміни напору шнека поділеного на квадрат частоти обертання ротора насоса і його ККД при зміні $K_{Dш0}$ яка представлена на рис. Б.69 і Б.70 дод. Б з вказаним рекомендованим діапазоном $K_{Dш0}$ [11 і 80].

При зміні $K_{Dш0}$ від 6,03 до 8,01 приведений напір шнека збільшується в діапазоні від 8,36 до 14,67 Дж·с²/кг (на 75,5% від мінімального значення), а ККД шнека зменшується в діапазоні від 57,9 до 43,7 % (на 14,2%). Отримані залежності для визначення приведенного напору шнека і його ККД, які описані аналітичними рівняннями 2.22 і 2.23, які отримані вперше.

$$H/\omega^2 = -0,3055 \cdot K_{Dш0}^2 + 7,494 \cdot K_{Dш0} - 25,754 \quad (2.22)$$

$$\eta_{ш} = 0,7196 \cdot K_{Dш0}^2 - 17,34 \cdot K_{Dш0} - 136,4 \quad (2.23)$$

2.5 Вплив конструктивних параметрів на дисковий ККД НО РРД №2

На $\eta_{дис.}$ насоса впливають наступні чинники:

- Параметри режиму (ω , Q і теоретичний напір);
- Фізичні властивості робочого тіла (густина і в'язкість);
- Конструктивні параметри проточної частини (D_2);
- Витоки через ущільнення, розташовані по буртах ВК.

Чинники 1 і 2 це вхідні данні і не можуть бути змінені за бажанням розробника насоса. Зовнішній діаметр ВК в основному залежить від N і ω , ще на нього впливає η_{Γ} насоса, кут установки лопатки на виході і ширина ВК на виході та ін. Зазор між буртами ВК і ущільненням – це основний чинник, що впливає на витoki через ущільнення [82].

Однією з конструктивних змін НО ТНА РРД №2, є зміна D_2 для забезпечення потрібного напору. У табл. Б.5 дод. Б приведені величини діаметра дисків ВК і $\eta_{\text{дис.}}$ НО ТНА РРД №2. Величини $\eta_{\text{дис.}}$ визначені розрахунковим шляхом [83] з використанням експериментальних даних.

За даними табл. Б.5 дод. Б отримані залежності які представлені на рис. Б.71 і рис. 2.13. Залежність приведена на рис. рис. 2.13 описується аналітичним рівнянням 2.24, яке отримано вперше.

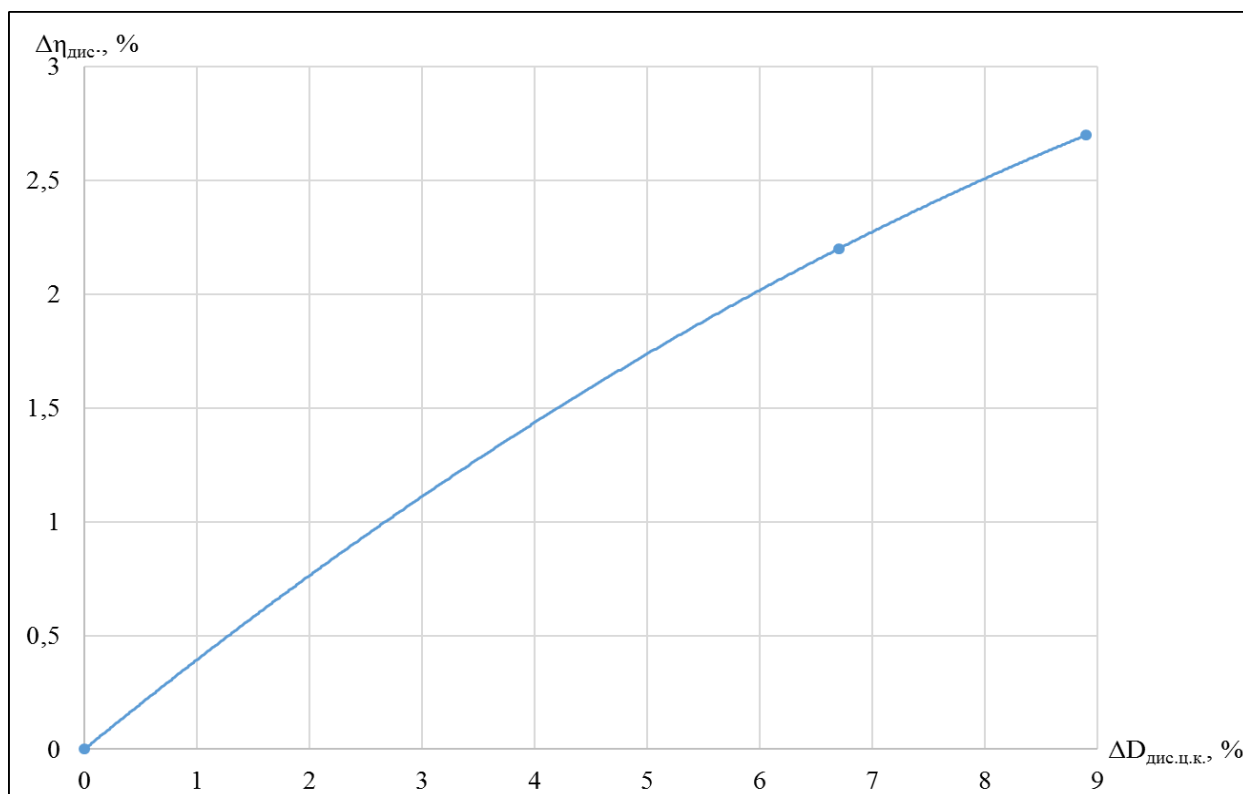


Рисунок 2.13 – Залежність підвищення дискового ККД НО ТНА РРД №2 при зменшенні зовнішнього діаметру дисків його ВК

$$\Delta\eta_{\text{дис.}} = -0,0114 \cdot \Delta D_{\text{дис.ц.к}}^2 + 0,0404 \cdot \Delta D_{\text{дис.ц.к}} \quad .(2.24)$$

де $\Delta D_{\text{дис.ц.к}}$ – величина на яку зменшується $D_{\text{дис.к.}}$ порівняно з прототипом у відсотках.

2.6 Вплив конструктивних параметрів НО ТНА РРД №1 і №2 на потужність споживану ротором насоса без урахування ВК і шнеку

Механічні втрати потужності НО ТНА РРД №1 і №2 у товарній комплектації, складається з наступних втрат потужності:

- на підшипниках ротора;
- на торцевих ущільненнях;
- на манжетах.

При проведенні експериментальних досліджень конструкція насоса прототипа відрізняється від конструкції НО ТНА РРД №2 наявністю двох манжет замість торцевого ущільнення і манжети. Дана відмінність впливає на споживану потужність пакетом ротора, проте її величина менше похибки вимірювання лабораторного стенду і нею можна нехтувати.

Необхідно відзначити, що НО ТНА РРД №2 відрізняється від насоса прототипу вищою частотою обертання і збільшеною витратою через упорний підшипник. Розрахунковим шляхом з використанням експериментальних даних визначені потужності споживані пакетом ротора для НО ТНА РРД №1 і №2, представлені в табл. 2.8.

Таблиця 2.8 – Величини споживаної потужності роторів без урахування потужності ВК і шнека для НО ТНА РРД №1 і №2

	Споживана потужність пакетом ротора, кВт
Насос двигуна №1	11,7
Насос двигуна №2 (I і II етапи відпрацювання)	14,0
Насос двигуна №2 (III етап відпрацювання)	14,4

Висновки по розділу 2

1. За результатами всебічного аналізу розрахункових і експериментальних даних отримані рівняння для визначення \dot{H} і ККД при зміні запропонованого зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК для 7 типорозмірів насосів ТНА РРД в діапазоні n_s від 22,4 до 78,8. Різниця між розрахунковими і експериментальними даними доходить до 1,5% абсолютного значення.

2. Зміна діаметру буртів ВК насосів ТНА РРД на 21% – не впливає на їх приведений напір і ККД. Зменшення діаметру заднього бурта ВК НП ТНА РРД №7 на 21% при проведенні експериментальних досліджень зменшує розкид ККД насоса на 1,4%.

3. Зміна схеми охолодження і змащення неупорного підшипника не впливає на ККД НО ТНА РРД №2

4. Збільшення тиску після плаваючого кільця, розташованого задньому бурту ВК на $\sim 3,5$ рази призводить до зростання ККД насоса \sim на 1%.

5. Застосування шнека змінного кроку замість шнека постійного кроку для насосів ТНА РРД збільшує ККД насоса на 1,3% і \dot{H} на 4,2 %.

6. Збільшення зазору між язиком СЗ і лопатками ВК від 0,0501 до 0,0895 знижує \dot{H} з 0,595 до 0,576. Також знижується ККД на 2,8 % при збільшенні вищезазначеного зазору в діапазоні від 0,0506 до 0,0904.

7. Зменшення товщини лопаток ВК насоса ТНА РРД з боку всмоктування \sim у 2 рази від номінальної, підвищує напір на 3,3% і ККД на 2,7 %.

8. Наявність або відсутність перепускних отворів в провідному диску ВК не впливає на приведений напір НО ТНА РРД №2 і №5, але підвищує напір НП ТНА РРД №5 на 2,6 %. Наявність перепускних отворів в провідному диску ВК насосів РРД підвищує їх ККД на 3,3% при виконанні наступних граничних умов:

- величина співвідношення між витратою через перепускні отвори і витратою через насос повинна знаходитись у діапазоні від 0,012 до 0,019;

- співвідношення між швидкістю течії у перепускних отворах і коловою швидкістю на діаметрі розташування перепускних отворів повинно знаходитися у діапазоні від 0,0775 до 0,097.

9. Зменшення діаметру входу у ВК (від $K_{D_0} = 6,85$ до $K_{D_0} = 6,31$) підвищує приведений напір насоса на 1,7% і ККД на ~ 3%.

10. Зменшення числа лопаток ВК:

- з 12 до 10 для НО ТНА РРД №2 знижує його \dot{H} на 0,016 (2,8%) і не впливає на його ККД.

- з 12 до 6 для НО ТНА РРД №6 приводить до зниження \dot{H} на 0,011 (1,8%) і ККД на 1,5 %.

11. Зміна конструктивних параметрів плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту ВК не впливає на приведений напір і ККД насоса.

12. Збільшення $K_{D_{ш0}}$ від 6,03 до 8,01 (зміна діаметру шнека на вході) підвищує приведений напір шнека на 75,5%, але знижує ККД на 14,2%.

13. Зменшення зовнішнього діаметру дисків ВК НО ТНА РРД №2 на 8,9% підвищує $\eta_{\text{дис.}}$ на 2,7%.

14. Збільшення ω на 6,3 % підвищує його споживану потужність на 2 кВт (16,8%) без урахування потужності шнека і ВК.

РОЗДІЛ 3 АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ НА КАВІТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСІВ ТНА РРД

Явище кавітації властиво всім лопатевим машинам робочим середовищем, яких є рідина [84]. При певному поєднанні вхідного тиску, витрати і частоти обертання ротора, в лопатевій машині може виникнути кавітація [85, 86].

Кавітація приводить до падіння основних характеристик насосів, а також пошкоджує їх проточну частину [11]. В рази підвищується пульсація тиску на виході з насоса і вібрація [87]. Особливо це небезпечно для камер РРД, оскільки пульсація тиску приводить до нестійкого горіння і виникнення низько і високочастотних коливань камери.

Кавітаційну досконалість насоса визначають по величині кавітаційного коефіцієнта швидкохідності $C_{\text{кр}}$, який визначається по формулі 3.1 [11, 81]. Чим більше $C_{\text{кр}}$, тим більш досконалим вважається насос з точки зору виникнення кавітації [80].

$$C_{\text{кр}} = \frac{193,3 \cdot \omega \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h_{\text{кр}}^{0,75}} \quad (3.1)$$

Для підвищення антикавітаційних якостей відцентрового насоса перед ВК, встановлюють шнек. Застосування шнека дозволяє, збільшити діапазон $C_{\text{кр}}$ 800...1500 [11, 80] (для відцентрових насосів) на діапазон $C_{\text{кр}}$ 3000...4500 [81, 13] (для шнековідцентрових насосів). Як видно з приведених даних установка шнека збільшує $C_{\text{кр}}$ більше ніж в три рази.

Всі шнековідцентрові насоси ТНА РРД працюють в передкавітаційному режимі. Це означає, що для цих насосів при роботі на номінальному (розрахунковому) режимі присутні кавітаційні явища.

Так само $C_{\text{кр}}$ залежить від правильного узгодження шнека і ВК [80]. У правильно спроектованому шнековідцентровому насосі спочатку відбувається кавітаційний зрив шнека, а потім ВК. Правильність узгодження шнека і ВК можна оцінити за допомогою перевірки виконання умов безсривної роботи ВК, яка характеризується безрозмірною величиною E , яка повинна лежати в діапазоні 0,1...0,15 [80, 11]. Величина E визначається по формулі 3.2 [11, 81]:

$$E = \frac{H_{\text{ш}} + \Delta h - \frac{C_{\text{mk1}}^2}{2} - \frac{C_{\text{Uk1}}^2}{2} - \lambda_k \cdot \frac{W_{\text{k1}}^2}{2}}{U_{\text{р}}^2} \quad (3.2)$$

де: C_{mk1} – середня меридіональна складова абсолютної швидкості потоку при вході на лопатки ВК; C_{Uk1} – середня колова складова абсолютної швидкості потоку при вході на лопатки ВК; λ_k – коефіцієнт кавітації ВК; W_{k1}^2 – квадрат відносної швидкості потоку при вході на лопатки ВК; $U_{\text{р}}^2$ – колова швидкість на розрахунковому діаметрі шнека.

3.1 Вплив конструктивних параметрів насоса на його кавітаційні характеристики при роботі на дегазованій рідині.

Даний підрозділ присвячується всебічному аналізу антикавітаційних якостей НО ТНА РРД №1 і №2, а також впливу конкретних конструктивних параметрів на антикавітаційні якості насосів ТНА РРД верхніх ступенів. Аналізувалися результати експериментальних досліджень насосів ТНА різних РРД, де змінено кожен конкретний конструктивний параметр порівняно до прототипу.

Антикавітаційні якості НО ТНА РРД №1 і №2, визначалися за результатами експериментальних досліджень трьох екземплярів НО ТНА РРД №1, п'яти екземплярів НО ТНА РРД №2. Результати експериментальних досліджень представлені в графічному вигляді на рис. В.1 і В.2 дод. В. Графіки являють собою залежність зміни приведенного напору від зміни кавітаційного запасу Δh на вході в насос. Приведений напір визначався по формулі 3.3 [88].

$$H_{\text{пр}} = \frac{H_{\text{изм}}}{H_{\text{изм.ном}}} \cdot 100\% \quad (3.3)$$

де: $H_{\text{изм}}$ – напір для кожної точки кавітаційної характеристики; $H_{\text{изм.ном}}$ – напір насоса в контрольній точці.

По вищенаведеній методиці побудовані всі кавітаційні характеристики представлені в дод. В. По характеру зміни $H_{\text{пр}}$ від кавітаційного запасу на вході в насос (рис. В.1 і В.2 дод. В) видно, що падіння $H_{\text{пр}}$ пов'язаного з кавітацією

для НО ТНА РРД №2 відбуватися не так різко як для НО ТНА РРД №1. Найбільш вірогідною причиною є те, що в НО ТНА РРД №2 зменшений $K_{D_0} = 5,412$ в порівнянні з прототипом $K_{D_0} = 6,064$ (див. рис. 3.1). Чорним кольором показана проточна частина прототипу, червоним кольором показана проточна частина НО ТНА РРД №2.

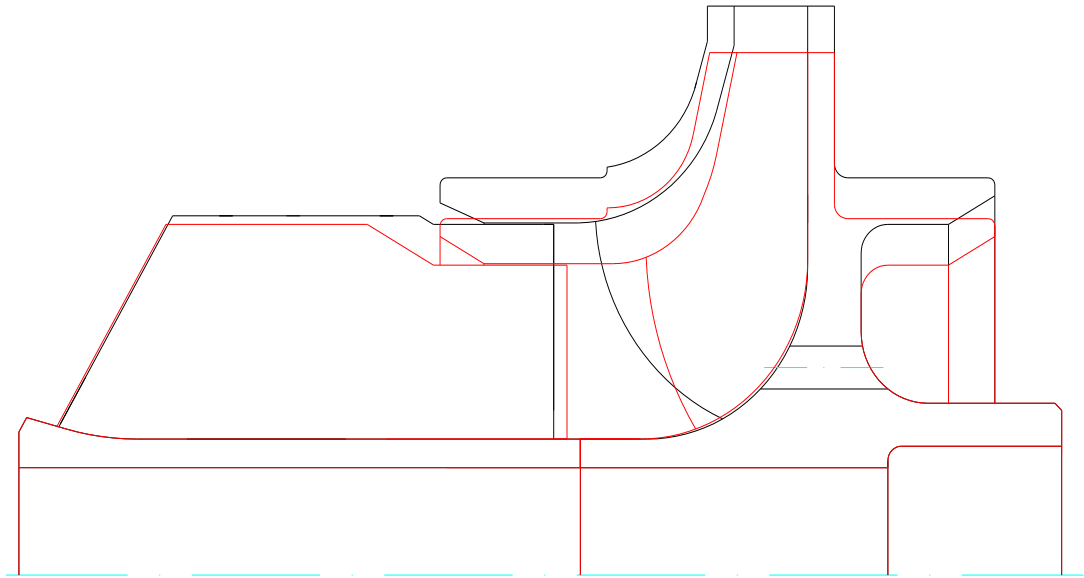


Рисунок 3.1. Порівняння проточних частин НО ТНА РРД №1 і №2.

При зменшенні K_{D_0} зменшується інтенсивність зворотних токів, які знижують напір і ККД насоса, але зменшують антикавітаційні якості насоса. У НО ТНА РРД №2 з $K_{D_0} = 5,412$ інтенсивність зворотних токів знизилася, в порівнянні з прототипом. Внаслідок чого $H_{\text{пр}}$ насоса більш чутливо реагує на зміну Δh . Падіння напору відбувається більш плавно, в порівнянні з прототипом. Це пов'язано з тим, що кавітаційна каверна починає заходити у ВК при більших значеннях Δh ніж у прототипа. З подальшим зменшенням Δh каверна плавно збільшується в об'ємі, що призводить до плавного зниження $H_{\text{пр}}$ НО ТНА РРД №2.

У НО ТНА РРД №1 з $K_{D_0} = 6,06$ інтенсивність зворотних токів більша ніж у НО ТНА РРД №2. Вони перешкоджають заходу кавітаційної каверни у ВК. Тому, $H_{\text{пр}}$ НО ТНА РРД №1 не знижується при значеннях Δh при яких

відбуватися зниження $H_{пр}$ НО ТНА РРД №2. Але досягши певного значення Δh коли зворотні токи вже не можуть перешкоджати заходу кавітаційної каверни у ВК. Відбувається різке збільшення об'єму кавітаційної каверни, що і приводить до різкішого падіння $H_{пр}$ в порівнянні з НО ТНА РРД №2.

Для визначення значень $C_{кр}$ НО ТНА РРД №1 і №2 використані їх кавітаційні характеристики, представлені на рис. В.3 і В.4 дод. В. Це ті ж характеристики, що приведені вище на рис. В.1 і В.2 дод. В, але збільшені в місці перегину (падіння напору насоса пов'язане з кавітаційними явищами) для точнішого визначення значення кавітаційного зриву.

Як рекомендує література по проведенню експериментальних досліджень насосів за величину кавітаційного зриву приймають падіння напору насоса на 3%, що відповідає другому критичному кавітаційному режиму. Другим кавітаційним режимом прийнято вважати точку на кавітаційній характеристиці, починаючи з якої, відбувається різке падіння всіх параметрів шнековідцентрового насоса [80, 61]. Фізично картина другого критичного кавітаційного режиму виглядає наступним чином. При настанні вищезазначеного режиму відбувається повний відрив робочого тіла при обтіканні лопаток шнека з різким падінням його напору. Шнек вже не виконує свої функції по забезпеченню необхідної енергії потоку, для безкавітаційної роботи ВК. Виникає кавітаційний зрив ВК, тобто настає зрив всіх параметрів шнековідцентрового насоса [11].

Величина кавітаційного зриву визначалася таким чином. На кавітаційній характеристиці, яка представлена в графічному вигляді, визначалася контрольна точка. Потім на кавітаційній характеристиці знаходилася точка, значення напору якої відповідало падіння напору на 3% від величини напору контрольної точки. Величина цієї точки по осі абсцис і є величина кавітаційного зриву насоса. Даний алгоритм використовувався для визначення $\Delta h_{зр}$ ТНА РРД результати експериментальних досліджень, яких представлені в даному розділі. Величини $\Delta h_{зр}$ і $C_{кр}$ для НО ТНА РРД №1 і №2 приведені в табл. В.1 і В.2 дод. В.

Як видно з табл. В.1 і В.2 дод. В $C_{кр}$ лежить в діапазоні від 4414 до 5114, – для НО ТНА РРД №1; для НО ТНА РРД №2 – у діапазоні від 4028 до 4272. Всі зміни конструктивних параметрів НО ТНА РРД №2 привели до погіршення його антикавітаційних властивостей в порівнянні з прототипом. Зменшення $C_{кр}$ лежить в діапазоні від 385 до 842 [89].

Далі буде детально представлений вплив на кавітаційні властивості шнековідцентрового насоса ТНА РРД кожної зміни конструктивного параметра які проводились з НО ТНА РРД №2 в порівнянні з прототипом.

Вплив на кавітаційні характеристики насосів ТНА РРД зазору між буртами ВК і плаваючими кільцями.

Аналіз проводився за експериментальними даними для насосів ТНА РРД №4, №6, №7, №8 і №9. Конструкція насосів не відрізнялася від прототипу, за винятком внутрішніх діаметрів плаваючих кілець. За рахунок чого забезпечувалася зміна зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК.

Результати експериментальних досліджень представлені у дод. В:

- для чотирьох екземплярів НО ТНА РРД №4 – рис. В.5;
- для трьох екземплярів НО ТНА РРД №6 – рис. В.6;
- для чотирьох екземплярів НП ТНА РРД №7 рис. В.7;
- для п'яти екземплярів НО ТНА РРД №7 – рис. В.8;
- для двох екземплярів НО ТНА РРД №8 рис. В.9;
- для двох екземплярів НП ТНА РРД №8 – рис. В.10;
- для двох екземплярів НП ТНА РРД №9 – рис. В.11.

$C_{кр}$ визначений для всіх екземплярів насосів ТНА РРД №4, №6, №7, №8 і №9 з графіків, представлених на рис. В.12...В.18 дод. В.

Величини кавітаційного зриву і $C_{кр}$ приведені у дод. В для:

- НО ТНА РРД №4 в табл. В.3;
- НО ТНА РРД №6 в табл. В.5;
- НО ТНА РРД №8 в табл. В.4;

- НО ТНА РРД №7 в табл. В.6;
- НП ТНА РРД №7 в табл. В.7;
- НП ТНА РРД №8 в табл. В.9;
- НП ТНА РРД №9 в табл. В.8.

При визначенні кавітаційного зриву для кавітаційної характеристики НО ТНА РРД №6 і НП ТНА РРД №7 «Насос №1 Δ щел п.б. 2,91» і «Насос №2. Δ щел п.б. 0,9 » відповідно. Лінія кавітаційної характеристики апроксимована. Оскільки при її побудові в редакторі електронних таблиць Microsoft Excel лінія характеристики починає задиратися і спотворювати значення кавітаційного зриву.

Для проведення узагальнення і подальшого аналізу результатів експериментальних досліджень, приведених на рис. В.5...В.11 і рис. В.13...В.19 дод. В, використовувався комплекс Δ щел який згаданий в розділі 2 формула 2.3. При побудові графіків, приведених на рис. В.5...В.11 і рис. В.13...В.19 дод. В, $D_{щел}$ і $l_{щел}$ узяті з прототипів і приймалися постійними для всіх характеристик кожного окремого графіка. Зміною величиною при побудові графіка була величина $\delta_{щел}$.

Аналізуючи дані приведені в табл. В.3...В.9 дод. В видно, що в цілому зі збільшенням зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК, антикавітаційні якості насоса ТНА РРД погіршуються див. рис. 3.2.

Виключенням із загальної картини є НП ТНА РРД №7. Оскільки за результатами експериментальних досліджень приведених в табл. В.7 дод. В, не можна однозначно сказати про вплив зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК. Можливо, на отриманий результат вплинули наступні чинники:

- малий об'єм експериментальних даних для аналізу;
- невдалий підбір екземплярів насосів;
- невдале поєднання похибок вимірювання лабораторного стенду.

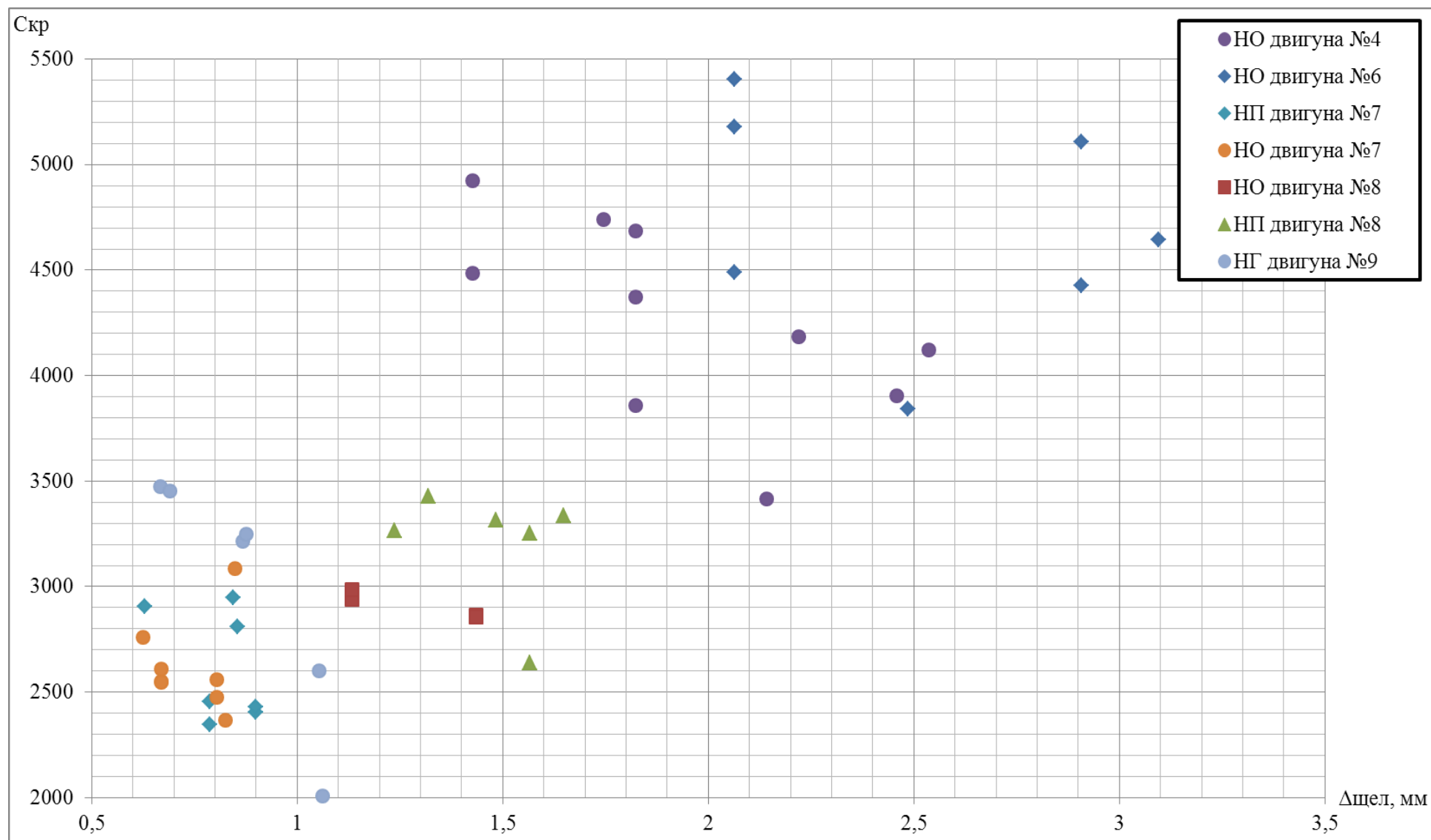


Рисунок 3.2 – Вплив $\Delta\text{щел}$ на антикавітаційні якості насосів РРД

Як згадувалося вище, при збільшенні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК, відбувається погіршення антикавітаційних якостей насоса. Збільшення витoku через плаваючі кільця збільшує витрату робочого тіла на виході з шнека (або через шнек залежно від конструкції насоса), а також на вході у ВК (див. рис. В.12 і В.20 дод. В). Збільшення зазору між плаваючим кільцем і переднім буртом ВК збільшує турбулентність потоку (витоки) через плаваюче кільце (див. табл. В.10 дод. В). Також табл. В.10 дод. В продемонстровано як змінюється виток, швидкість рідини в зазорі ущільнення і число Рейнольдса при зміні $\Delta\sigma_{\text{цел}}$ пов'язаного із збільшенням зазору між плаваючим кільцем і буртом ВК. Це призводить до зниження напору шнека, а як відомо, шнек створює тиск для забезпечення безкавітаційної роботи ВК. Отже, кавітаційний зрив ВК відбувається при вищому вхідному тиску.

Далі розглянуті залежності $C_{\text{кр}}$ від комплексу $\Delta\sigma_{\text{цел}}$ для насосів кожного конкретного ТНА РРД. Залежності побудовані по даним приведеним в табл. В.3...В.9 дод. В.

Залежності $C_{\text{кр}}$ від комплексу $\Delta\sigma_{\text{цел}}$ наведені у дод. В для:

- чотирьох екземплярів НО ТНА РРД №4 на рис. В.21;
- трьох екземплярів НО ТНА РРД №6 на рис. В.22;
- для п'яти екземплярів НП ТНА РРД №7 на рис. В.23;
- для п'яти екземплярів НО ТНА РРД №7 на рис. В.24
- для двох екземплярів НО ТНА РРД №8 на рис. В.25;
- для двох екземплярів НП ТНА РРД №8 на рис. В.26;
- для двох екземплярів НП ТНА РРД №9 на рис. В.27.

Аналізуючи графіки приведені на рис. В.21 (насос №4), В.22 (насос №3), В.24 дод (насос №1) і В.26 (насос №2) виникають сумніви в їх достовірності. Тому що дані для вищезазначених графіки суперечать один одному. Виходячи з цього для подальшого аналізу ці результати не використовувалися.

Для НО ТНА РРД №7 і насосів ТНА РРД №8 при проведенні аналізу вибрана величина комплексу $\Delta\sigma_{\text{цел}}$ п.б. оскільки їх конструкція подібна до

конструкції насоса, приведеної на рис. В.12 дод. В. При побудові залежностей, нехтуємо $\Delta\text{щел}$ для плаваючого кільця, розташованого на задньому бурту ВК, оскільки його зміна не значна і для насосів ТНА РРД №8 співпадає з $\Delta\text{щел}$ п.б.

Аналізуючи кавітаційні характеристики НП ТНА РРД №9, які приведені на рис. В.11 дод. В, кавітаційна характеристика «Насос№2 $\Delta\text{щел}$ п.б. 1,06» відрізняється від інших. Для аналогічної характеристики «Насос№1 $\Delta\text{щел}$ п.б. 1,05» додана ще одна точка в місці перегину. Для НП ТНА РРД №9 характеристика «Насос№2 $\Delta\text{щел}$ п.б. 1,06» величина $C_{\text{кр}}$ визначена з похибкою і для подальшого аналізу використовувати її не можна.

Для визначення залежності зменшення $C_{\text{кр}}$ від збільшення $\Delta\text{щел}$ побудовані графіки, зображені на:

- рис. В.28 дод. В для НО ТНА РРД №4;
- рис. В.29 дод. В для НО ТНА РРД №6;
- рис. В.30 дод. В для НО ТНА РРД №7;
- рис. В.31 дод. В для НО ТНА РРД №8;
- рис. В.32 дод. В для НП ТНА РРД №8;
- рис. В.33 дод. В для НП ТНА РРД №9;

Графіки, зображені на рис. В.28...В.33 дод. В побудовані за даними графіків які зображені на рис. В.21...В.27 дод. В відповідно. Дані графіки демонструють верхньою і нижню границі діапазону, а також середнє значення зміни кавітаційного коефіцієнта швидкохідності $\Delta C_{\text{кр}}$ від $\Delta\text{щел}$. У табл. 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 і 3.5 приведені рівняння, що описують кожну з кривих, приведених на рис. В.28...В.33 дод В відповідно.

Як згадувалося вище для НП ТНА РРД №7 не можна дати однозначної відповіді про вплив $\Delta\text{щел}$ на $C_{\text{кр}}$. На доказ цього приведена залежність $C_{\text{кр}}$ від $\Delta\text{щел}$ для чотирьох екземплярів НП ТНА РРД №7 див. рис. В.23 дод. В.

Рівняння 3.4, що описують криву, приведенню на рис. В.33 дод. В для НП ТНА РРД №9 отримано в діапазоні зміни $\Delta\text{щел}$ від 0,83 до 1,3 мм, воно отримано вперше.

$$\Delta C_{\text{кр}} = -6008,7\Delta\text{щел}^2 + 8108,1\Delta\text{щел} - 1871,9 \quad (3.4)$$

Таблиця 3.1 Рівняння, що описують, криві на рис. В.29 дод. В для НО ТНА РРД №6 які отримані в діапазоні $\Delta\text{щел}$ від 2,06 до 3,28 мм.

Рівняння верхньої границі діапазону	$\Delta C_{\text{кр}} = -736,39\Delta\text{щел} + 3081,6$
Рівняння осередненої кривої	$\Delta C_{\text{кр}} = -1135,4\Delta\text{щел} + 3447,7$
Рівняння нижньої границі діапазону	$\Delta C_{\text{кр}} = -1534,4\Delta\text{щел} + 3813,8$

Таблиця 3.2 Рівняння, що описують, криві на рис. В.30 дод. В для НО ТНА РРД №7 отримані в діапазоні $\Delta\text{щел}$ від 0,63 до 0,83 мм.

Рівняння верхньої границі діапазону №1	$\Delta C_{\text{кр}} = -3443\Delta\text{щел п.б.} + 2546,2$
Рівняння верхньої границі діапазону №2	$\Delta C_{\text{кр}} = -360,36\Delta\text{щел п.б.} + 481,7$
Рівняння осередненої кривої	$\Delta C_{\text{кр}} = -752,54\Delta\text{щел п.б.} + 713,68$
Рівняння нижньої границі діапазону	$\Delta C_{\text{кр}} = -1147,2\Delta\text{щел п.б.} + 947,55$

Таблиця 3.3 Рівняння, що описують, криві на рис. В.28 дод. В для НО ТНА РРД №4 отримані в діапазоні $\Delta\text{щел}$ від 1,27 до 2,54 мм.

Рівняння верхньої границі	$\Delta C_{\text{кр}} = 1877,2\Delta\text{щел}^3 - 10971\Delta\text{щел}^2 + 20063\Delta\text{щел} - 10677$
Рівняння осередненої кривої	$\Delta C_{\text{кр}} = 694,65\Delta\text{щел}^2 - 3449,2\Delta\text{щел} + 4413,8$
Рівняння нижньої границі діапазону №1	$\Delta C_{\text{кр}} = -1584,8\Delta\text{щел} + 2890$
Рівняння нижньої границі діапазону №2	$\Delta C_{\text{кр}} = 73,903\Delta\text{щел} - 134,77$

Таблиця 3.4 Рівняння, що описують, криві на рис. В.32 дод. В для НІ ТНА РРД №8 отримані в діапазоні $\Delta\text{щел}$ від 1,24 до 1,65 мм.

Рівняння верхньої границі діапазону	$\Delta C_{\text{кр}} = -283,82\Delta\text{щел п.б.} + 549,57$
Рівняння, осередненої кривої	$\Delta C_{\text{кр}} = -212,87\Delta\text{щел п.б.} + 374,16$
Рівняння нижньої границі діапазону	$\Delta C_{\text{кр}} = -35,488\Delta\text{щел п.б.} + 55,543$

Таблиця 3.5 Рівняння, що описують, криві на рисунку В.31 додатку В для НО ТНА РРД №8 отримані в діапазоні зміни $\Delta\sigma_{\text{цел}}$ від 1,12 до 1,43 мм.

Рівняння, яке описує криву верхньої границі діапазону	$\Delta C_{\text{кр}} = -398,08 \Delta\sigma_{\text{цел}} \text{ п.б.} + 578,87$
Рівняння, яке описує осереднену криву	$\Delta C_{\text{кр}} = -334,19 \Delta\sigma_{\text{цел}} \text{ п.б.} + 483,28$
Рівняння, яке описує криву нижньої границі діапазону	$\Delta C_{\text{кр}} = -270,31 \Delta\sigma_{\text{цел}} \text{ п.б.} + 387,69$

Рівняння представлені в табл. 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 отримані вперше.

Вплив на кавітаційні характеристики насосів ТНА РРД діаметру розташування буртів ВК

Вплив на кавітаційні якості зменшення діаметру розташування плаваючих кілець розташованих по буртах ВК насосів ТНА РРД проводилася розрахунковим шляхом, зважаючи на відсутність експериментальних даних.

Розрахунки проведені по методиці, призначеній для розрахунку шнеко-відцентрового насоса, яка приведена в [80]. При проведенні розрахунку за базу прийнята конструкція НО ТНА РРД № 2 при зміні K_{D_0} від 7 до 4,6. Верхня межа діапазону вибрана за статистичними даними КБП. Нижня межа вибрана з рекомендації [10, 81], оскільки вона забезпечує максимальний гідравлічний ККД ВК. Так само при проведенні розрахунку змінювалися наступні дані: зовнішній діаметр шнека на вході і виході, кут установки лопатки шнека на вході, довжина розгортки шнека на середній лінії і тиск після плаваючого кільця розташованого на задньому бурту ВК.

Для урівноваження осьових сил діаметр розташування плаваючого кільця на задньому бурту ВК прирівнювався до переднього. Решта всіх даних при проведенні розрахунків залишалася незмінними. Результати розрахунку зведені в табл. В.11 дод. В і представлені в графічному вигляді на рис. В.34 і В.35 дод. В. Аналізуючи результати розрахунків, приведені на рис. В.35

дод. В відзначаємо наступне. Із збільшенням K_{D_0} витрата через плаваюче кільце збільшується, при цьому спостерігається максимум по витраті:

- для плаваючого кільця розташованого на передньому бурту ВК при величині $K_{D_0} = 5,64$. Приведена до частоти обертання ротора насоса витрата через ущільнення складає $Q_{уп}/\omega = 1,66 \text{ м}^3 \cdot \text{с}/\text{с}$;
- для плаваючого кільця розташованого на задньому бурту ВК при величині $K_{D_0} = 6,3$. Приведена до частоти обертання ротора насоса витрата через ущільнення складає $Q_{уп.з}/\omega = 1,70 \text{ м}^3 \cdot \text{с}/\text{с}$.

Потім витрата починає знижуватися і продовжує таку тенденцію до крайнього значення на осі абсцис. Для плаваючого кільця розташованого на передньому бурту ВК таку поведінку виток (див. рис. В.35 дод. В) можна пояснити наступним. При невеликих значеннях K_{D_0} від 4,55 до 5,64 збільшення виток пов'язане із збільшенням прохідного перетину щілини. Досягши максимуму по витраті, яка дорівнює $Q_{уп}/\omega = 1,66 \text{ м}^3 \cdot \text{с}/\text{с}$., виток через плаваюче кільце починає зменшуватися. Зменшення виток пов'язане із зростанням напору шнека (див. рис. В.35 дод. В) на зовнішньому діаметрі. Для плаваючого кільця розташованого на задньому бурту ВК поведінка виток (див. рис. В.35 дод. В) пояснюється таким чином. При значеннях K_{D_0} від 4,55 до 6,3 збільшення виток пов'язане із збільшенням прохідного перетину щілини. Досягши максимуму по витраті, яка дорівнює $Q_{уп.з}/\omega = 1,70 \text{ м}^3 \cdot \text{с}/\text{с}$, виток через плаваюче кільце починає зменшуватися. Зменшення виток пов'язане із зростанням тиску в розвантажувальній порожнині насоса див. рис. В.36 дод. В.

Далі проаналізовано, наскільки в процентному співвідношенні змінюється витрата через плаваючі кільця розташовані по буртах ВК щодо максимального значення. Результати аналізу представлені на рис. 3.3, за якими видно, що максимальна зміна витрати через плаваюче кільце, розташоване на передньому бурту ВК складає 9,3% при значенні $K_{D_0} = 7$. Максимальна зміна витрати через плаваюче кільце, розташоване на задньому бурту ВК складає 8,2% при значенні $K_{D_0} = 4,55$.

Вищенаведені результати демонструють, що зміна витрата через плаваюче кільце незначна при зміні K_{D_0} від 7 до 4,6. Максимальна зміна сумарної витрати через плаваючі кільця складає 13,2% при $K_{D_0} = 4,55$. (див. рис. 3.3) і складає близько 0,8 % від сумарної витрати через НО ТНА РРД №2. Слід зазначити, що похибка вимірювання витрати для лабораторного стенда складає $\sim \pm 1\%$. З вищевикладеного виходить, що зміна витрати через плаваюче кільце нижче ніж похибка вимірювання витрати через насос. Проте, дане питання розглянуте тільки теоретично і вимагає детальнішого вивчення з отриманням експериментальних даних.

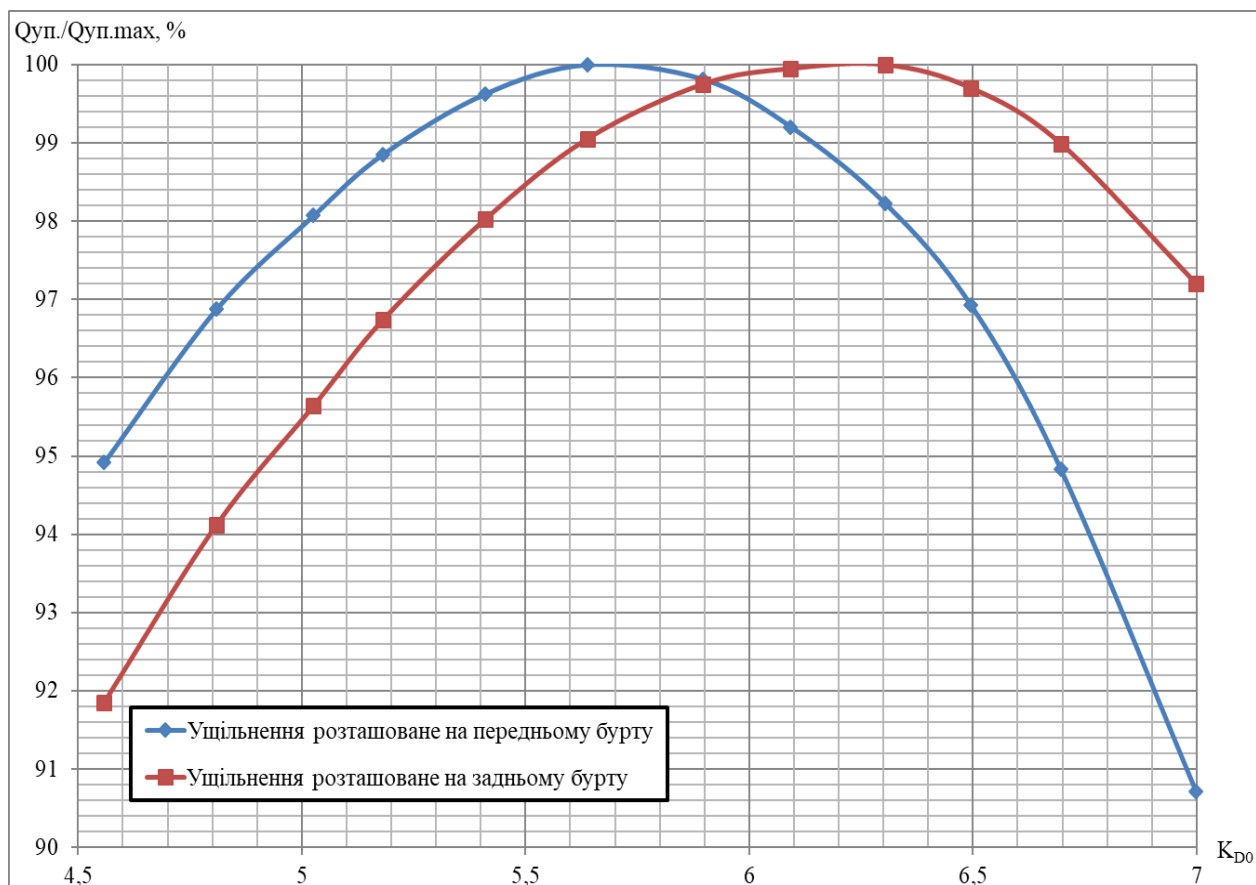


Рисунок 3.3 – Залежність приведенного витoku через плаваючі кільця, які розташовані по буртах ВК при зміні K_{D_0}

Оцінка кавітаційних характеристик насосів ТНА РРД при використанні шнека змінного кроку.

Аналіз проводився за експериментальними даними для насосів ТНА РРД №7 і №3 і НП ТНА РРД №2. Конструктивні особливості насосів що досліджувалися приведені в 2.4 «Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД шнека змінного кроку».

Результати експериментальних досліджень приведені у дод. В для насосів ТНА РРД №7 на рис. В.37 і В.38, насосів ТНА РРД №3 на рис. В.39 і В.40 і НП ТНА РРД №2 на рис. В.41.

Для всіх екземплярів насосів ТНА РРД №3, №7 і №2, C_{KR} визначений з графіків, представлених на рис. В.42...В.46 дод. В. При визначенні C_{KR} для НО ТНА РРД №3 кавітаційна характеристика в місці зриву відкоригована. При побудові її в редакторі електронних таблиць Microsoft Excel лінія характеристики спотворюється, і значення кавітаційного зриву визначається з похибкою. Величини кавітаційного зриву і C_{KR} приведена у дод. В для насосів ТНА РРД №7 в табл. В.12 і В.13, насосів ТНА РРД №3 в табл. В.14 і В.15 і НП ТНА РРД №2 в табл. В.16.

Проаналізувавши данні приведені вище можна зробити висновок: застосування двухступеневого шнека змінного кроку і шнека змінного кроку, в порівнянні з шнеком постійного кроку, не впливає на кавітаційні характеристики насоса ТНА РРД [89, 90]. Слід зазначити, що при проведенні експериментальних досліджень насосів не враховувалися наступні фактори: коливання рідини у баку при польоті РН, коливання рідини у трубопроводах при польоті РН і перевантаження і навантаження на систему подачі палива РРД при польоті РН.

Вплив на кавітаційні характеристики насосів ТНА РРД величини діаметра входу у ВК

Оцінка кавітаційних характеристик насосів ТНА РРД проводилася шляхом аналізу експериментальних даних отриманих для двох екземплярів НП

ТНА РРД №4. Всі зміни конструктивних параметрів насоса і методика проведення експериментальних досліджень у підрозділі 2.4 «Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД величини діаметру входу у ВК»

Результати експериментальних досліджень двох екземплярів НП ТНА РРД №4 представлені в графічному вигляді на рис. В.47 дод. В. Для двох екземплярів НП, C_{KR} визначений по графіку, представленою на рис. В.48 дод. В. Величини $\Delta h_{зр}$ і C_{KR} для двох екземплярів НП ТНА РРД №4 приведені в табл. В.17 дод. В.

Аналізуючи кавітаційні характеристики, представлені на рис. В.48 додатку В видно, що насоси №1 і №2 з "завуженим" входом, мають найнижчі показники кавітаційної досконалості. Характеристику, «насоса №1 прототип, вип.№1» приведену на рис. В.48 дод. В для подальшого аналізу використовувати не можна, оскільки вона випадає з представленої статистики. Мабуть, при проведенні вищезазначеного експериментального дослідження допущені відхилення.

Як видно з табл. В.17 дод. В C_{KR} для прототипу лежить в діапазоні від 3687 до 4062, для допрацьованої конструкції в діапазоні від 3567 до 3613. Зменшення діаметру входу у ВК призвело до погіршення C_{KR} НП ТНА РРД №4 у діапазоні від 74 до 495 одиниць.

Вплив на кавітаційні характеристики насосів ТНА РРД перепускних отворів у провідному диску ВК.

Оцінка кавітаційних характеристик насоса ТНА РРД проводилася шляхом аналізу експериментальних даних отриманих для трьох екземплярів НО і двох екземплярів НП ТНА РРД №5. Результати цих досліджень представлені в графічному вигляді на рис. В.49. і В.50 дод. В. Детальний опис прототипу і модернізованого насоса, а також методика проведення експериментальних досліджень наведена в підпункті 2.4 «Вплив на напір і ККД насосів ТНА РРД наявності перепускних отворів в провідному диску ВК»

Для всіх екземплярів насосів, $C_{\text{кр}}$ визначений з графіків, на рис. В.51 і В.52 дод. В. Величини $\Delta h_{\text{зр}}$ і $C_{\text{кр}}$ насосів ТНА РРД №5 приведені в табл. В.18 і В.19 дод. В. Як видно з табл. В.18 і В.19 дод. В для НО ТНА РРД №5 $C_{\text{кр}}$ лежить в діапазоні від 2282 і до 2393. Виключенням є тільки НО №2 ВК з отворами $C_{\text{кр}} = 2828$. Ця величина істотно відрізняється від решти. Мабуть, результат експериментального дослідження НО №2 «ВК з отворами» не достовірний і його не слід аналізувати. Для НП ТНА РРД №5 $C_{\text{кр}}$ знаходиться в діапазоні $C_{\text{кр}}$ від 2971 і до 3197 [4].

Наявність або відсутність перепускних отворів в провідному диску ВК не впливає на кавітаційні властивості насосів ТНА РРД [74].

Вплив на кавітаційну характеристику насоса ТНА РРД додаткових лопаток ВК і діаметру їх установки

Оцінка кавітаційних характеристик насоса ТНА РРД проводилася шляхом аналізу експериментальних даних отриманих для одного екземпляра НО ТНА РРД №6 з різними варіантами ВК. Результати експериментальних досліджень насоса представлені в графічному вигляді на рис. В.53 і В.54 дод. В.

Конструкція модернізованого ВК (див. рис. В.57 а) дод. В. «Насос окислювача №1 прототип») яка була взята за базу, але яка відрізняється від прототипу. Кут установки лопатки на виході збільшено в порівнянні з прототипом до $\sim 90^\circ$. Трохи змінений меридіональний перетин ВК (див. рис. В.55 дод. В).

Для НО $C_{\text{кр}}$, визначений з графіка, представлено на рис. В.54 дод. В, при цьому допущені наступні відступи. При визначенні $\Delta h_{\text{зр}}$ і $C_{\text{кр}}$ для експериментального дослідження «Насос окислювача №1 зменшений діаметр розташування початку додаткових лопаток» зроблено наступний відступ від прийнятої в розділі 3.1 методики. За величину $\Delta h_{\text{зр}}$ взята сама крайня точка кавітаційної характеристики $N_{\text{пр}}$ якої складає 97,4%.

Величини $\Delta h_{\text{зр}}$ і $C_{\text{кр}}$ для НО ТНА РРД №6 приведені в табл. В.20 дод. В. З результатів експериментальних досліджень (див. табл. №В.20 дод. В), видно, що збільшення відносного діаметра додаткових лопаток ВК \bar{D} (3.5) ВК з 69,8

$$\bar{D} = \frac{D_{\text{доп}}}{D_2} \cdot 100\% \quad (3.5)$$

де: $D_{\text{доп}}$ – діаметр на якому починаються додаткові лопатки ВК.

до 81,4% приводить до збільшення $C_{\text{кр}}$ на 1014,2 одиниць. Це можна пояснити тим, що при розташуванні додаткових лопаток ВК на $\bar{D} = 69,8 \%$, меридіональний перетин ВК сильно загроможджується додатковими лопатками див. рис. В.57 а) дод. В. Це приводить до підвищеного вихроутворення в зоні, де потік натікає на вхідну кромку додаткової лопатки. В наслідок вище згаданих причин падіння напору ВК пов'язаного з кавітацією, відбувається при більшому вхідному тиску, ніж для конструкції ВК, показаної на рис. В.57 б) дод. В. При розташуванні додаткових лопаток ВК на $\bar{D} = 81,4\%$ проблеми описаної вище не виникає (див. рис. В.57 б) дод. В). ВК, у якого відсутні додаткові лопатки, так само продемонструвало непогані результати по кавітаційної досконалості. Але $C_{\text{кр}}$ насоса з ВК зображеним на рис. В.57 в) дод. В на 430,2 одиниць менше $C_{\text{кр}}$ насоса дослідженого з ВК зображеним на рис. В.57 б) дод. В. За відсутності додаткових лопаток пропадає так званий «підпір» (див. рис. В.56 дод. В) для основної лопатки (див. рис. В.57 в) дод. В). Потік починає відриватися від неї при більших значеннях вхідного тиску ніж у ВК у якого присутні додаткові лопатки (див. рис. В.57 б) дод. В). З цим процесом і пов'язано падіння напору ВК (див. рис. В.57 в) дод. В), яке відбувається при більшому вхідному тиску, ніж для ВК яке показане на рис. В.57 б) дод. В, що і приводить до погіршення його антикавітаційних якостей.

Необхідно відзначити, що кут установки лопатки ВК на виході який приблизно рівний 90° не властивий насосам розробки КБП.

У НО ТНА РРД №2 відношення діаметру початку додаткових лопаток до зовнішнього діаметру ВК складає 74%. На жаль, немає експериментальних даних, для НО ТНА РРД №2 з різним числом лопаток ВК.

Вплив на кавітаційні характеристики насосів ТНА РРД товщини вхідних кромок лопаток шнека і ВК

Оцінка кавітаційних характеристик проводилася шляхом аналізу експериментальних даних отриманих для чотирьох екземплярів НО ТНА РРД №2. Результати експериментальних досліджень представлені на рис. В.58 дод. В. Для всіх екземплярів насоса визначений $C_{кр}$ по графіках, представлених на рис. В.60 дод. В. Величини $\Delta h_{зр}$ і $C_{кр}$ для всіх екземплярів вищезгаданого насоса приведені в табл. В.21 дод. В.

Товщина вхідної кромки лопатки шнека визначалася за допомогою штангенциркуля з точністю $\pm 0,01$ мм. Заміри проводилися приблизно на діаметрі розташування середньої лінії шнека. Проведено по три заміри на кожній лопатці шнека. Для насоса №3 величини трьох замірів збіглися один з одним. Для насоса №4 один з замірів збігся з іншим. За результатами замірів визначена відносна товщина лопатки шнека по формулі 3.6 з [81].

Товщина вхідної кромки лопатки ВК визначалася за допомогою лінійки. Використовувати інші вимірювальні прилади без розрізання ВК неможливо із-за малого вхідного діаметру ВК і складної геометрії самої лопатки. Заміри проводилися приблизно на середньому діаметрі розташування вхідних кромок лопаток ВК. Замірялися всі шість лопаток ВК кожного з насосів. Потім за результатами замірів визначена відносна товщина лопатки ВК по формулі 3.7 з [80]. Результати розрахунків шнека і ВК представлені в табл. В.21 дод. В.

$$\bar{\delta}_{ш} = \frac{\delta_{л.ш.}}{D_{ш.ср.1}} \quad (3.6)$$

де $\delta_{л.ш.}$ – товщина вхідної кромки лопатки шнека; $D_{ш.ср.1}$ – середній діаметр шнека.

$$\bar{\delta}_{ц.к.} = \frac{\delta_{л.ц.к.}}{D_1} \quad (3.7)$$

де $\delta_{л.ц.к.}$ – товщина вхідної кромки лопатки ВК; D_1 – середній діаметр розташування вхідних кромок ВК.

За результатами експериментальних досліджень і вимірювання геометричних розмірів проточної частини проведений розрахунок $C_{кр}$ по методиці вказаною в [81 і 11]. Потім результати розрахунку порівнювалися з результатами експериментальних досліджень і визначалася різниця у відсотках. Результати розрахунків мають досить непогану збіжність з результатами експериментів. Розбіжність не перевищує 5,5 %.

Для Насосів №3 і №4 приведені результати двох експериментальних досліджень. Результати експериментального дослідження №2 відрізняються від результатів випробування №1. Дану відмінність можна пояснити тільки погрішністю вимірювальної системи лабораторного стенду, оскільки в проточну частину насосів не вносилися жодні зміни. Тому для подальшого аналізу узяті експериментальні результати, які найменше відрізняються від розрахункових. Тільки для насоса №2, різниця між розрахунковими і експериментальними даними по $C_{кр}$ складає 5,5%. Отримана різниця не стикується навіть з похибкою при проведенні випробування №2.

Розбіжність між розрахунковими і експериментальними даними можна пояснити як похибками вимірювальної системи лабораторного стенду, так і певним погрішностями при виготовленні проточної частини ВК насоса №2. В порівнянні з рештою насосів, приведених в табл. В.21 дод. В. погрішності при виготовленні шнека не можуть так впливати. Оскільки проточна частина шнека виготовляється з величинами погрішностей які не перевищують 0,3 мм.

По даним представленим в табл. В.21 дод. В побудована залежність $C_{кр}$ від відносної товщини входної кромки лопатки шнека і ВК. Залежність представлена на рис. 3.4. Як видно з рис. 3.4 не можна дати однозначну відповідь, що зменшення відносної товщини входної кромки лопатки шнека збільшує $C_{кр}$. Однозначно можна затверджувати лише те, що насос №3 демонструє найкращий результат по $C_{кр}$ при мінімальній відносній товщині лопаток шнека $\bar{\delta}_{ш} = 0,01$. Вплив відносної товщини входної кромки лопатки ВК на $C_{кр}$ насоса

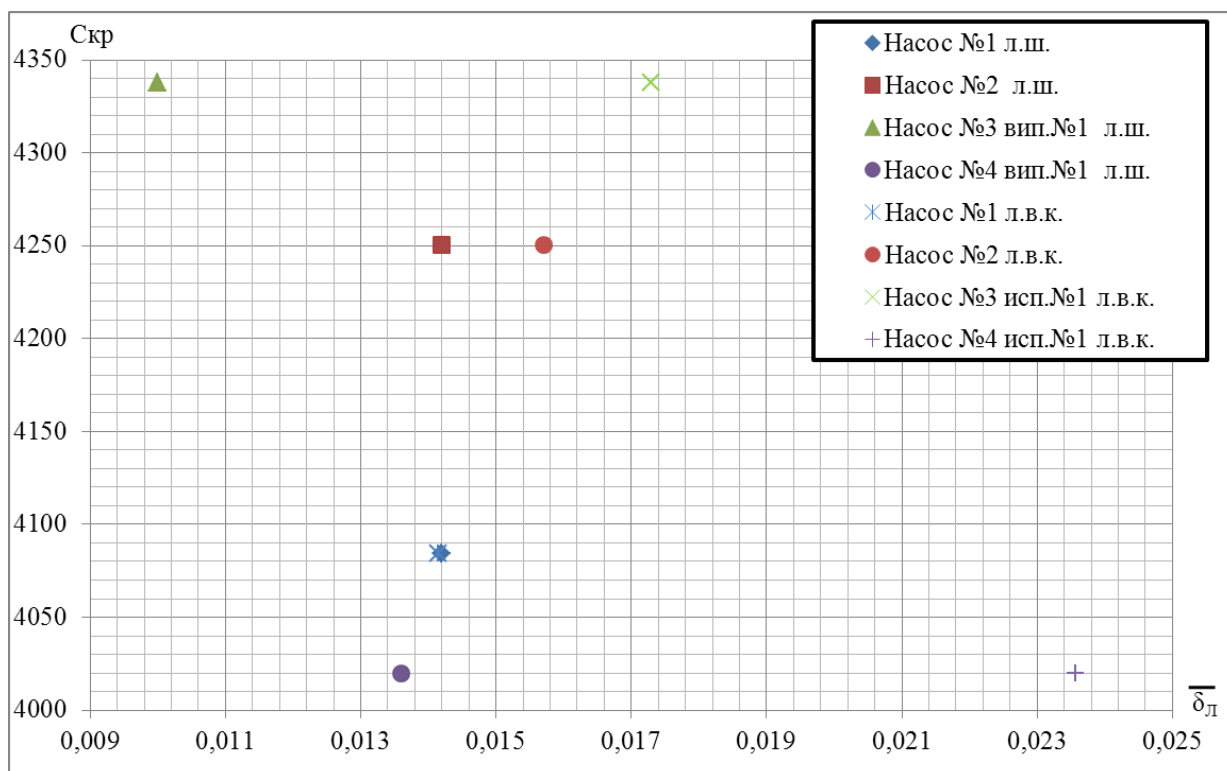


Рисунок 3.4 – Залежність $C_{кр}$ від відносної товщини лопатки шнека і ВК.

не виявлено в діапазоні значень від $\bar{\delta}_{ц.к.}$ 0,0141 до 0,0173. Зниження $C_{кр}$ для шнековідцентрового насоса пов'язаного із збільшенням $\bar{\delta}_{ц.к.}$ відбувається, коли дана величина досягає значення 0,0236 і більш. Це підтверджується тим фактом, що $\bar{\delta}_{ш}$ для даного насоса (насос №4) складає 0,0136 при значенні $C_{кр} = 4020$, а для насоса №1 у якого $\bar{\delta}_{ш}$ має більше значення 0,0142 $C_{кр} = 4084$.

Вплив на кавітаційні характеристики насосів ТНА РРД схеми змащення і охолодження підшипників.

Аналіз проводився шляхом порівняння двох конструкцій і середньостатистичних експериментальних даних. На рис. Б.36 і В.59 дод. В приведені схеми охолодження і змащення підшипників НО ТНА РРД №1 і №2. Схеми відбору компоненту для охолодження і змащення підшипника не впливає на основний потік компоненту, що проходить через проточну частину. Впливати на кавітаційну характеристику насоса може лише кількість компоненту, що поступає на охолодження і змащення підшипників, яка зросла на 10,2% для

НО ТНА РРД №2 в порівнянні з прототипом. Проте кількість компоненту, що охолоджує і змащує підшипники порівняно з основною витратою через НО ТНА РРД №2 складає 0,5%. Дана величина в 2 рази менше точності вимірювання витрати при експериментальному дослідженні НО ТНА РРД №1 і 2.

Для досліджуваних НО ТНА РРД №1 і №2 зміна схеми охолодження і змащення підшипників, а також кількості компоненту, що поступає на підшипники не впливає на їх кавітаційні характеристики.

Вплив на кавітаційні характеристики насосів ТНА РРД відносного зазору між лопатками ВК, і язиком СЗ.

У різних літературних джерелах існує думка, що на кавітаційні характеристики впливає тільки вхідні умови і конструктивні параметри входу в насос (конструкція вхідного пристрою, шнека, вхідних кромок ВК). А конструктивні параметри виходу (вихід з ВК, зазор між ВК і СЗ, конструкція відвідного пристрою) не впливає на кавітаційні характеристики насоса.

Для визначення впливу зазору між ВК і язиком СЗ, проводився аналіз експериментальних даних, отриманих для чотирьох екземплярів НО ТНА РРД №2, у яких два варіанта виконання ВК:

1. Лопатки ВК виконані на одному діаметрі з провідним і веденим дисками;
2. Лопатки ВК виконані на меншому діаметрі, чим провідний і ведений диски.

Результати експериментальних досліджень вищезазначених насосів представлені на рис. В.61 дод. В. При визначенні $\Delta h_{зр}$ і $C_{кр}$ для експериментальних досліджень насосів «Насос №3 випробування №1» і «Насоса №2 випробування №1» зроблені наступні відступи від прийнятої в розділі 3.1 методики. За величини $\Delta h_{зр}$ узяті самі крайні точки кавітаційних характеристик, які складають 97,5% і 97,6 %.

Для всіх екземплярів насоса ТНА РРД №2 $C_{кр}$ визначені з графіка на рис. В.64 дод. В. Величини кавітаційного зриву і $C_{кр}$ для НО РРД №2 приведені в табл. В.22 дод. В. За даними табл. В.22 дод. В на координатну площину нанесені точки по осі ординат – $C_{кр}$ а по осі абсцис – $\delta_{опт}$ (див. підрозділ 2.4). Координатна площина представлена на рис. 3.5.

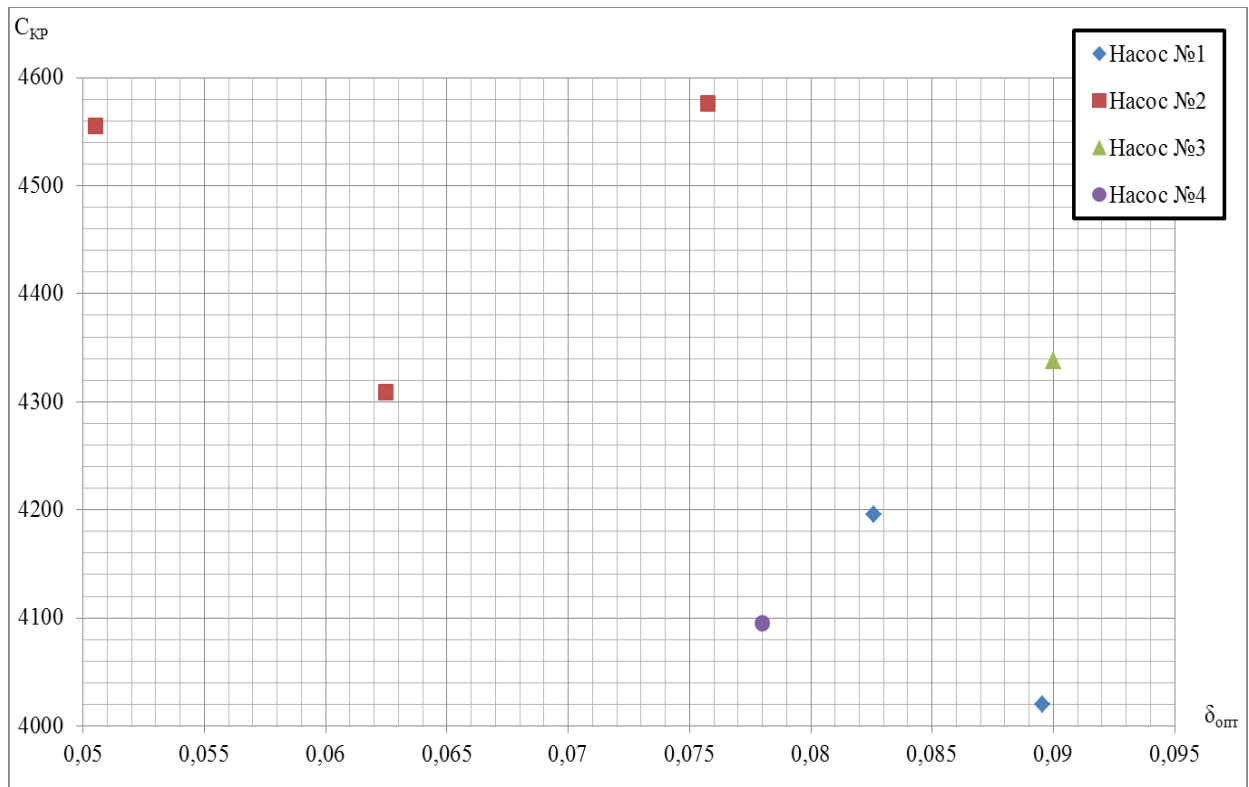


Рисунок 3.5 – $C_{кр}$ в прив'язці до $\delta_{опт}$

Зазор між ВК і СЗ змінювався шляхом зменшення діаметра ВК як по лопатках (ведений і провідний диски ВК зберігалися на початковому діаметрі,) так і лопаток ВК спільно з дисками дивися рис. В.63 дод. В. Так само проведений аналіз експериментальних даних по відносному зазору і рекомендацій викладених в [80]. Результати аналізу приведені в табл. В.23 дод. В. По даним приведеним в табл. В.22 і В.23 дод. В видно, що $\delta_{опт}$ не впливає на кавітаційні характеристики. Різниця отриманих $C_{кр}$ пояснюється похибкою вимірювань, погрішностями при виготовленні проточної частини ВК і погрішностями на зачистку вхідних кромek шнеку.

Вплив на кавітаційні характеристики насосів ТНА РРД конструктивних параметрів плаваючого кільця розташованого на передньому бурту ВК

Аналізувалися експериментальні дані, отримані для шести екземплярів НО ТНА РРД №4 з двома варіантами конструкції плаваючого кільця. На рис. Б.71 дод. Б наведено конструкція прототипу плаваючого кільця, а рис. Б.72 дод. Б приведена експериментальна конструкція плаваючого кільця НО ТНА РРД №4. На рис. В.62 дод. В наведено конструкція прототипу плаваючого кільця НО ТНА РРД №2. Результати експериментальних досліджень трьох екземплярів прототипу і експериментальної конструкцій НО ТНА РРД №4 представлені на рис. В.65 дод. В.

Для всіх екземплярів насоса C_{KR} визначені з графіка, представленого на рис. В.67 дод. В. Величини $\Delta h_{зр}$ і C_{KR} для НО ТНА РРД №4 приведені в табл. В.24 дод. В.

Для експериментальної конструкції C_{KR} лежить в діапазоні від 4008 до 4104 одиниць, а для прототипу в діапазоні від 4452 до 4779. Експериментальна конструкція знизилася C_{KR} від 444 до 675 одиниць.

Порівнюючи конструкції, приведені на рис. Б.71, Б.72 дод. Б і В.62 дод. В можна констатувати, що конструкції, приведені на рис. Б.71 і Б.72 дод. Б схожі по напрямку потоку, який скидається на вхід у ВК 5 після плаваючого кільця 3. Конструкція, приведена на рис. В.62 дод. В, має найгірші умови для потоку, який скидається на вхід у ВК 5 після плаваючого кільця 3. Оскільки, виток проходить через плаваюче кільце 3 направлений назустріч основному потоку, що приводить до утворення додаткових вихорів, які знижують статичну енергію потоку, направлено на вхід у ВК. А в конструкції, приведений на рис. Б.72 дод. Б, потік після плаваючого кільця 3 спочатку повертається на 90° і під тим же кутом входить в основний потік за рахунок чого так само можуть, утворюється додаткові вихори, які знижують статичну енергію потоку, направлено на вхід у ВК.

Конструкція, приведена на рис. Б.71 дод. Б якнайкраща з погляду на пряму виток через плаваюче кільце 3 і скидання її на вхід у ВК 5. При розвороті виток на кут 120° і його скиданні на вхід у ВК напрям руху виток і основного потоку співпадають, що перешкоджає утворенню вихорів і зниженню енергії потоку. Дане твердження підтверджене експериментально.

3.2 Вплив конструктивних параметрів насоса на його кавітаційні характеристики при роботі на газорідинній суміші

Даний підрозділ присвячується оцінці кавітаційних характеристик насосів ТНА РРД при їх роботі на газорідинній суміші: двох НО ТНА РРД №1 і одного НО ТНА РРД №2. Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №1 і №2, визначалися за результатами їх експериментальних досліджень які представлені на рис. В.66, В.68 і В.69 дод. В.

Графіки є залежністю зміни $H_{\text{пр}}$ від зміни кавітаційного запасу на вході в насос. Визначався $H_{\text{пр}}$ по методиці, яка представлена в розділі 3.1, але з деякими відмінностями. За величину $\Delta h_{\text{зр}}$ так само бралось падіння напору насоса на 3%. За точку відліку бралась точка характеристики, якій відповідає значення контрольної точки при роботі насоса на чистій рідині ($H_{\text{пр}} = 100\%$). Якщо такої точки на характеристиці не було, або характеристика з першої точки починала плавно знижуватися, за точку відліку бралась точка, яка знаходилась безпосередньо перед різким падінням напору насоса, і від неї відраховувалось падіння напору на 3% [89].

На вхід в насоси подавалися наступні об'єми вільного газу:

- 5, 10, 15 і 20 % від номінальної витрати робочої рідини для насосів №1 і №2 ТНА РРД №1;
- 3,6, 6,1, 8,5 і 10,9 % від номінальної витрати робочої рідини для одного екземпляра НО ТНА РРД №2.

Експериментальні дослідження проводилися на деарованій воді. Випробування з подачею вільного газу проводилися наступним чином. На вхідному

трубопроводі встановлений спеціальний колектор з отворами, через які подавався газ – повітря. Форма колектору підібрана так, щоб повітря, яке подавалось не збиралося в єдиний газовий пузир, а надходило на вхід у насос як хмара дрібних бульбашок. Колектор, через який вдувалося повітря, знаходився на деякій відстані від входу в насос. Кількість повітря, яке вдувалось визначалася за допомогою ротаметра.

Значення $C_{кр}$ для НО ТНА РРД №1 і №2 визначені з графіків, представлених на рис. В.68, В.68 і В.69 дод. В. і $\Delta h_{зр}$ приведені в табл. 3.25...3.27 дод. В. За даними табл. 3.25...3.27 дод. В на координатну площину нанесені точки по осі ординат – $C_{кр.г}/C_{кр.ж}$, а по осі абсцис величина вільного газу, що подавався на вхід в насос $\delta_{г}$, яка визначалась по формулі 3.8 [89]. Координатна площина представлена на рис. 3.6. По отриманих залежностях представлених

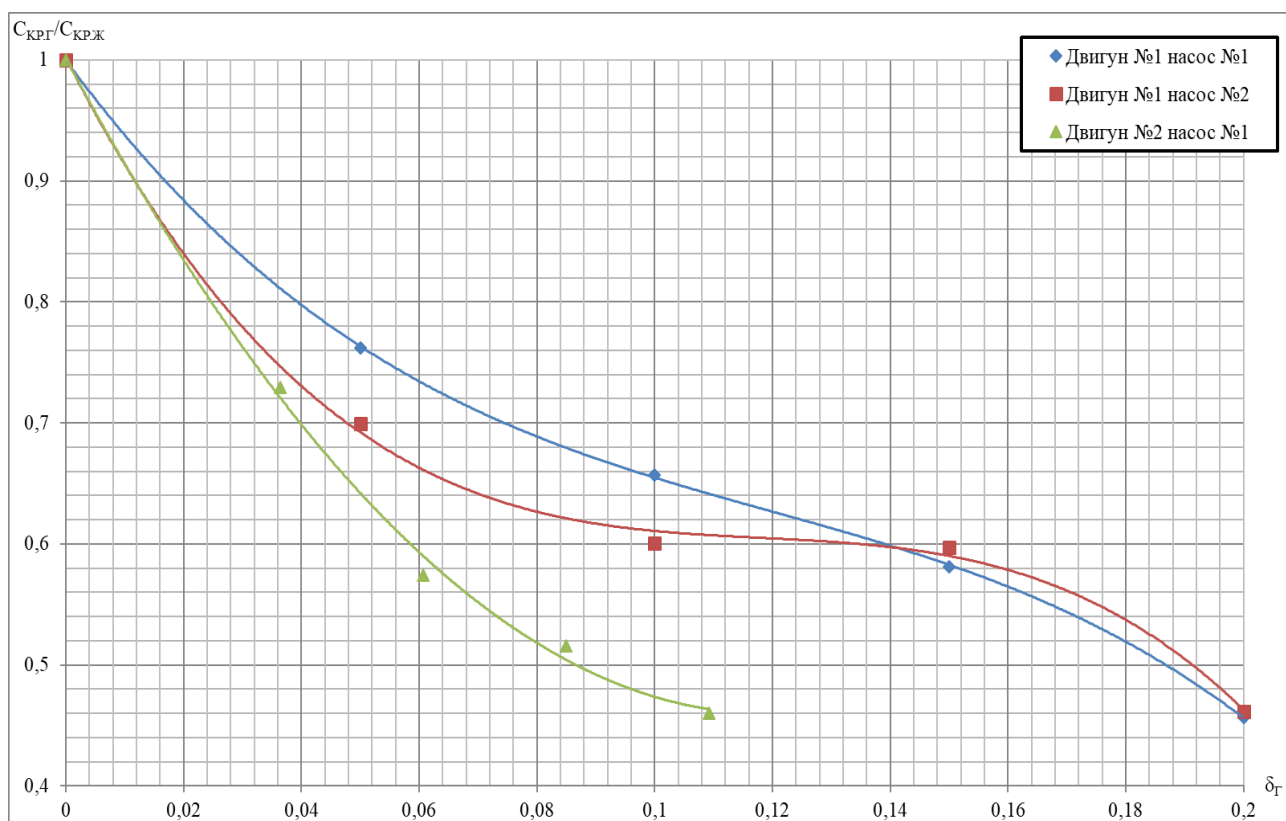


Рисунок 3.6 – Залежність $C_{кр.г}/C_{кр.ж}$ від кількості повітря, що подавалось на вхід в насос.

на рис. 3.6 уточнені рівняння для насосів ТНА РРД №1 і отримано рівняння для НО ТНА РРД №2. Рівняння дозволяють оцінити Скр.г/Скр.ж при заданій δ_{Γ} , вони приведені в табл. 3.5 і отримані вперше.

$$\delta_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\text{ж}}} \quad (3.8)$$

де: Q_{Γ} – об'ємна витрата повітря, що подавалося на вхід в насос;

$Q_{\text{ж}}$ – об'ємна витрата рідини через насос на номінальному режимі роботи.

Таблиця 3.5 Рівнянь для НО ТНА РРД №1 і 2.

РРД №1 насос №1	$C_{\text{кр.г}}/C_{\text{кр.ж}} = -121,33\delta_{\Gamma}^3 + 43,715\delta_{\Gamma}^2 - 6,607\delta_{\Gamma} + 0,999$
РРД №1 насос №2	$C_{\text{кр.г}}/C_{\text{кр.ж}} = -223,07\delta_{\Gamma}^3 + 79,088\delta_{\Gamma}^2 - 9,589\delta_{\Gamma} + 1,002$
РРД №2 насос №1	$C_{\text{кр.г}}/C_{\text{кр.ж}} = 38,159\delta_{\Gamma}^2 - 9,0922\delta_{\Gamma} + 1,0012$

Дані приведені на рис. 3.6 демонструють що, всі конструктивні параметри, які змінилися в НО ТНА РРД №2 привели до зниження його антикавітаційних якостей при роботі на газорідинній суміші. При збільшенні кількості повітря, що подавалося на вхід в насос, різниця Скр.г/Скр.ж між НО ТНА РРД №1 і №2 збільшується. Наприклад, при величині повітря на вході в насос рівній 10,92 % величини Скр.г/Скр.ж наступні:

- Скр.г/Скр.ж = 0,46 – для насоса №1 ТНА РРД №2;
- Скр.г/Скр.ж = 0,61 – для насоса №2 ТНА РРД №1;
- Скр.г/Скр.ж = 0,66 – для насоса №1 ТНА РРД №1.

Визначити зміна яких саме конструктивних параметрів негативно вплинули на антикавітаційні якості насоса при його роботі на газорідинній суміші, не можливо. Оскільки експериментальні дослідження насоса на газорідинній суміші проводяться тоді, коли всі конструктивні параметри уже змінені. Можна припустити, що всі зміни конструктивних параметрів, аналогічно впливають на кавітаційні якості насоса при його роботі на газорідинній суміші, як при роботі на чистій рідині. Зміна конструктивних параметрів насоса можлива, якщо експериментальні дослідження насоса на газорідинній суміші продемо-

нструють низький рівень $C_{кр}$ в порівнянні з сучасними зразками ракетної техніки, проте при аналізі численних звітів і літературних джерел автором даної роботи таких фактів не виявлено.

Висновки по розділу 3

1. Зменшення зазору між буртами ВК і плаваючими кільцями приводить до збільшення $C_{кр}$ для 7 типорозмірів насосів ТНА РРД в діапазоні n_s від 22,4 до 78,8. Даний факт визначений експериментально для насосів ТНА РРД, також отримані залежності $C_{кр}$ від $\Delta_{щел}$.

2. Зміна діаметру розташування плаваючих кілець по буртах ВК не впливає на $C_{кр}$. Але дане питання розглянуте ґрунтуючись тільки на результати розрахунку, і вимагає детальнішого експериментального вивчення.

3. Застосування складеного шнека і шнека змінного кроку не впливає на $C_{кр}$. Дане твердження ґрунтується на результатах експериментів, що проводились на лабораторних стендах, які не імітують всю арматуру ракети, починаючи від бака і закінчуючи трубопроводом, який стикується до насоса. Стенди непристосовані для імітації динаміки польоту ракети.

4. Зменшення діаметру входу у ВК (від $K_{D_0} = 6,85$ до $K_{D_0} = 6,31$) знижує $C_{кр}$ в діапазоні від 2 до 13,9%.

5. Наявність або відсутність перепускних отворів в провідному диску ВК не впливає на $C_{кр}$.

6. Збільшення відносного діаметру розташування додаткових лопаток з 69,8 % до 81,4% підвищує $C_{кр}$ на 1014 одиниць відносно прототипу (рис. В.57 а) дод. В). Виключення додаткових лопаток з ВК підвищує $C_{кр}$ на 584 одиниці відносно прототипу (рис. В.57 в) дод. В) для НО ТНА РРД другого ступеня. Дані висновки справедливі для ВК кут установки лопатки яких на виході складає $\sim 90^\circ$.

7. Зменшення відносної товщини вхідної кромки лопатки шнека збільшує $C_{кр}$. Проте не можна дати однозначну відповідь, що зменшення відносної

товщини вхідної кромки лопатки шнека з 0,0142 до 0,01 збільшує $C_{кр}$. Відносна товщина вхідної кромки лопатки ВК від $\bar{\delta}_{ц.к.}$ 0,0141 до 0,0173 не впливає на $C_{кр}$. Лише при досягненні $\bar{\delta}_{ц.к.} = 0,0236$ $C_{кр}$ зменшується.

8. Зміна схеми охолодження і змащення підшипників насоса не впливає на $C_{кр}$.

9. Експериментально встановлено, що відносний зазор між лопатками ВК, і язиком СЗ не впливає на $C_{кр}$ насосів ТНА РРД.

10. Зміна конструктивних параметрів плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту ВК зменшує $C_{кр}$ у діапазоні від 444 до 675 (7,8 до 16,1 %).

11. Аналіз результатів експериментальних досліджень НО ТНА РРД №1 і №2 при їх роботі на газорідинній суміші показав, що всі конструктивні параметри, які змінені в НО ТНА РРД №2, привели до зниження його антикавітаційних якостей.

12. Різниця між величинами $С_{кр.г}/С_{кр.ж}$ для НО ТНА РРД №1 і №2 збільшується при збільшенні кількості вільного газу на вхід в насос. При величині 10,92 % вільного газу на вході в насос величина $С_{кр.г}/С_{кр.ж}$ зменшується на 15 – 20% для НО ТНА РРД №2 в порівнянні з прототипом.

13. Уточнені рівняння для НО ТНА РРД №1 і отримано рівняння для НО ТНА РРД №2, які дозволяють оцінити $С_{кр.г}/С_{кр.ж}$ при заданій величині вільного газу на вході в насос.

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ККД І АНТИКАВІТАЦІЙНИХ ЯКОСТЕЙ НАСОСА ПРИ ЙОГО МОДЕРНІЗАЦІЇ

Найбільш ефективним шляхом проектування сучасних ТНА є запозичення вузлів і агрегатів у відпрацьованих ТНА, надійність яких неодноразово перевірена у складі РРД. Це дозволяє знизити вартість і час відпрацювання ТНА і РРД в цілому. Проте величини ККД запозичених агрегатів (насосів) часто не дотягують до сучасних вимог по величині ККД. Тому виникає необхідність в методиці, яка б могла за короткий час і з високою точністю оцінити на яку величину той чи інший конструктивний параметр підвищує ККД насоса прототипу. А також оцінити вплив кожного конструктивного параметра на кавітаційну характеристику насоса прототипу [70]. Дана методика повинна включати наступні можливості:

- пропонувати перелік конструктивних параметрів для внесення до насоса прототипу, які підвищують його ККД.
- швидко і з високою точністю оцінювати вплив конструктивних параметрів на ККД і кавітаційну характеристику насоса прототипу;
- визначати необхідність розробки нового насоса якщо всі зміни конструктивних параметрів, насоса прототипу, не дали бажаного результату;

Для виконання всіх вище перелічених вимог на основі експериментальних даних з розділів 2 і 3 була створена розрахунково-експериментальна методика, яка дозволяє визначити, без проведення складних розрахунків течії, зміну ККД і $C_{кр}$ насоса при зміні його конструктивних параметрів, вказаних в запропонованій методиці [70].

Зміну напору запропонована методика не розглядає, оскільки для його забезпечення або змінюють діаметр ВК, або частоту обертання ротора насоса, якщо це не впливає на його працездатність.

Запропонована методика базується на емпіричних залежностях, отриманих при проведенні всебічного аналізу ККД і кавітаційних характеристик насосів ТНА РРД верхніх ступенів, параметри яких знаходяться в наступних діапазонах:

- ω = від 1351 до 4400 1/с;
- Q = від 0,003 до 0.166 м³/с;
- H = від 6 до $29,8 \cdot 10^3$ Дж/кг;
- n_s = від 22 до 79.

Нижче представлена методика розрахунку ККД насоса при наступних змінах його конструктивних параметрів:

1. Зменшення зазорів між плаваючими кільцями і буртами ВК.
2. Підвищення тиску за плаваючим кільцем, яке розташоване на задньому бурту ВК до 340% від початкового значення.
3. Застосування шнека змінного кроку, замість шнека постійного кроку.
4. Зменшення товщини лопаток ВК на виході.
5. Наявність перепускних отворів в провідному диску ВК.
6. Зменшення діаметра входу в ВК.
7. Зменшення зазору між ВК і відводом насоса.
8. Збільшення числа лопаток ВК.
9. Підвищення частоти обертання ротора насоса.
10. Зменшення зовнішнього діаметра ВК.

Вхідні дані для проведення розрахунку ККД насоса по вищезазначеній методиці представлені в табл. 4.1.

4.1 Розрахунок зміни ККД насоса

Таблиця 4.1 – Вхідні дані

Найменування параметра	Позначення	Розмірність
ККД насоса прототипу	$\eta_{\text{вх}}$	%
Частота обертання ротора насоса прототипу	n_1	об/хв
Частота обертання ротора модернізованого насоса,	n_2	об/хв
Потужність споживана пакетом ротора насоса прототипу	$N_{\text{рот. вх}}$	кВт
Напір насоса прототипу	H	Дж/кг
Масова витрата через насоса прототип	G_H	кг/с
Внутрішній ККД насоса прототипу	$\eta_{\text{вн}}$	-
Дисковий ККД насоса прототипу	$\eta_{\text{д. исх.}}$	-
Гідравлічний ККД насоса прототипу	$\eta_{\text{г}}$	-
Об'ємний ККД насоса прототипу	$\eta_{\text{об}}$	-
Механічний ККД насоса прототипу	$\eta_{\text{мех}}$	-

Методика розрахунку

1. Зміна зазору між плаваючими кільцями і ВК.

Необхідно зазначити, що зменшення зазору між плаваючим кільцями і буртами ВК можна проводити до певного значення зазору, яке забезпечує працездатність насоса. Подальше зменшення зазору неминуче призведе до затирання плаваючих кілець, а це гарантована поломка насоса.

Для визначення ККД при зменшенні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК необхідно:

- вибрати прототип з тих, що є;
- якщо прототипу немає вибрати з тих, що є найбільш близький по n_2 ;
- по усередненому значенню ККД, яке представлено на рис. Б.12...Б.19

дод. Б знайти ККД при зміні $\Delta\text{щел}$ (зменшення зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК)

Необхідно зазначити, що залежності представлені на рис. Б.12...Б.19 дод. Б можна використовувати для визначення зниження ККД насоса, якщо у процесі відпрацювання виникла необхідність у збільшенні зазору між плаваючим кільцями і буртами ВК.

Параметр при розрахунку ККД насоса, що модернізується – $\eta_{об1}$

2. Зміна тиску за заднім плаваючим кільцем від початкового значення до 340 %.

Рівняння 4.1 для визначення ККД насоса при зміні тиску за заднім плаваючим кільцем. Рівняння отримано для діапазону тисків після плаваючого кільця від 1,1 МПа до 4,2 МПа. Рівняння 4.1 отримано вперше.

$$\eta_7 = 0,0013 \cdot P_{уп}^2 - 0,0315 \cdot P_{уп} + 46 \quad (4.1)$$

де $P_{уп}$ – тиск за заднім плаваючим кільцем у кгс/см².

Рівняння 4.2 для визначення приросту ККД насоса що модернізується.

$$\Delta\eta_5 = (\eta_7 = f(P_{уп1})) - (\eta_7 = f(P_{уп2})) \quad (4.2)$$

де $P_{уп.1}$ – тиск за заднім плаваючим кільцем для насоса прототипу;
 $P_{уп.2}$ – тиск за заднім плаваючим кільцем для насоса, що модернізується.

Зміна тиску за заднім плаваючим кільцем призведе до зміни осьової сили в насосі. Це може вплинути на працездатність підшипників насоса. На це слід звернути особливу увагу при зміні цього конструкційного параметра.

Параметр при розрахунку ККД насоса, що модернізується – $\Delta\eta_5$

3. Застосування шнека змінного кроку замість шнека постійного кроку

При використанні шнека змінного кроку, ККД насоса збільшується до 1,3 %, для насосів з частотою обертання ротора від 3561 1/с до 4398 1/с і n_s від 22,4 до 55,9.

Якщо величина n_s для насоса, що модернізується не входить в зазначений діапазон то ККД насоса також буде підвищуватися при застосуванні шнека змінного кроку замість шнека постійного кроку. Проте на яку величину

буде збільшуватися ККД насоса це можна визначити тільки за результатами CFD розрахунку.

Параметр при розрахунку ККД насоса, що модернізується – $\Delta\eta_6$

4. Зменшення товщини лопаток ВК на виході

При зменшенні товщини лопаток ВК на виході до 40% від номінальної товщини для насосів ТНА РРД n_s яких знаходиться в діапазоні від 70 до 78,8 ККД зростає від 1,1 до 1,8 %.

Параметр при розрахунку ККД насоса, що модернізується – $\Delta\eta_7$

5. Перепускні отвори в провідному диску ВК.

Наявність перепускних отворів підвищує ККД насоса до 3,3% при дотриманні наступних рекомендацій:

- співвідношення між витратою через перепускні отвори і витратою через насос повинно знаходитися в діапазоні від 0,012 до 0,019;
- співвідношення між швидкістю в перепускних отворах і коловою швидкістю на діаметрі розташування перепускних отворів повинно знаходитися в діапазоні від 0,0775 до 0,097.

Параметр при розрахунку ККД насоса, що модернізується – $\Delta\eta_8$

6. Зменшення діаметру входу у ВК

При зменшенні K_{D0} з 6,85 до 6,31 ККД (K_{D0} зменшено на 9%) насоса зростає до 3%.

Параметр при розрахунку ККД насоса, що модернізується – $\Delta\eta_9$

7. Зміна зазору між ВК і СЗ.

При зменшенні $\delta_{\text{опт}}$ (підрозділ 2.4) у межах від 0,09 до 0,05 ККД насоса зростає в середньому на 3% для насоса $n_s = 78$. Якщо зазор між лопатками ВК і язиком СЗ знаходиться в межах, рекомендованих [61], то зміну ККД можна визначити за допомогою рівняння приведенного в табл. 2.7 розділу 2 (середнє значення).

Параметр при розрахунку ККД насоса, що модернізується – $\Delta\eta_{10}$

8. Збільшення числа лопаток ВК.

При введенні додаткових лопаток у ВК ККД насоса підвищується до 1,5% для насоса ТНА РРД $n_s = 76,5$. (див. підрозділ 2.3).

Параметр при розрахунку ККД насоса, що модернізується – $\Delta\eta_{11}$

9. Збільшення кутовій швидкості обертання ротора насоса.

Необхідно зазначити що збільшення напору і ККД насосів ТНА РРД в основному пов'язано зі збільшенням частоти обертання їх ротора.

Даний розрахунок проводиться тільки тоді, коли частота обертання ротора насоса збільшується, а витрата і напір залишаються як у прототипу.

9.1 Споживана потужність пакетом ротора насоса при збільшеній частоті обертання знаходиться за формулою 4.3.

$$N_1 = N_{\text{рот.вх}} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (4.3)$$

9.2 Корисна потужність насоса прототипа знаходиться за формулою 4.4.

$$N_{\text{пол}} = \frac{H \cdot G_H}{10^3} \quad (4.4)$$

9.3 Потужність насоса прототипа знаходиться за формулою 4.5.

$$N_{\text{Н исх.}} = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta_{\text{вн}}} + N_{\text{рот.исх}} \quad (4.5)$$

9.4 Потужність насоса при збільшеній частоті обертання його ротора знаходиться за формулою 4.6.

$$N_{\text{Н 1}} = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta_{\text{вн}}} + N_1 \quad (4.6)$$

9.5 Зниження ККД при збільшенні частоти обертання ротора насоса знаходиться за формулою 4.7.

$$\Delta\eta_{\text{мех}} = \left(\frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{Н исх.}}} - \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{Н 1}}} \right) \cdot 100 \quad (4.7)$$

Параметр при розрахунку ККД насоса, що модернізується – $\Delta\eta_{\text{мех}}$

10 Зміна зовнішнього діаметру ВК.

Даний розрахунок проводиться при зміні тільки зовнішнього діаметра ВК. Якщо змінюються не тільки зовнішній діаметр ВК, а ще і частота обертання ротора насоса, тоді при використанні графіка рис. 2.71 дод. Б необхідно вводити розрахункову поправку, яка визначається за допомогою методики розрахунку дискового ККД вказаною у [61].

Зміна ККД при зменшенні зовнішнього діаметра дисків ВК знаходиться за формулою 4.8, яка отримана вперше.

$$\Delta\eta_{\text{д.}} = \left[\left(\eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{д. 1}} \right) - \left(\eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{д. исх.}} \right) \right] \quad (4.8)$$

де $\eta_{\text{д. 1}}$ – дисковий ККД насоса що модернізується, визначений по графіку рис. 2.71 дод. Б.

Параметр при розрахунку ККД насоса, що модернізується – $\Delta\eta_{\text{д.}}$

Розрахунок ККД насоса, що модернізується

Розрахунок ККД насоса, що модернізується проводиться шляхом додавання або віднімання від величини ККД насоса прототипу величин, на які він змінюється, при зміні вищезазначених конструктивних параметрів насоса.

Формула 4.9 буде завжди різна, оскільки вона залежить від кількості змінених конструктивних параметрів насоса прототипу. Знак плюс означає, що при зміні конструктивного параметру ККД насоса може тільки збільшитися. Знак \pm означає, що при зміні конструктивного параметру ККД насоса може як збільшитися, так і зменшитися в залежності від того як задати вхідні данні. Знак мінус означає, що при зміні конструктивного параметру ККД насоса може тільки зменшитися. Потім повинна виконуватися умова 4.10. Якщо умова 4.10 не виконується необхідна розробка нового насоса.

$$\eta_1 = \eta_{\text{исх}} \pm \eta_{\text{об.1}} \pm \Delta\eta_5 + \Delta\eta_6 \pm \Delta\eta_7 \pm \Delta\eta_8 + \Delta\eta_9 \pm \Delta\eta_{10} + \Delta\eta_{11} - \Delta\eta_{\text{мех}} \pm \Delta\eta_{\text{д.}} \quad (4.9)$$

$$\eta_1 \geq \eta_{\text{м.к.}} \quad (4.10)$$

Формула 4.9 і умова 4.10 отримані вперше.

Формула 4.9 може коректуватися, і доповнятися залежно від отриманих експериментальних результатів.

Розрахункова методика перевірена на НО ТНА РРД №1 і №2. Отриманий розрахунковий результат занижений на 0,2 % абсолютного значення щодо експериментального.

4.2 Розрахунок зміни $C_{кр}$ насоса

Для визнання $C_{кр}$ насоса при зміні його конструктивних параметрів, зазначених в підрозділі 4.1 на основі глибокого всебічного аналізу експериментальних даних розроблена розрахункова методика. Вона призначена для проведення розрахунку $C_{кр}$ насосів ТНА РРД параметри яких вказані у підрозділі 4.1. Вхідним даним для проведення розрахунку є $C_{кр}$ насоса прототипу

Нижче представлена методика розрахунку $C_{кр}$ насоса при зміні його конструктивних параметрів.

1. Зменшення зазорів між плаваючими кільцями і буртами ВК.
2. Зменшення діаметра входу в ВК.
3. Зміна конструкції плаваючого кільця, розташованого на передньому буртом ВК.

Методика розрахунку

1. Зменшення зазорів між плаваючими кільцями і буртами ВК

При зміні зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК змінюватиметься $C_{кр}$ насоса. Причому збільшення зазору знижує $C_{кр}$.

Для визначення як змінюватися $C_{кр}$ за рахунок зміни зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК необхідно:

- вибрати прототип з тих, що є;
- якщо прототипу немає вибрати з тих, що найбільш близький по n_s ;
- по зміні $\Delta\text{щел.}$ (зменшення зазору між плаваючими кільцями і буртами ВК) визначити зміну $\Delta C_{кр1}$. Визначається $\Delta C_{кр1}$ по формулі 4.11, яка отримана вперше.

$$\Delta C_{кр1} = (\Delta C_{кр} = f(\Delta\text{щел1})) - (\Delta C_{кр} = f(\Delta\text{щел2})) \quad (4.11)$$

де $\Delta\text{щел1}$ —відношення для насоса прототипу; $\Delta\text{щел2}$ —відношення для насоса, що модернізується; $\Delta C_{кр}$ — визначається за обраним рівнянням, які представлені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Рівняння для визначення $\Delta C_{кр}$ насоса

Призначення насоса	Рівняння
НО ТНА РРД №4	$\Delta C_{кр} = -1831\Delta\psi_{цел}^4 + 14418\Delta\psi_{цел}^3 - 41515\Delta\psi_{цел}^2 + 50978\Delta\psi_{цел} - 21662$
НО ТНА РРД №7	$\Delta C_{кр} = -752,54\Delta\psi_{цел} \text{ п.б.} + 713,68$
НО ТНА РРД №8	$\Delta C_{кр} = -334,19\Delta\psi_{цел} \text{ п.б.} + 483,28$
НП ТНА РРД №8	$\Delta C_{кр} = -212,87\Delta\psi_{цел} \text{ п.б.} + 374,16$
НП ТНА РРД №9	$\Delta C_{кр} = -6008,7\Delta\psi_{цел}^2 + 8108,1\Delta\psi_{цел} - 1871,9$

Параметр при розрахунку $C_{кр}$ для насоса що модернізується – $\Delta C_{кр1}$

2. Зменшення діаметру входу у ВК

Зменшення діаметру входу у ВК з $K_{D_0} = 6,85$ до $K_{D_0} = 6,31$. приводить до погіршення $C_{кр}$ насоса РРД від 74 до 495 (від 2 до 13,9%).

Параметр при розрахунку $C_{кр}$ для насоса що модернізується – $\Delta C_{кр2}$

3. Зміна конструктивних параметрів плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту ВК.

Застосування конструкції плаваючого кільця, приведеного на рис. Б.65 дод. Б в порівнянні з рештою варіантів приведених в розділі 3 дозволяє підвищити $C_{кр}$ від 444 до 675 (від 7,8 до 16,1%) одиниць.

Параметр при розрахунку $C_{кр}$ для насоса що модернізується – $\Delta C_{кр3}$

Розрахунок $C_{кр}$ для насоса що модернізується

Розрахунок $C_{кр}$ для насоса що модернізується проводиться шляхом додавання або віднімання від $C_{кр}$ прототипу величин, на які змінюється $C_{кр}$, при внесенні або виключенні тих або інших конструктивних параметрів насоса.

Формула 4.12 буде завжди різна оскільки вона залежить від кількості змін конструктивних параметрів, в порівнянні з прототипом. Знак \pm означає, що при зміні конструктивних параметрів насоса його $C_{кр}$ може як збільшитися, так і зменшитись в залежності від того як задати вхідні данні. Знак мінус означає,

що при зміні конструктивних параметрів насоса його $C_{кр}$ може тільки зменшитись. Формула 4.12 отримана вперше і може коректуватися і доповнятися залежно від отриманих експериментальних результатів.

$$C_{кр1} = C_{кр} \pm \Delta C_{кр1} - \Delta C_{кр2} \pm \Delta C_{кр3} \quad (4.12)$$

Розрахункова методика перевірена на НО ТНА РРД №1 і №2. Отриманий розрахунковий результат завищений ~ на 90 (2 %) одиниць щодо експериментального [70].

Висновки по розділу 4

1 У процесі дослідження розроблена розрахункова методика за допомогою якої можна:

- швидко і з високою точністю визначити підвищення ККД насоса при зміні його конструктивних параметрів, які запропоновані в переліку розрахункової методики;
- визначити яким чином всі зміни конструктивних параметрів насоса, впливають на його антикавітаційні властивості;
- визначити необхідність розробки нового насоса, якщо всі зміни конструктивних параметрів насоса прототипу не дали позитивного результату.

2 Використання вищезазначеної розрахунково-експериментальної методики, при проведенні проектних робіт дозволяє: скоротити час, об'єм відпрацювання насоса і підвищити точність оцінки ККД і кавітаційних з характеристик насосів ТНА РРД.

3 Розроблена методика більш точно визначає ККД насоса в порівнянні з існуючими методиками розрахунку, при зміні його конструктивних параметрів, які вказані у вищезгаданій методиці.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі виконане комплексне експериментально-теоретичне дослідження впливу змін різних конструктивних параметрів на напір, ККД і кавітаційні характеристики шнековідцентрових насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів.

1. Виконаний ретроспективний аналіз літератури з визначення величин повного ККД для лопатевих насосів, використаних в різних сферах промисловості. Визначені основні шляхи підвищення ККД для сучасних лопатевих насосів. Проведені дослідження показують, що роботи з підвищення ККД вельми актуальні і проводяться для всіх сучасних лопатевих насосів.

2. На об'ємний ККД впливає:

Вперше за результатами розрахункових і експериментальних даних були отримані рівняння для визначення коефіцієнту напору і ККД при зміні зазору між плаваючими кільцями і буртами відцентрового колеса для насосів ТНА РРД РН верхніх ступенів. Всебічно проаналізувавши розрахункові і експериментальні дані з'ясувалося, що різниця між ними доходить до 1,5% повного ККД (абсолютного значення).

При збільшенні величини тиску після плаваючого кільця, розташованого на задньому бурту відцентрового колеса в $\sim 3,5$ разів ККД насоса зростає \sim на 1%.

На гідравлічний ККД впливають наступні зміни конструктивних параметрів насоса. Вперше встановлені граничні умови, за яких наявність перепускних отворів в провідному диску відцентрового колеса для насосів ТНА РРД верхніх ступенів підвищує їх ККД на 3,3 %. Вперше розрахунковим шляхом встановлено, що при зміні коефіцієнта діаметра шнека на вході від 6 до 8, його приведений напір збільшується на 75,5%, а ККД знижується на 14,2%. Вперше з'ясовано, що рекомендації, видані [61] по величині відносного зазору між язиком спірального збірника і лопатками ВК, не підходять для насоса ТНА РРД третього ступеня. Також за результатами розрахункових і експериментальних

даних були отримані рівняння для визначення коефіцієнту напора і ККД при збільшенні відносного зазору між язиком спірального збірника і лопатками відцентрового колеса.

Отримало подальший розвиток дослідження течії робочого тіла по точній частині насоса ТНА РРД РН верхнього ступеня при:

- застосуванні шнека змінного кроку ККД насоса збільшується на 1,3%
- зменшенні товщини лопаток відцентрового колеса насоса на зовнішньому діаметрі з боку всмоктування \sim у 2 рази від номінальної товщини, збільшило його ККД на 2,7%.
- зменшенні діаметру входу у відцентрове колесо (K_{D_0} зменшилося від 6,85 до 6,31) ККД насоса збільшився на \sim 3%.
- збільшенні числа лопаток відцентрового колеса ККД насоса зростає на 1,5%.

3. На величину Скр насоса впливають наступні конструктивні параметри. Вперше встановлено, що конструктивні параметри плаваючого кільця, розташованого на передньому бурту відцентрового колеса, підвищує величину Скр у діапазоні від 7,8 до 16,1 %. Вперше за результатами розрахункових і експериментальних даних були отримані рівняння для визначення величини Скр при запропонованій зміні зазору між плаваючими кільцями і буртами відцентрового колеса для насосів ТНА РРД верхніх ступенів.

4. У процесі дослідження була розроблена розрахункова методика, за допомогою якої можна швидко і з високою точністю оцінити вплив тих чи інших конструктивних параметрів на ККД і кавітаційну характеристику насоса, що модернізується.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Dobrovolsky M.V. Liquid propellant rocket engines. Basics of design / M.V. Dobrovolsky // textbook for universities. – 3rd ed., Rev. and additional – M.: Publishing house of MSTU im. N.E. Bauman, 2016.– 461, p.
2. Vasilev A. P. Fundamentals of Theory and Calculation of Liquid-Propellant Rocket Engines / A. P. Vasilev, V. M. Kudryavtsev, V. A. Kuznetsov, V. D. Kurpatenkov, A. M. Obelnitskii // – 1967. – M: Izd-vo “Vysshaya Shkola” Volumes 1 – P. 284
3. C. Pfleidererv Die Kreispumpen für Flüssigkeiten und Gase: Wasserpumpen, Ventilatoren, Turbog , Turbokompressoren / Carl Pfleidererv – Berlin – 1955. – 682 p.
4. Vasilev A. P. Fundamentals of Theory and Calculation of Liquid-Propellant Rocket Engines, Volume I / A. P. Vasilev, V. M. Kudryavtsev, V. A. Kuznetsov, V. D. Kurpatenkov, A. M. Obelnitskii // M. – 1969. – p 304.
5. Belyaev, E. N. Mathematical modeling of LRE / E. N. Belyaev, V. V. Chervakov // M.: MAI-PRINT. – 2009 – p 304
6. Beljaev E. N. Mathematical modeling of the working process of liquid rocket engines / E. N. Beljaev, V. K. Chervakov, V. V. Chervakov // M. MAI. – 1999. – 228 p.
7. New electric rocket uses lithium-ion batteries to power turbopump [Electronic resource]. – Available at: <https://batterybro.com/blogs/18650-wholesale-battery-reviews/32044035-new-electric-rocket-uses-lithium-ion-batteries-to-power-turbopump> .
8. Electron – Rocket Lab [Electronic resource]. – Available at: <https://www.rocketlabusa.com/launch/electron/>.
9. Rocket Lab Unveils Battery-Powered Turbomachinery [Electronic resource]. – Available at: <http://aviationweek.com/space/rocket-lab-unveils-battery-powered-turbomachinery>.

10. The latest disruptive space technology is a battery-powered rocket engine [Electronic resource]. – Available at: <https://qz.com/385386/the-latest-disruptive-space-technology-is-a-battery-powered-rocket-engine/>.
11. Ovsyannikov, B.V. Theory and calculation of feed units of liquid propellant rocket engines / B.V. Ovsyannikov, B.I. Borovskiy // M.: Mashinostroenie. – 1973. – 376 p.
12. Borovsky, B. I. High-speed vane pumps / B. I. Borovsky, N. S. Ershov, B. V. Ovsyannikov, V. I. Petrov, V. F. Chebaevsky, A. S. Shapiro // M.: Mashinostroenie. – 1975. – 336 p.
13. Krivchenko G. I. Hydraulic Machines: Turbines and Pumps / G. I. Krivchenko // M.: Mir. – 1986. – 327 p.
14. Abdurashitov S. A. Pumps and Compressors / S. A. Abdurashitov, A. A. Tupichenkov // M.: Nedra. – 1974. – 296 p.
15. Kraev M. V. Low-flow pumps of aviation and space systems / M. V. Kraev, V. A. Lukin, B. V. Ovsyannikov // M.: Mashinostroenie. – 1985. – 128 p.
16. Lomakin A. A. Centrifugal and axial pumps / A. A. Lomakin // M.: Mashinostroenie. – 1966. – 364 p.
17. Arinushkin L. S. Aircraft centrifugal pump units / L. S. Arinushkin, R. B. Abramovich, E. A. Glozman, A. Yu. Polinovskii, L. B. Leshchiner // M.: Mashinostroenie. – 1969. – 254 p.
18. Visser Frank C. On the Flow in Centrifugal Impellers. / Frank C. Visser. // Proefschrift Universitet Twente, Enschede. – 1962. – 97 p.
19. Cherkassky V. M. Pumps Fans Compressors / V. M. Cherkassky // Mir. – 1980. – 338 p.
20. Rachov P.A. Pavlov Electric feed systems for liquid propellant rocket engines. Research reports [Electronic resource] / P.A. Pavlov Rachov, H. Tacca, D. Lentini // Universided de Buenos Aires. – December 6th, 2010. – 178 p. – DOI:[10.13140/2.1.4431.9042](https://doi.org/10.13140/2.1.4431.9042)

21. Rachov P.A. Pavlov. Electric feed systems for liquid propellant rockets [Electronic resource] / P.A. Pavlov Rachov, H. Tacca, D. Lentini // – 2013. – Vol. 29, No. 5. – P. 1171–1180. – DOI: [10.2514/1.B34714](https://doi.org/10.2514/1.B34714).
22. Spille D. Design and testing of a demonstrator electric—pump feed system for liquid propellant rocket engines / D. Spille, A. Stabil, D. Lentin // – 2013. – Aerotecnica Missili & Spazio, The Journal of Aerospace Science, Technology and Systems. Volume 92, No 3/4. – P. 123–130. – DOI: [10.1007/BF03404670](https://doi.org/10.1007/BF03404670).
23. Solda N. Opportunities for a Liquid Rocket Feed System Based on Electric Pumps / N. Solda, D. Lentini // Journal of Propulsion and Power. – 2008. – Volume 24, No.6. – P. 1340–1346. – <https://doi.org/10.2514/1.35074>.
24. Rutherford (rocket engine) [Electronic resource]. – Available at: [https://en.wikipedia.org/wiki/Rutherford_\(rocket_engine\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Rutherford_(rocket_engine)).
25. Stepanov A. I. Centrifugal and axial pumps. / A. I. Stepanov // M.: Mashgiz. – 1960 – 462 P.
26. Fanhttps Ruonan. Numerical analysis of internal flow characteristics and energy consumption assessment in full flow field of multi-stage centrifugal pump considering clearance flow [Electronic resource] / Ruonan Fanhttps, Zhaoyu Liang, Baoxin Fan, Songying Chen, Wei Lv, Wenchao Xu, Jianping Zheng, Dianyuan Wang // Advances in Mechanical Engineering. – 2022. – Volume 14, Issue 9 – P. 1–16. – <https://doi.org/10.1177/16878132221123423>.
27. Volkov A. V. The influence of hydrophobic coating on the centrifugal pump energy efficiency / A. V. Volkov, A. G. Parygin, A. I. Davydov, and G. P. Khovanov // Nadezhn. Bezop. Energetiki. – 2011. – No. 4. – P. 67–70.
28. Kocaaslam O. Experimental and numerical investigation of coating effect on pump impeller and volute / O. Kocaaslam, M. Ozgoren, MH. Aksoy, O. Babayigit // Journal of Applied Fluid Mechanics. – 2016. – Vol. 9, No. 5. – P. 2475–2487. – DOI: [10.18869/ACADPUB.JAFM.68.236.25094](https://doi.org/10.18869/ACADPUB.JAFM.68.236.25094).

29. Grigoriev S.V. Substantiation of the possibilities of increasing the energy characteristics of centrifugal pumps. / S.V. Grigoriev, L.A. Savin, R.M. Shakhbanov // – 2015. – Bulletin of TulsU, 7, part 2, P. 122-127.
30. Shakhbanov R.M. Analysis of hydrodynamic process in the centrifugal pump using CFD system / R.M. Shakhbanov, S. V. Mayorov, L.A. Savin // – 2014. – Fundamental and applied problems of engineering and technology. No 5(307). – P. 58
31. Apollonio A Turbopump Design: Comparison of Numerical Simulations to an Already Validated Reduced-Order Model [Electronic resource] / A. Apollonio, A. Anderlini, D. Valentini, G. Pace, A. Pasini, M. V. Salvetti, L. D'Agostino // – 2021. – Journal of Physics: Conference Series, Volume 1909(1) – P. 1–12. – DOI:[10.1088/1742-6596/1909/1/012029](https://doi.org/10.1088/1742-6596/1909/1/012029).
32. Veggi1 Lucrezia Study on the Design of LOx Turbopump Inducers [Electronic resource] / Lucrezia Veggi1, Julian D. Pauw, Bernd Wagner, Oskar J. Haidn A // – 2019. – 17th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC), Maui, Hawaii. – P. 1– 11. – <https://hal.science/hal-02397965>.
33. Kretinin, A.V. Calculation comparison of variants for profiling centrifugal pump impeller. / A.V. Kretinin, A.V. Ivanov, D.N. Galdin // – 2016. – The Bulletin of Voronezh State Technical University, 12(4). P. – 26-31.
34. Lomakin, V.O. Investigation of two-phase flow in axial-centrifugal impeller by hydrodynamic modeling methods [Electronic resource] / V.O. Lomakin, A.I. Petrov, M. S. Kuleshova // – 2014. – Science & Education of the Bauman MSTU No 9. – P. 37–54. – DOI:[10.7463/0914.0725724](https://doi.org/10.7463/0914.0725724).
35. Lomakin, V.O. Multi-criteria Optimization of the Flow of a Centrifugal Pump on Energy and Vibroacoustic Characteristics / V. O. Lomakin, P. S. Chaburko, M. S. Kuleshova // – 2017. – Procedia Engineering, Volume 176. P. 476–482. – <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.347>.

36. Martynyuk.O. Optimization of the flow part of the pump for abrasive-containing liquids by hydrodynamic modeling methods / O. Martynyuk, A. Petrov // – 2020. – IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 963. – P. 1–9. – DOI:[10.1088/1757-899X/963/1/012005](https://doi.org/10.1088/1757-899X/963/1/012005)
37. Shamsuddeen Mohamed Murshid. Effect of an Inducer-Type Guide Vane on Hydraulic Losses at the Inter-Stage Flow Passage of a Multistage Centrifugal Pump [Electronic resource] / Shamsuddeen Mohamed Murshid, Ma Sang-Bum, Kim Sung, Yoon Ji-Hoon, Lee Kwang-Hee, Jung Changjun, Kim Jin-Hyuk // – 2021. – Processes, 9, 526. – P. 1–18. – <https://doi.org/10.3390/pr9030526>.
38. Ivanov E. A. Modernization of the flow section of the main circulation pump GCN 22600-87 / E. A. Ivanov, V. A. Kaleev, S. A. Shumilin // – 2018. – Izvestiya vuzov. Problemy energetiki, Volume 20 No7-8. – P. 63-70. – DOI:[10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-63-70](https://doi.org/10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-63-70).
39. Yalovoj N. S. Optimization of shape criterion for pressure characteristic of centrifugal pump of low high-speed travel / N. S. Yalovoj, A. M. Kats // – 1997/ – Science and education: scientific publication of Bauman Moscow state technical University. No. 5. – P. 33– 38.
40. Zharkovsky A. A. Mathematical modeling of work processes in centrifugal pumps of low and medium speed for solving computer-aided design problems / A. A. Zharkovsky // – 2003. – dis. Dr. Econ. Sciences: 05.04.13. St. Petersburg. – P. 344.
41. Pugachev, P. V. Calculation of viscous flow in bladed hydraulic machines using the ANSYS CFX / P. V. Pugachev, D. G. Svoboda, A. A. Zharkovskij // – 2016. – St. Petersburg: Publishing house of the Polytechnic University. – P. 120.
42. Maeding C. A preliminary design study for an expander liquid oxygen turbopump [Electronic resource] / C. Maeding, L. Souverein, D. Hummel, S. Koenigbauer, A. Wagner, J. Alting // – 2019. – Progress in Propulsion Physics Volume 11. – P. 571–590. – <https://doi.org/10.1051/eucass/201911571>.

43. Matveev V. N. Design calculation of a screw-centrifugal pump / V. N. Matveev, N. F. Musatkin, V. M. Radko // – 2006. – Proc. allowance. Samara : SSAU. – P. 64.
44. Lomakin V. O. Verification of calculation results in the package of hydrodynamic modeling of ster CCM + flow part of the centrifugal pump Ah 50-32-200 / V. O. Lomakin, A. I. Petrov // – 2012. – Izvestiya higher educational institutions. Mechanical engineering. – Spets.the release of the Spec.issue "Works of students and young scientists of Bauman Moscow state technical University". – P. 6–9.
45. Petrov A. I. Computational fluid dynamics in the flowing part of a centrifugal pump operating on a high viscosity liquid / A. I. Petrov, A. S. Fraz, O. S. Gavryushina // – 2018. – Hydraulics. Bauman Moscow state technical University No 5. – P. 56–71.
46. Lomakin V. O. Optimization of geometric parameters of the oil main pump discharge of the NM type / V. O. Lomakin, A. I. Petrov, A. I. Stepanyuk // – 2012. – Science and education: scientific publication of Bauman Moscow state technical University No. 3. – P. 1–9.
47. Cheremushkin V. A. Using stator blades in accessory tracts of hermetic pumps / V. A. Cheremushkin, A. I. Petrov, P. S. Chaburko // – 2017. – Machines and Plants: design and exploiting . No. 2. – P. 1–12.
48. Bobkov A. V. A geometric criterion of optimizing the design of blade machines./ A. V. Bobkov // – 2013. – Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamentalnykh issledovaniy. No. 6. – P. 49.
49. Bobkov A. V. The influence of the factor malorazmernyj to the design of the supercharger centrifugal type / A. V. Bobkov// – 2017. – Uspekhi sovremennoy nauki. Volume. 4. No. 2. – P. 127–130.
50. Borodin G. K. The technique and the algorithm of the determination of the main design parameters of the low mass centrifugal pump / G. K. Borodin, A. I.

Petrov, A. A, Protopopov// – 2016. – Preprinty IPM im. M.V. Keldysha M. – P. 16.
– <https://doi.org/10.20948/prepr-2016-63>.

51. Borovin G. K. Calculation of the optimal axial clearance of a half-open impeller of a centrifugal low-flow pump of the thermal control system of a spacecraft / G. K. Borovin, A. A. Protopopov // – 2013. – Preprinty IPM im. M.V. Keldysha. – P. 16.

52. Krayeva E. M. Energy parameters of high-speed low-flow pumps / E. M. Krayeva // – 2011. – Bulletin of the Moscow Aviation Institute Volume. 18. No. 3. – P. 104.

53. Krayeva E. M. Calculation of energy parameters of high-speed centrifugal pumps of low speed / E. M. Krayeva // – 2010. – News of higher educational institutions. Aviation technolog No 1. – P. 48–50.

54. Schneider Steven J. Satellite propellant pump research / Steven J. Schneider, Joseph P. Veres, Chunill Hah, Anthony L. Nerone, Cameron C. Cunningham, Thomas G. Kraft, Paul F. Tavernelli, Bryan Frase. // – 2005. – NASA Glenn Research Center, Cleveland, Ohio 44135. 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit Tucson, Arizona. – P. 1–11. – <https://doi.org/10.2514/6.2005-3560>.

55. Averyanov A. Mathematical modeling of a centrifugal pump with a spiral tap of simplified geometry with an open and closed wheel [Electronic resource] / A. Averyanov, A. Protopopov.// – 2020 – IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 779. – P. 1–8. – DOI:[10.1088/1757-899X/779/1/012048](https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012048).

56. Ivanov A. V. Calculation and design of a screw-centrifugal pump of the liquid rocket engine pump assembly / A. V. Ivanov // – 2010. – Voronezh: Voronezh State Technical University. – P. 120.

57. Chumachenko B. N. Theoretical foundations and experimental studies with the aim of creating flow-through parts of vane pumps that provide a combina-

tion of high efficiency, suction capacity and low vibration level / B. N. Chumachenko // – 2002. – Avtoref. M.: All-Union Scientific Research Design and Technological Institute of Hydraulic Engineering. – P. 35.

58. Numerical simulation of centrifugal pump of liquid propellant rocket engine [Electronic resource]. – Available at: <https://www.abcm.org.br/anais/encit/2012/links/pdf/ENCIT2012-322.pdf>.

59. Yin Chungun Design and optimization of a centrifugal pump's impeller for hydro storage purposes. Overview on hybrid wind-hydro power dimensioning. GROUP TE6-600 / Chungun Yin, Henrik Sørensen // – 2017. – Aalborg university. Bachelor project. – P. 132.

60. Zimnitskiy V. A. Vane pumps: guide / V. A. Zimnitskiy // – 1986. – Leningrad. Mashinostroyeniye. – P. 334.

61. Zubanov V. M. CFD-modeling of processes in a high-pressure oxidizer pump for the turbopump assembly of a liquid rocket engine / V. M. Zubanov, L. S. Shabliy // – 2014. – Vestnik of the Samara State Aerospace University, No 5(47), part 1. P –148–153. – DOI:[10.18287/1998-6629-2014-0-5-1\(47\)-148-153](https://doi.org/10.18287/1998-6629-2014-0-5-1(47)-148-153).

62. Borovsky B. I. Energy parameters and characteristics of high-speed vane pumps / B. I. Borovsky // – 1989. – M.: Mashinostroenie. – P. 184.

63. Назаренко Г. В. Сучасний стан і перспективи розвитку енергетичної досконалості лопатевих насосів. / Г. В. Назаренко, П. П. Філіпенко, С. А. Дешевих, Ю. А. Мітіков // – 2019. – Системне проектування та аналіз характеристики аерокосмічної техніки Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара т. XXVII. – С. 58-71. <https://doi.org/10.15421/452106>.

64. Tsukano Toru. Component tests of a LOX/methane full-expander cycle rocket engine: Single-shaft LOX/methane turbopump / Toru Tsukano, Naoki Nagao, Hiroshi Tomaru and Toru Kuga // – 2019. – 8TH European conference for aeronautics and space sciences (EUCASS). – P. 1–11. – DOI:10.13009/EUCASS2019-301.

65. Das Vikramjeet. Preliminary design of a 30 kN methane-oxygen-powered electric-pump-fed liquid rocket propulsion system / Vikramjeet Das // – 2023. – Luleå University of Technology Department of Computer Science, Electrical and Space Engineering. – P. 151.

66. Назаренко Г.В. Экспериментальное исследование зависимости энергетических характеристик насоса окислителя двигателя РД861К от его конструктивных особенностей. / Г.В. Назаренко, Филиппенко П.П., С.А. Дешевых // – 2017 – «Механіка гіроскопічних систем», №33,. с. 34–43. <https://doi.org/10.20535/0203-3771332017119193>.

67. Protopopov A. Research of dependence centrifugal pump efficiency of impeller slit seal design parameters [Electronic resource] / A. Protopopov, N. Belov, M. Kalugina, A. Mukhlaeva // – 2020. – Modern power engineering (MPMB 2020) Conf. Series: Materials Science and Engineering 963. P. 1–9. – DOI:[10.1088/1757-899X/963/1/012003](https://doi.org/10.1088/1757-899X/963/1/012003).

68. Sazonov Yu. A. Fundamentals of Calculating and Designing Pumping and Ejector Installations / Yu. A. Sazonov // – 2012. – SUE “Oil and Gas of Gubkin University: M. – P. 302.

69. El Samanody M. A. Investigations on the performance of centrifugal pumps in conjunction with inducers / M.A. El Samanody, Ashraf Ghorab, Mamdoh Aboul Fito Mostafa.// – 2014. – Ain Shams Engineering Journal. Volume 5, Issue 1. – P. 149-156. – <https://doi.org/10.1016/j.asej.2013.07.003>.

70. Kim Changhyun. Numerical study on the effects of installing an inducer on a pump in a turbopump /Changhyun Kim, Chang-Ho Choi, Semi Kim, Jehyun Baek // – 2021. – Proceedings of the Institution of Mechanical Engine, Part A: Journal Power and Energy. – P. 1877-1891. – <https://doi.org/10.1177/09576509211014984>.

71. Nazarenko H. Analytical and experimental assessment of screw centrifugal pump at improving its design / H. Nazarenko // – 2021. – Naukovyi

Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu No. 4. – P. 63–68. – <https://doi.org/10.33271/nvngu/2021-4/063>.

72. Lomakin V. O. Determining the influence of the main geometric parameters of the pump discharge NM 10000-210 on its characteristics / V. O. Lomakin, A.V. Artemov, A. I. Petrov // – 2012. – Science and education: scientific publication of Bauman Moscow state technical University No 8. – P. 71–84. – DOI:[10.7463/0812.0445666](https://doi.org/10.7463/0812.0445666).

73. Valyukhov S. Profile optimization of the impeller blade of a low-speed centrifugal pump using surrogate modeling [Electronic resource] / S. Valyukhov, D. Galdin, V Korotov, V. Rusin, A. Shablovskiy // – 2020. – IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering Volume 779. – P. 1–7. – DOI:[10.1088/1757-899X/779/1/012023](https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012023).

74. Gao Yi. Optimized Design of a Multistage Centrifugal Pump Based on Volumetric Loss Reduction by Auxiliary Blades [Electronic resource] / Yi Gao, Wei Li, Handong Qi, Leilei Ji, Yunfei Chen // – 2023. – National Research Center for Pumps and Systems, Jiangsu University, Zhenjiang, China. P. 1–18. – <https://doi.org/10.3390/w15132350>.

75. Назаренко Г.В. Вплив перепускних отворів у провідному диску відцентрового колеса шнековідцентрового насоса РРД на його напір, ККД і кавітаційні характеристики. / Г.В. Назаренко // – 2022. – Системне проектування та аналіз характеристики аерокосмічної техніки, Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара т. XXX. – С. 65–73. – <https://doi.org/10.15421/472207>.

76. Cheremushkin V. Influence of the centrifugal pump impeller blades parameters on its energy characteristics at high fluid viscosity / V. Cheremushkin, V. Lomakin // – 2023. – Izvestiya MGTU MAMI Volume 17 No 4. – P. 1–11. – DOI:[10.17816/2074-0530-585207](https://doi.org/10.17816/2074-0530-585207).

77. Namazizadeh M. Optimization of the splitter blade configuration and geometry of a centrifugal pump impeller using design of experiment [Electronic resource] / M. Namazizadeh, M. Talebian Gevari, M. Mojaddam, M. Vajdi // – 2020. – Journal of Applied Fluid Mechanics, Volume 13, No. 1 – P. 89–101. – DOI: [10.29252/jafm.13.01.29856](https://doi.org/10.29252/jafm.13.01.29856).
78. Torre Francesco. Design optimization of splitter blades for rocket engine turbopump / Francesco Torre // – 2018. – Delft University of Technology. – P. 70.
79. Breugelmans F.A.E. Prerotation and fluid recirculation in the suction pipe of centrifugal pumps [Electronic resource] / F. A. E. Breugelmans, M. Sen // – 1982. – Texas A&M University Turbomachinery Symposium 11th. – P. 165–180. <https://doi.org/10.21423/R1DM3B>.
80. Volkov A. V. Improving the energy efficiency of a centrifugal pump by using a variable pitch vane system / A. V. Volkov, A. G. Parugin, A. I. Davudov, G. P. Hovanov // – 2011. – Safety and Reliability of Power Industry, No 3. – P. 53–56.
81. Chebaevsky V. F. Cavitation characteristics of high-speed screw-centrifugal pumps /V. F. Chebaevsky, V. I. Petrov // – 1982. – M.: Mashinostroyenie. – P. 192.
82. Chebaevsky V. F. Cavitation characteristics of high-speed screw-centrifugal pumps /V. F. Chebaevsky, V. I. Petrov // – 1973. – M.: Mashinostroyenie. – P. 192.
83. Zuev A. A. The method of the disk friction determining of low mass flow centrifugal pumps / A. A. Zuev, V. P. Nazarov, A. A. Arngold, I. M. Petrov // – 2019. – Siberian Journal of Science and Technology, Volume 20, No. 2. – P. 219–227. DOI: 10.31772/2587-6066-2019-20-2-219-227.
84. Misyura V. I. Disk pumps / V. I. Misyura, B. V. Ovsyannikov, V. F. Prisnyakov // – 1986. – M.: Mashinostroyenie. – P. 112.
85. Yamada Hitoshi. Performance of a tandem inducer under noncavitating and cavitating conditions / Hitoshi Yamada, Yoshiki Yoshida, Mitsuru Shimagaki,

Mitsuo Watanabe, Satoshi Hasegawa, Tomoyuki Hashimoto, Toshiya Kimura, Masaharu Uchiumi // – 2003 – Fifth International Symposium on Cavitation, Osaka, Japan. – P. 1–7.

86. Hashimoto T. Experimental Study on Rotating Cavitation of Rocket Propellant Pump Inducers / T. Hashimoto, M. Yoshida, M. Watanabe, K. Kamijo, Y. Tsujimoto // – 1997. – Journal of Propulsion and Power Volume 13, No.4 P. 488–494. – <https://doi.org/10.2514/2.5210>.

87. d'Agostino Luca. An introduction to cavitation in inducers and turbopumps / Luca d'Agostino, Lucio Torre, Angelo Cervone, Giovanni Pace // – 2017. – CISM, International Centre for Mechanical Sciences, Volume 575. – P. 1–33. DOI: [10.1007/978-3-319-49719-8_1](https://doi.org/10.1007/978-3-319-49719-8_1).

88. Xiang Le. Experimental investigation of cavitation instabilities in inducer with different tip clearances / Le Xiang, Yonghua Tan, Hui Chen, Kaifu Xu // – 2021. – Chinese Journal of Aeronautics, Volume 34 Issue 9. – P. 168–177 <https://doi.org/10.1016/j.cja.2021.01.009>.

89. Назаренко Г. В. Аналіз впливу конструктивних особливостей проточної частини шнеко-відцентрового насоса на його кавітаційну характеристику. / Г. В. Назаренко, П. П. Філіпенко, С. О. Дешевих // – 2018. – Науково-технічний журнал Авіаційно-космічна техніка і технологія. №7(151) – с. 32-39. <https://doi.org/10.32620/aktt.2018.7.05>.

90. H.Nazarenko. Analysis of the influence of the design parameters of the upper stage liquid propellant rocket engine pump on its cavitation characteristics. / H.Nazarenko. // Вісник Дніпровського університету. Серія: Ракетнокосмічна техніка. Т. 32 No. 4 (2023) С. 3-14 DOI: <https://doi.org/10.15421/452324>.

ДОДАТОК А

Графіки з літературних джерел

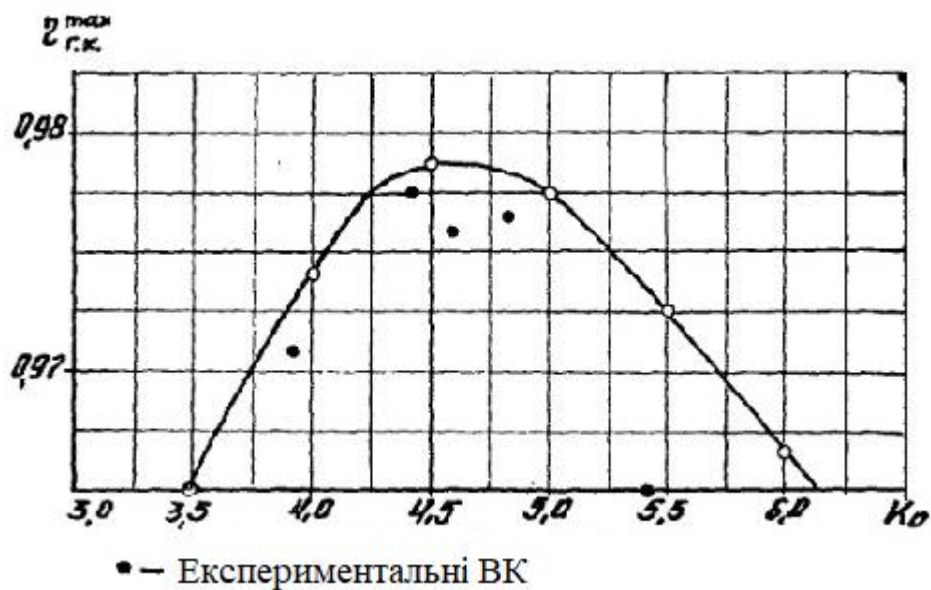


Рисунок А.1 – Залежність максимального гідравлічного ККД ВК від його коефіцієнта входу K_0 за результатами оптимізації. Залежність узята з [16]

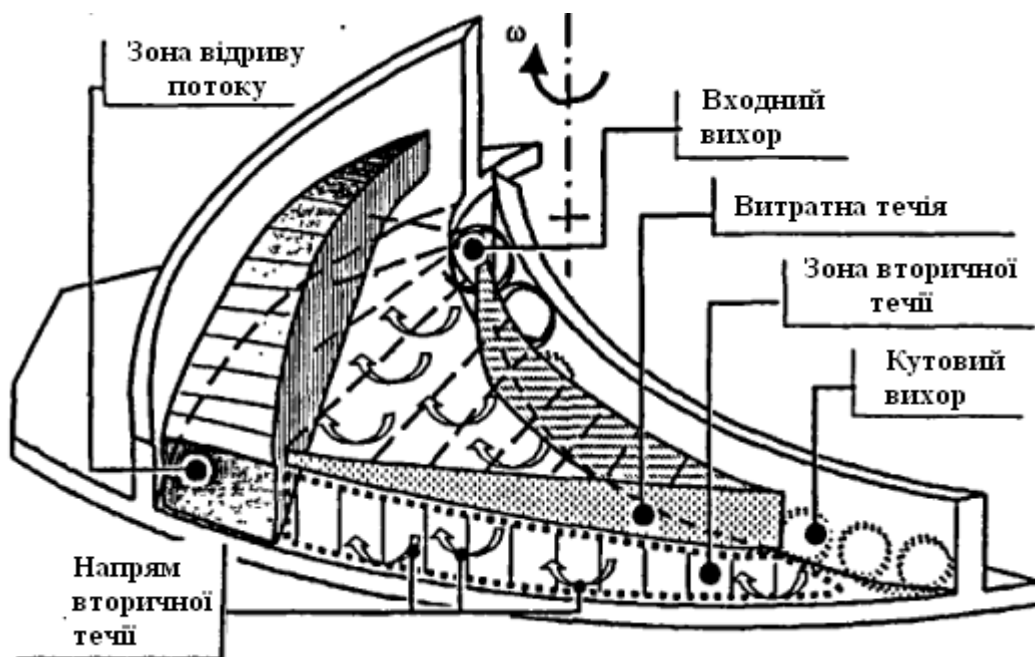


Рисунок А.2 – Модель потоку уздовж провідного диска закритого ВК МЦН. [Рисунок узята з 27]

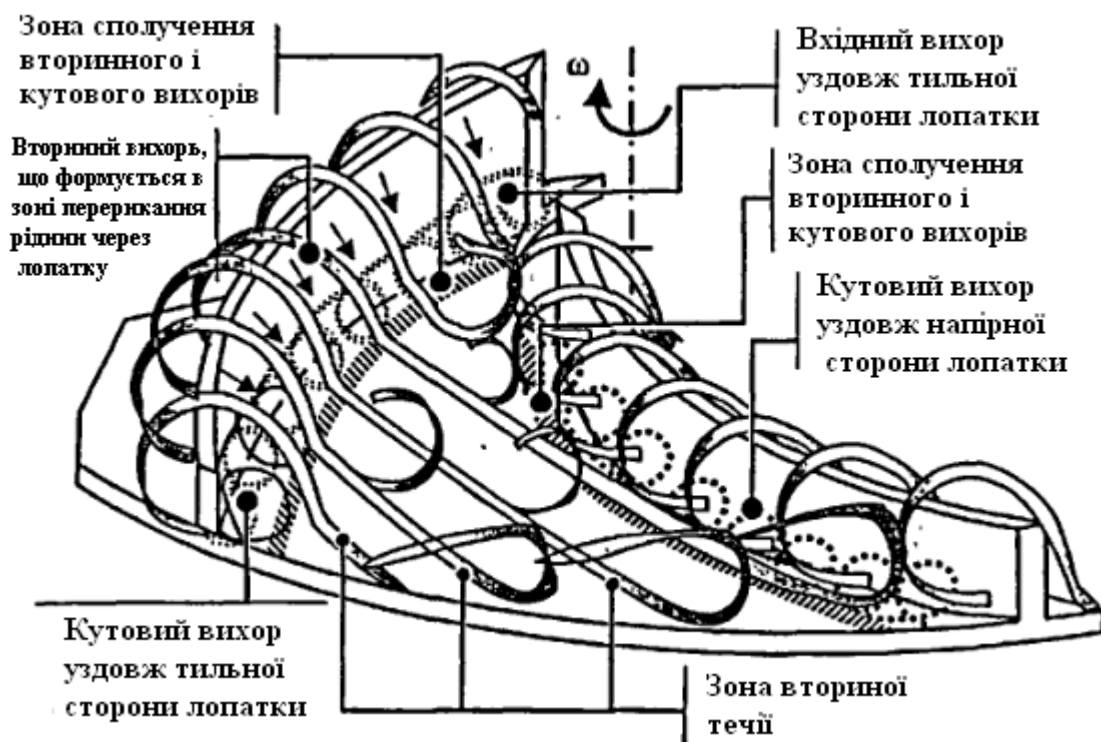


Рисунок А.3 – Модель потоку в міжлопатевому каналі напіввідкритого ВК МЦН. [Залежність узята з 27].

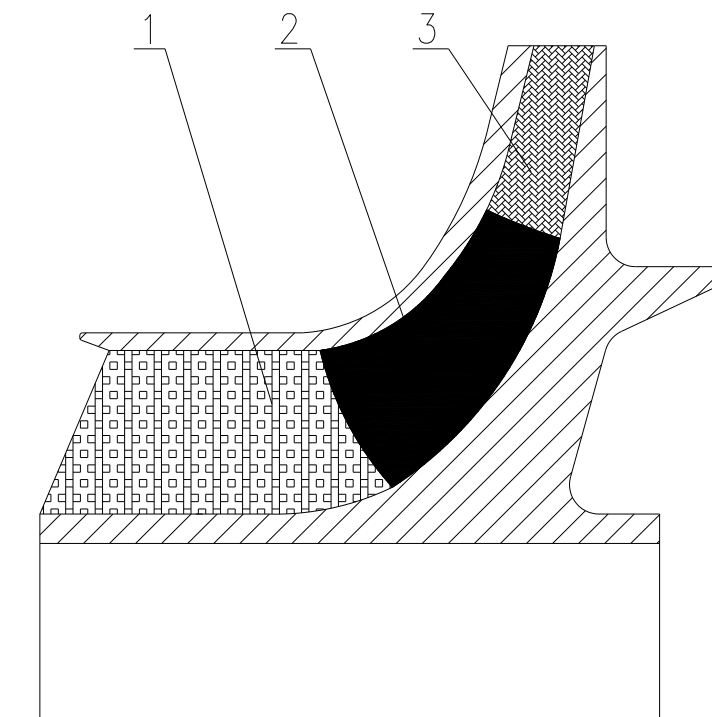


Рисунок А.4 – Вісерадіальне РК. [Рисунок узятий з 28]

ДОДАТОК Б

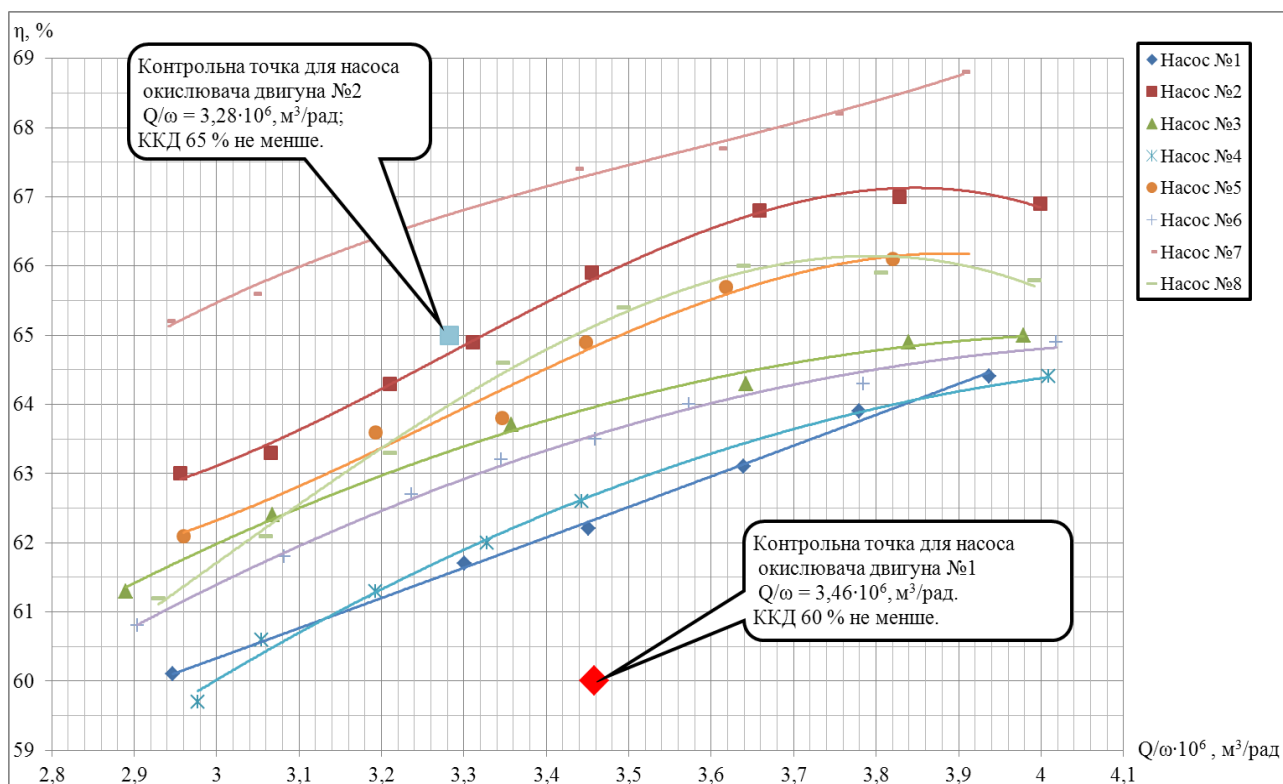


Рисунок Б.1 – Залежність ККД від об’ємної витрати, приведеної до частоти обертання ротора насоса, для восьми екземплярів НО ТНА РРД №1

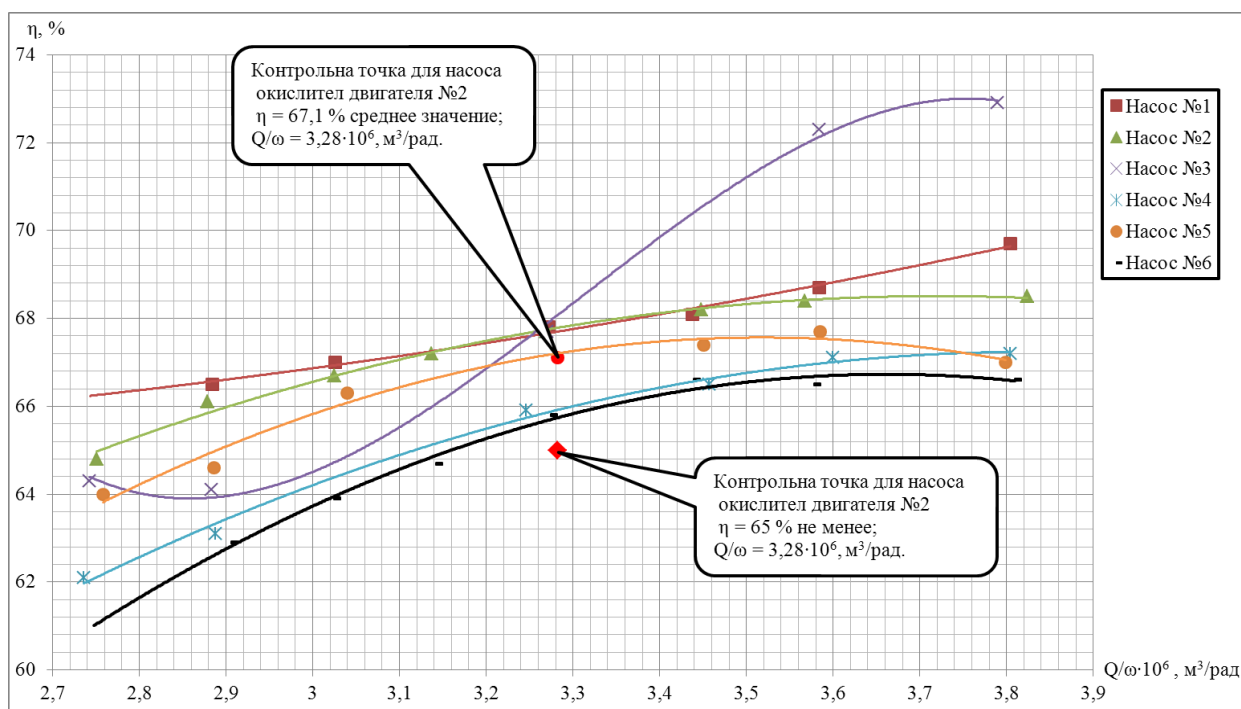
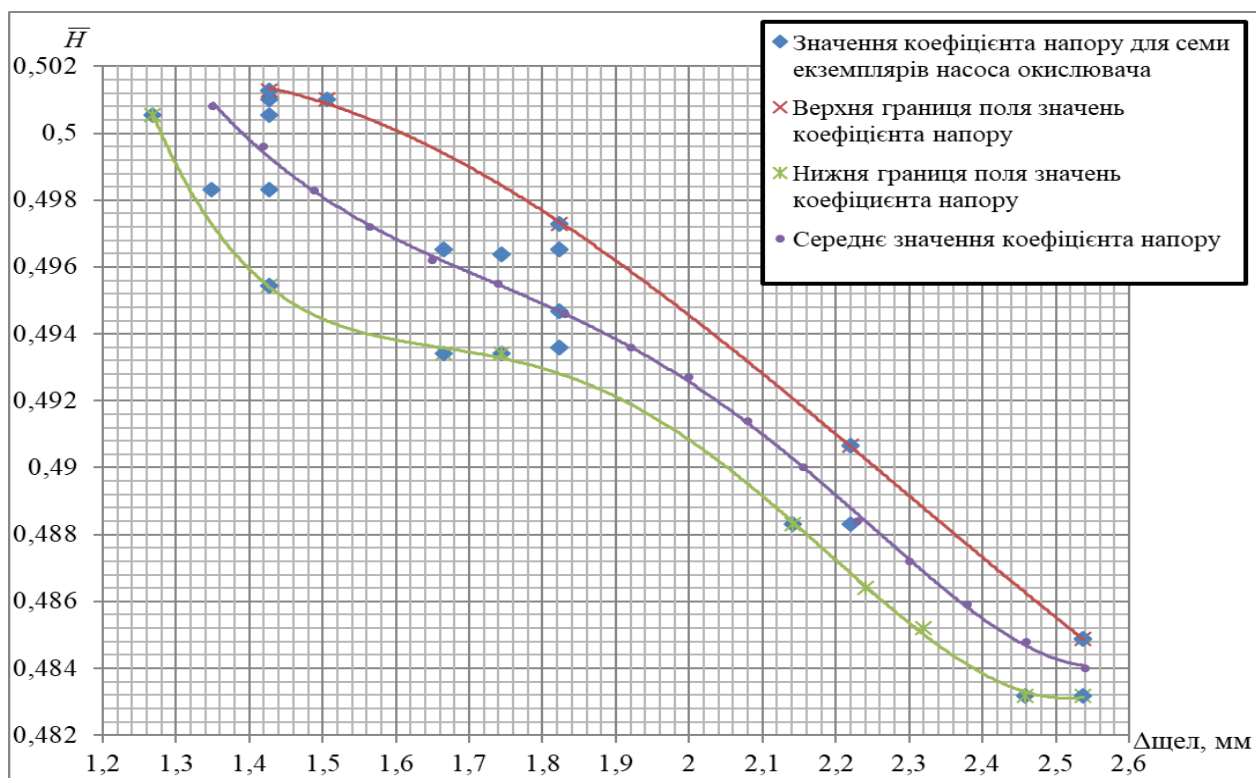
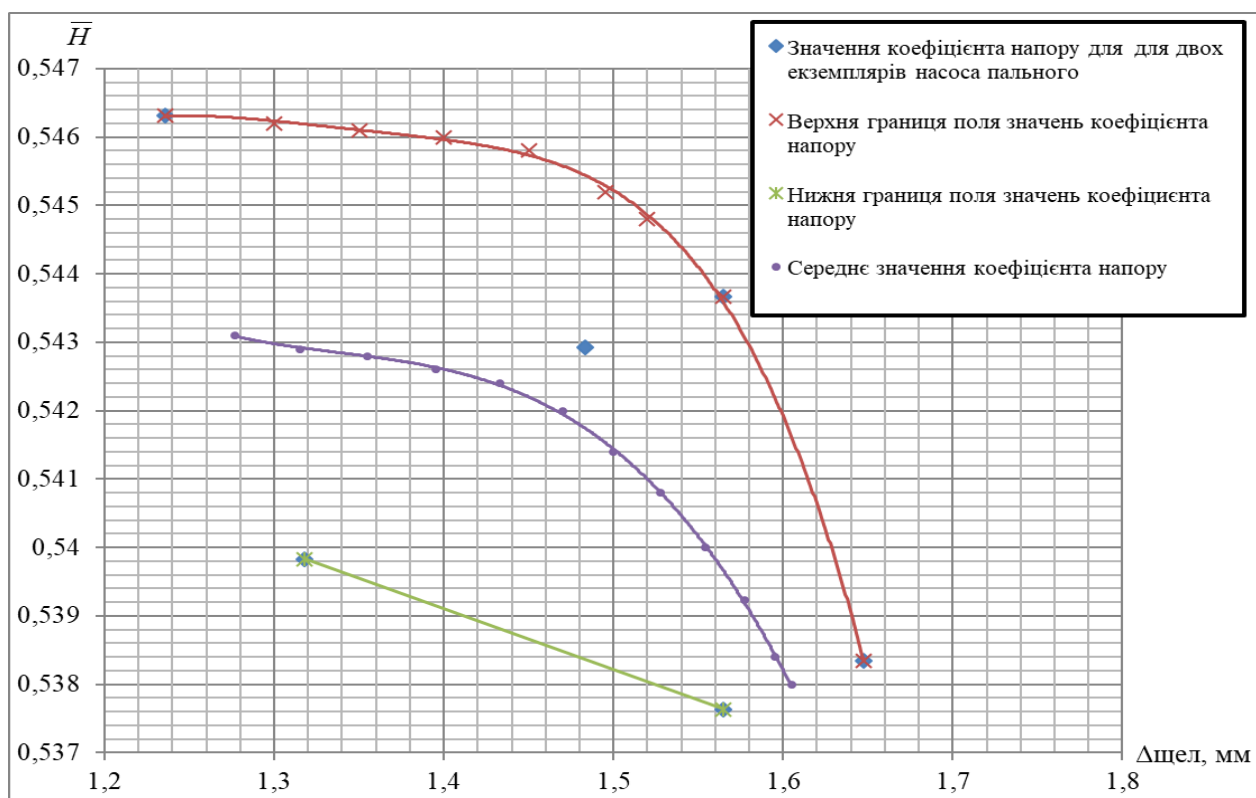
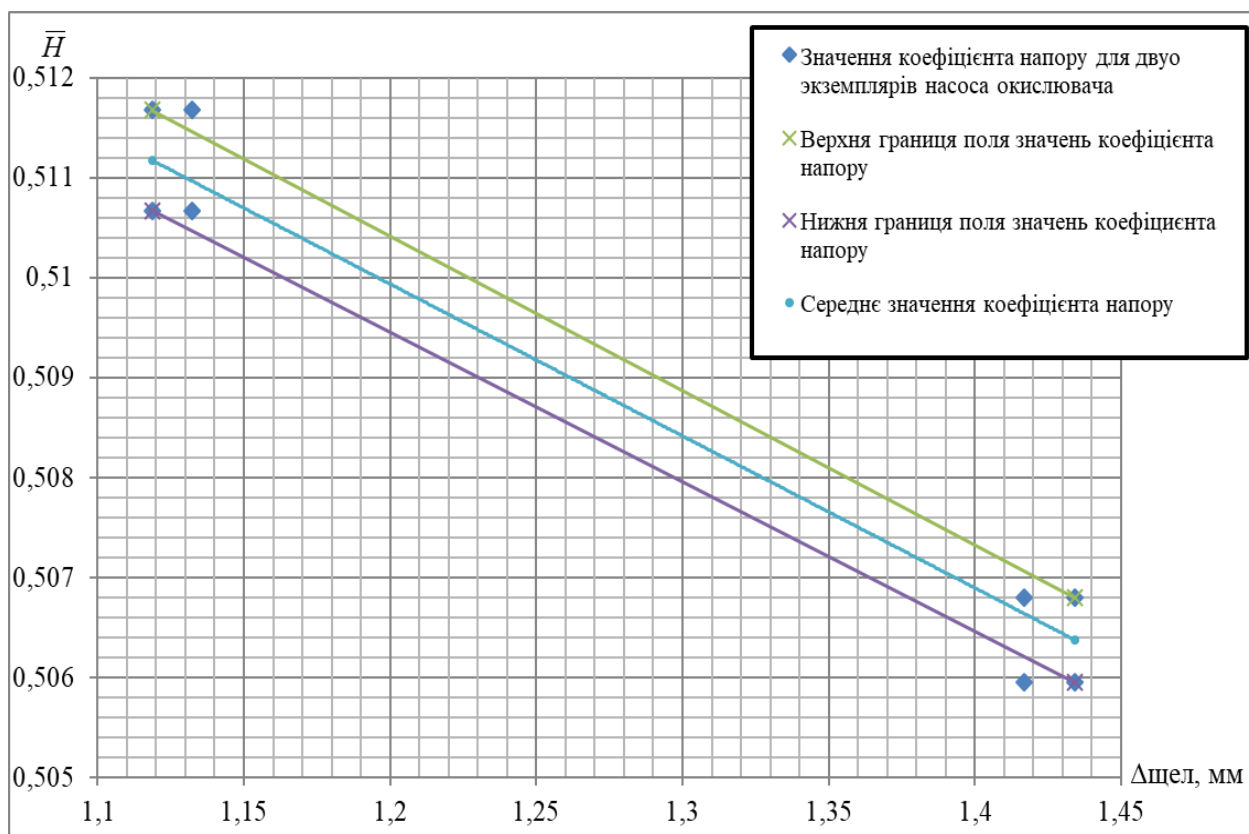
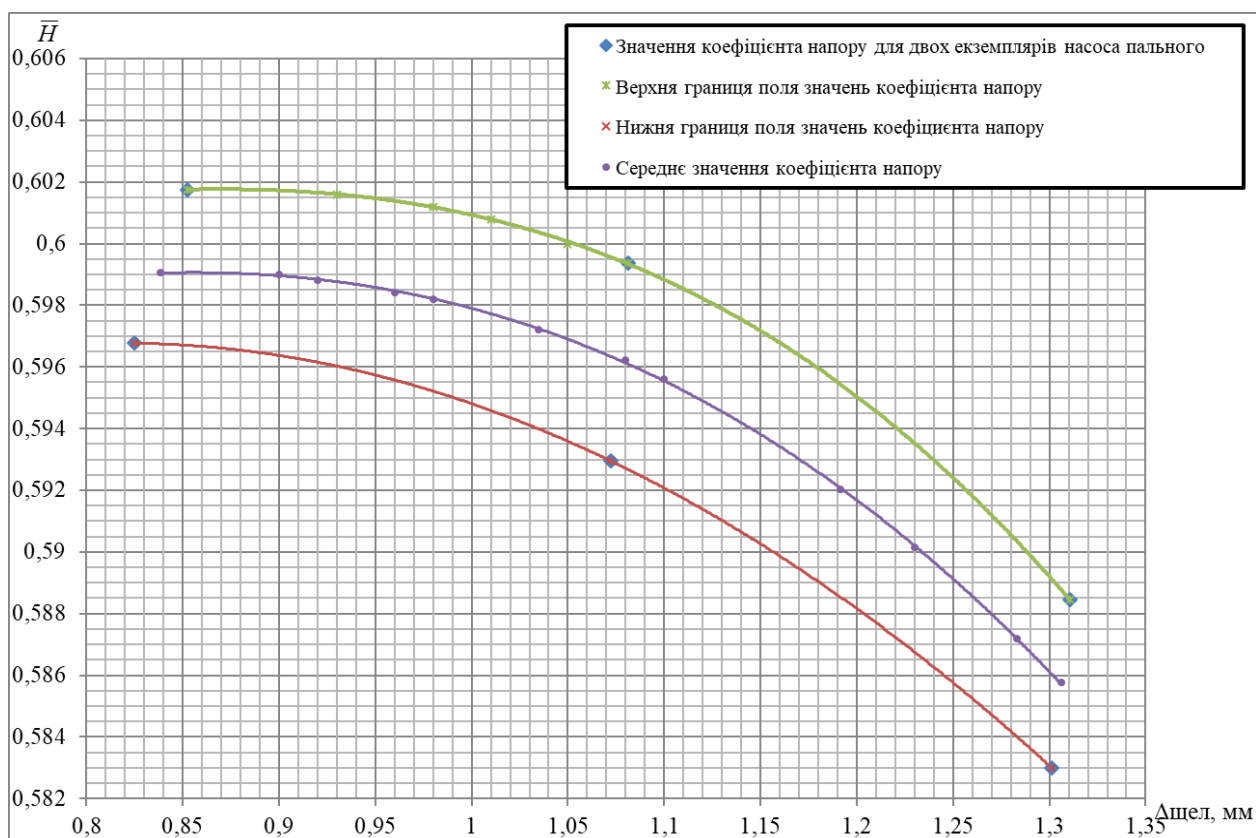
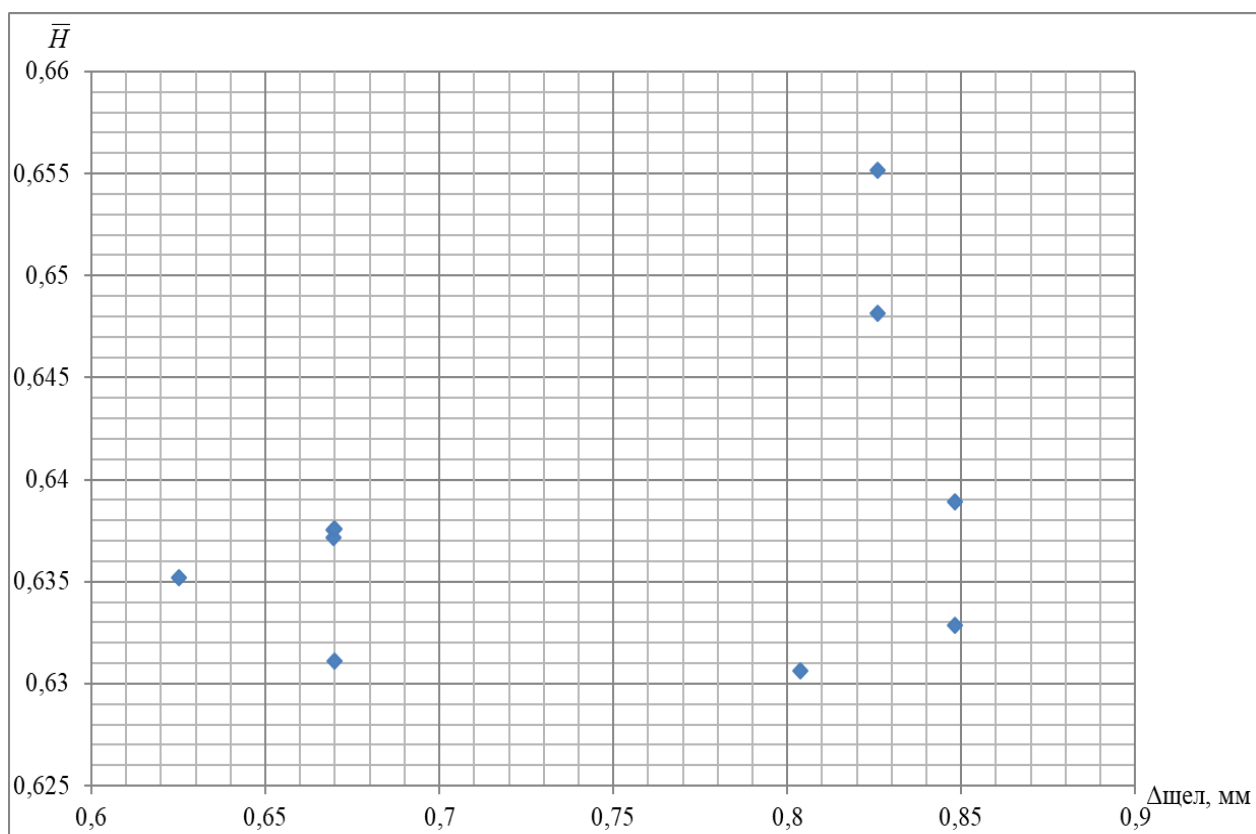
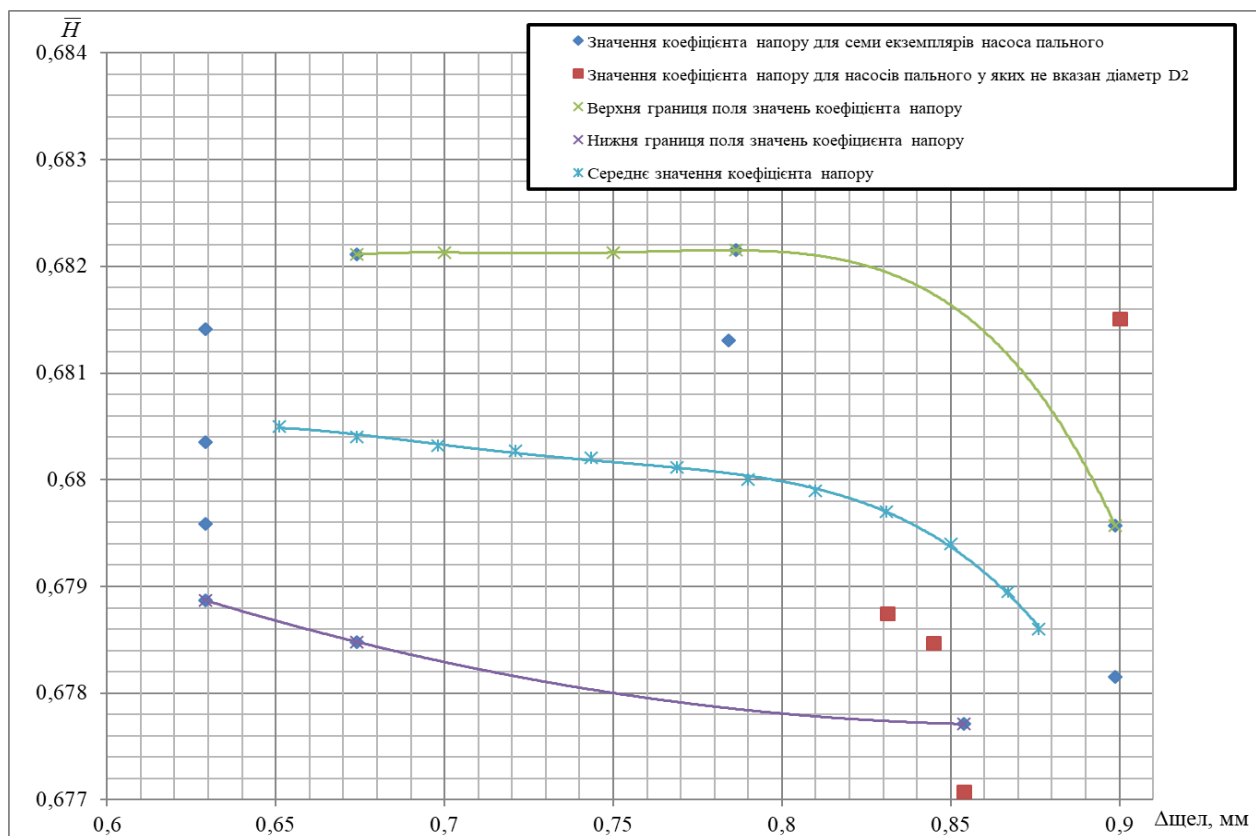
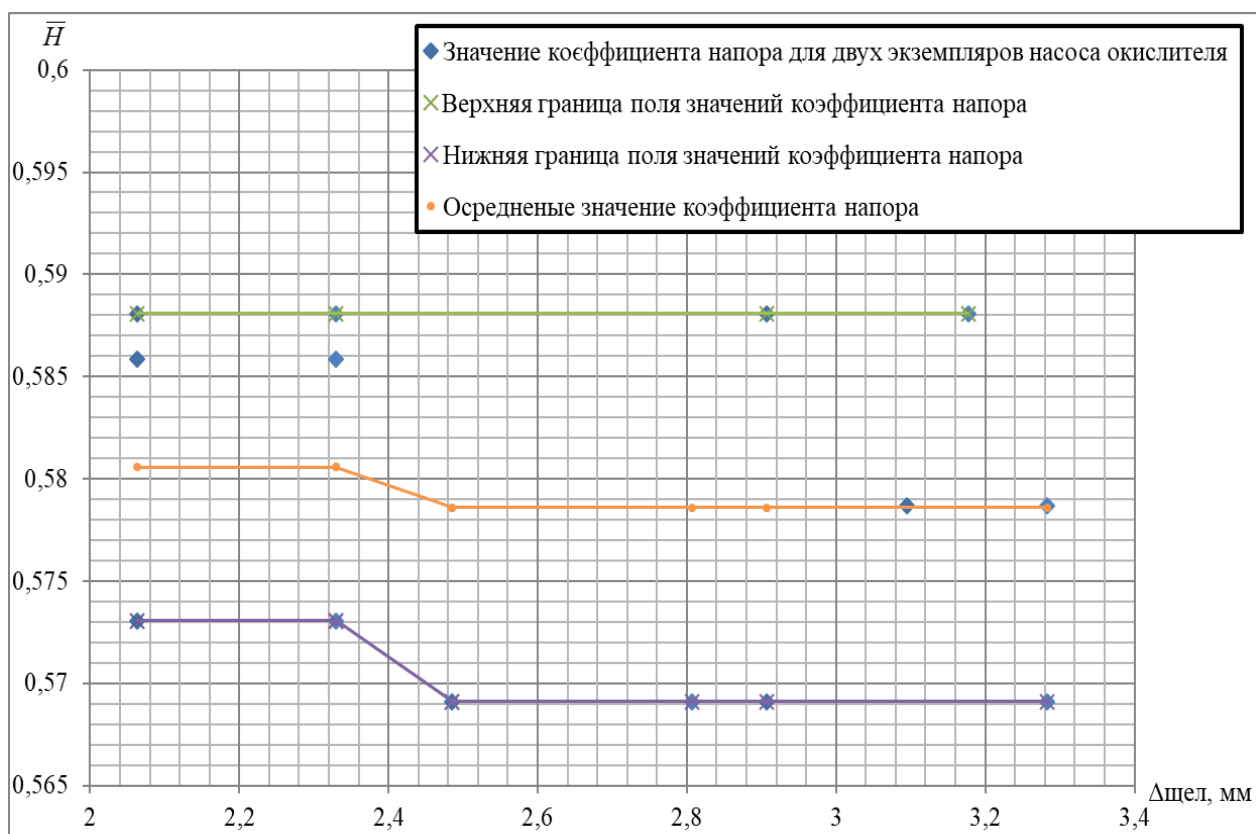
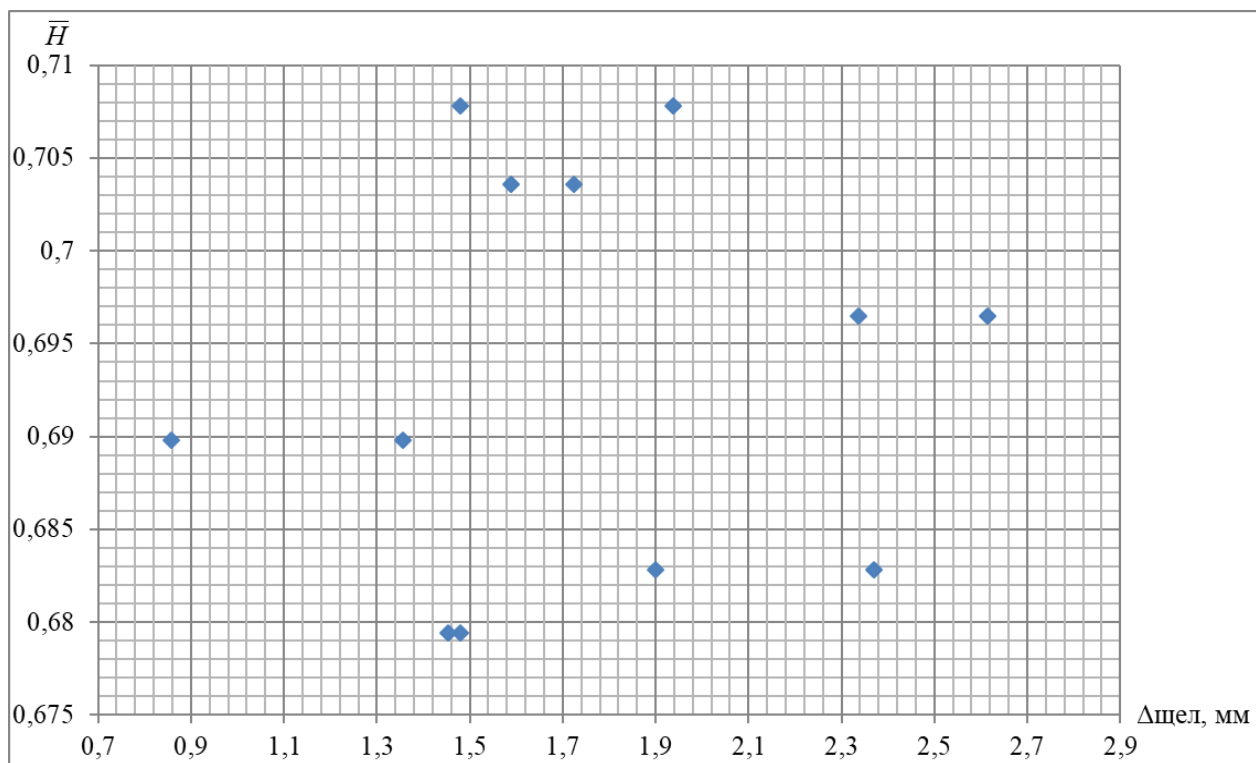


Рисунок Б.2 – Залежність ККД від об’ємної витрати приведеної до частоти обертання ротора насоса, для шести екземплярів НО ТНА РРД №2

Рисунок Б.3 – Залежності \bar{H} від Δx для НО ТНА РРД №4Рисунок Б.4 – Залежності \bar{H} від Δx для НП ТНА РРД №8

Рисунок Б.5 – Залежності \bar{H} від $\Delta_{\text{шел}}$ для НО ТНА РРД №8Рисунок Б.6 – Залежності \bar{H} від $\Delta_{\text{шел}}$ для НП ТНА РРД №9

Рисунок Б.7 – Залежності \bar{H} від $\Delta \text{Щел}$ для НО ТНА РРД №7Рисунок Б.8 – Залежності \bar{H} від $\Delta \text{Щел}$ для НП ТНА РРД №7

Рисунок Б.9 – Залежності \bar{H} від $\Delta \text{Щел}$ для НО ТНА РРД №6Рисунок Б.10 – Залежності \bar{H} від $\Delta \text{Щел}$ для НО ТНА РРД №10

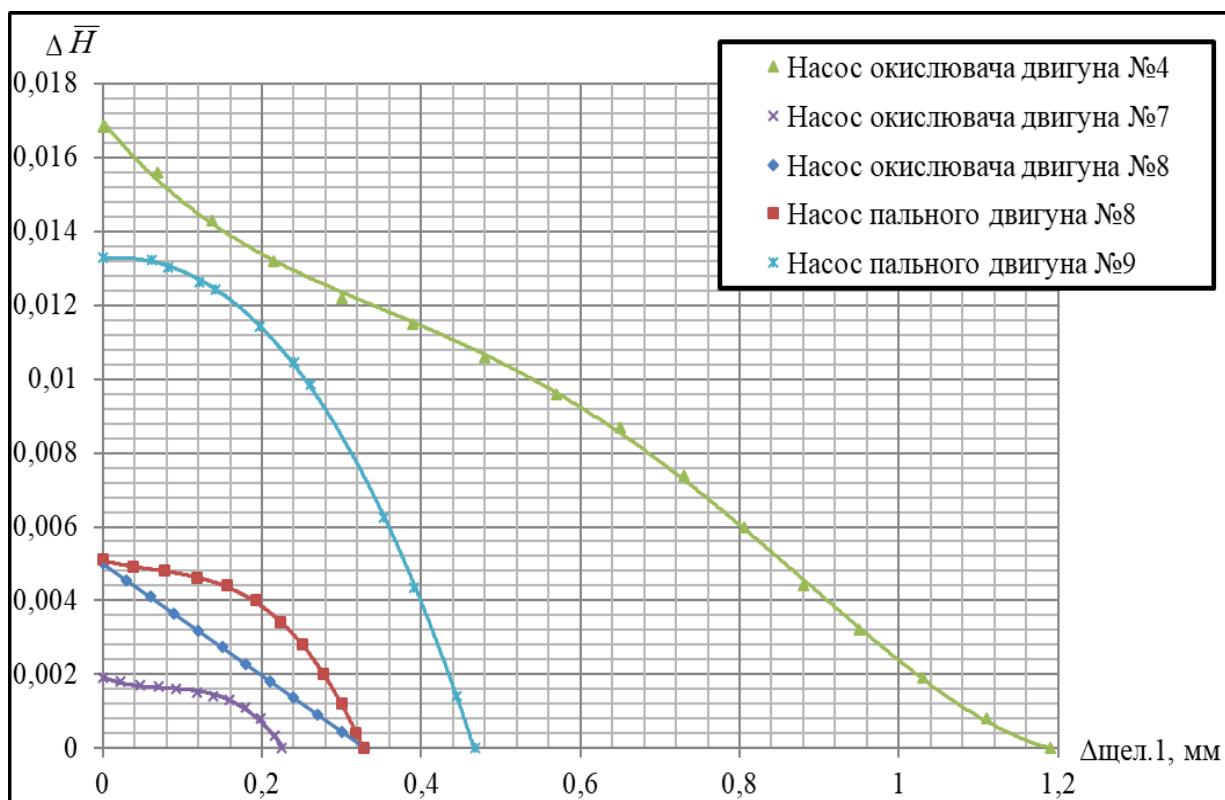


Рисунок Б.11 – Залежності зменшення \bar{H} від $\Delta \text{щел.1}$ для насосів ТНА РРД №4, №7, №8 і №9

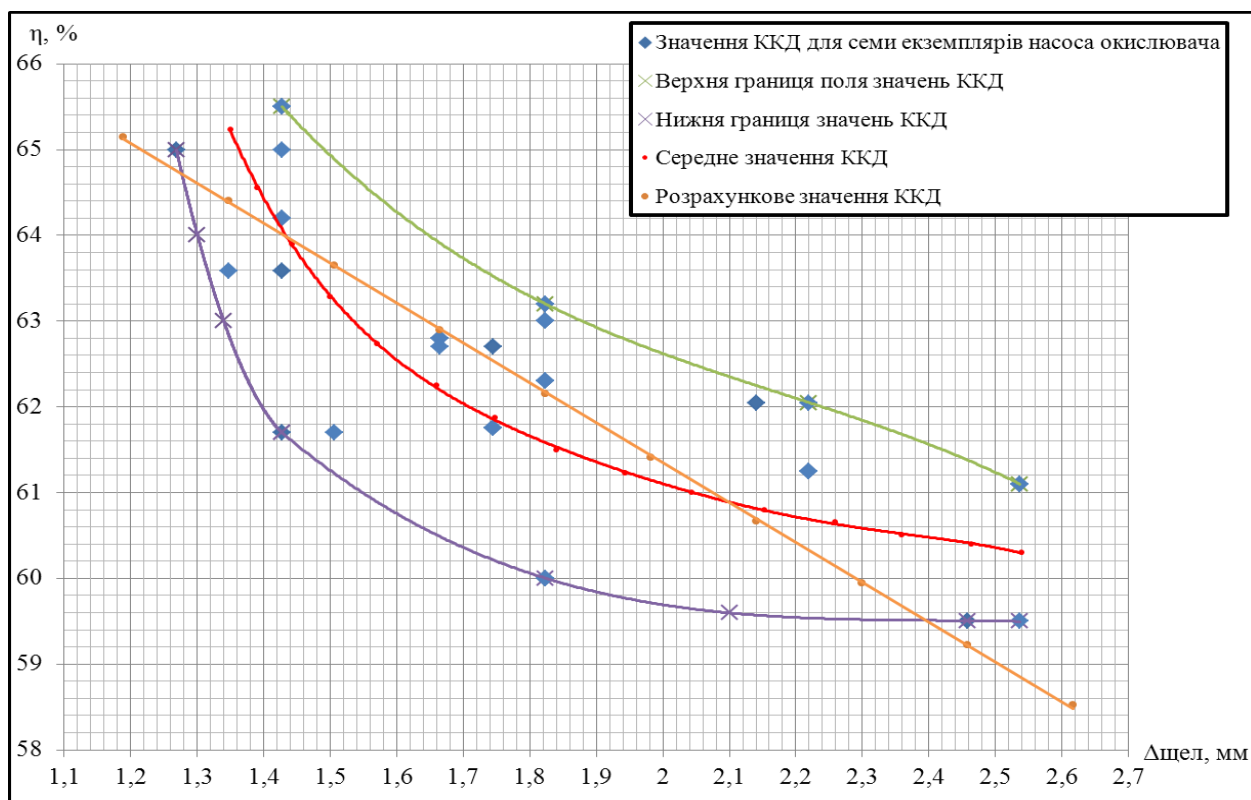
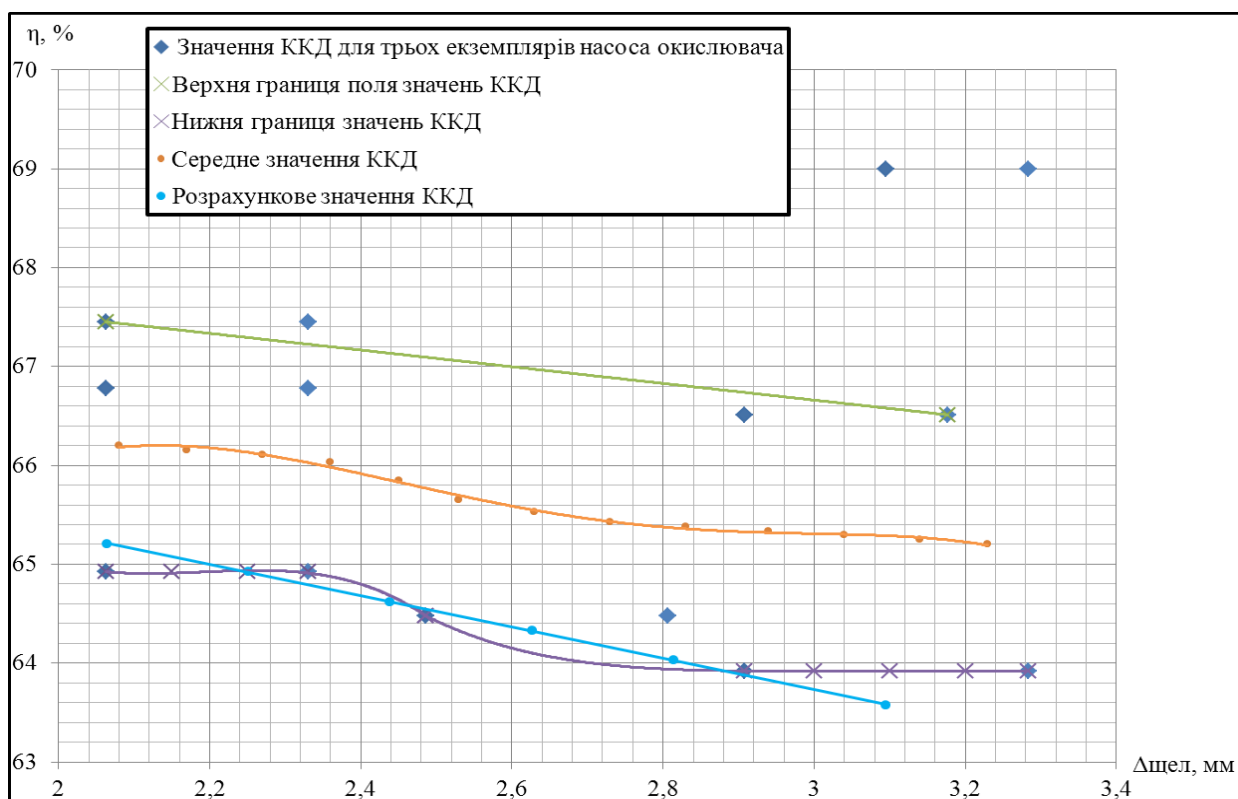
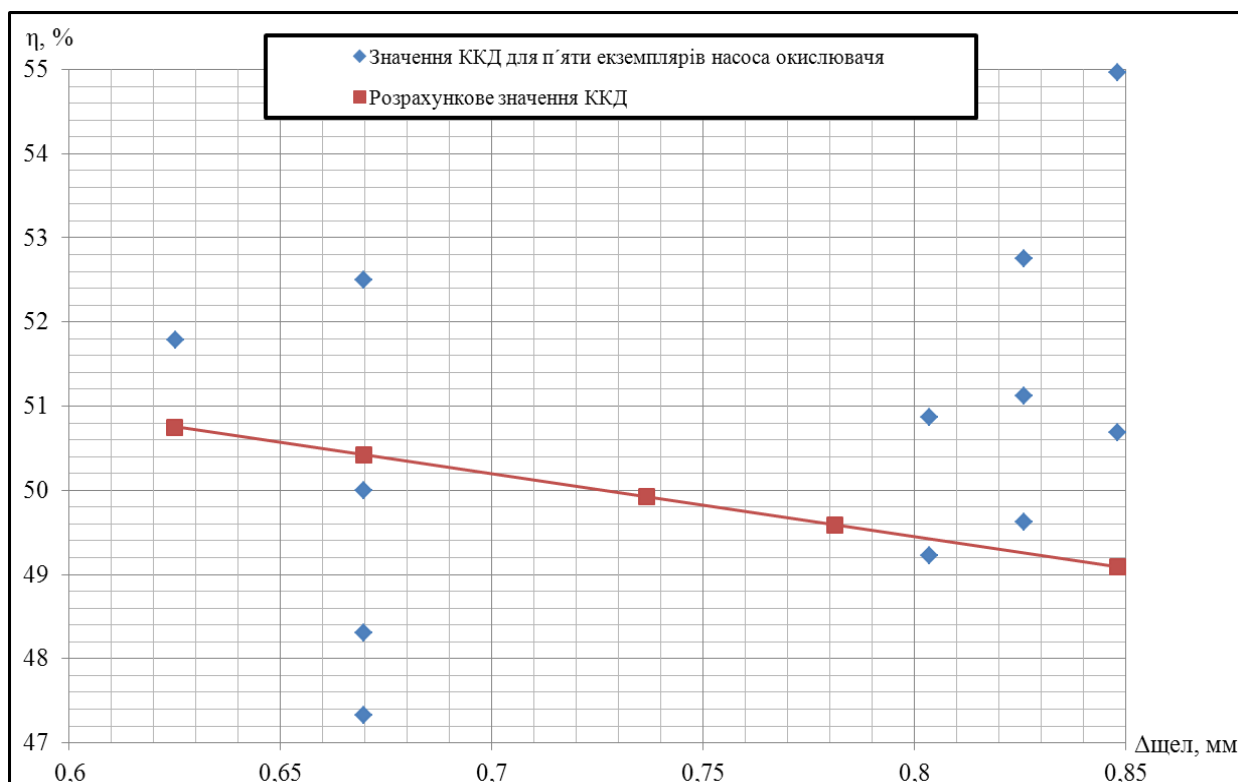
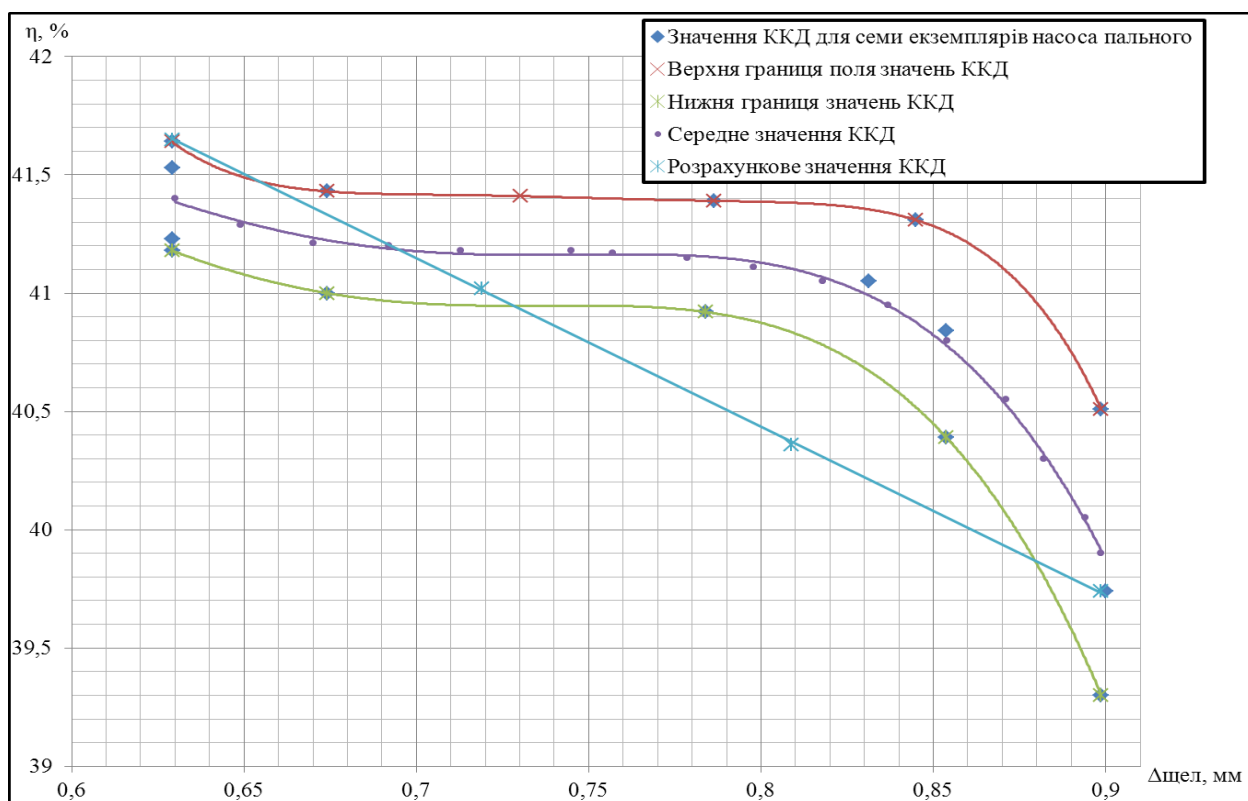
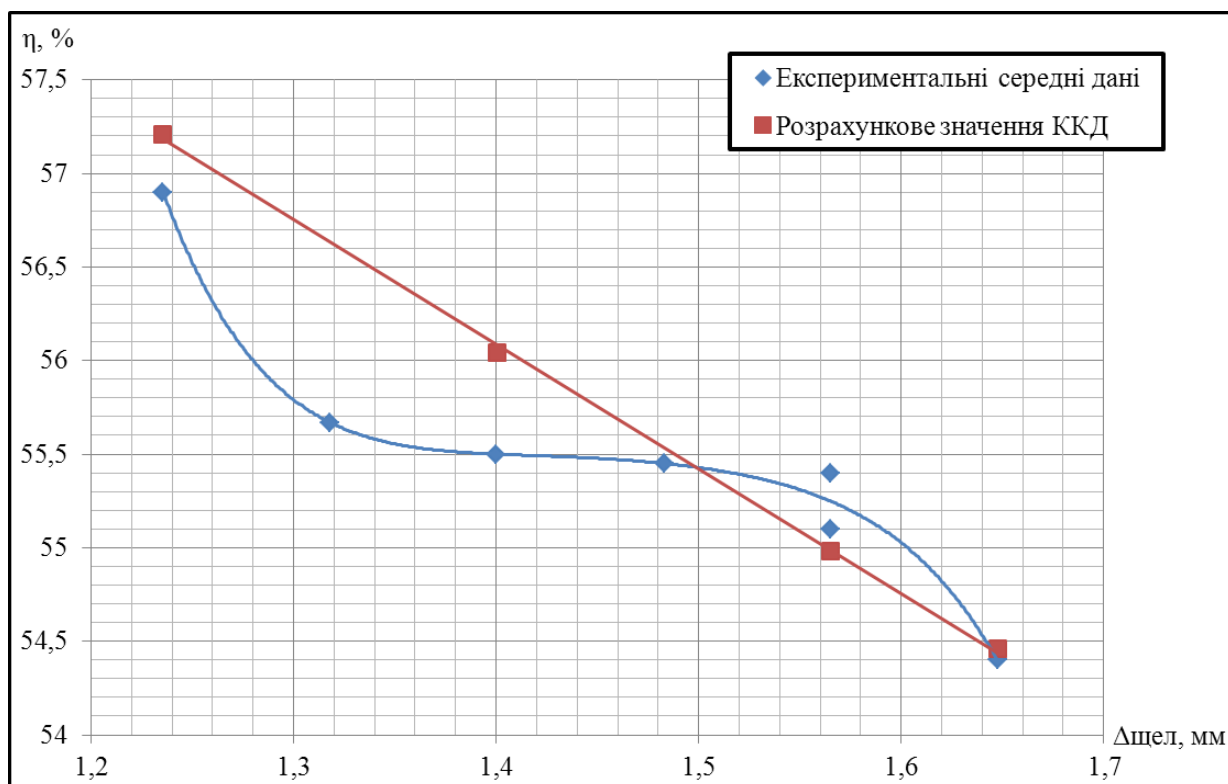
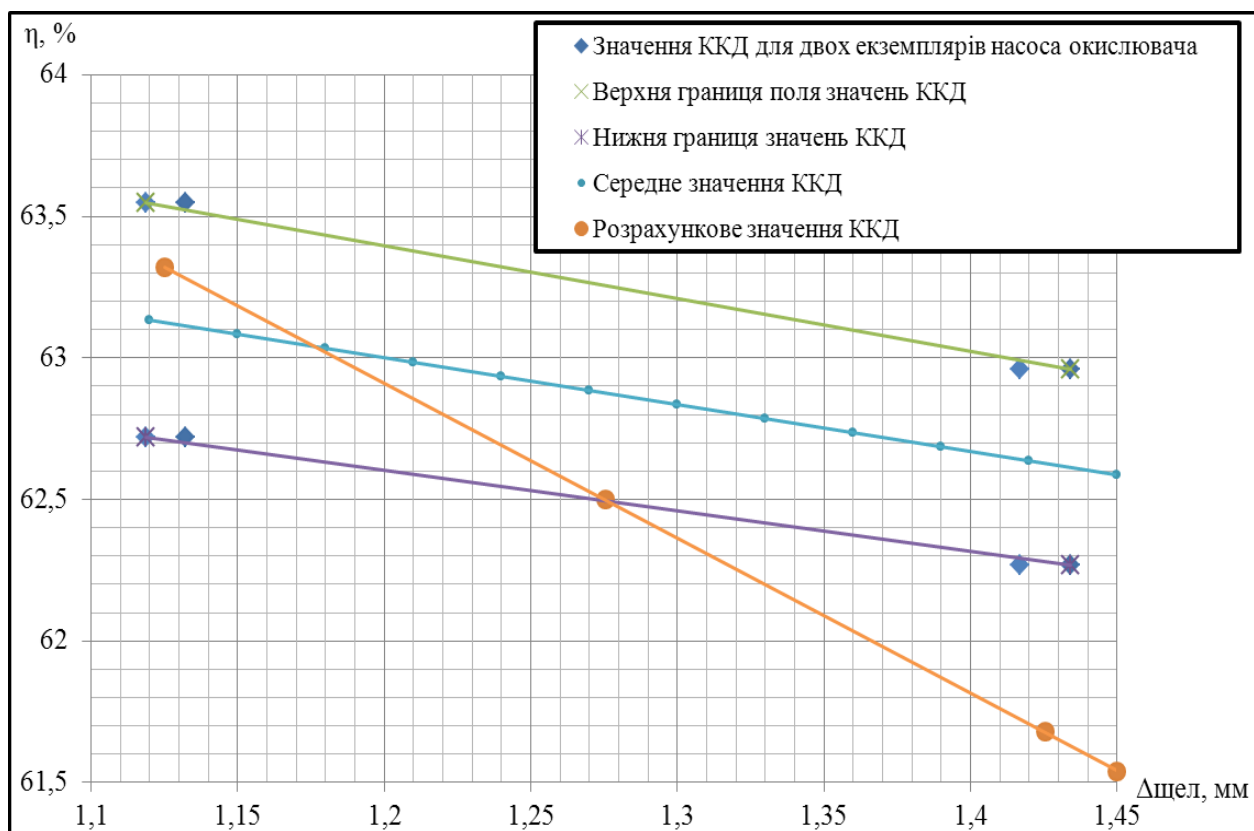
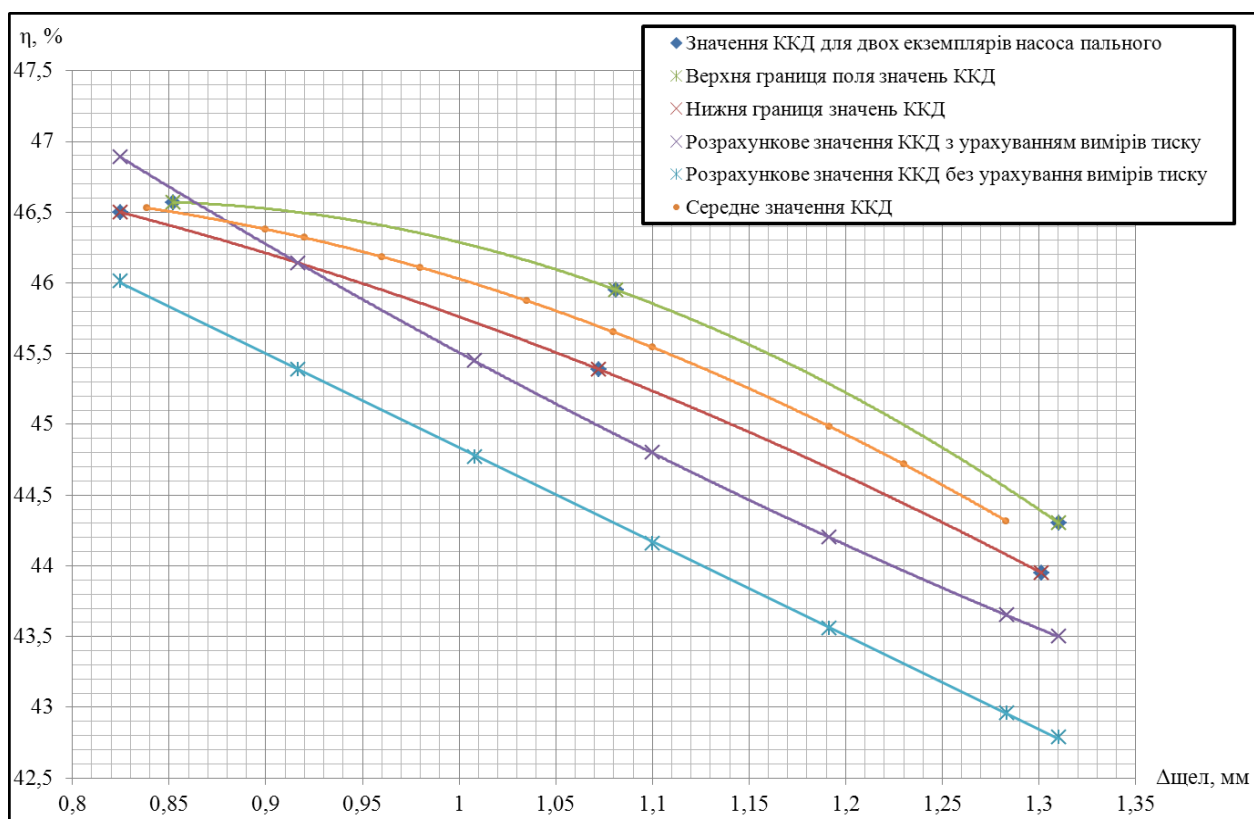


Рисунок Б.12 – Залежності ККД від $\Delta \text{щел}$ для НО ТНА РРД №4

Рисунок Б.13 – Залежності ККД від $\Delta\text{щел}$ для НО ТНА РРД №6Рисунок Б.14 – Залежності ККД від $\Delta\text{щел}$ для НО ТНА РРД №7

Рисунок Б. 15 – Залежності ККД від $\Delta_{\text{щел}}$ для НП ТНА РРД №7Рисунок Б.16 – Залежності ККД від $\Delta_{\text{щел}}$ для НП ТНА РРД №8

Рисунок Б.17 – Залежності ККД від $\Delta\text{щел}$ для НО ТНА РРД №8Рисунок Б.18 – Залежності ККД від $\Delta\text{щел}$ для НП ТНА РРД №9

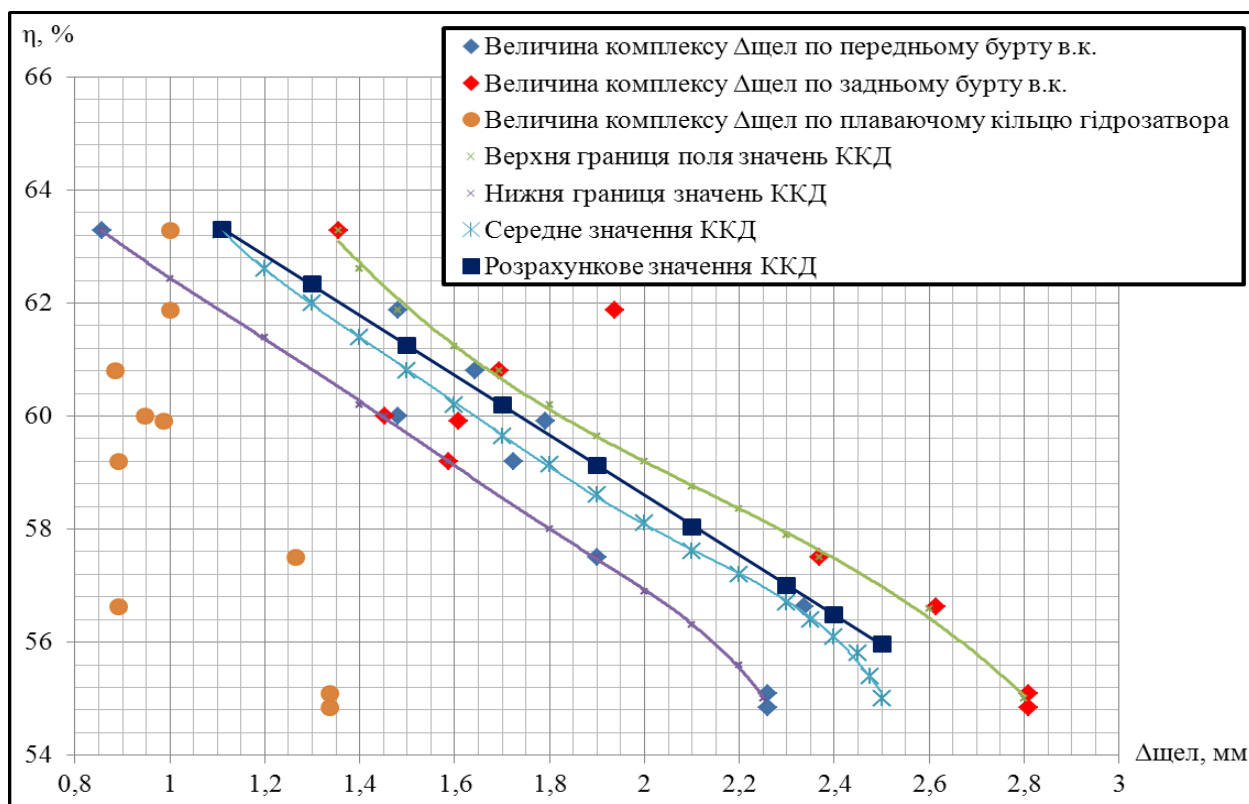


Рисунок Б.19 – Залежності ККД від $\Delta_{\text{шел}}$ для НО ТНА РРД №10

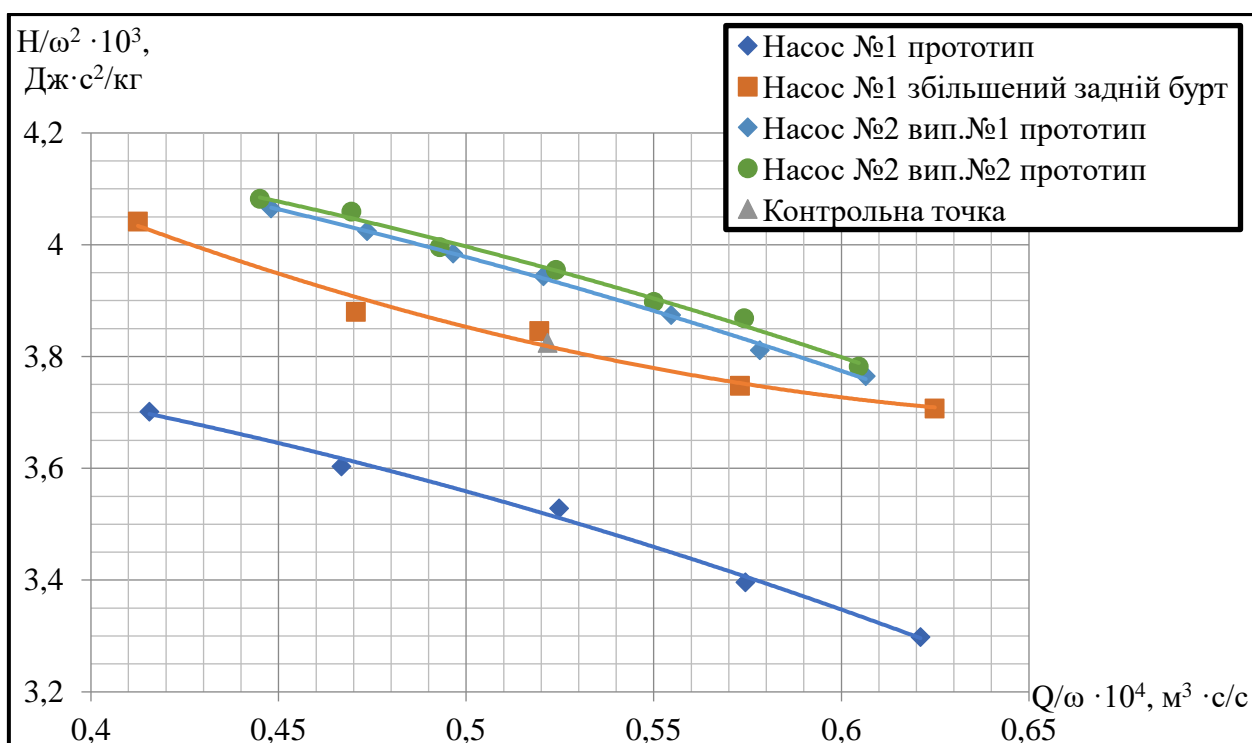


Рисунок Б.20 – Залежність напору, приведенного до квадрату частоти обертання ротора насоса, від об'ємної витрати, приведенної до частоти обертання ротора насоса, для НО ТНА РРД №11

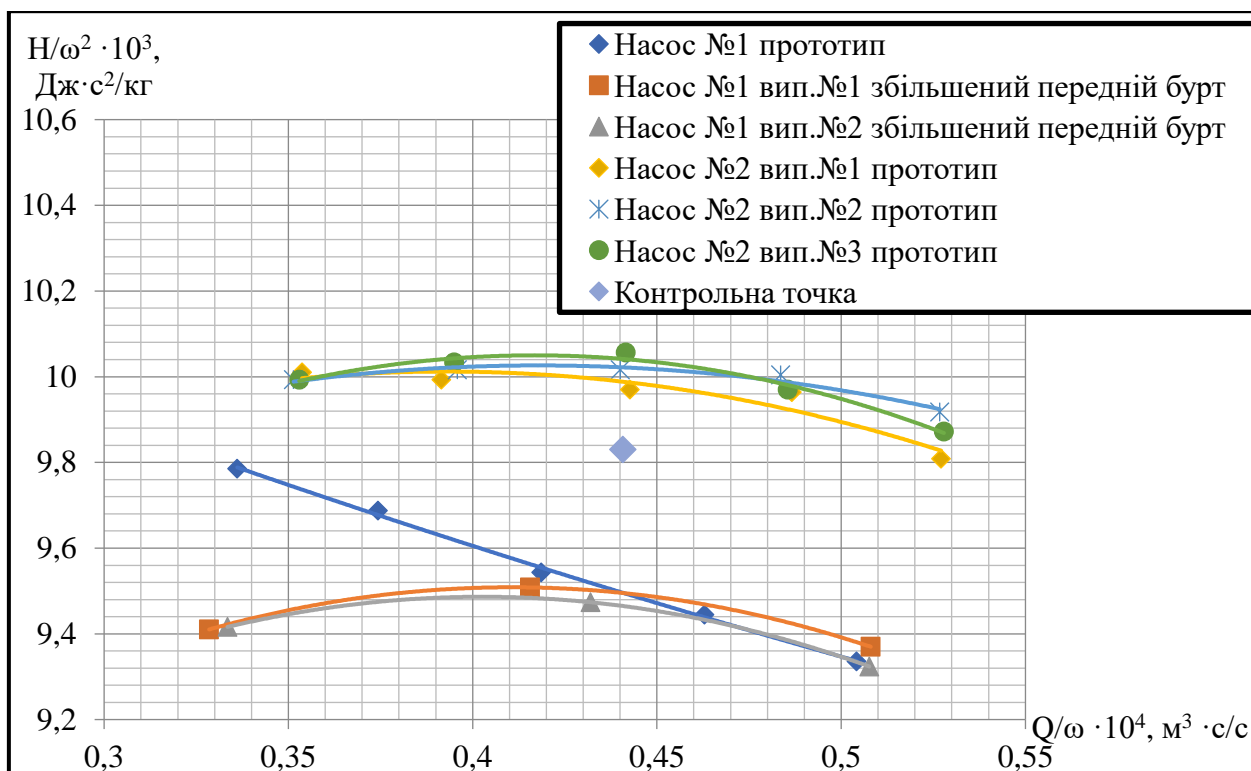


Рисунок Б.21 – Залежність напору, приведенного до квадрату частоти обертання ротора насоса, від об'ємної витрати, приведеної до частоти обертання ротора насоса, для НП ТНА РРД №11

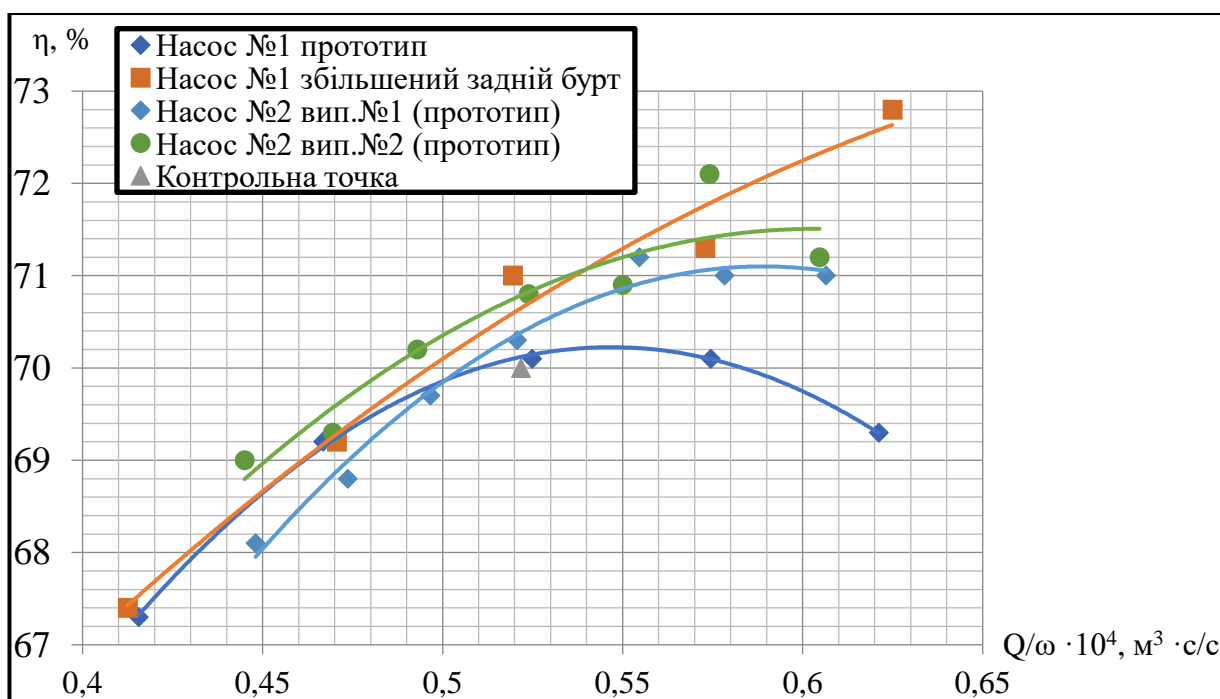


Рисунок Б.22 – Залежність ККД від об'ємної витрати приведеної до частоти обертання ротора насоса, для НО ТНА РРД №11

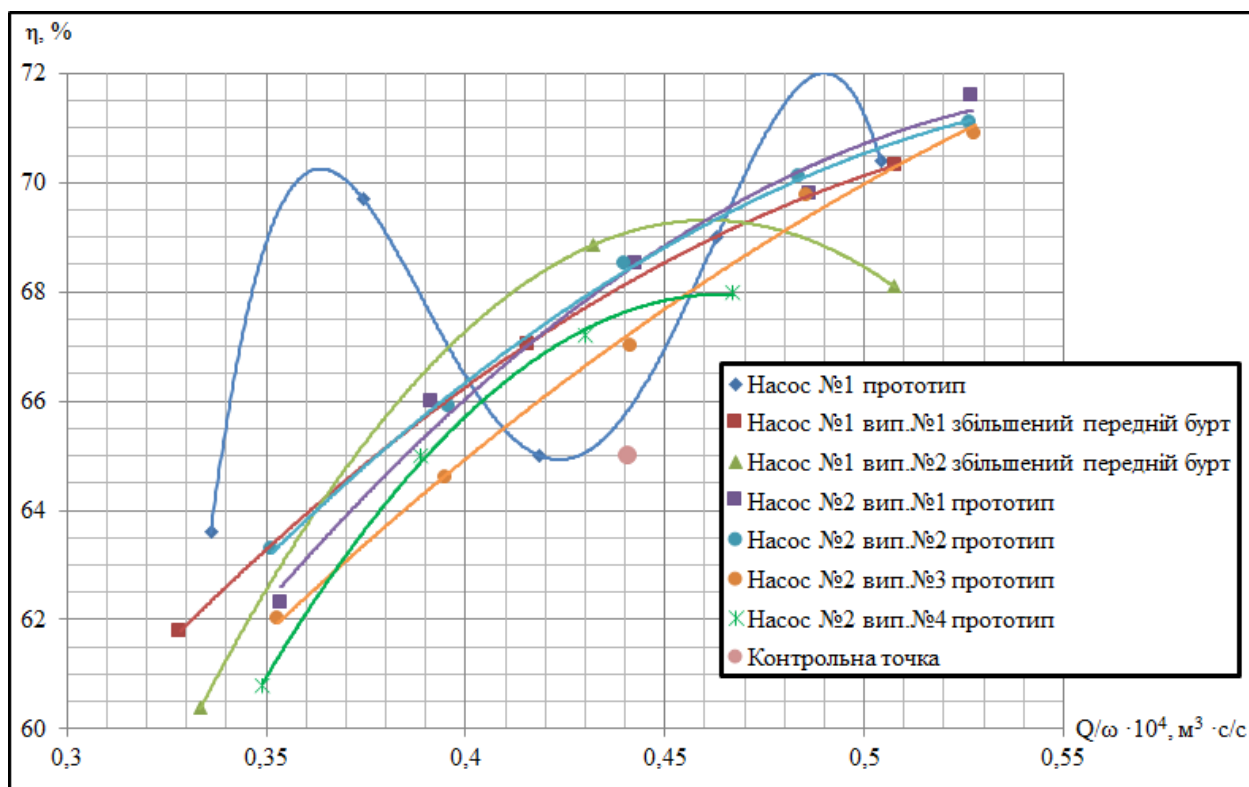


Рисунок Б.23 – Залежність ККД від об’ємної витрати приведеної до частоти обертання ротора насоса, для НП ТНА РРД №11

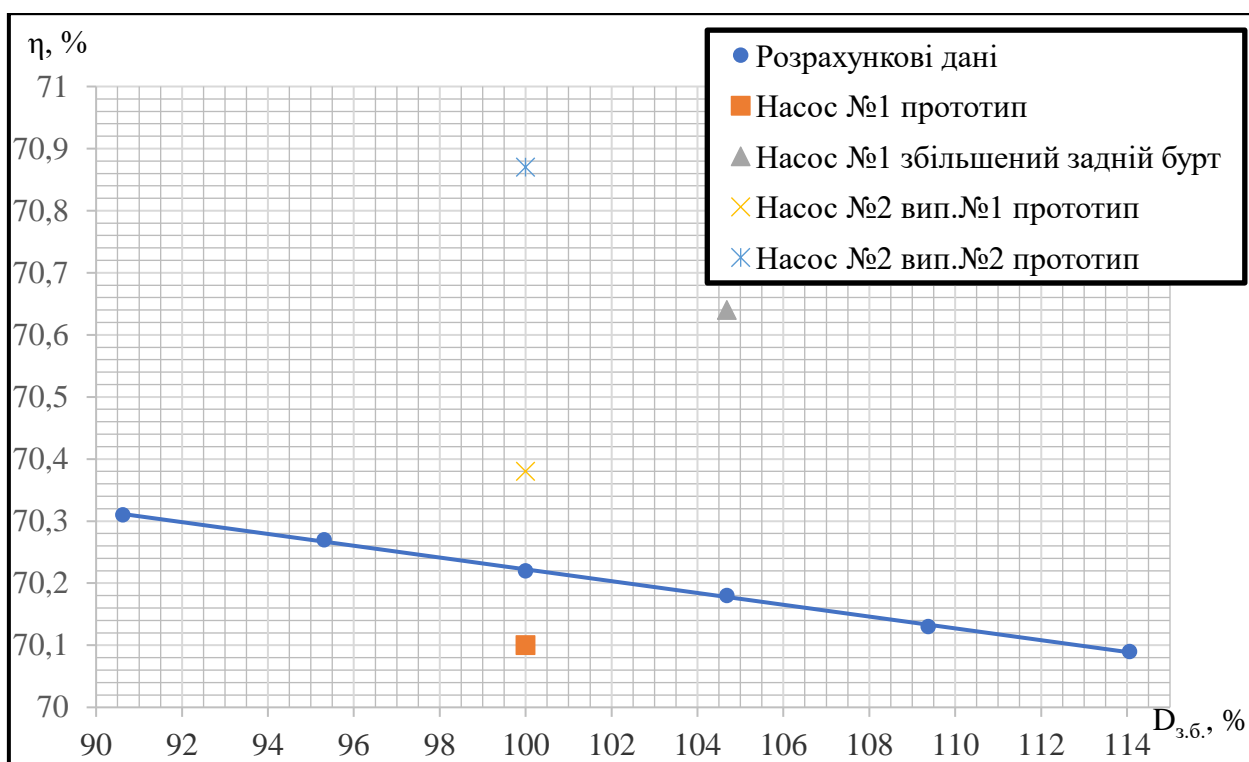


Рисунок Б.24 – Залежність ККД від величини діаметра заднього бурта ВК, для НО ТНА РРД №11

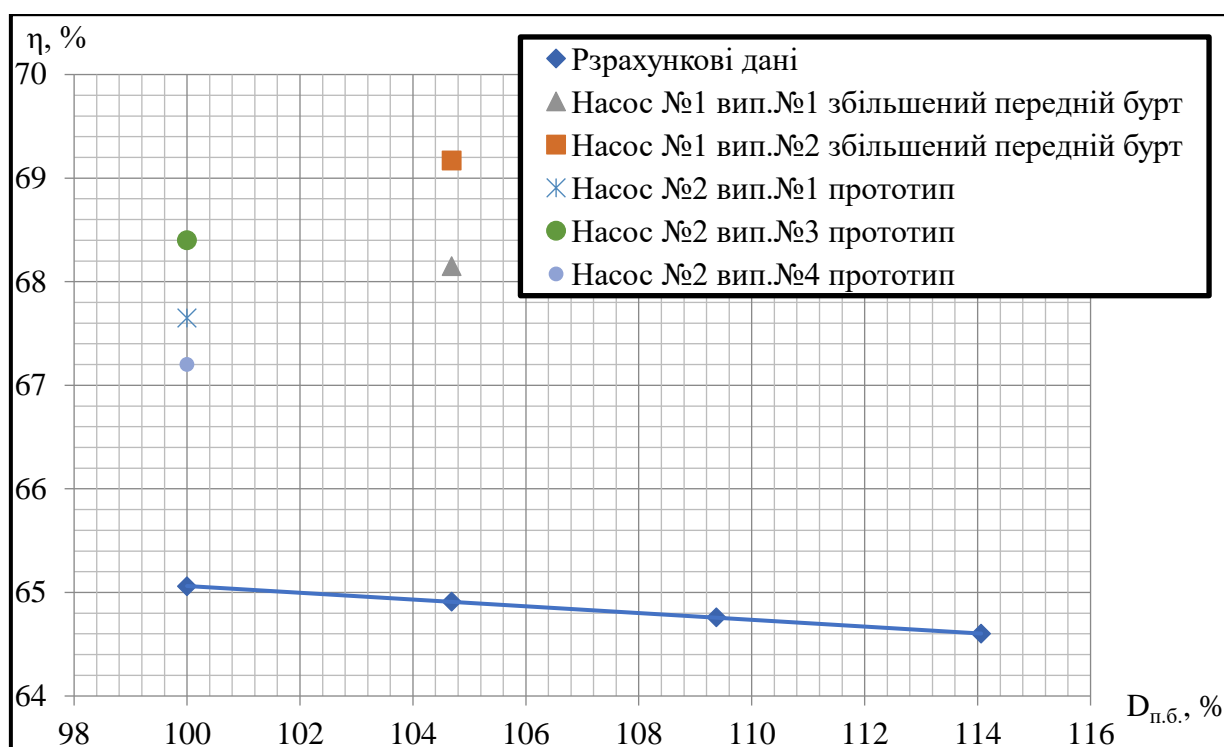


Рисунок Б.25 – Залежність ККД від величини діаметра заднього бурта ВК, для НП ТНА РРД №11

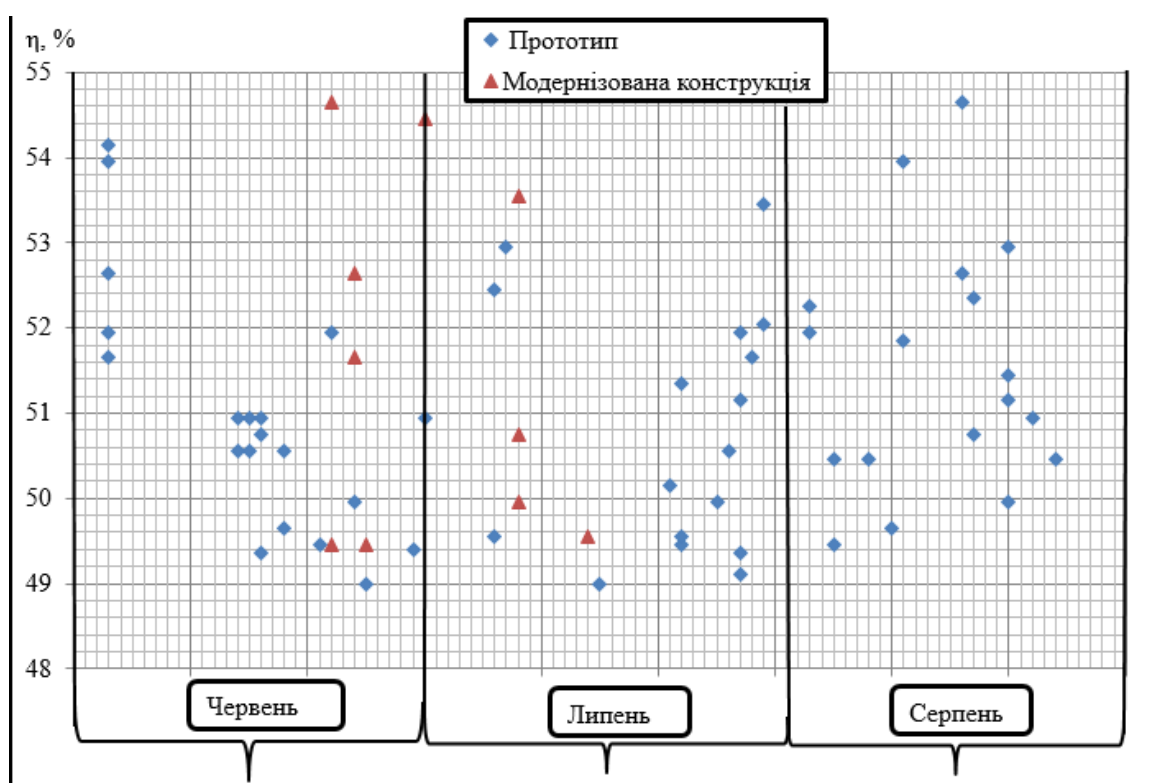


Рисунок Б.26 – Величині ККД приведені для НО ТНА РРД №7

Примітка: змінена конструкція – величина діаметру заднього бурту ВК зменшена на 21% від номінального значення.

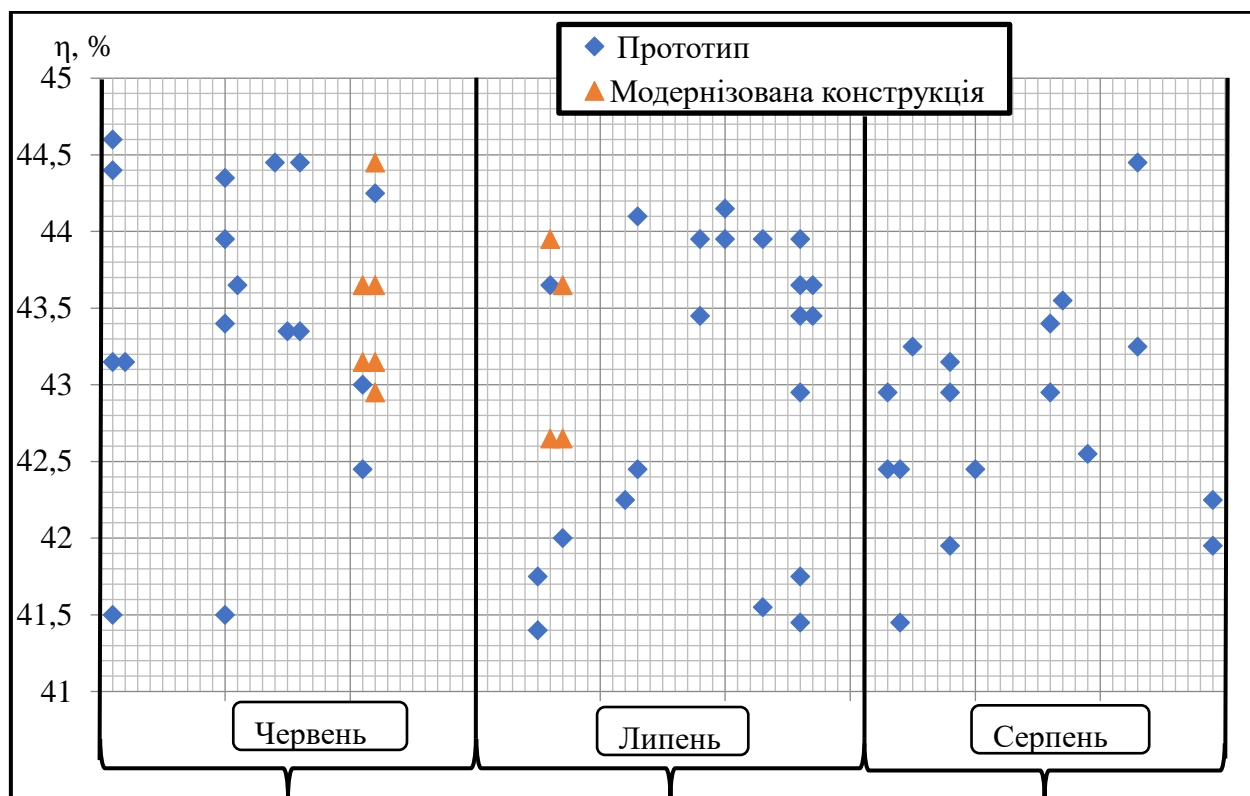


Рисунок Б.27 – Величини ККД приведені для НП ТНА РРД №7

Примітка: змінена конструкція – величина діаметру заднього бурту ВК колеса зменшена на 16,7% від номінального значення.

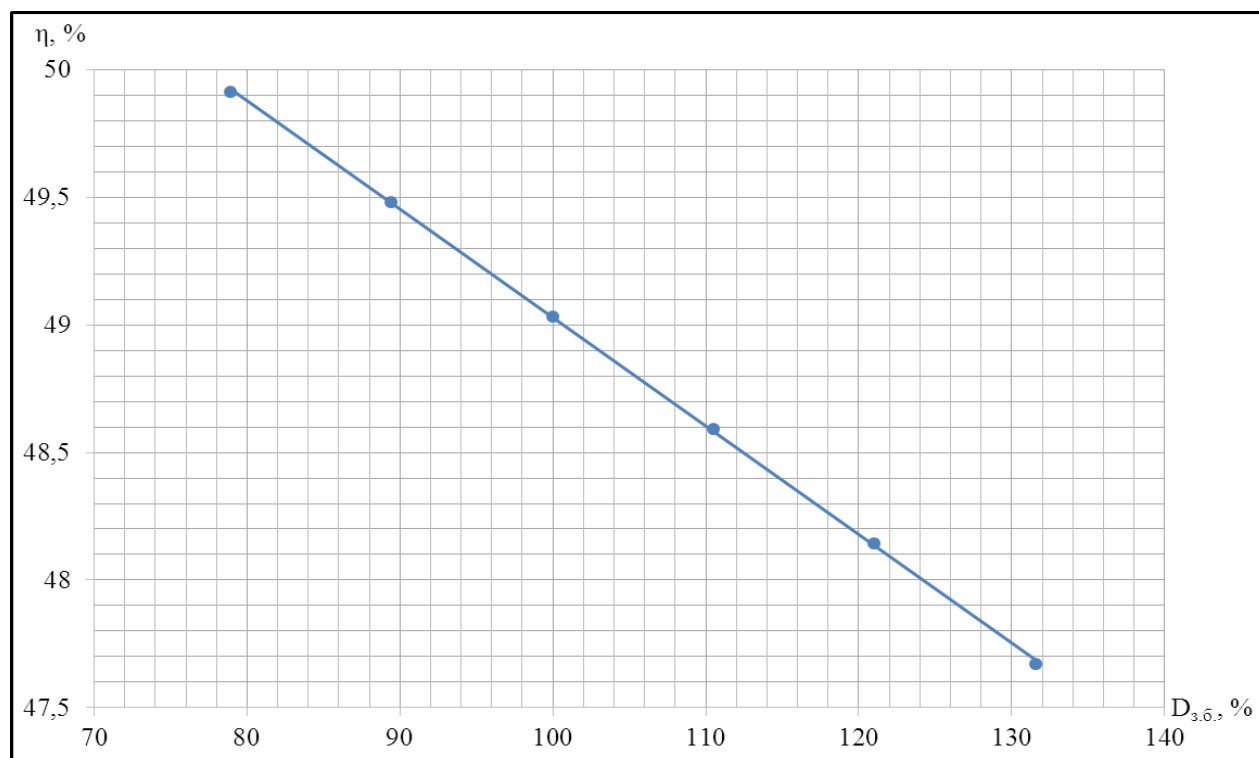


Рисунок Б.28 – Розрахункова залежність ККД від зміни діаметру заднього бурту ВК, для НО ТНА РРД №7

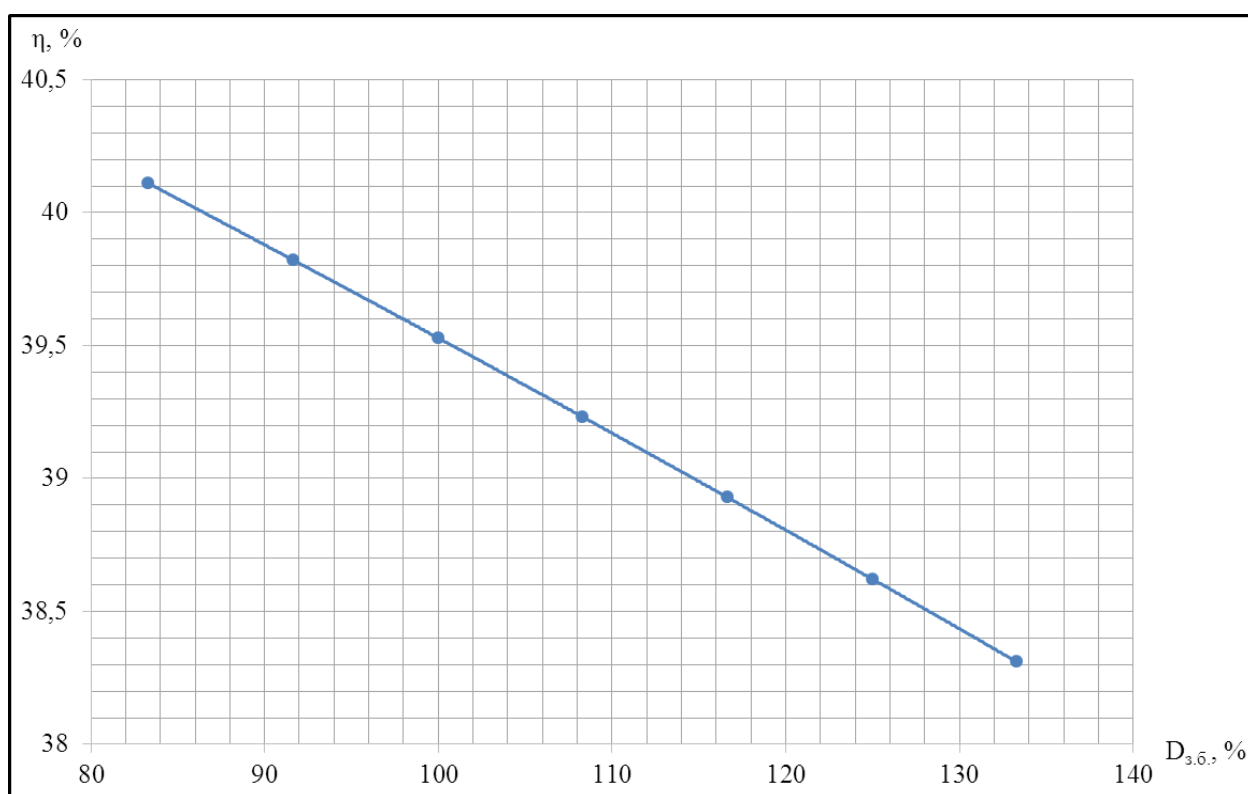


Рисунок Б.29 – Розрахункова залежність ККД від зміни діаметру заднього бурту ВК, для НО ТНА РРД №7.

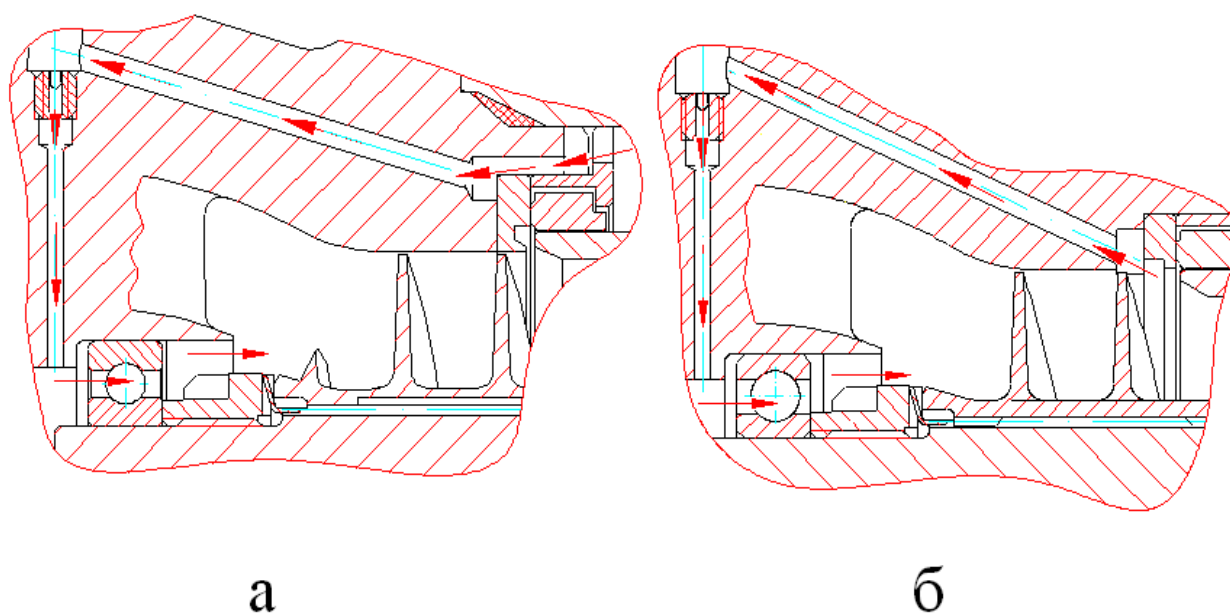


Рисунок Б.30 – Схема охолодження і змащення неупорного підшипника НО ТНА РРД №1 і №2

а– конструкція НО ТНА РРД №1, б– конструкція НО ТНА РРД №2

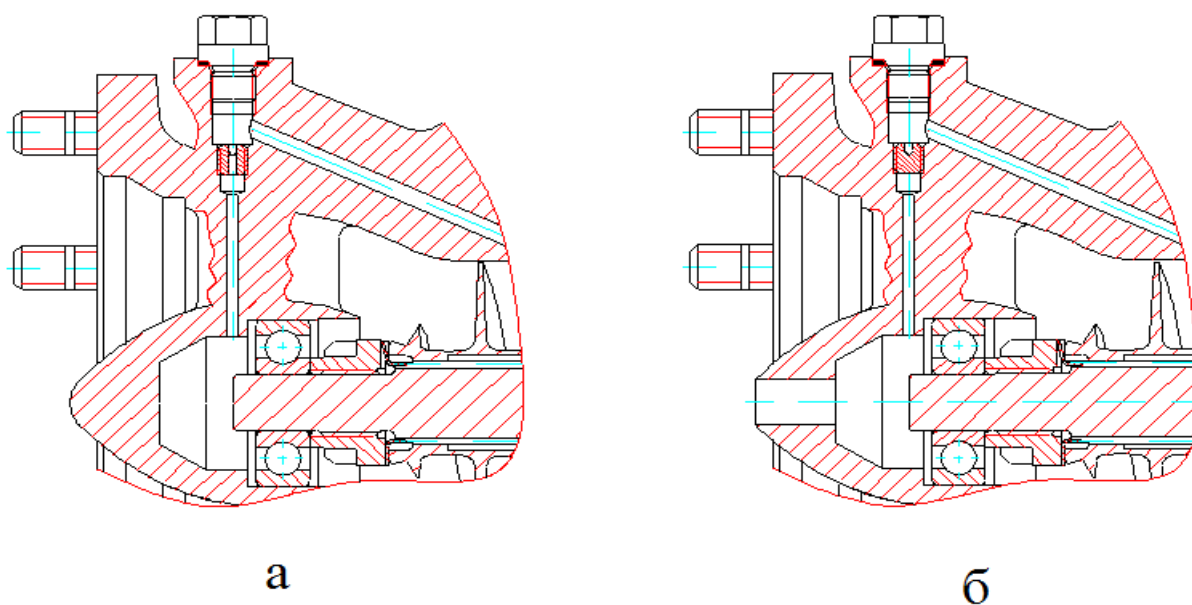


Рисунок Б.31 – Схема охолодження і змащення неупорного підшипника НО ТНА РРД №2

а– прототип (НО ТНА РРД №2), б– експериментальна конструкція НО ТНА РРД №2

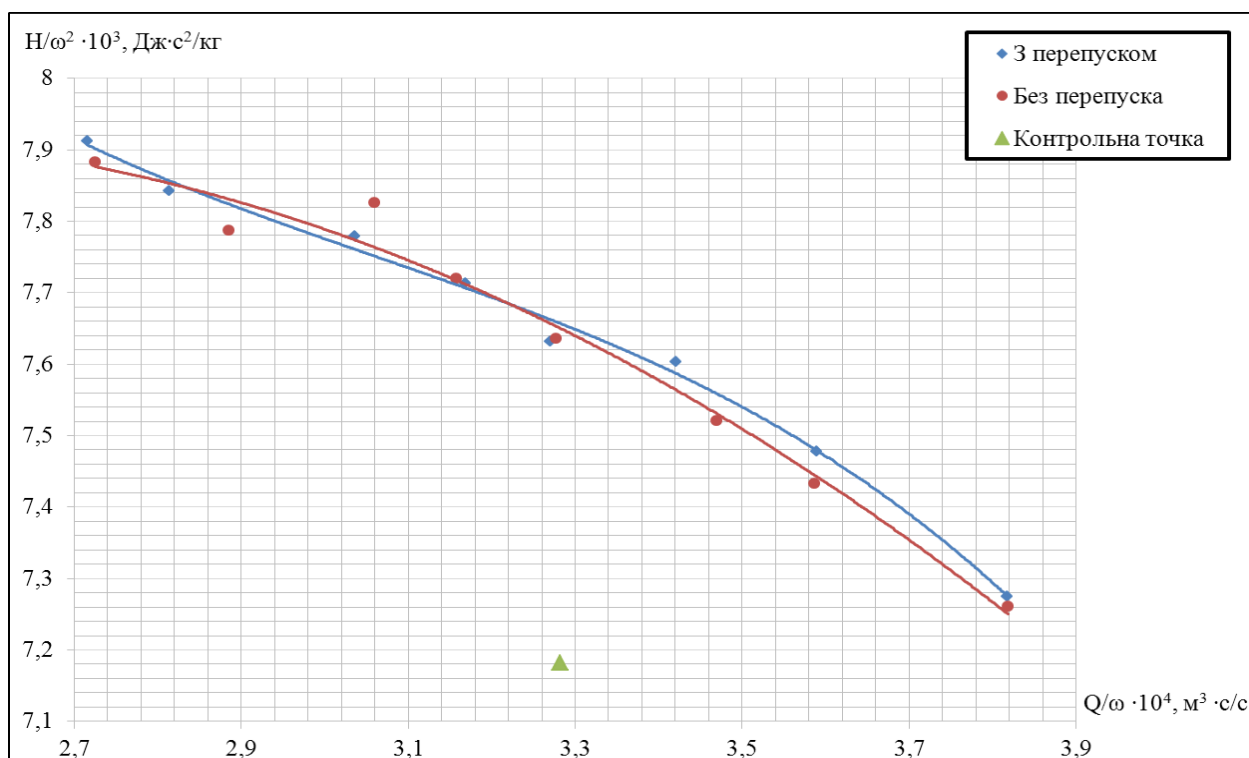


Рисунок Б.32 – Залежність напору, приведенного до квадрату частоти обертання ротора насоса, від об'ємної витрати, приведеної до частоти обертання ротора насоса, для НО ТНА РРД №2

Таблиця Б.1 – Величини ККД отримані розрахунковим шляхом для трьох варіантів схеми охолодження і змащення неупорного підшипника НО ТНА РРД №2

Найменування схеми	Величина ККД насоса, %	Приріст ККД щодо базового варіанту в абсолютній величині, %
Рисунок Б.36а (прототип)	65	0
Рисунок Б.36б (варіант №1)	65,5	0,5
Рисунок 2.37б (варіант №2)	65,6	0,6

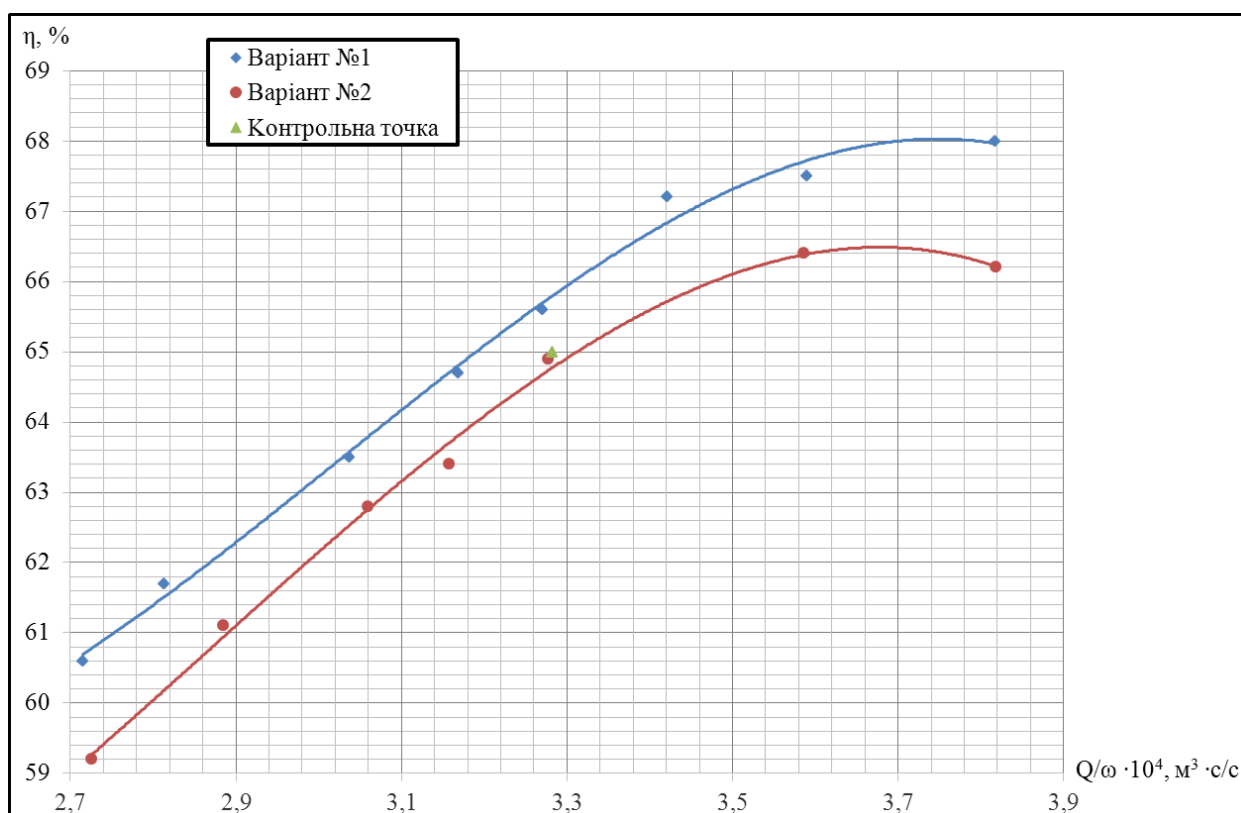


Рисунок Б.33 – Залежність ККД від приведеної до частоти обертання ротора насоса витрати через насос, для НО ТНА РРД №2

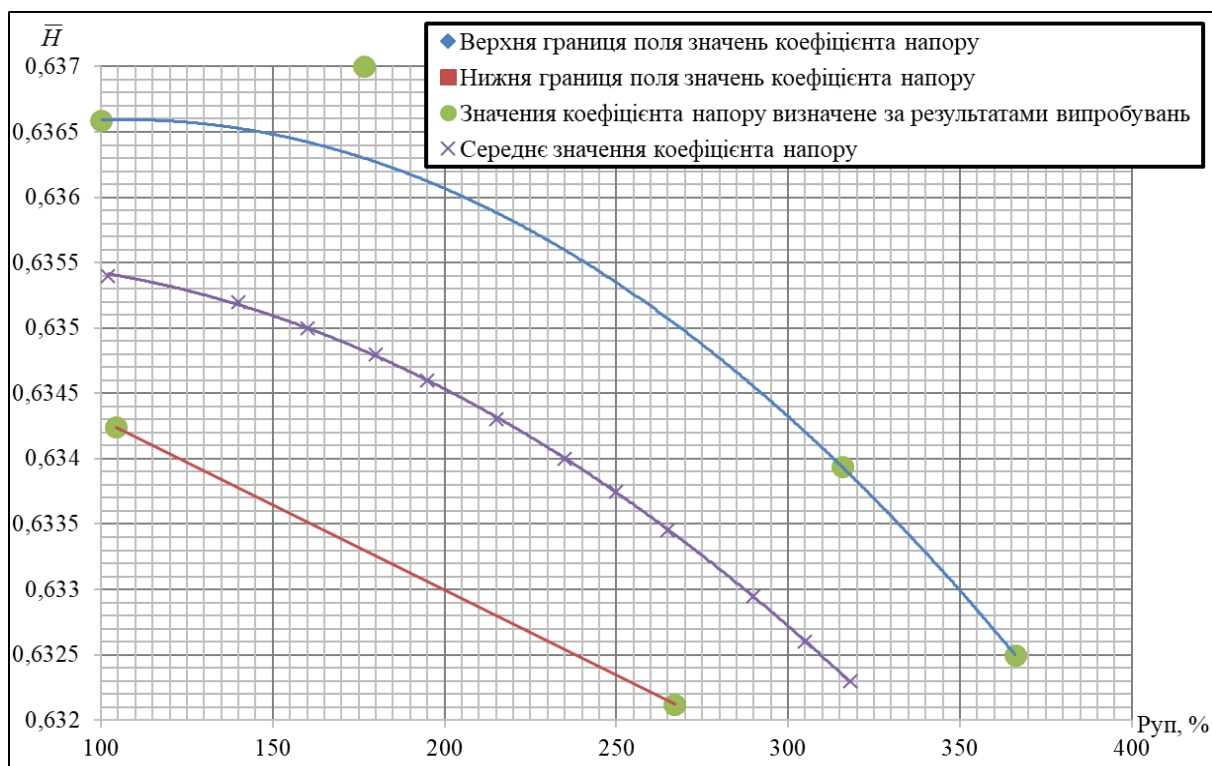


Рисунок Б.34 – Залежність \bar{H} від $P_{уп}$ для НО ТНА РРД №7

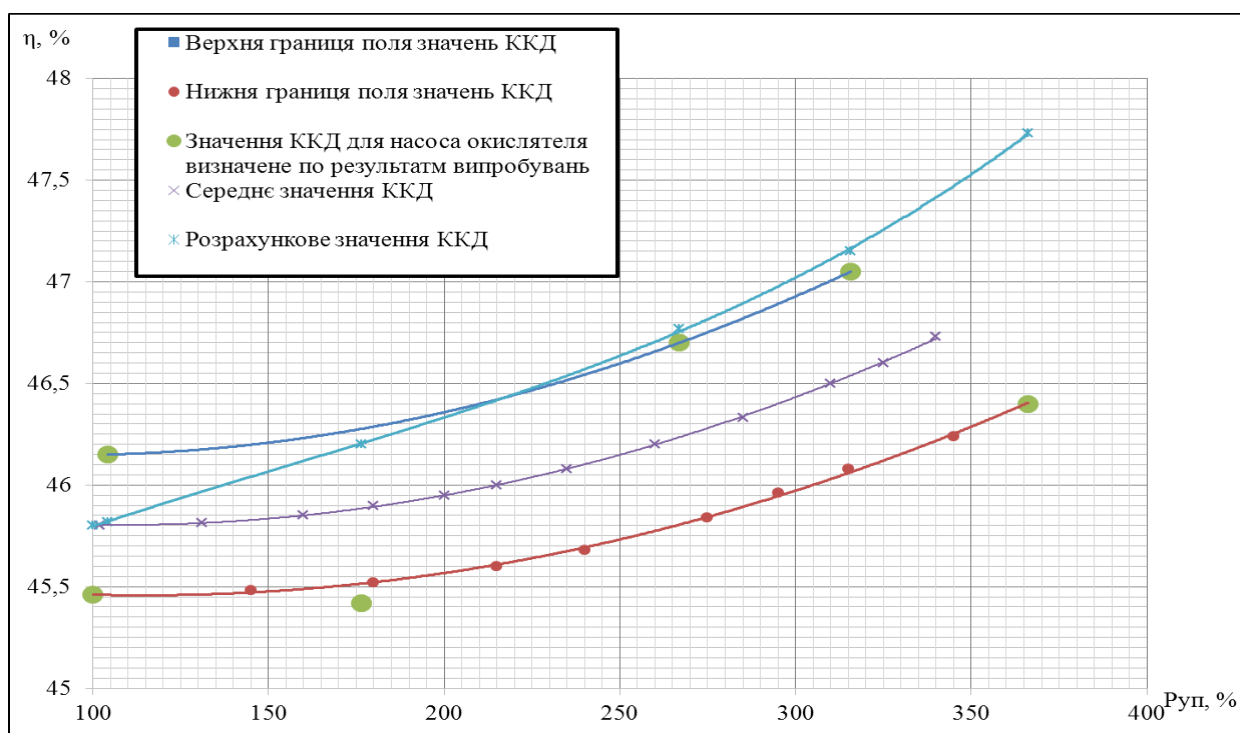


Рисунок Б.35 – Залежність ККД від величини тиску після плаваючого кільця, розташованого задньому бурту ВК НО ТНА РРД №7

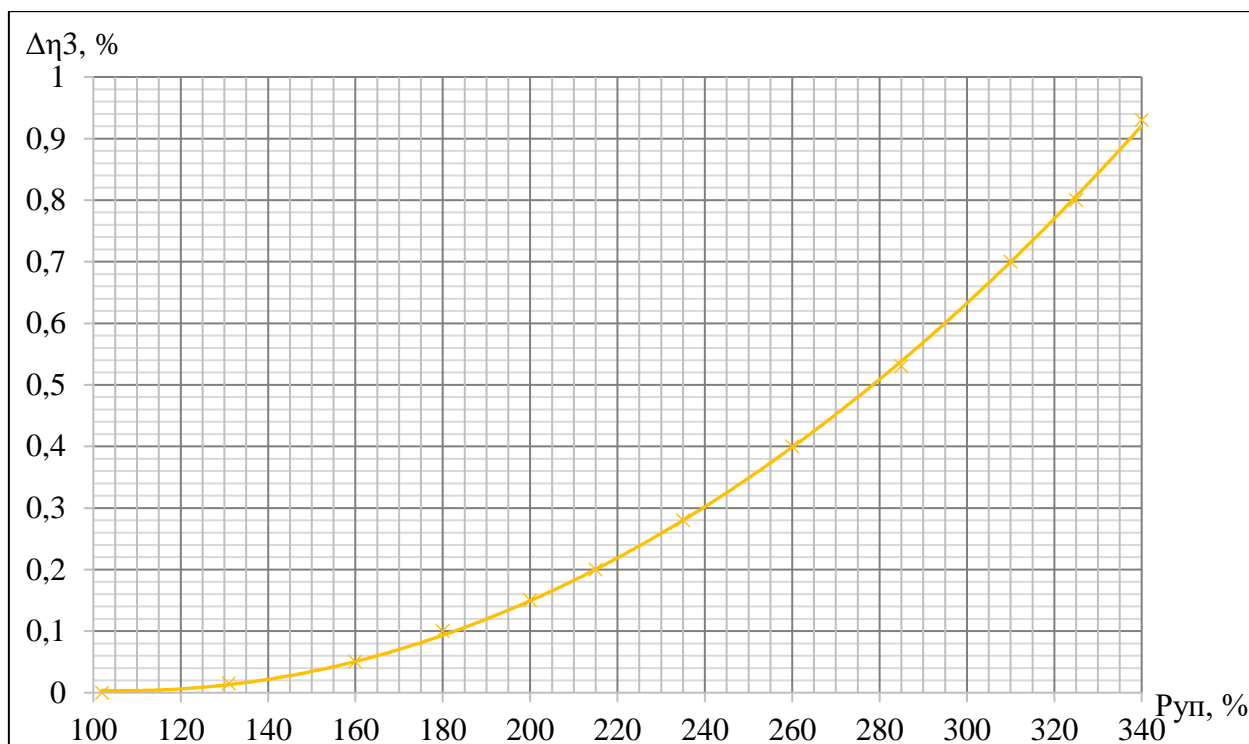


Рисунок Б.36 – Залежність підвищення ККД від величини тиску після плаваючого кільця, розташованого задньому бурту ВК НО ТНА РРД №7

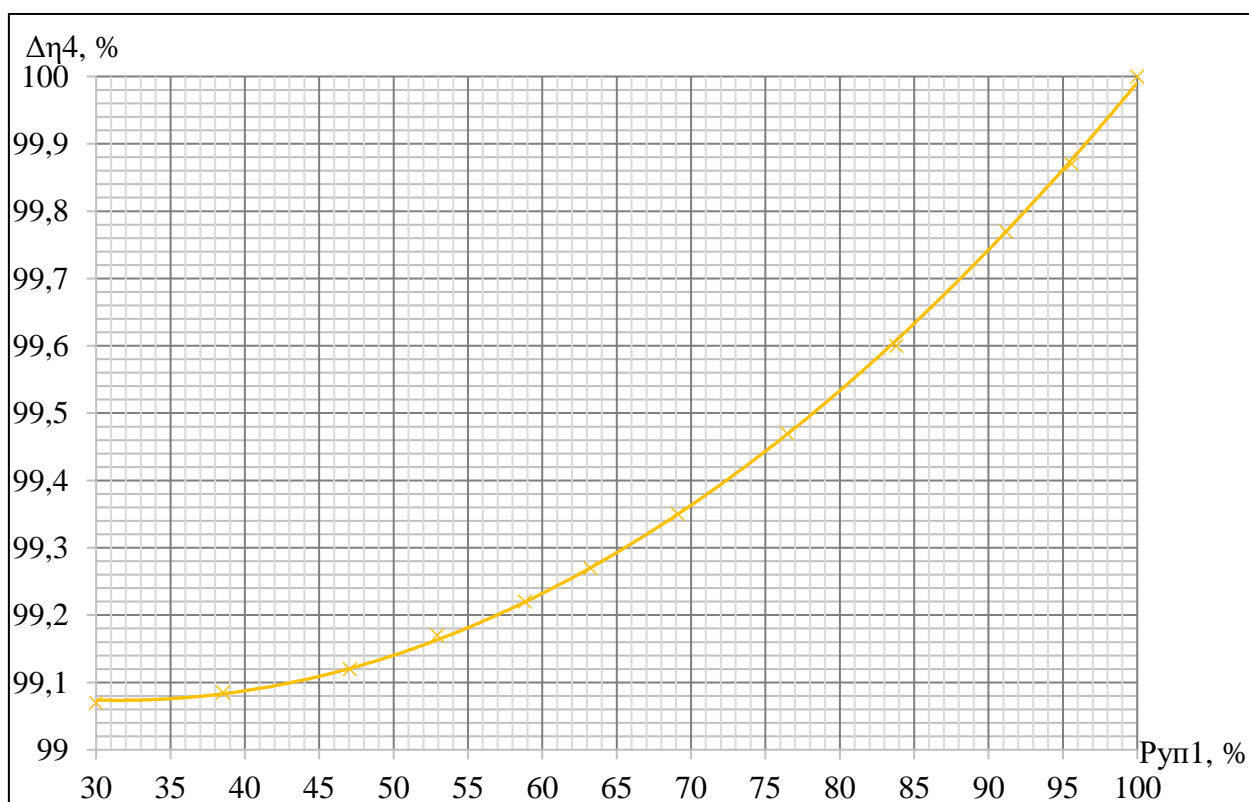


Рисунок Б.37 – Залежність зниження ККД від величини тиску після плаваючого кільця, розташованого задньому бурту ВК НО ТНА РРД №7

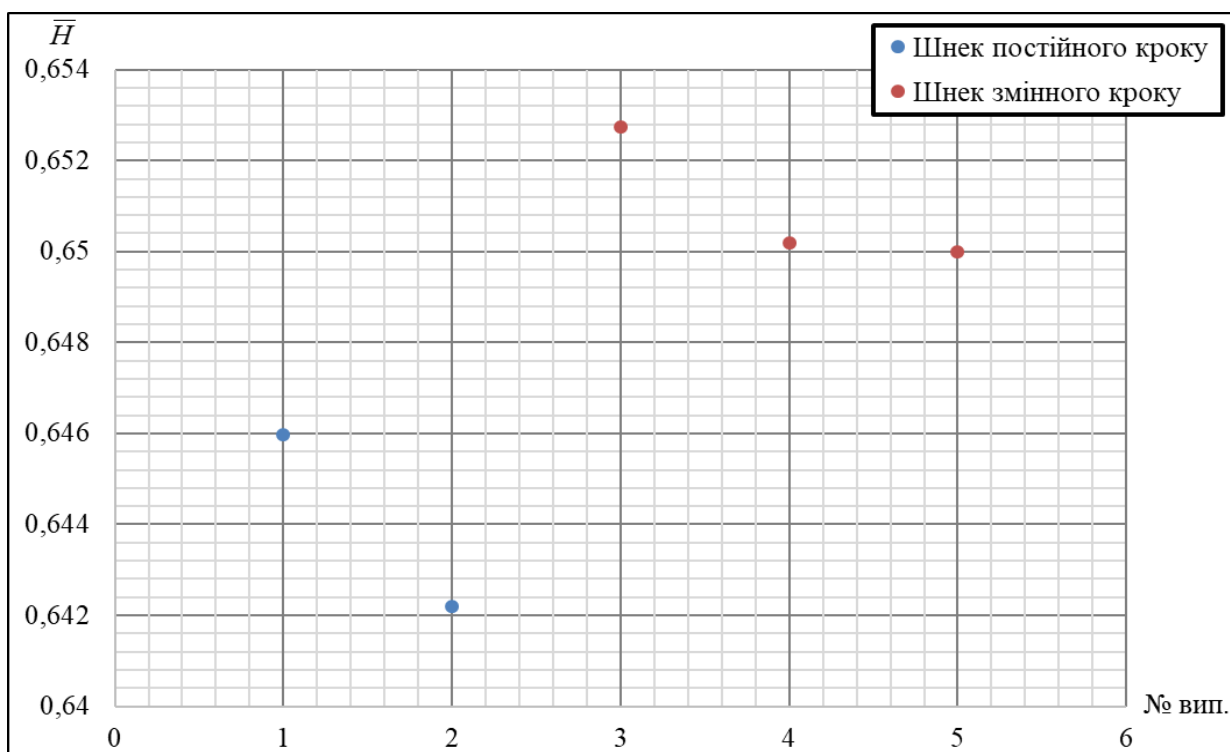


Рисунок Б.38 – Величини \bar{H} для НП ТНА РРД № 3 при застосуванні шнека змінного і постійного кроку

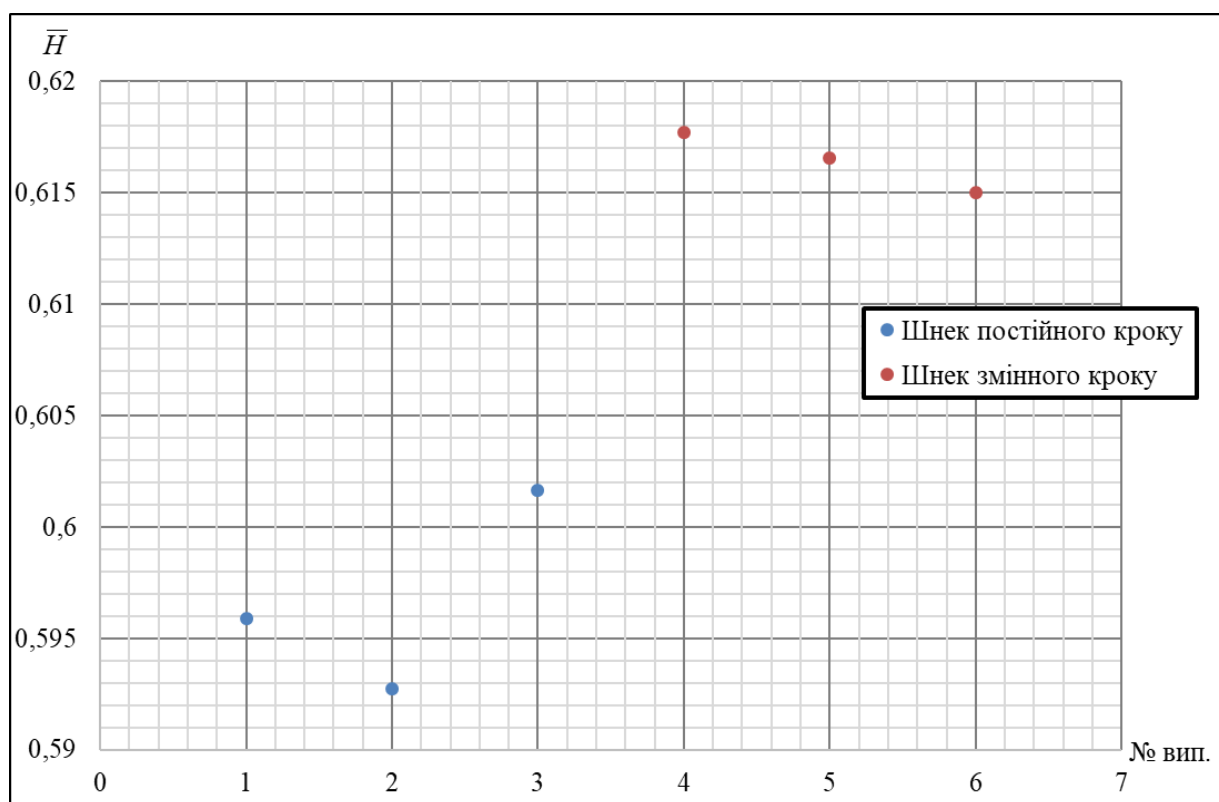


Рисунок Б.39 – Величини \bar{H} для НО ТНА РРД № 3 при застосуванні шнека змінного і постійного кроку

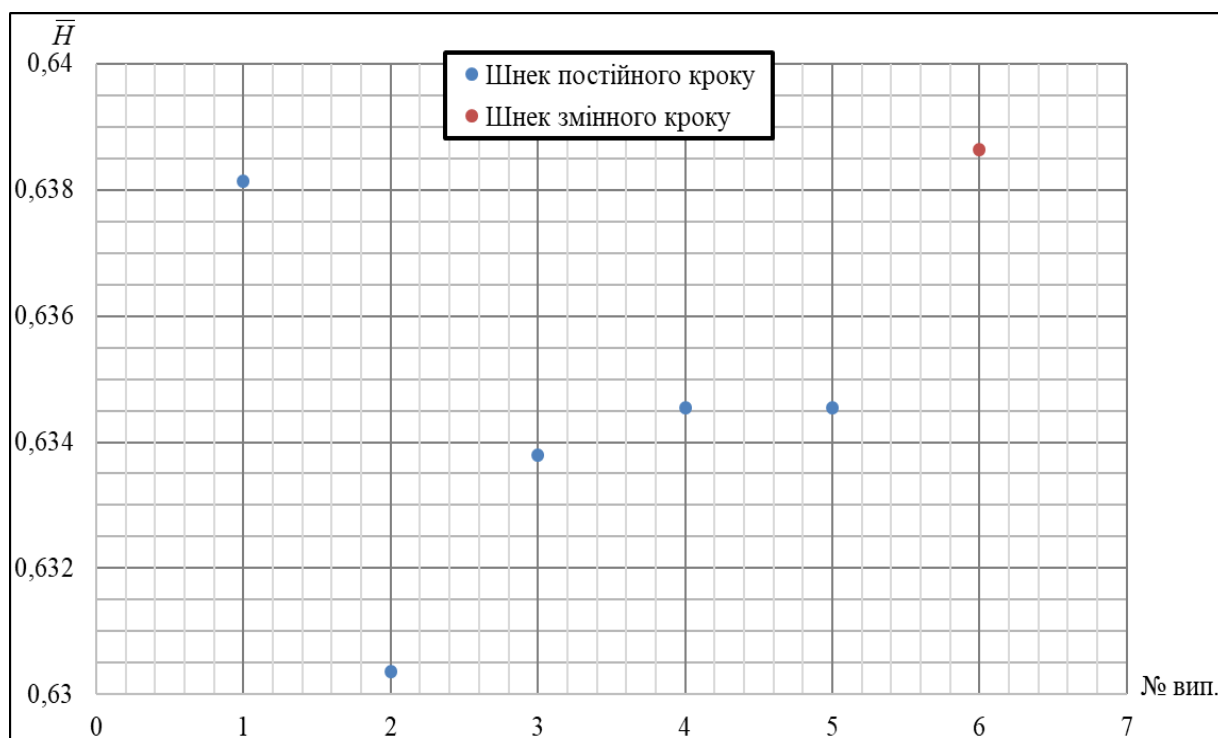


Рисунок Б.40 – Величини \bar{H} для НО ТНА РРД №7 при застосуванні шнека змінного і постійного кроку

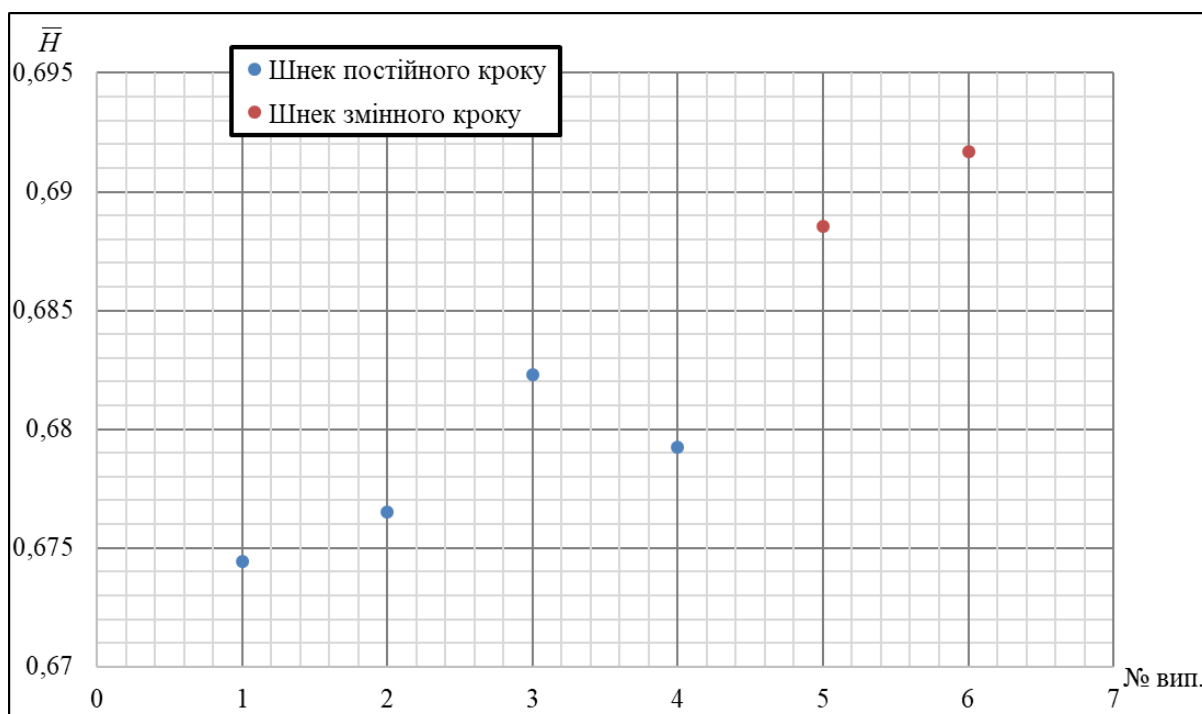


Рисунок Б.41 – Величини \bar{H} для НП ТНА РРД №7 при застосуванні шнека змінного і постійного кроку

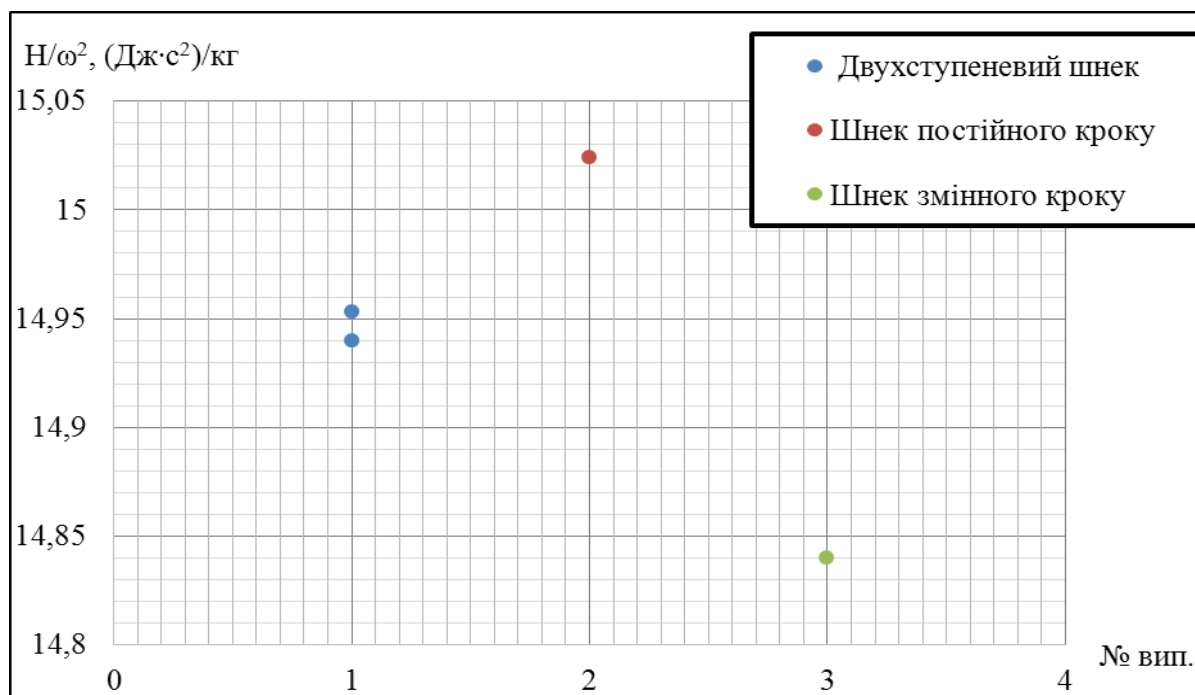


Рисунок Б.42 –Напір, приведений до квадрату частоти обертання ротора насоса, від номеру експериментального дослідження насоса для НО ТНА РРД № 2 при застосуванні шнека змінного, постійного кроку і двухступеневого шнека

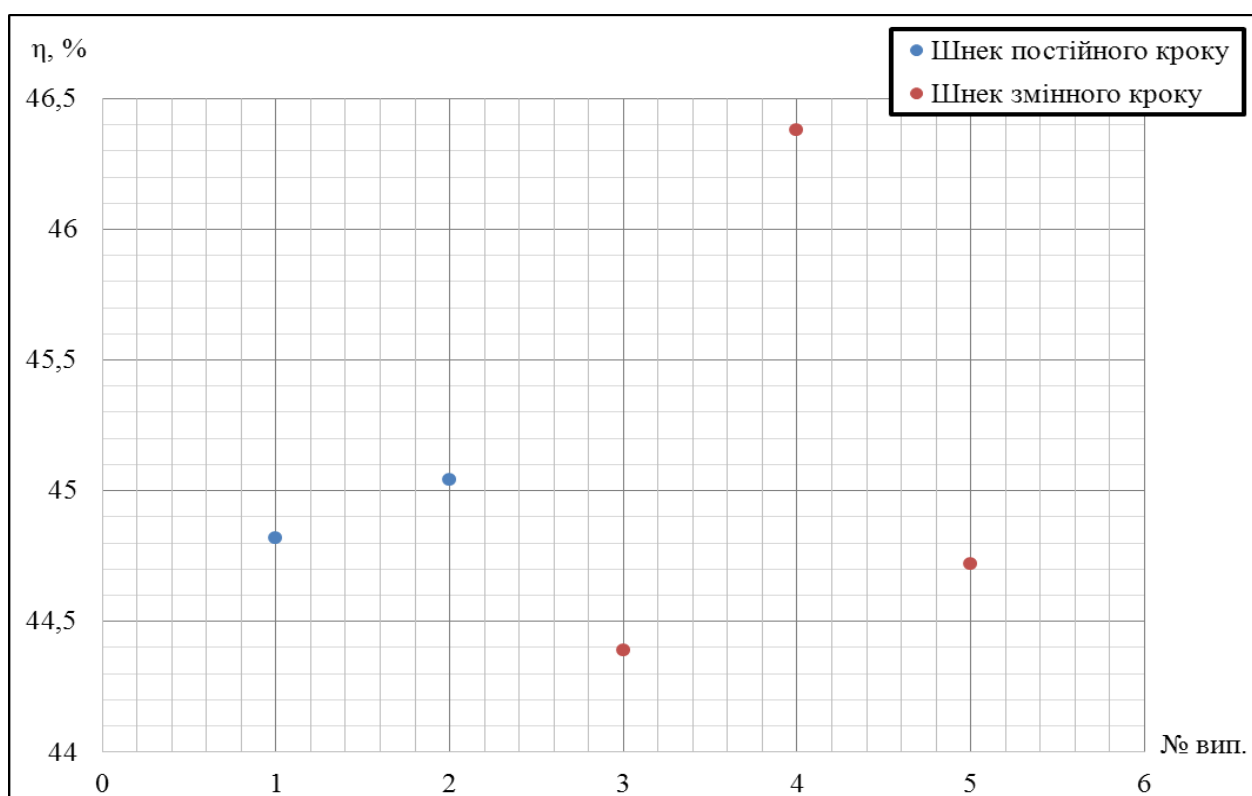


Рисунок Б.43 – Величини ККД НП ТНА РРД №7 при застосуванні шнека змінного і постійного кроку

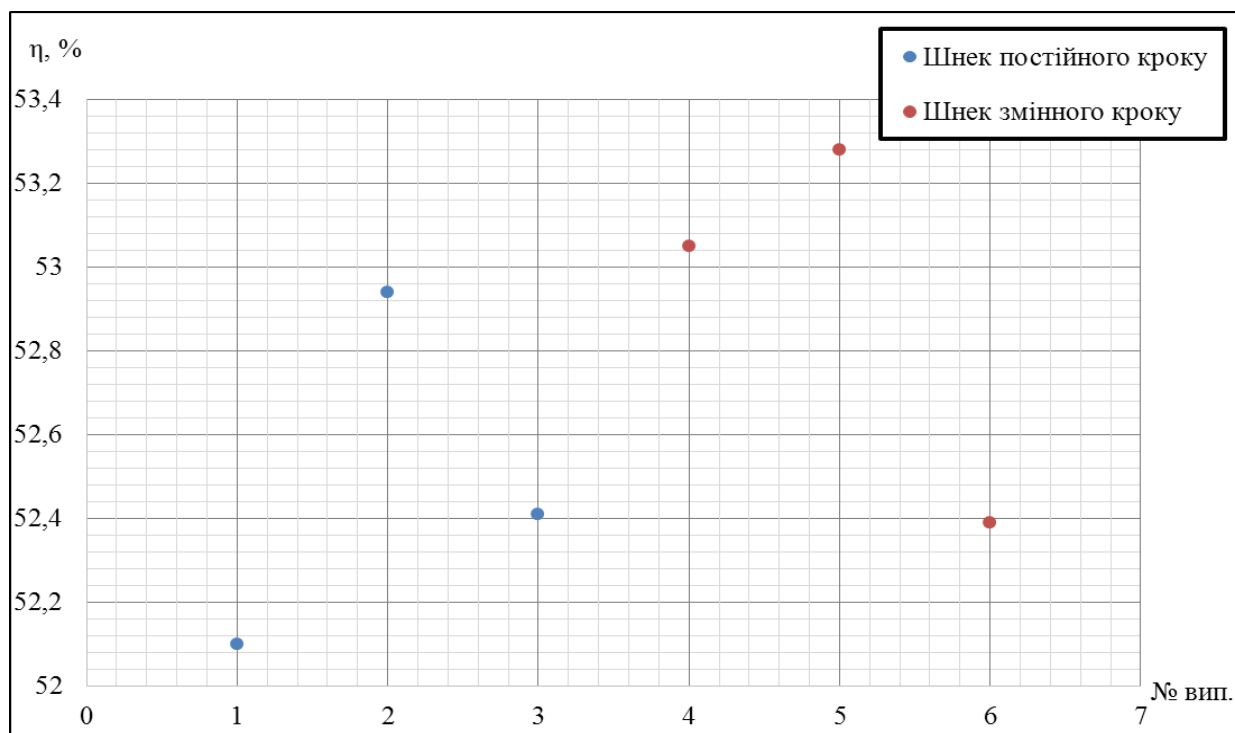


Рисунок Б.44 – Величини ККД НО ТНА РРД №3 при застосуванні шнека змінного і постійного кроку

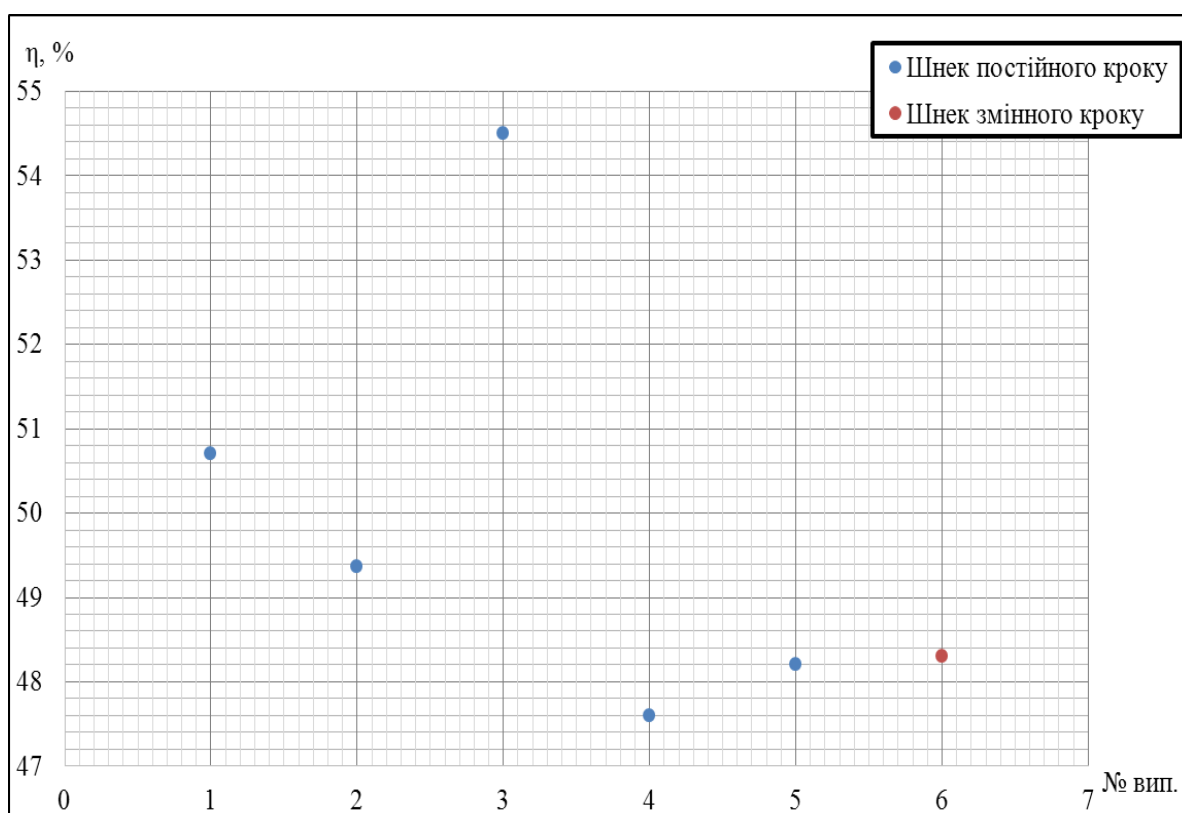


Рисунок Б.45 – Величини ККД НО ТНА РРД №7 при застосуванні шнека змінного і постійного кроку

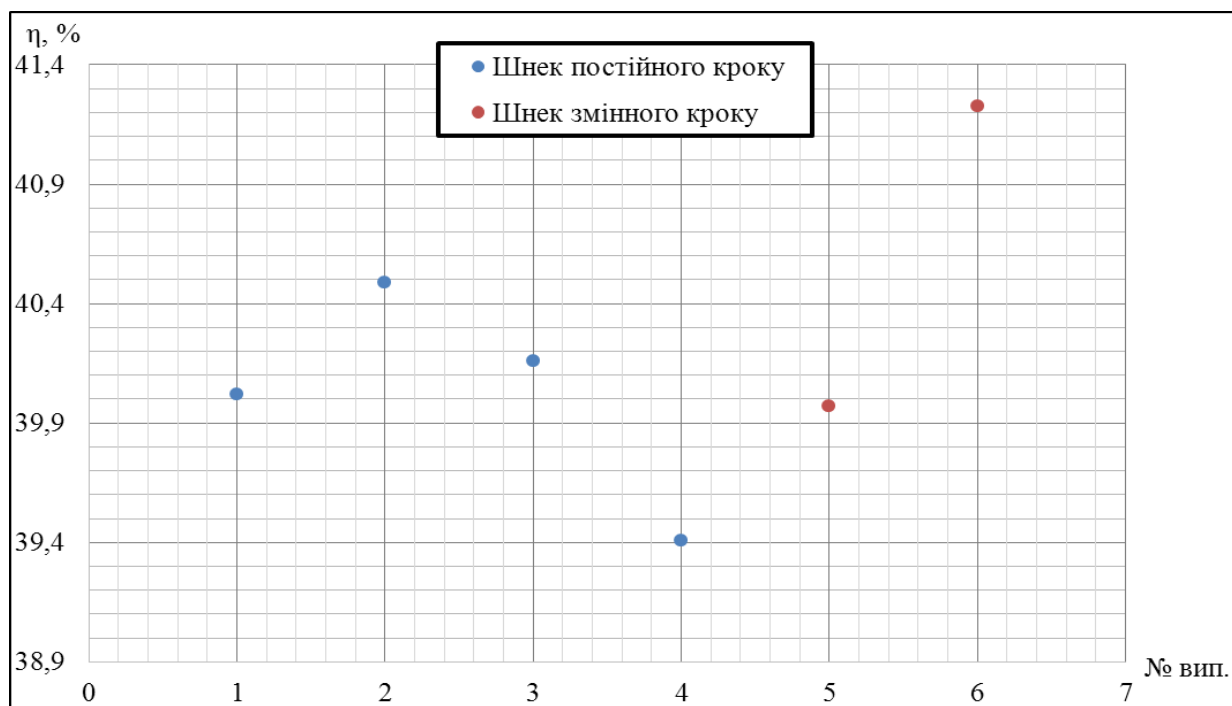


Рисунок Б.46 – Величини ККД НП ТНА РРД №7 при застосуванні шнека змінного і постійного кроку

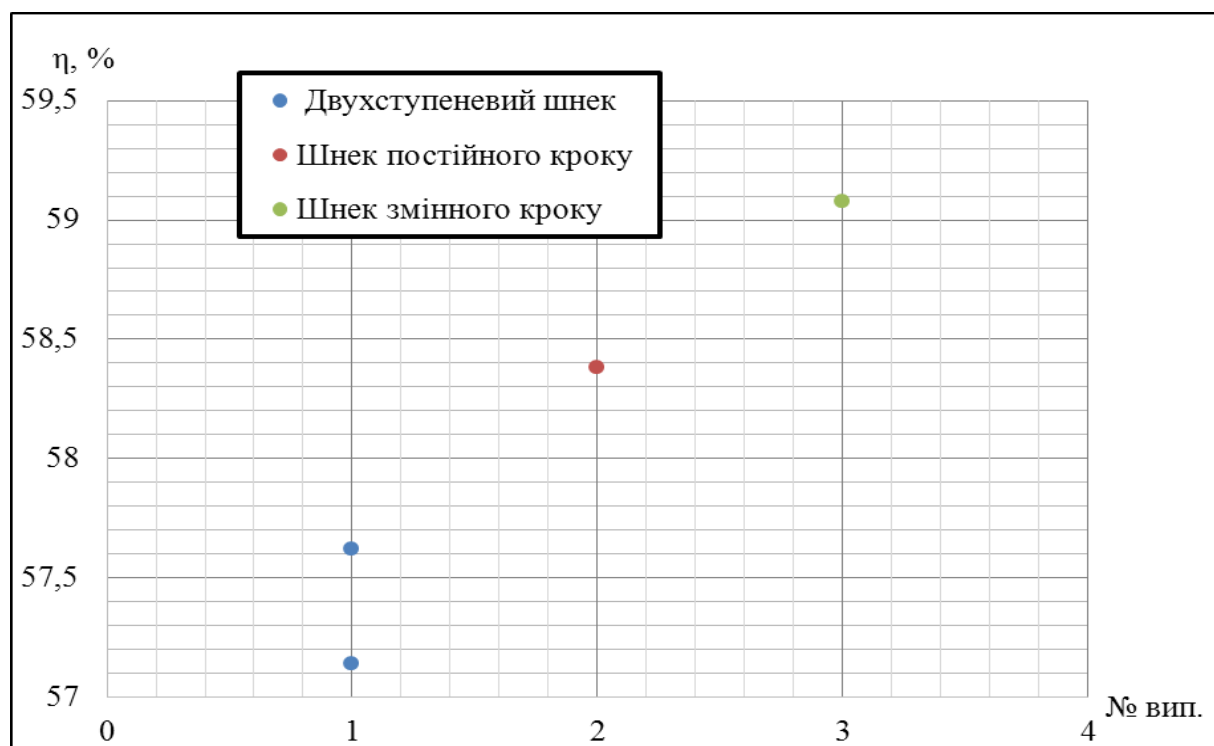


Рисунок Б.47 – Величини ККД НП ТНА РРД № 2 при застосуванні шнека змінного, постійного кроку і двухступеневого шнека змінного кроку

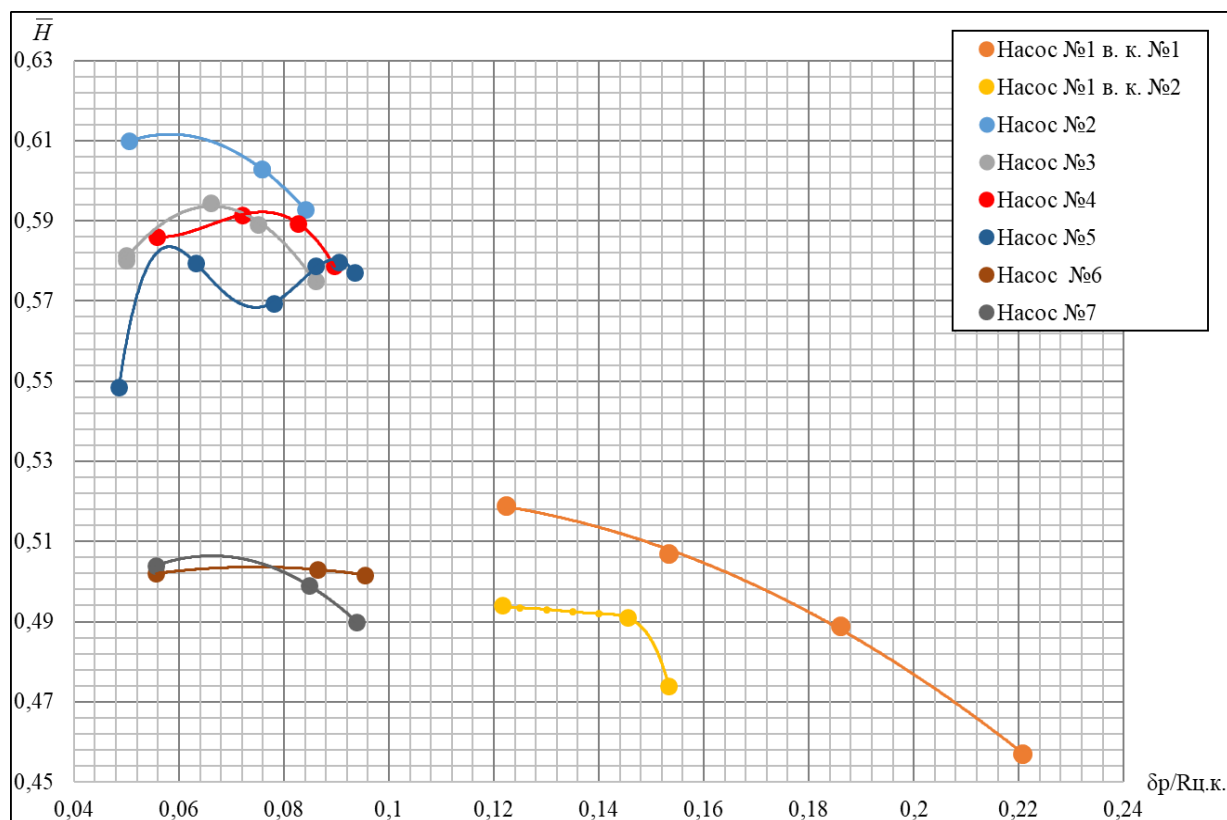


Рисунок Б.48 – Залежність \bar{H} НО ТНА РРД №2 від δ_{opt}

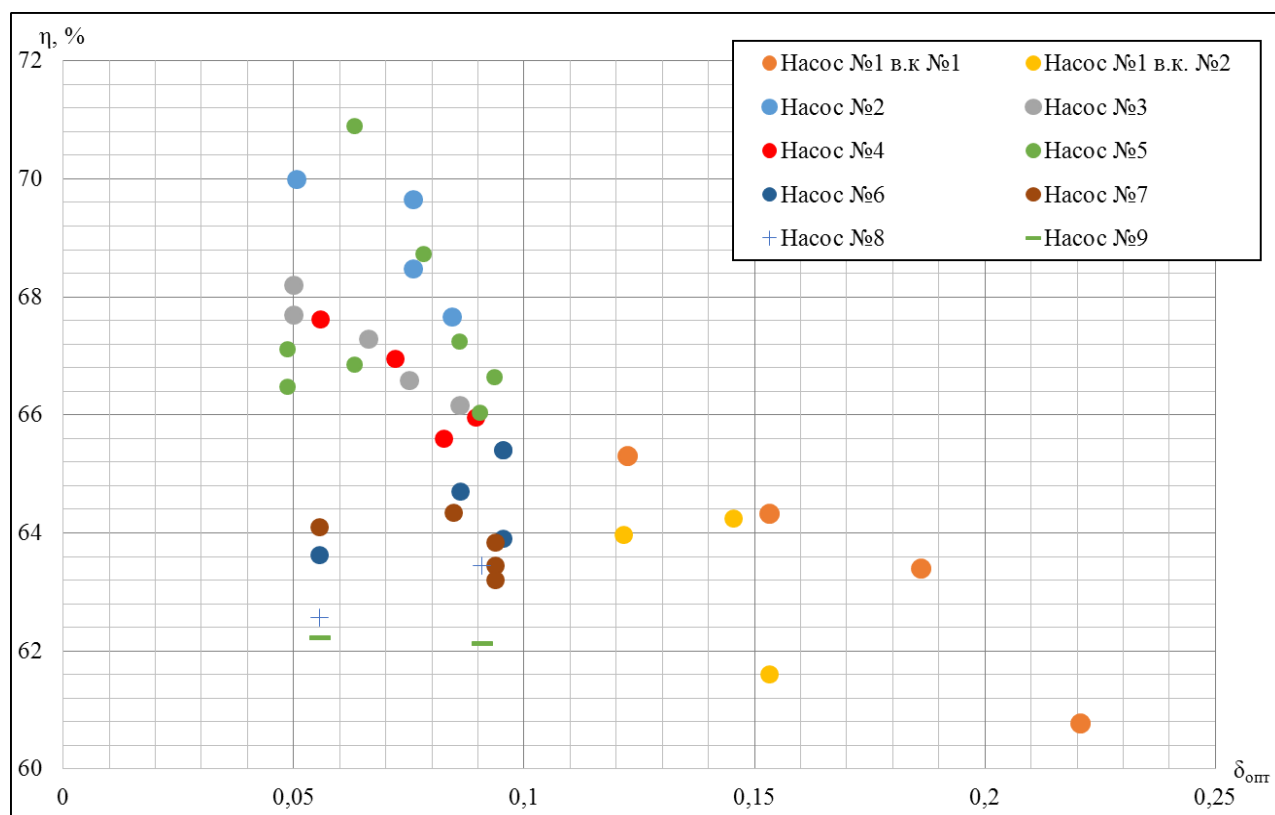


Рисунок Б.49 – Величини ККД 9 НО ТНА РРД №2 при зміні величини δ_{opt}

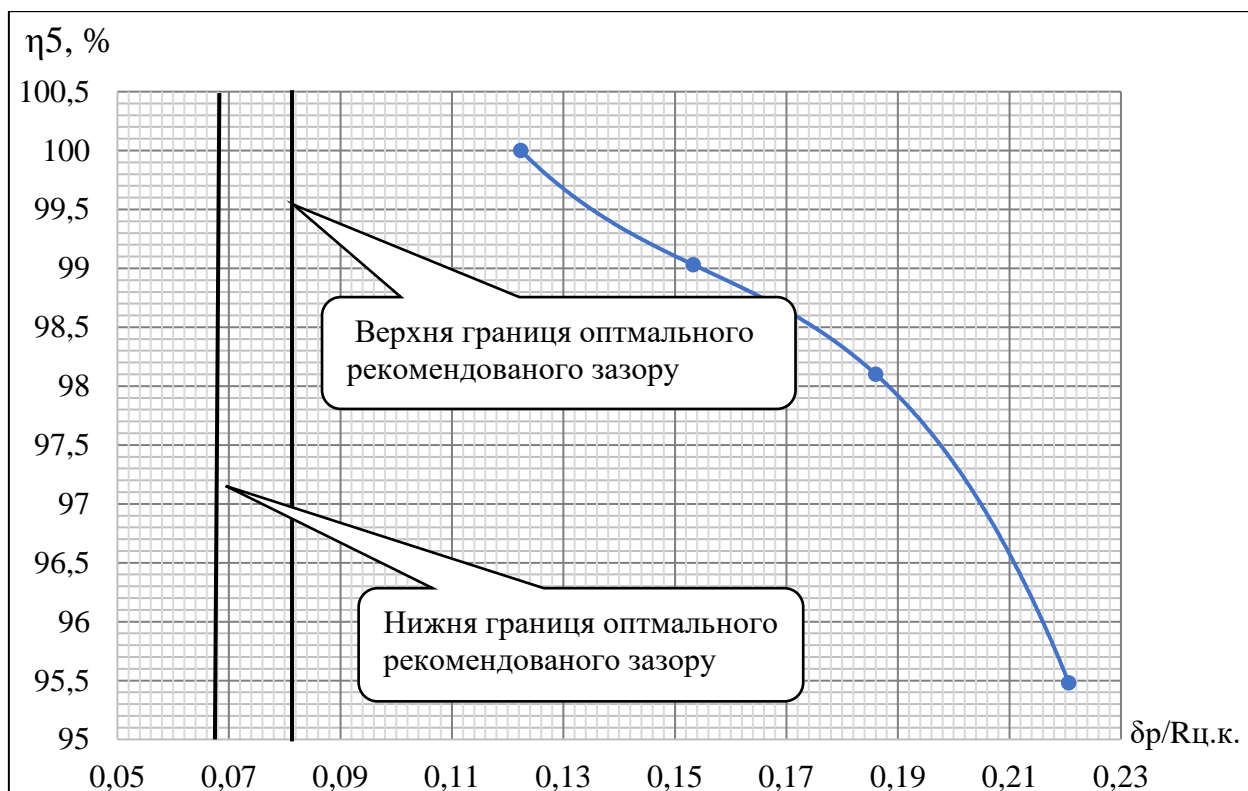


Рисунок Б.50 – Залежність абсолютної величини ККД НО ТНА РРД №2 із запозиченою проточною частиною, від δ_{opt}

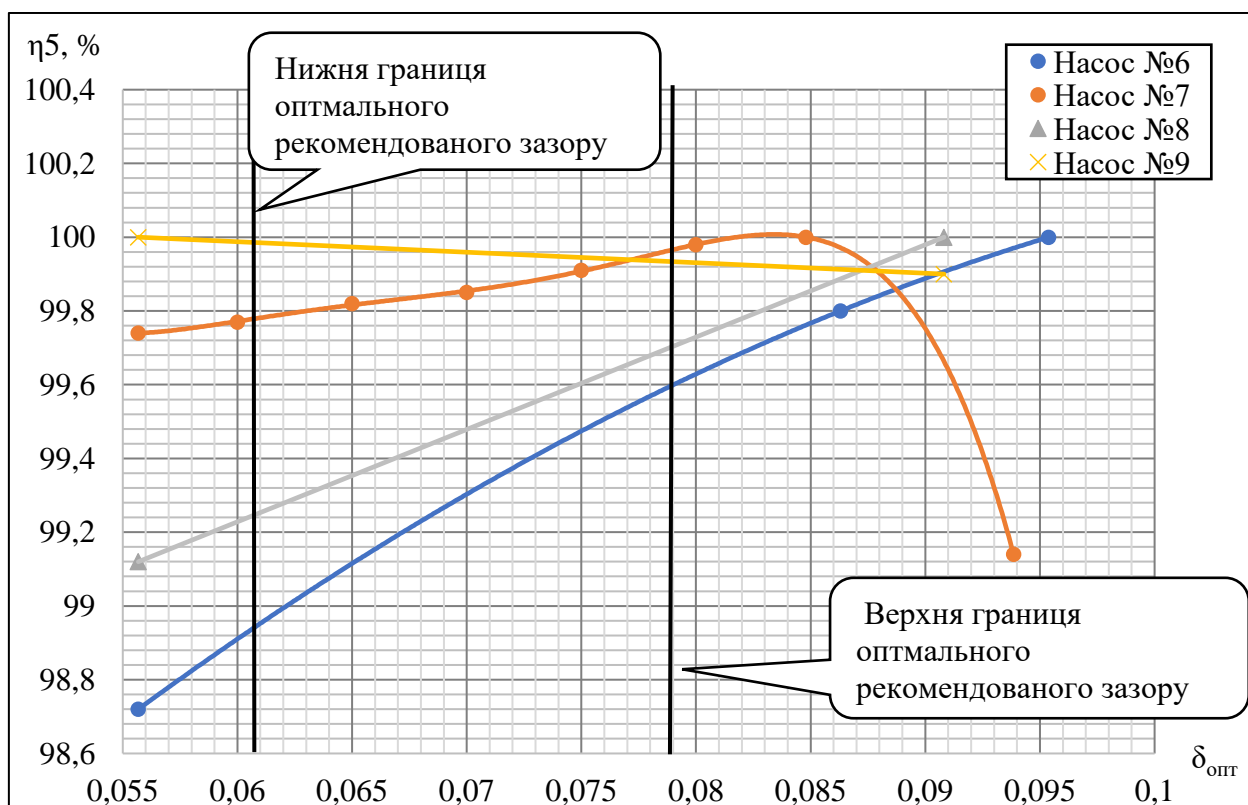


Рисунок Б.51 – Залежність ККД НО ТНА РРД №2 із запозиченою проточною частиною і зменшеним діаметром розташування язика СЗ, від δ_{opt}

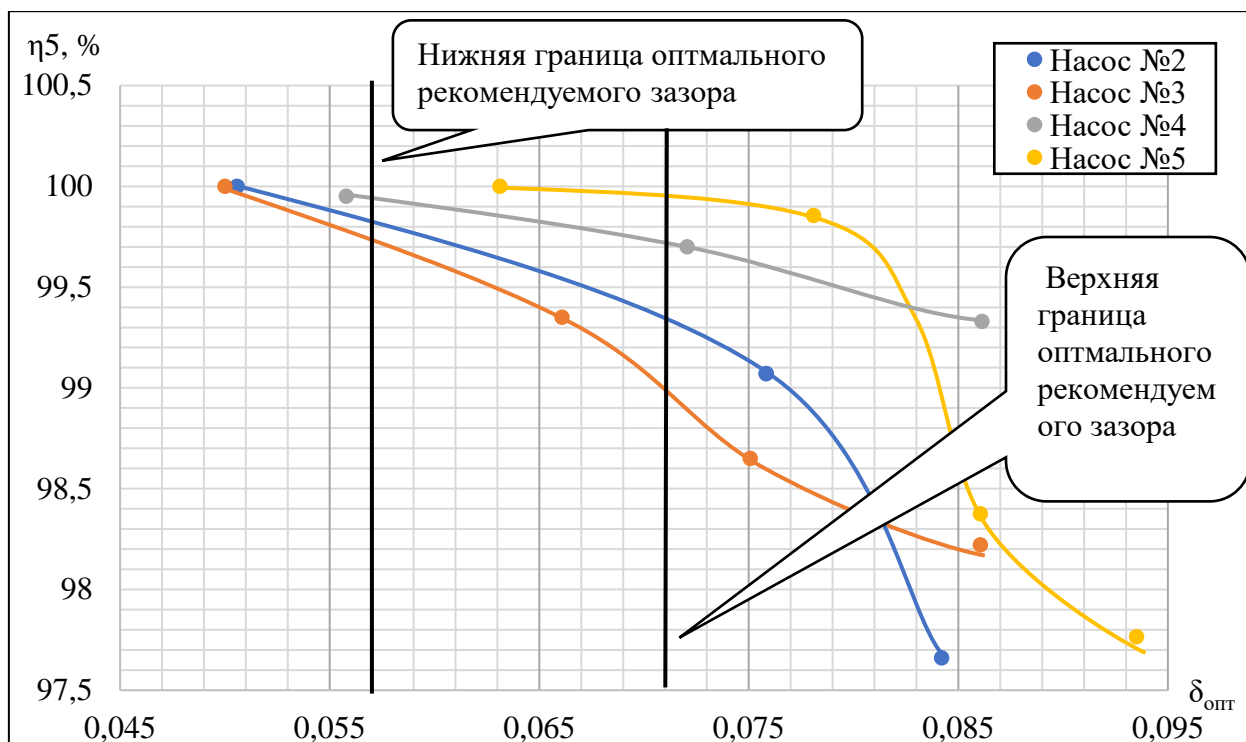


Рисунок Б.52 – Залежності абсолютної величини ККД НО ТНА РРД №2 з перепрофільованою проточною частиною від $\delta_{\text{опт}}$

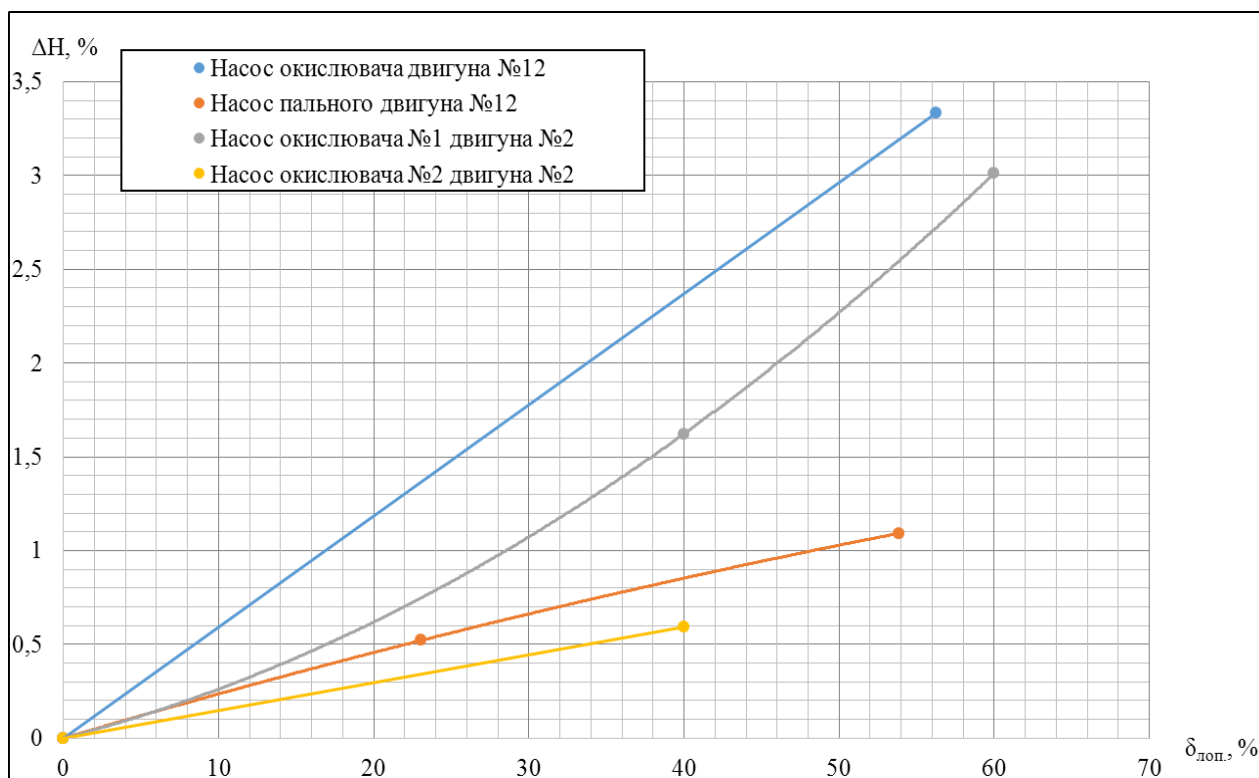


Рисунок Б.53 – Залежності величини напору для трьох насосів РРД від зменшенні товщини лопаток ВК на виході

Таблиця Б.2 – Величини ККД насосів при зміні товщини лопаток ВК на виході

		НО ТНА РРД №2		НО ТНА РРД №12	НГ ТНА РРД №12
		Насос №1	Насос №2		
Зменшення товщини лопатки на виході ВК щодо номінальної у %	Номінал	0	0	0	0
	Зменшення №1	40	40	56,3	23,1
	Зменшення №2	60	-	-	53,9
ККД насоса при зміні товщини лопатки ВК на виході у %	Номінал	63,8	62,1	65,3	62,2
	Зменшення №1	65,6	63,2	66,4	62,2
	Зменшення №2	64,5	-	-	61,8

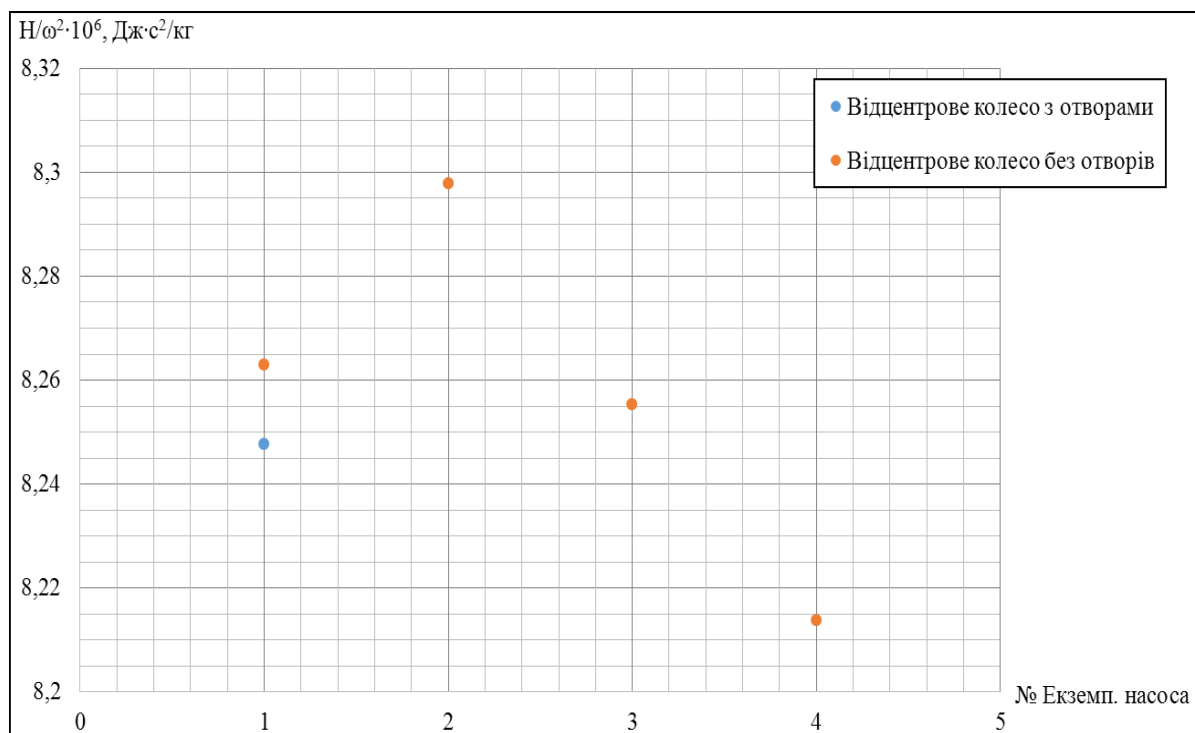


Рисунок Б.54 – Напір у відносних величинах для НО ТНА РРД № 2, в яких, присутні або відсутні перепускні отвори у провідному диску ВК

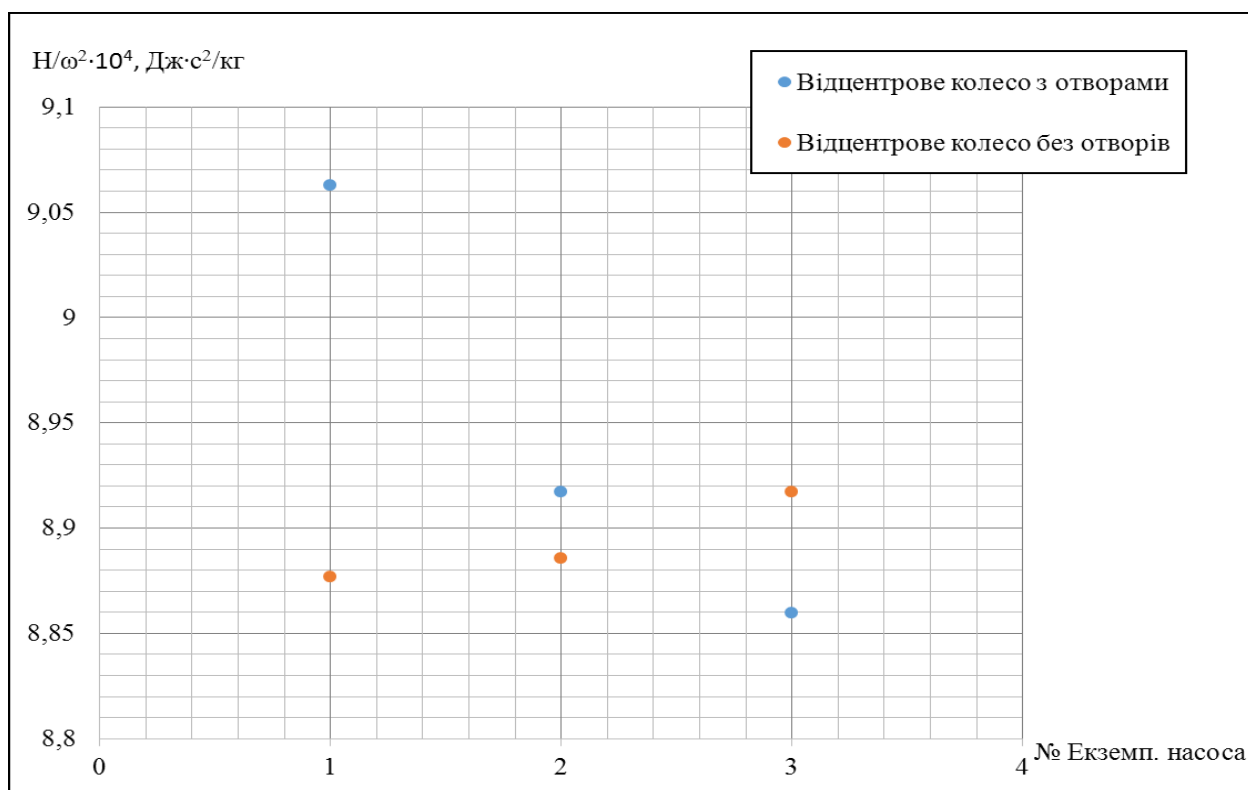


Рисунок Б.55 – Напір у відносних величинах для НО ТНА РРД № 5, в яких присутні або відсутні перепускні отвори у провідному диску ВК

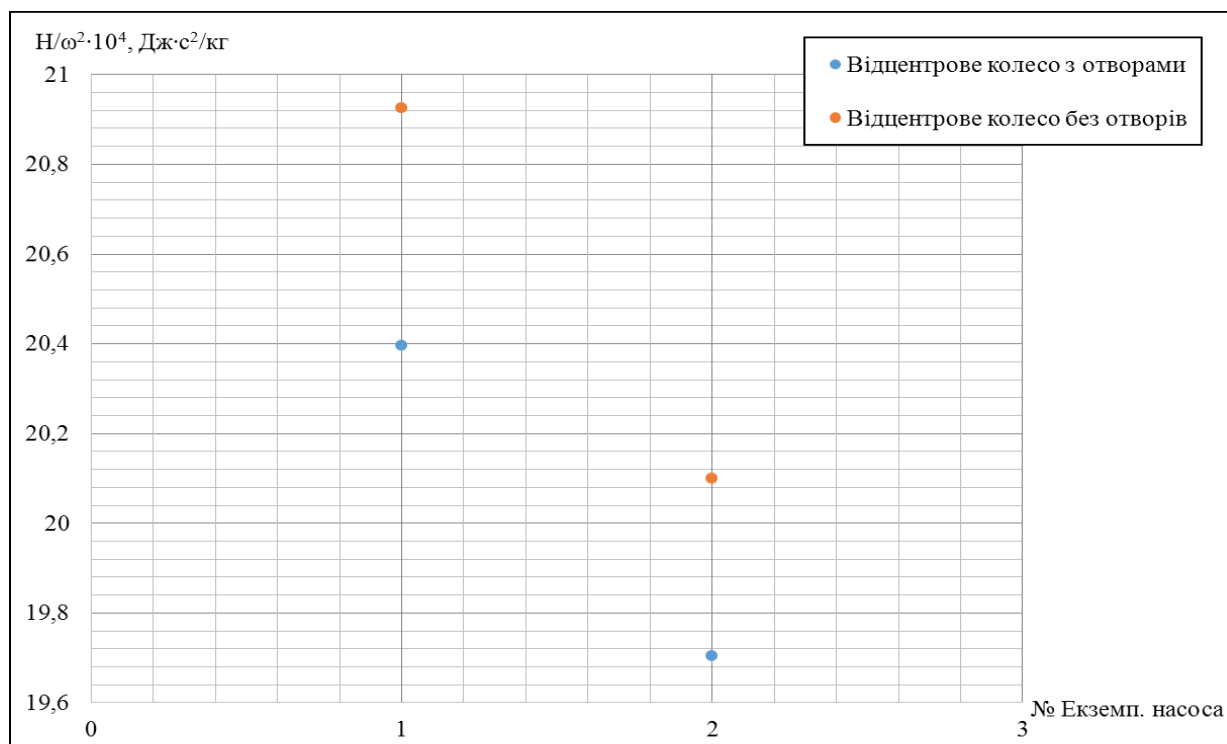


Рисунок Б.56 – Напір у відносних величинах НП ТНА РРД № 5, в яких присутні або відсутні перепускні отвори у провідному диску ВК

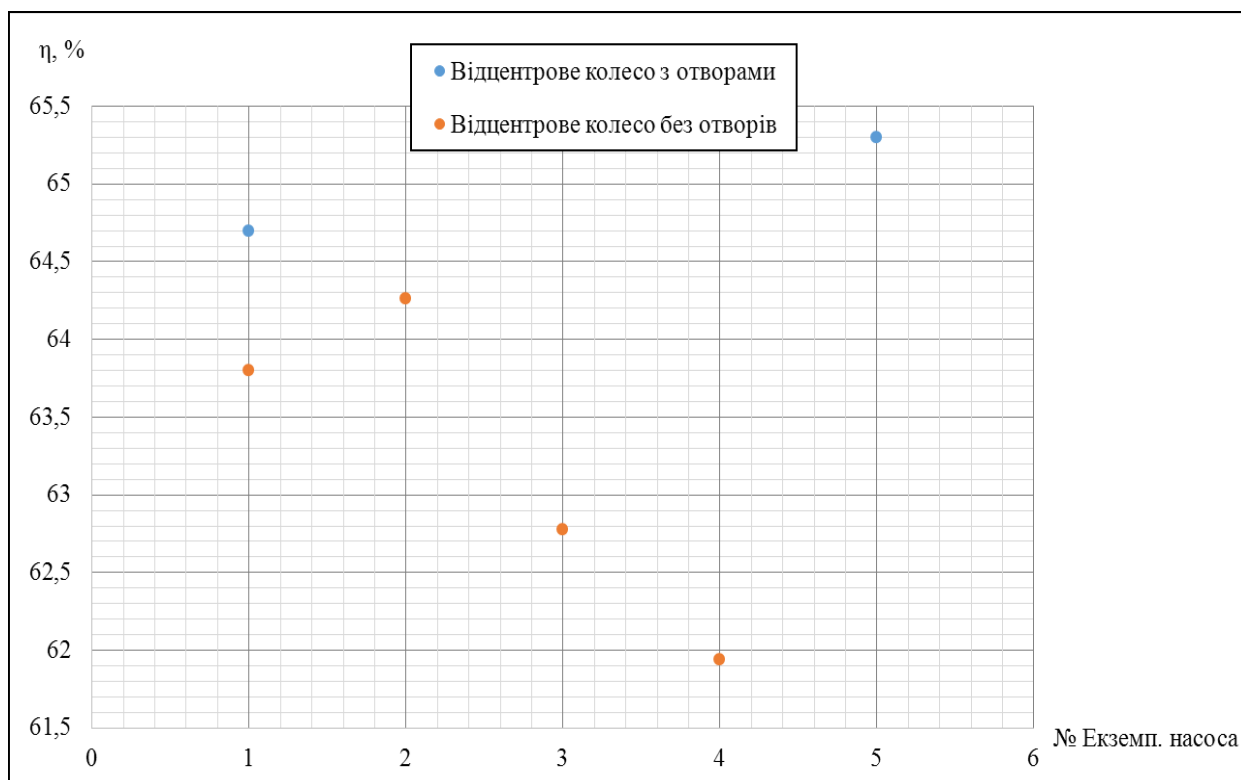


Рисунок Б.57 – Величини ККД НО ТНА РРД № 2 у яких присутні або відсутні перепускні отвори в провідному диску ВК

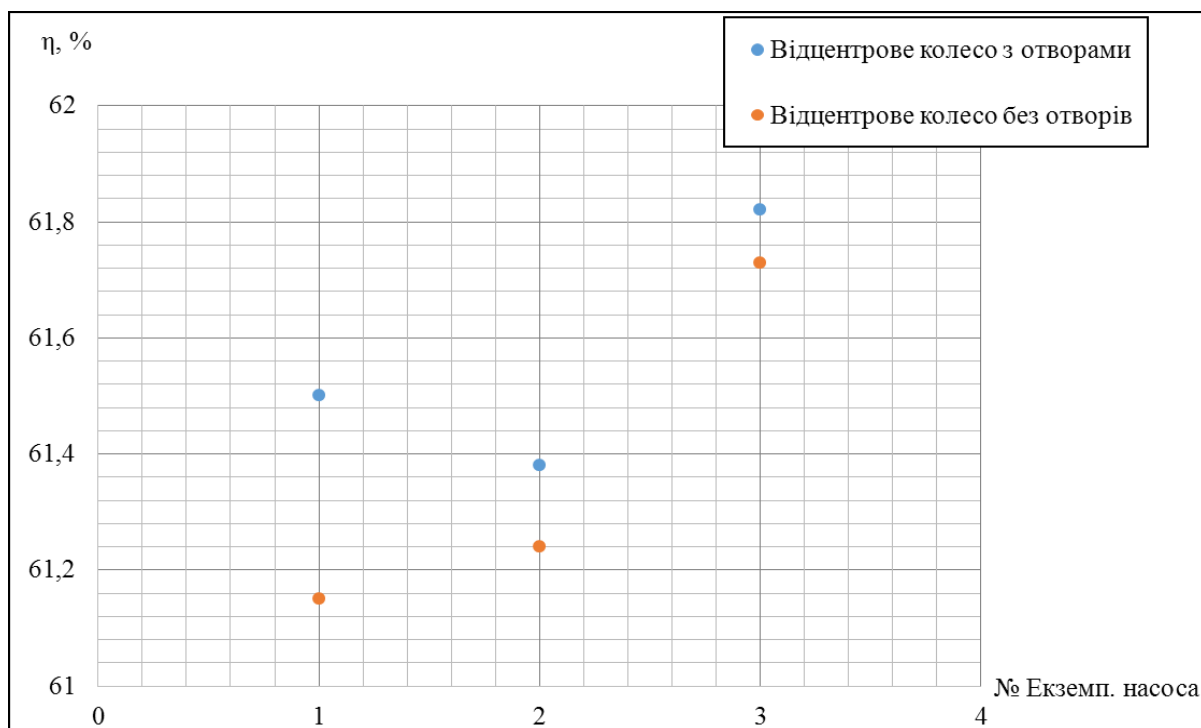


Рисунок Б.58 – Величини ККД НО ТНА РРД № 5 у яких, присутні або відсутні перепускні отвори в провідному диску ВК

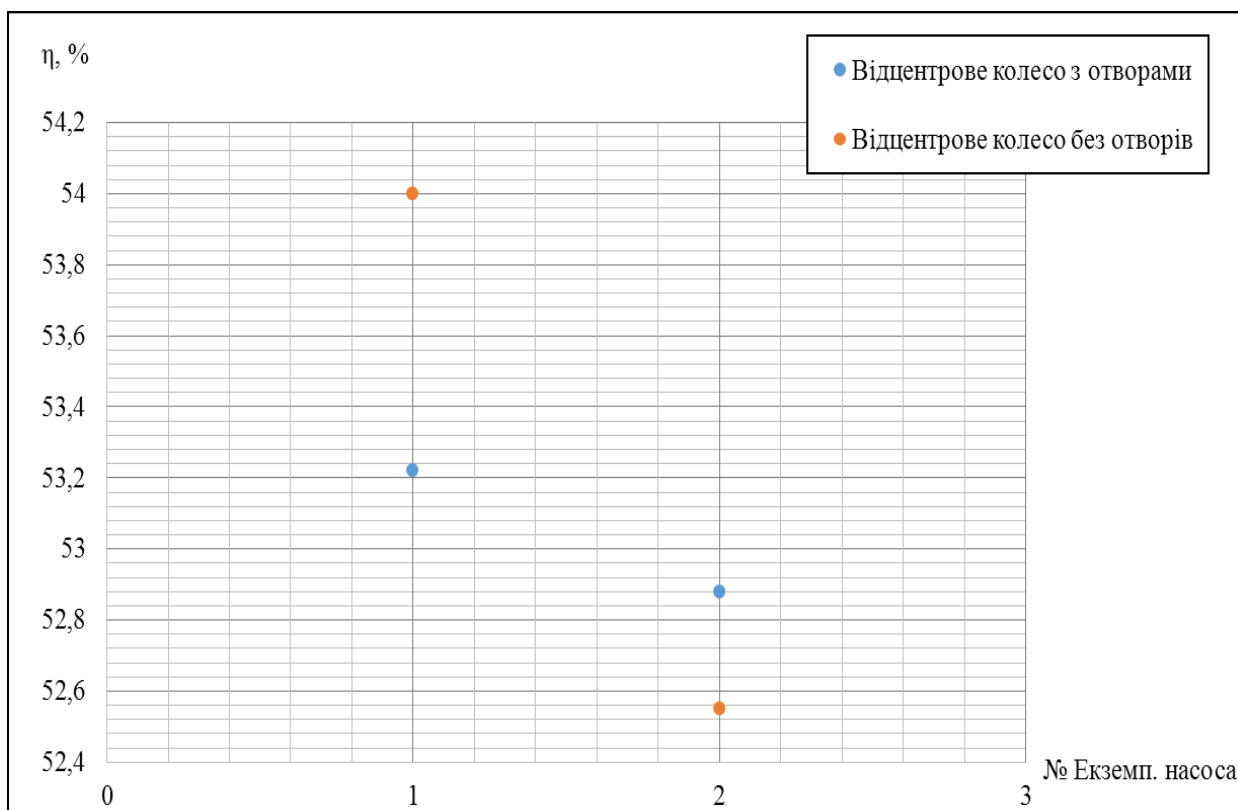
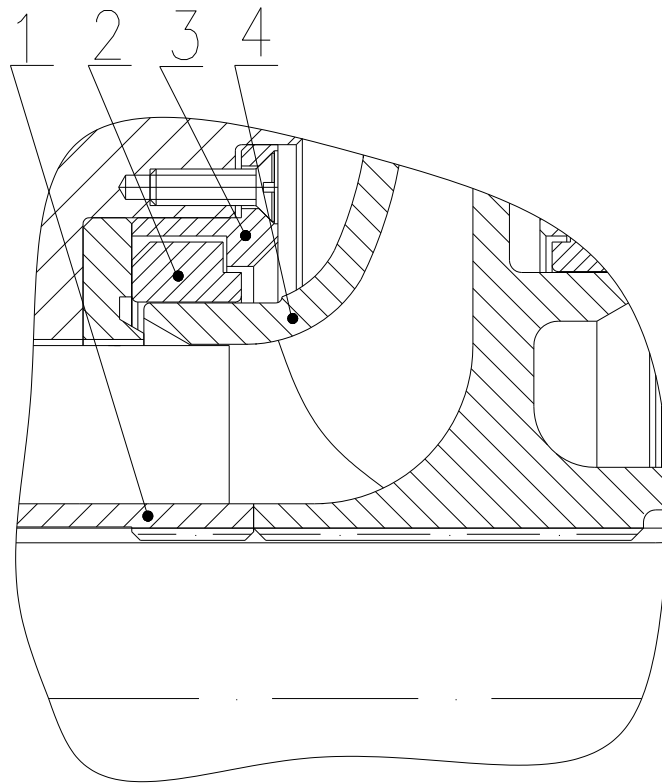
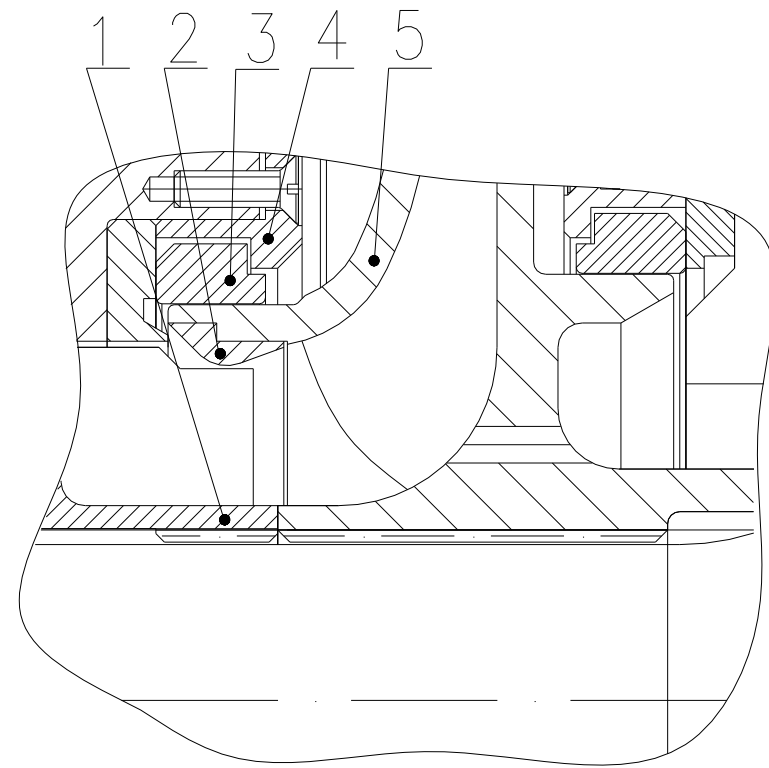


Рисунок Б.59 – Величини ККД НП ТНА РРД № 5 у яких, присутні або відсутні перепускні отвори в провідному диску ВК



а)



б)

а) 1 – шнек; 2 – плаваюче кільце; 3 – кришка; 4 – ВК.

б) 1 – шнек; 2 – втулка; 3 – плаваюче кільце; 4 – кришка; 5 – ВК.

Рисунок. Б.60 – Варіанти конструкції НП ТНА РРД №4

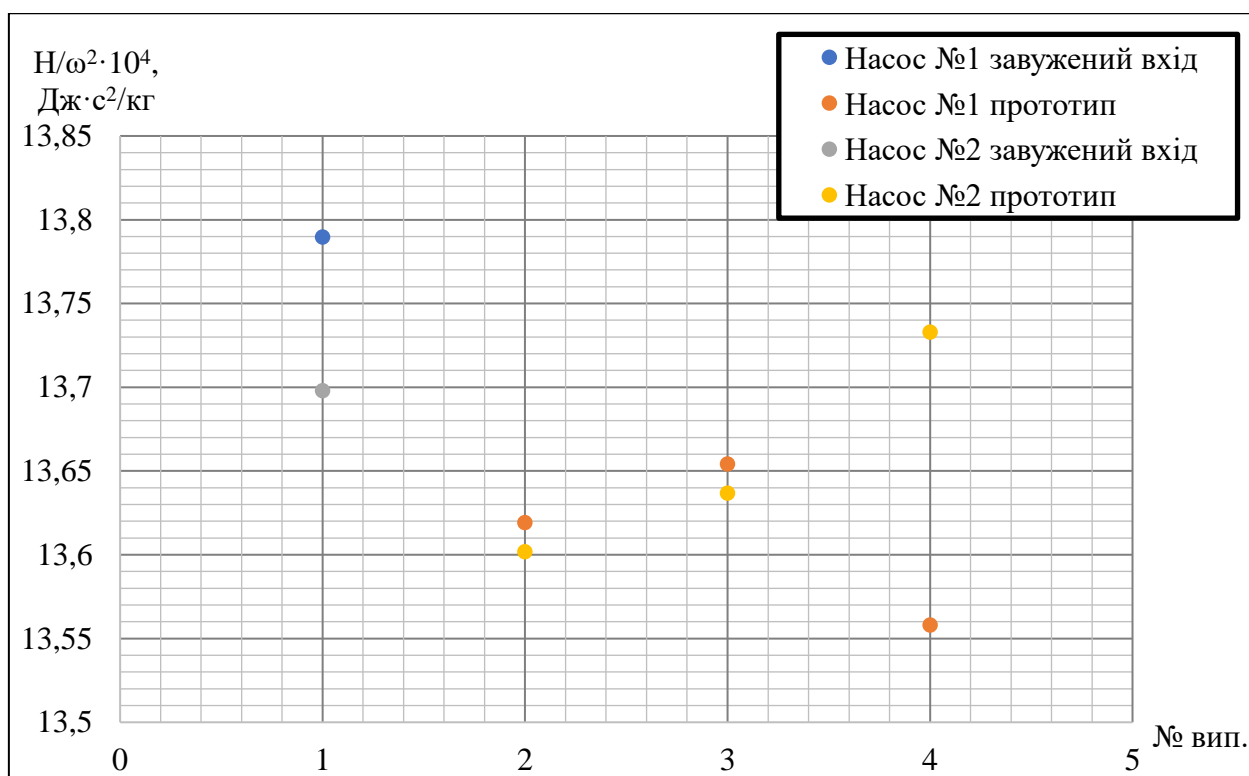


Рисунок Б.61 –Напір у відносних величинах для НП ТНА РРД № 4 (прототип) і із зменшеним діаметром входу у ВК

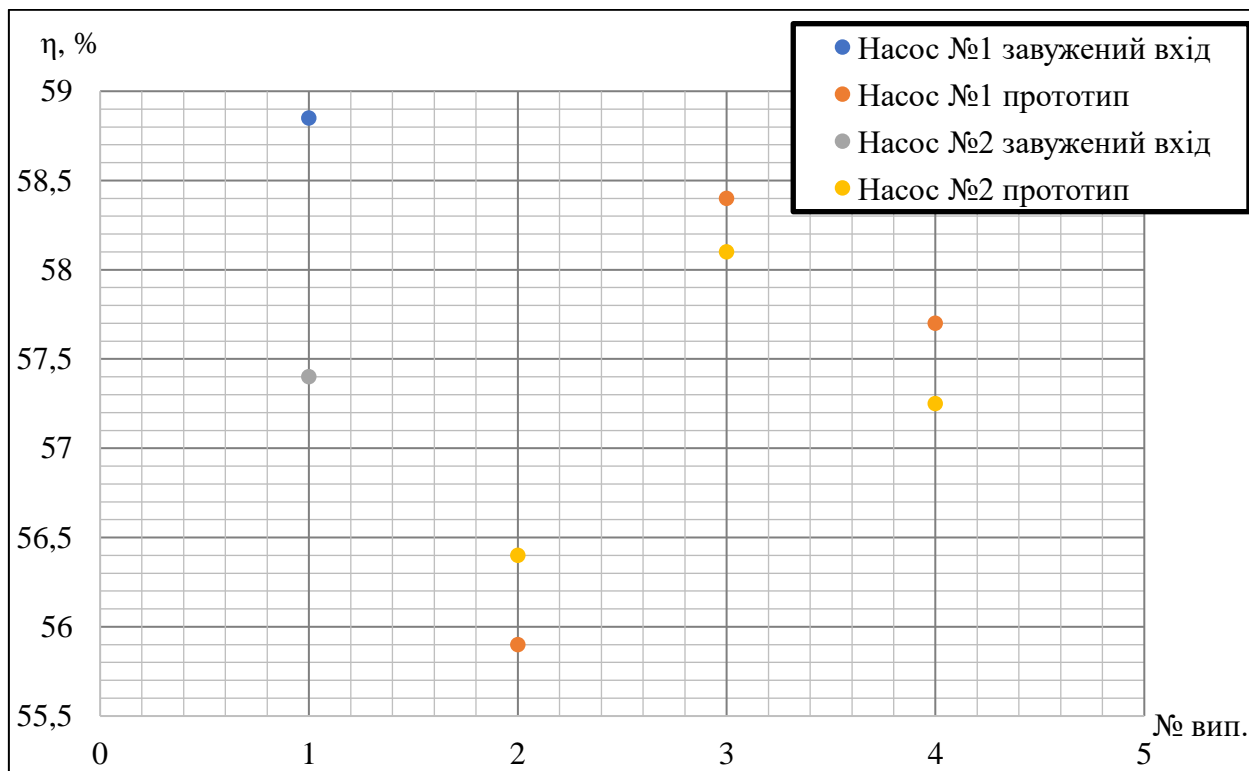


Рисунок Б.62 – Величини ККД НП ТНА РРД № 4 (прототип) і із зменшеним діаметром входу у ВК

Таблиця Б.3 – Величини \bar{H} НО ТНА РРД №6 за наявності або відсутності додаткових лопаток ВК

Описання випробовуваної конструкції насоса	\bar{H}
Прототип, число лопаток ВК колеса 6 основних і 6 додаткових	0,617
Експериментальна конструкція, число лопаток ВК 6 основних	0,606

Таблиця Б.4 – Величини ККД НО ТНА РРД №6 за наявності або відсутності додаткових лопаток ВК

Описання випробовуваної конструкції насоса	ККД, %
Прототип, число лопаток ВК 6 основних і 6 додаткових	62,1
Експериментальна конструкція, число лопаток ВК 6 основних	60,6

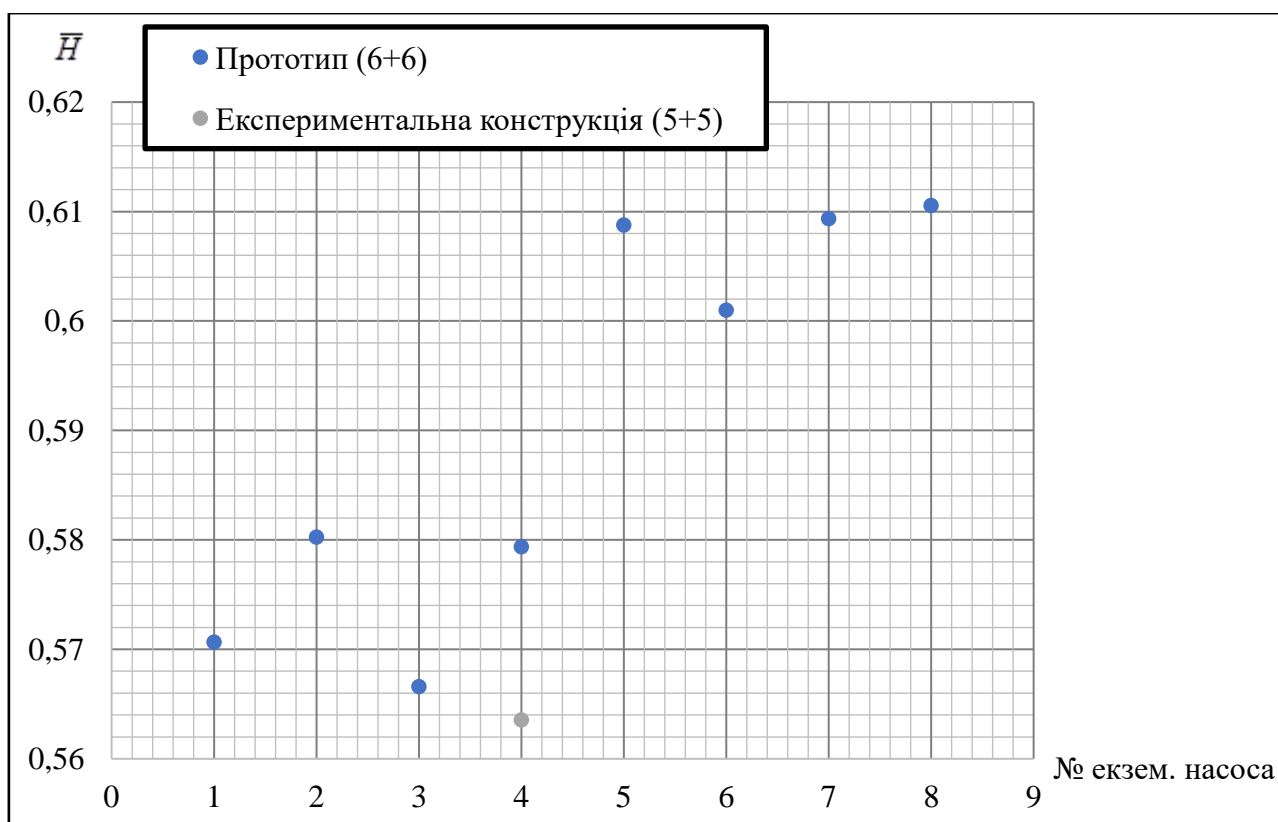


Рисунок Б.63 – Величини \bar{H} НО ТНА РРД № 2 (прототип) і із зменшеним числом лопаток ВК

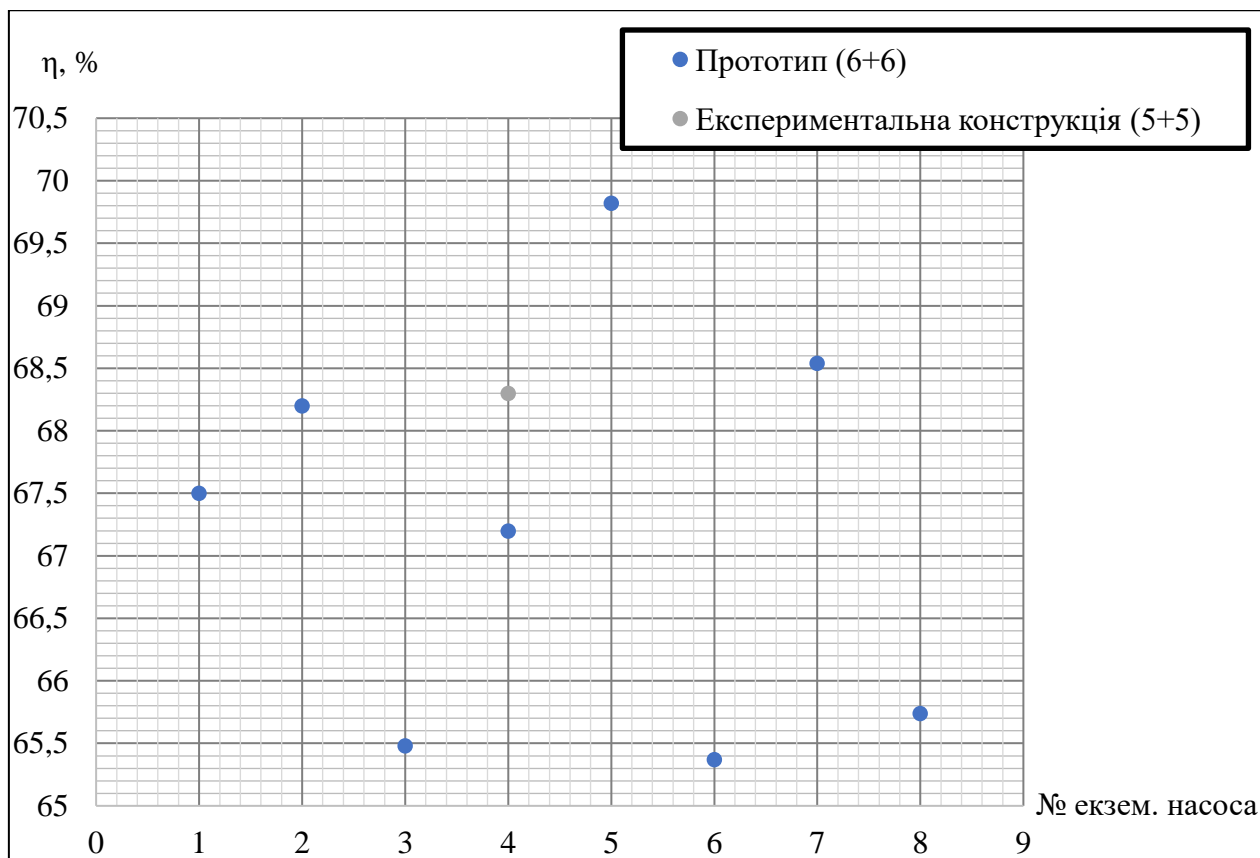
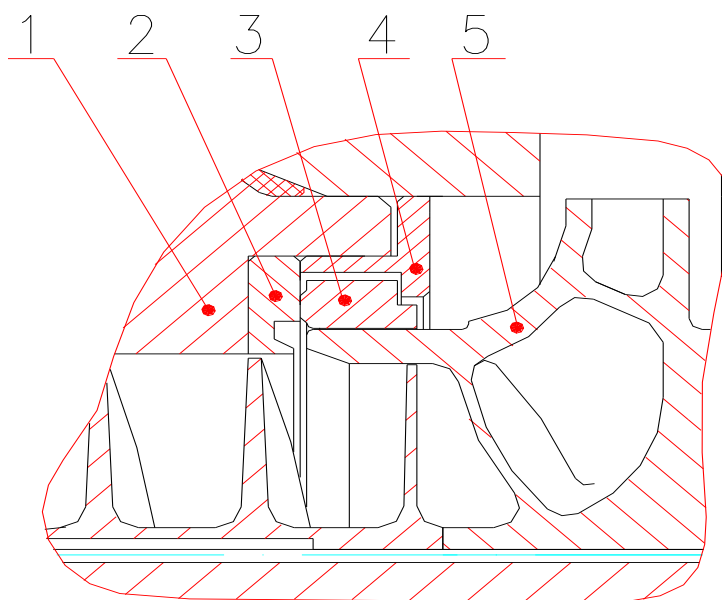
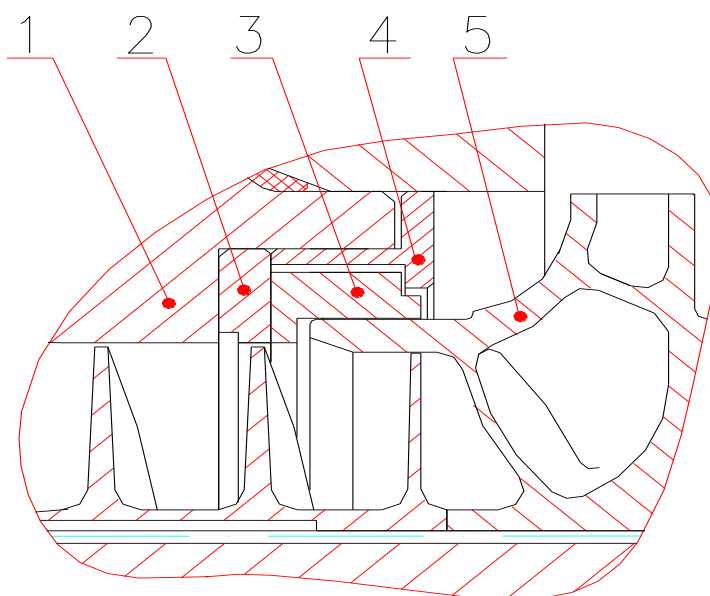


Рисунок Б.64 – Величини ККД НО ТНА РРД № 2 (прототип) і із зменшеним числом лопаток ВК



1– входний патрубок; 2– упорне кільце; 3– плаваюче кільце; 4– кришка;
5– ВК.

Рисунок Б.65 –конструкція прототипу плаваючого кільця НО ТНА РРД №4



1– вхідний патрубок; 2– упорне кільце; 3– плаваюче кільце; 4– кришка;
5– ВК.

Рисунок Б.66 – Експериментальна конструкція плаваючого кільця НО ТНА
РРД №4

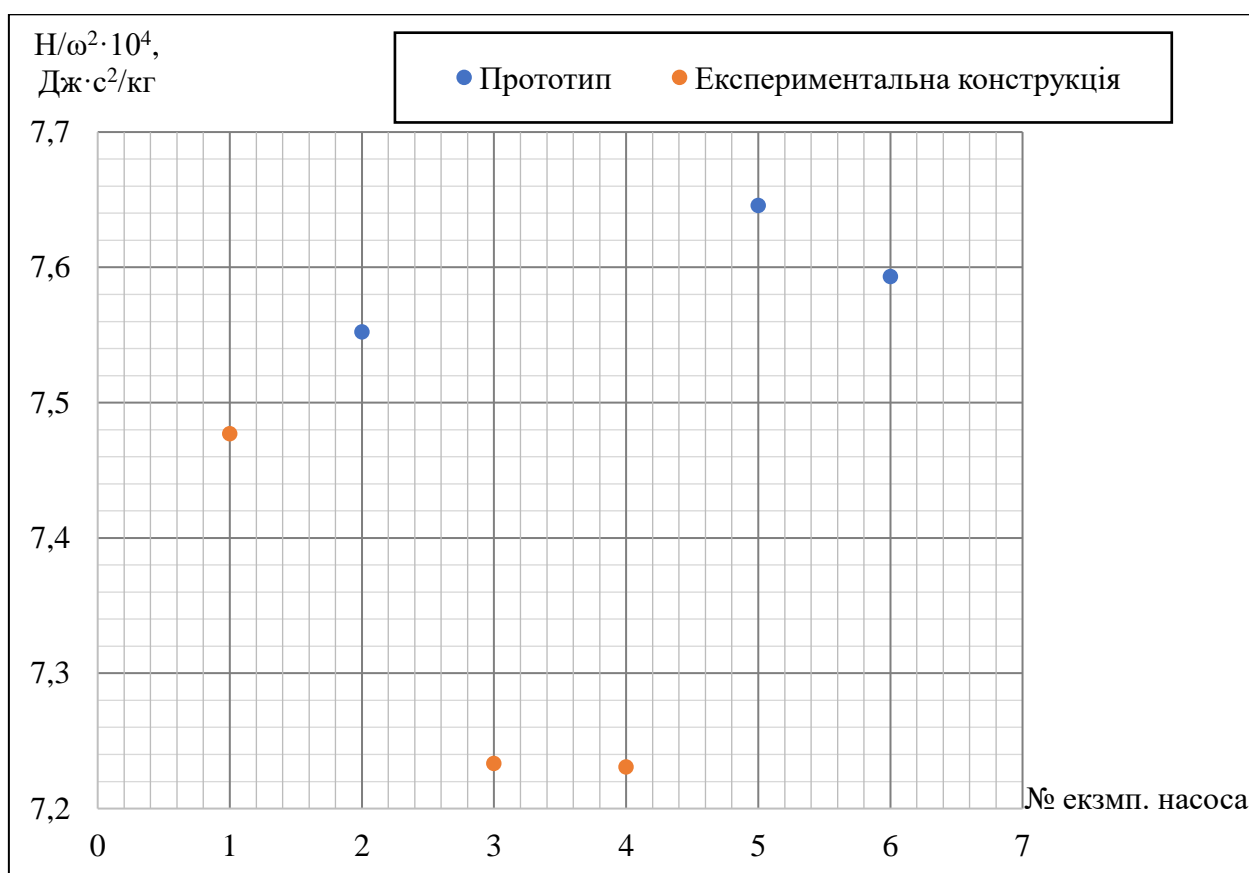


Рисунок Б.67 – Напір приведені до квадрата частоти обертання ротора НО
ТНА РРД № 4 (прототип) і експериментальної конструкцій

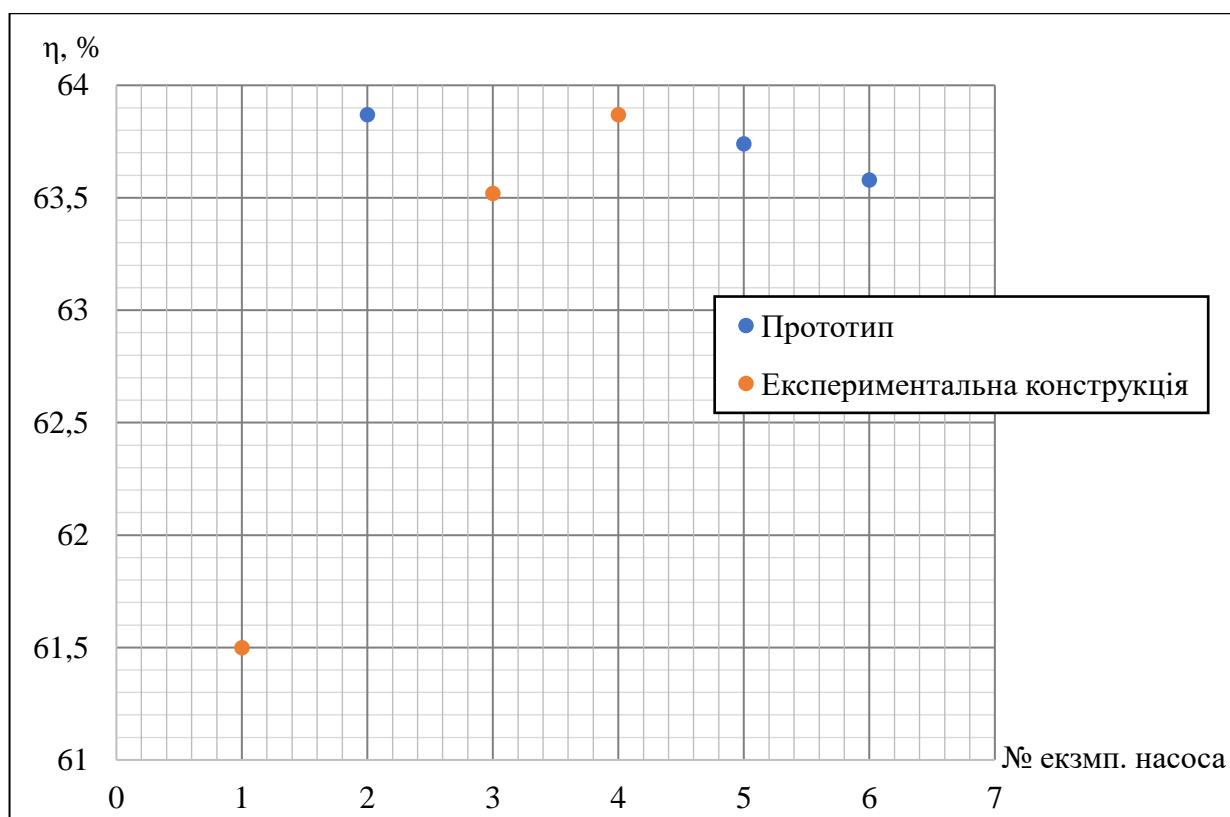


Рисунок Б.68 – Величини ККД НО ТНА РРД № 4 (прототип) і експериментальної конструкції

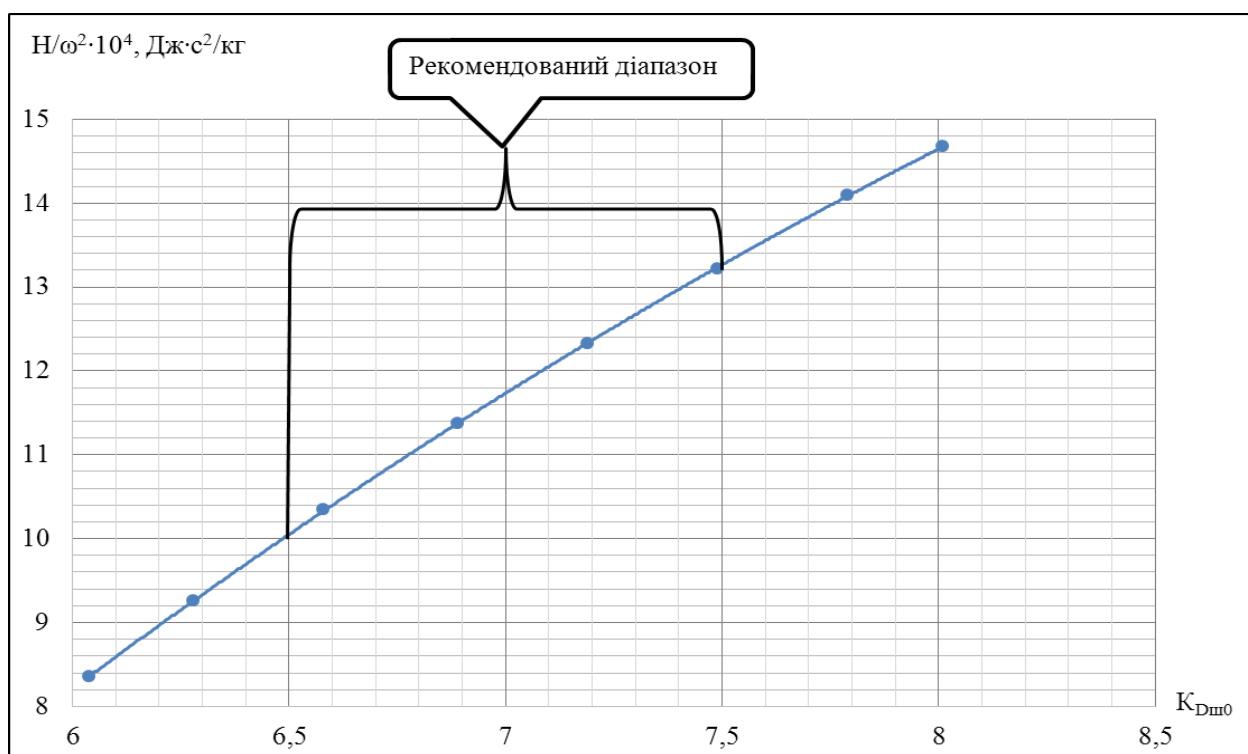


Рисунок Б.69 – Залежність зміни відносного напору шнека НО ТНА РРД №2 при зміні величини коефіцієнт діаметру входу в шнек

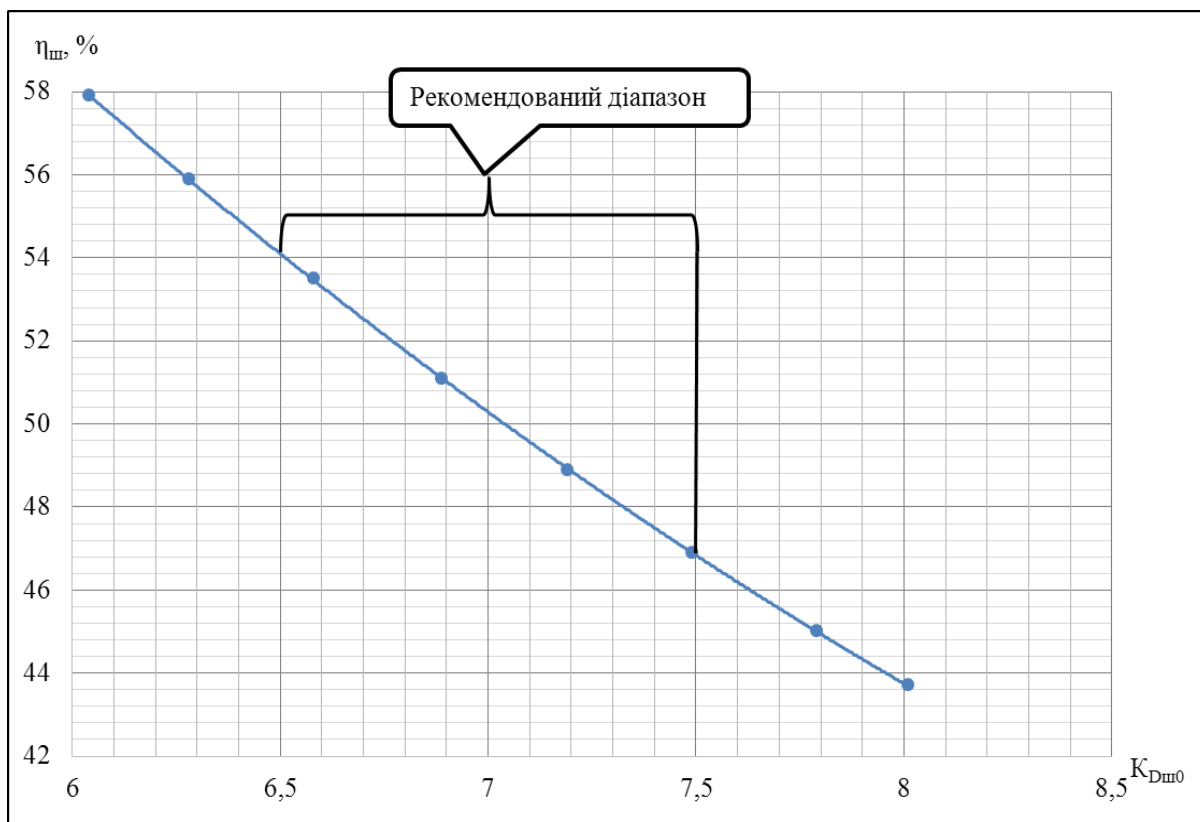


Рисунок Б.70 – Залежність ККД шнека НО ТНА РРД №2 при зміні величини коефіцієнт діаметру входу в шнек

Таблиця Б.5 – Діаметри дисків ВК і дисковий ККД НО ТНА РРД №2

Етап модернізації	Зовнішній діаметр дисків ВК, мм	$\eta_{дис.}, \%$
Етап №1	79,5	90,7
Етап №2	74,5	92,9
Етап №3	73	93,4

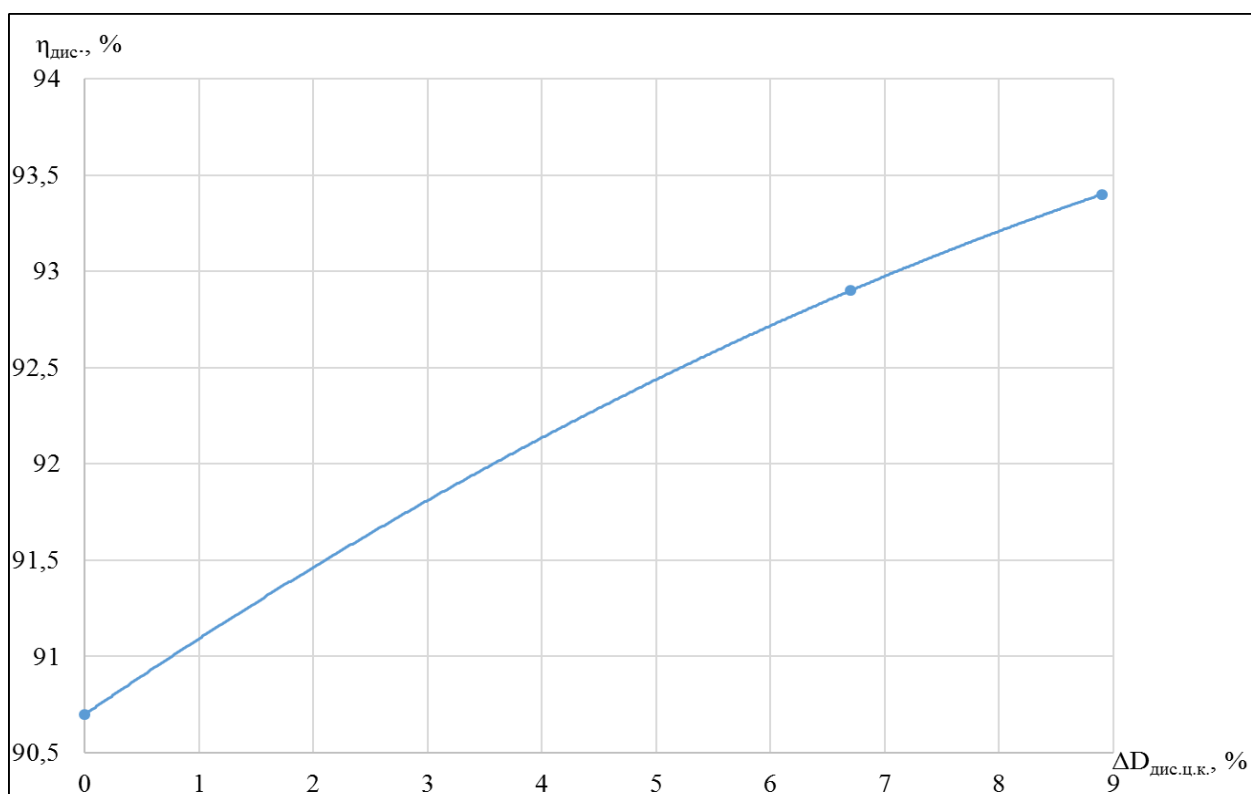


Рисунок Б.71 – Залежність дискового ККД від зменшення зовнішнього діаметру дисків ВК НО ТНА РРД №2

ДОДАТОК В

Результати експериментальних дослідження кавітаційних характеристик насосів і таблиці з порівнянням їх параметрів

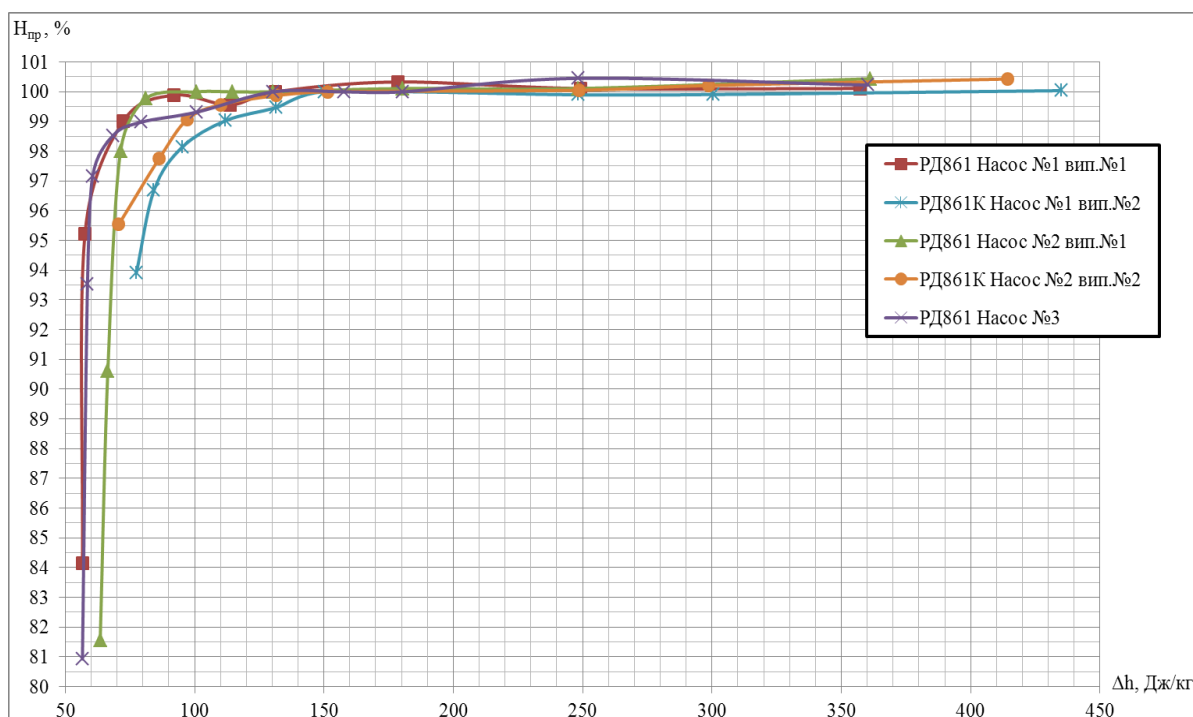


Рисунок В.1 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №1

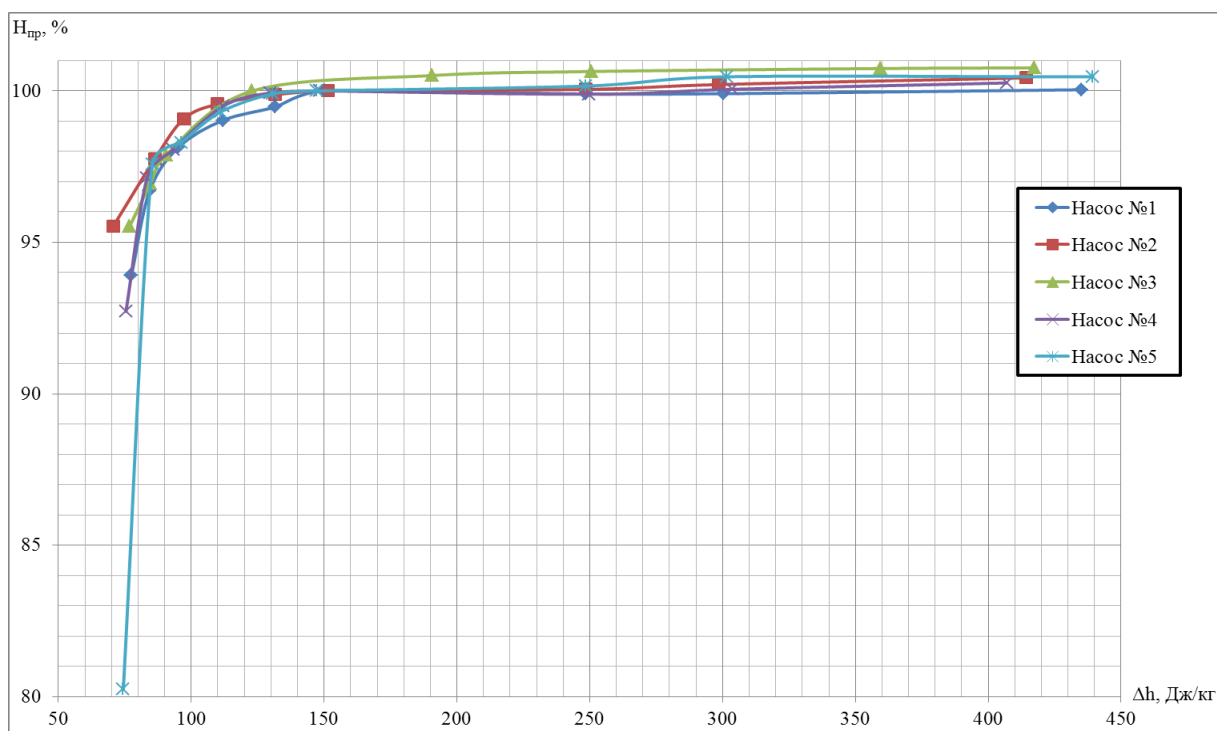


Рисунок В.2 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №2

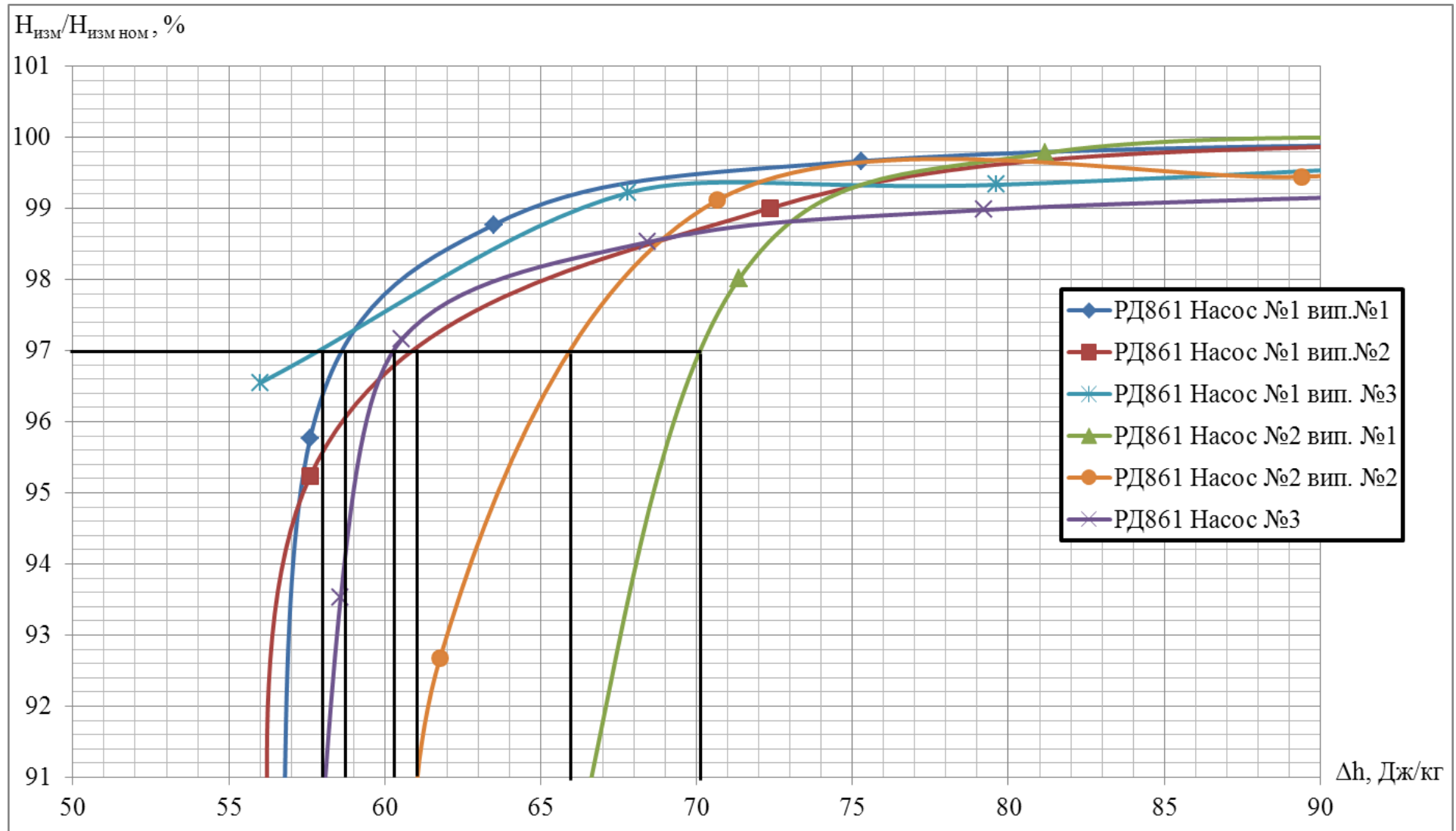


Рисунок В.3 – Визначення величини кавітаційного зриву для НО ТНА РРД №1

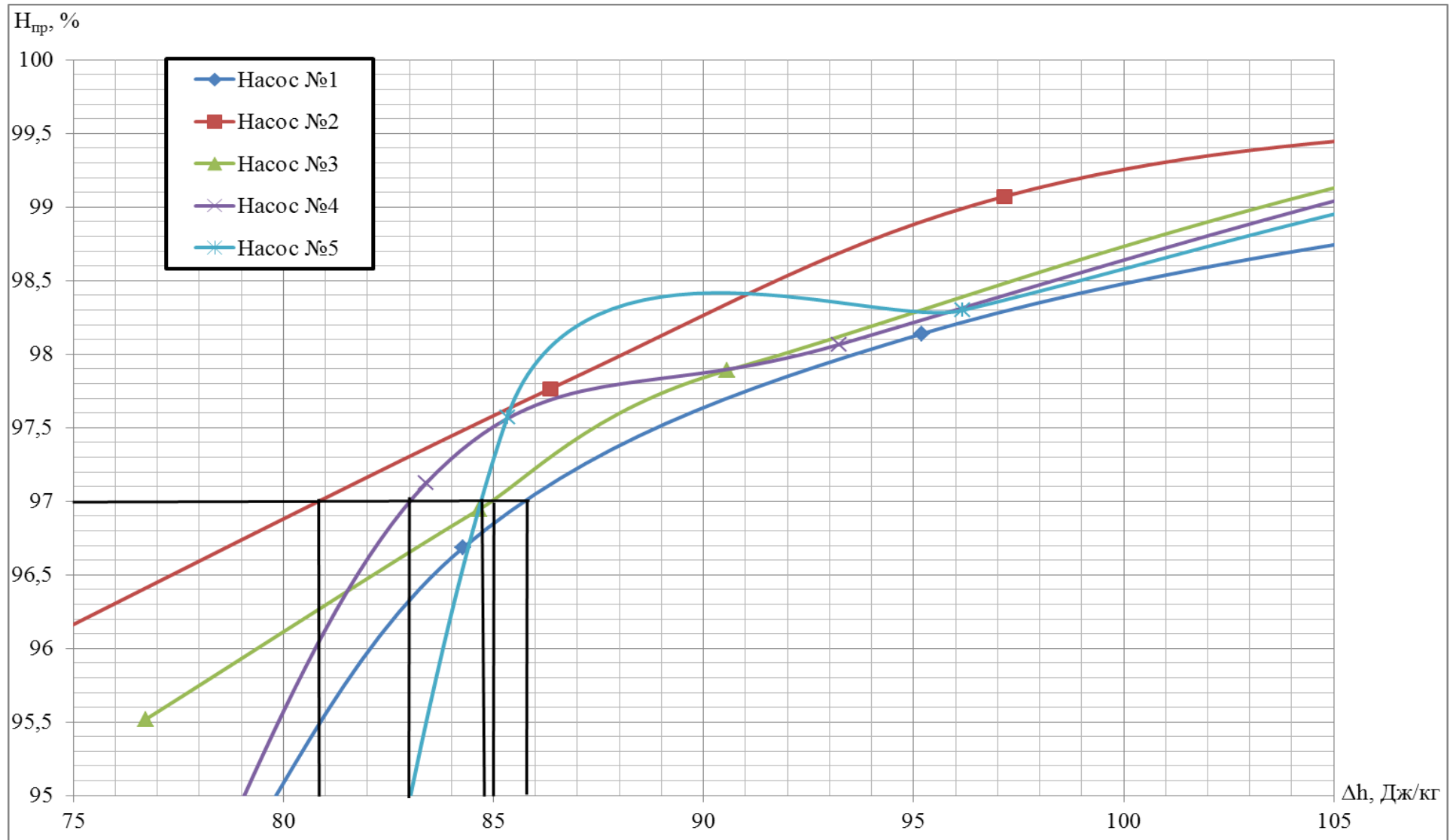


Рисунок В.4 – Визначення величини кавітаційного зриву для НО ТНА РРД №2

Таблиця В.1 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №1

№ насоса і № дослідження	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
РРД №1 насос №1 дослідження №1	58,9	5050
дослідження №2	60,8	4928
дослідження №3	57,9	5114
РРД №1 насос №2 дослідження №1	70,4	4414
дослідження №2	65,9	4639
РРД №1 насос №2	60,6	4944

Таблиця В.2 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №2

№ насоса	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
насос №1	86,3	4028
насос №2	80,4	4272
насос №3	84,7	4120
насос №4	83	4159
насос №5	84,7	4088

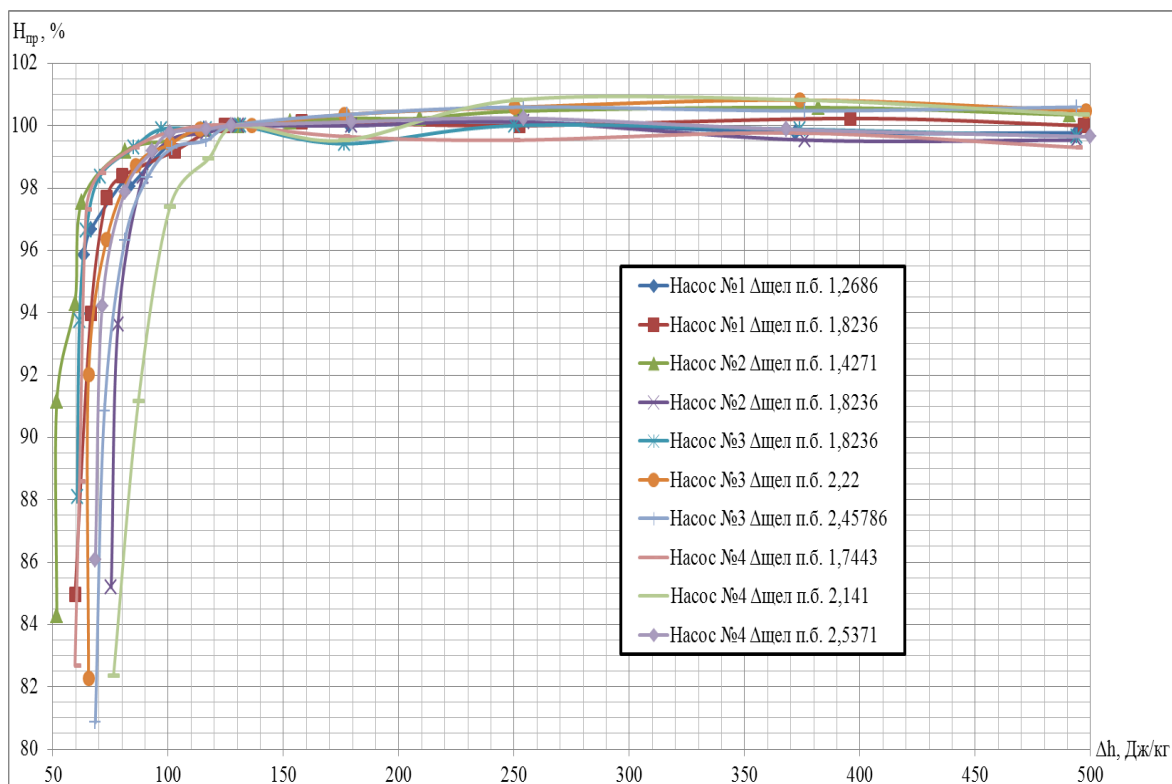


Рисунок В.5 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №4

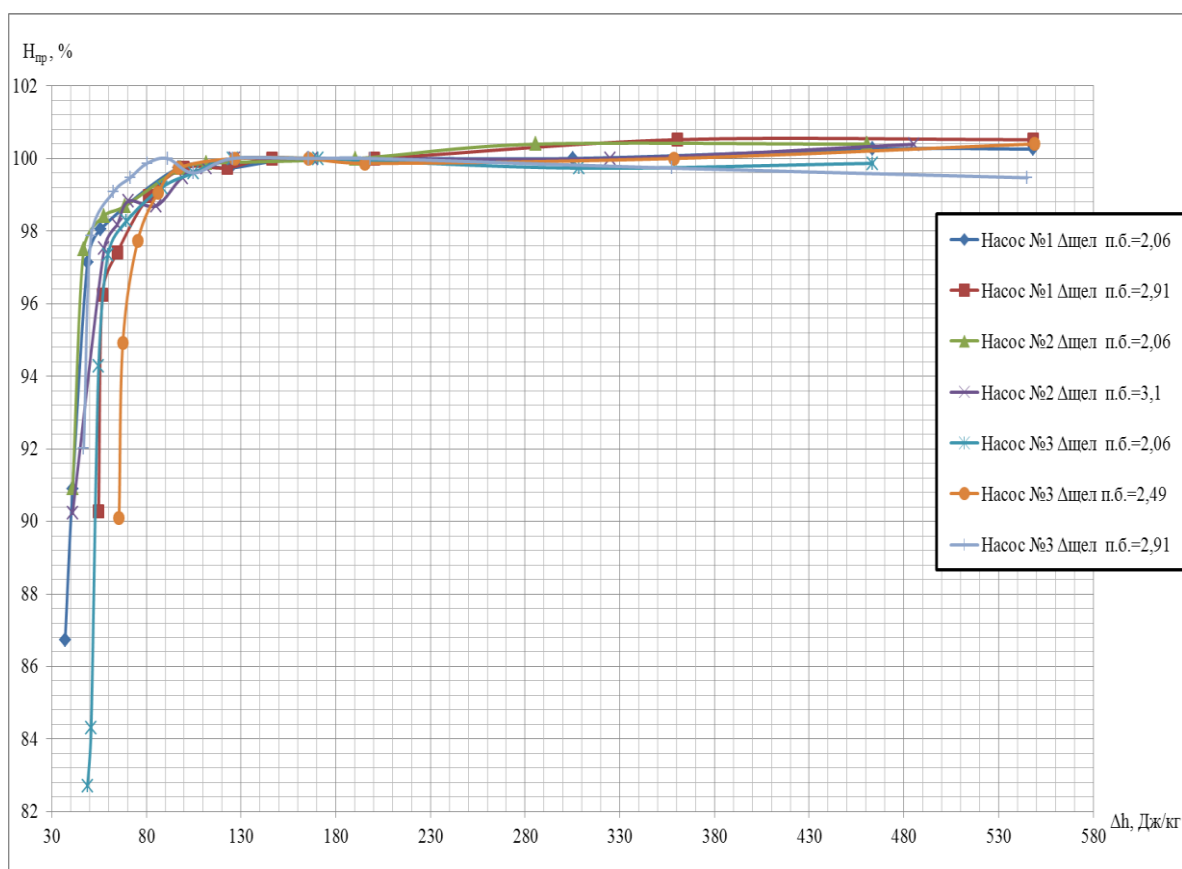


Рисунок В.6 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №6

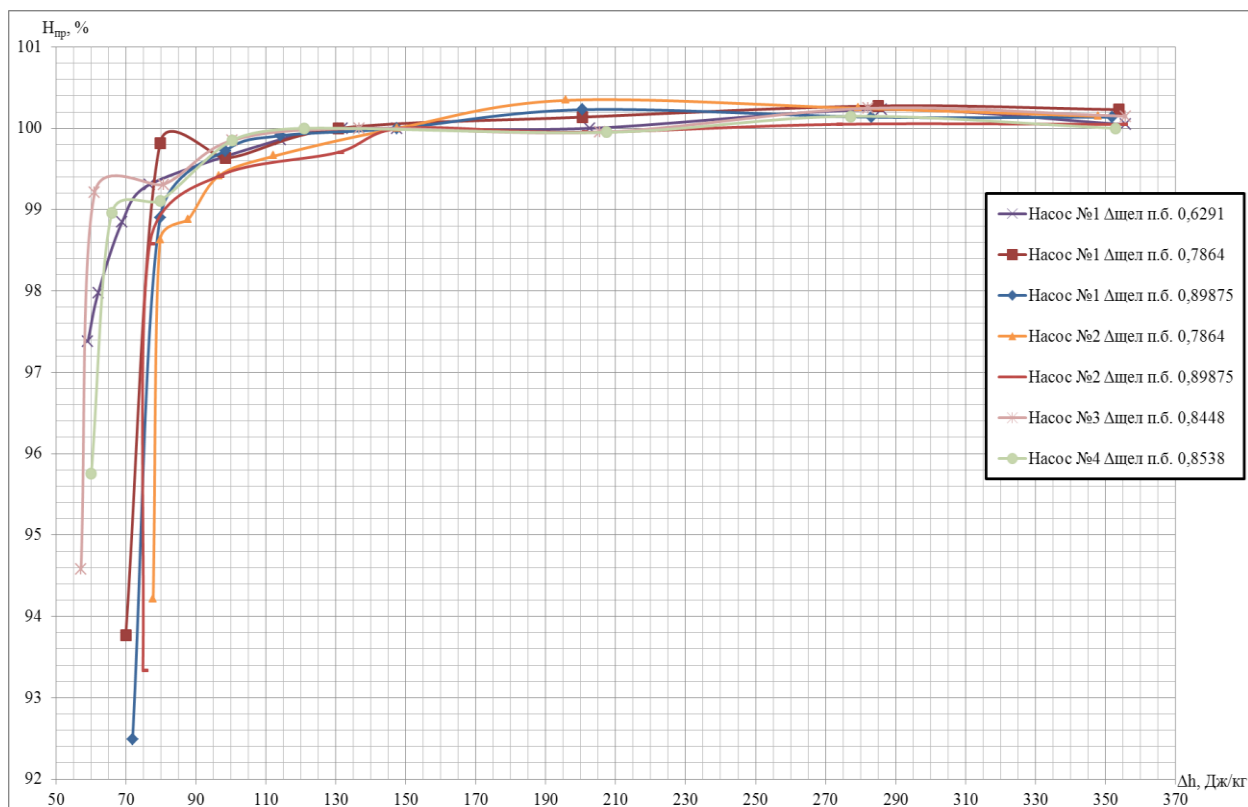


Рисунок В.7 – Кавітаційні характеристики НП ТНА РРД №7

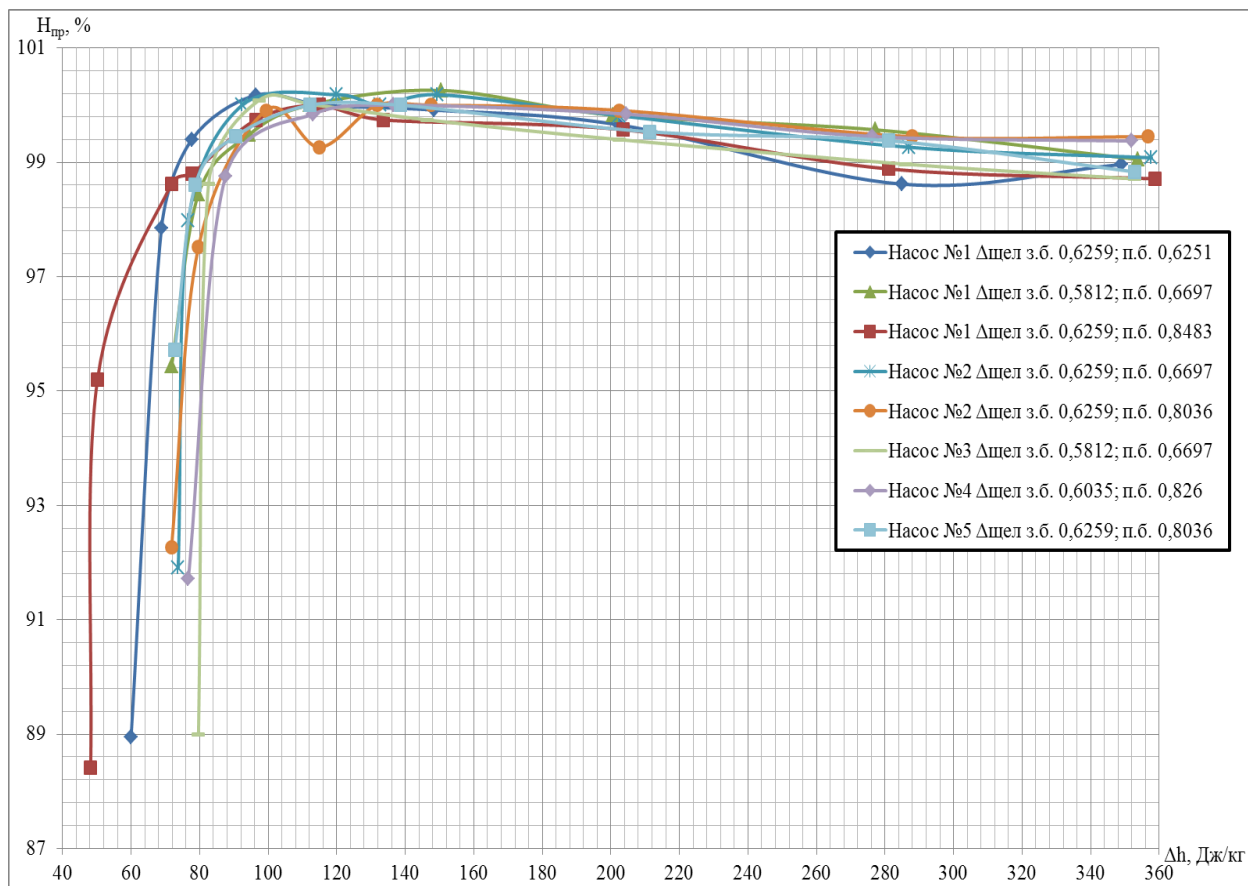


Рисунок В.8 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №7

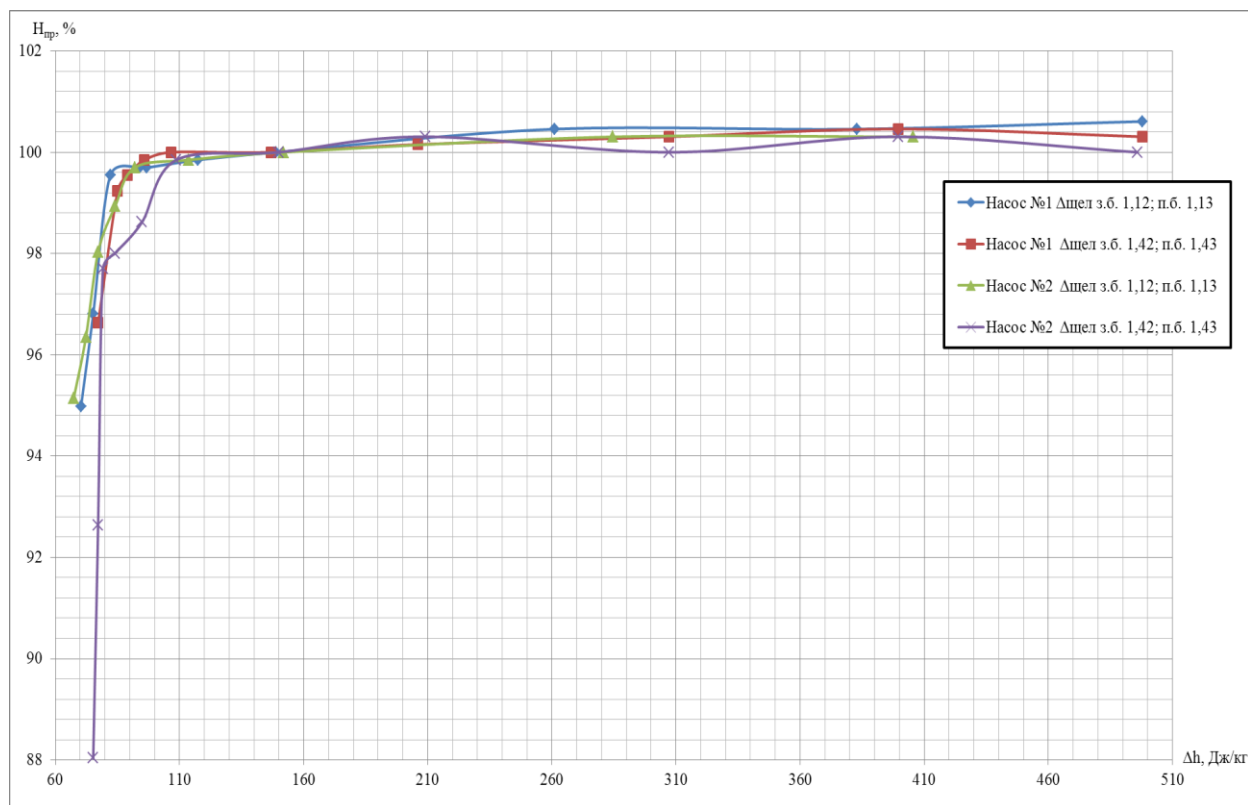


Рисунок В.9 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №8

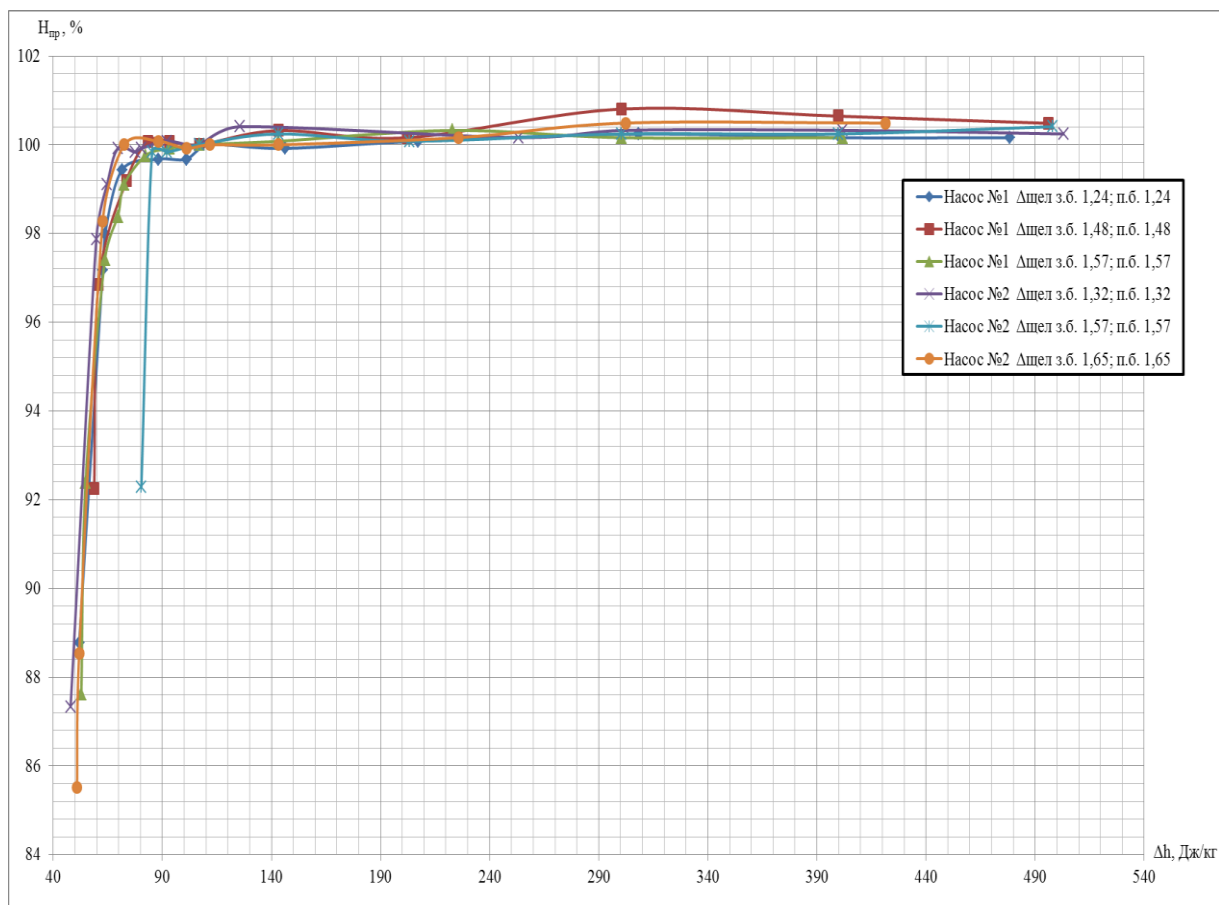


Рисунок В.10 – Кавітаційні характеристики НП ТНА РРД №8

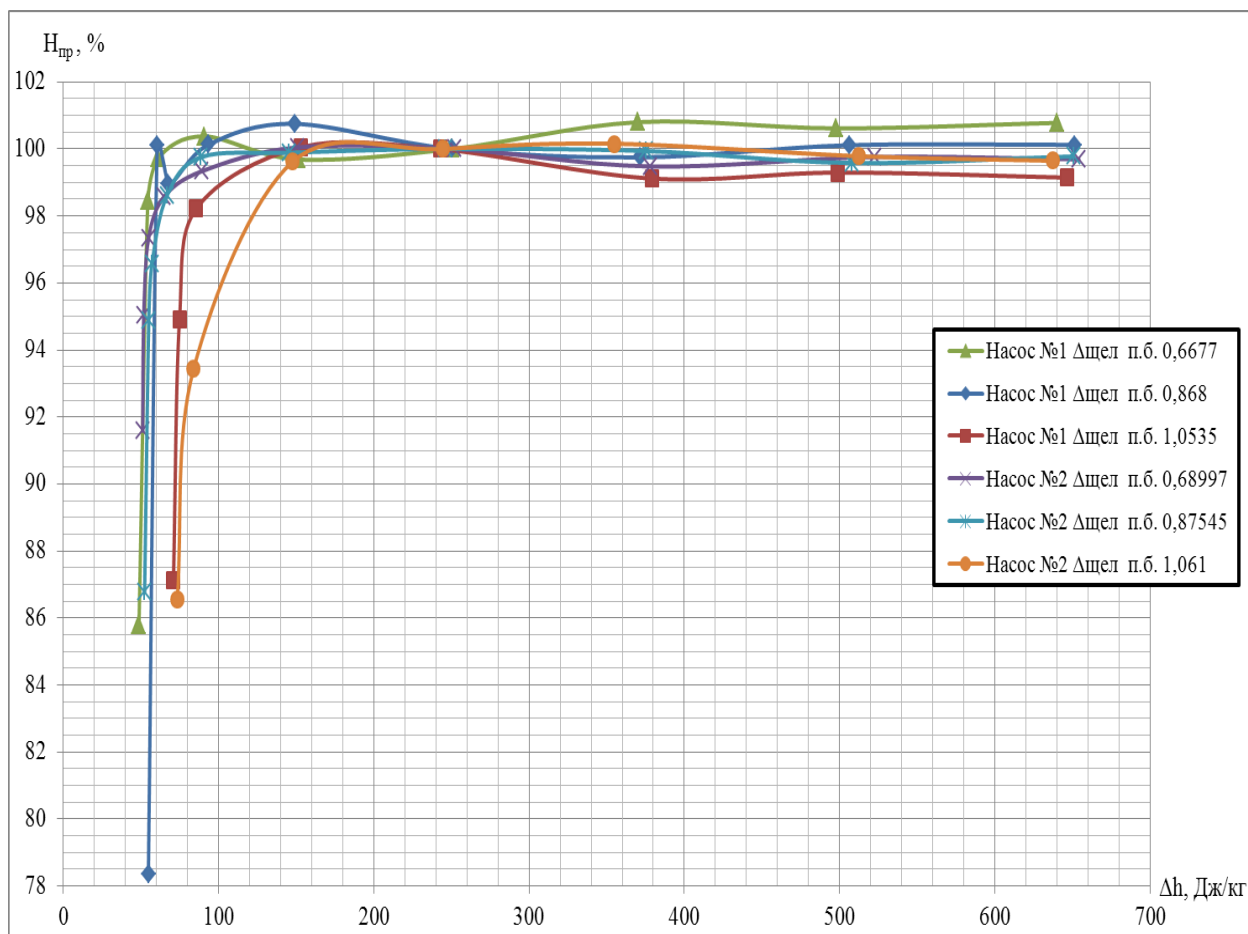


Рисунок В.11 – Кавітаційні характеристики НП ТНА РРД №9

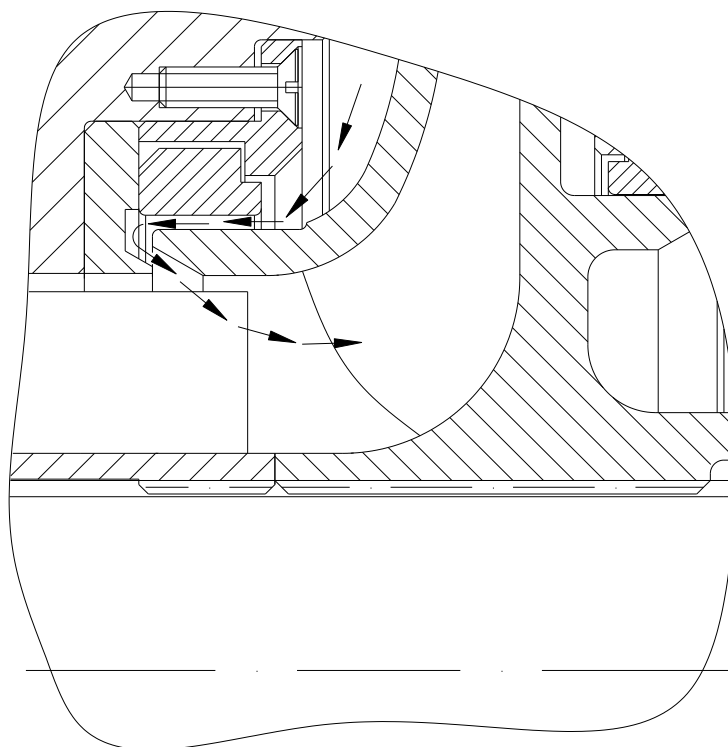


Рисунок В.12 – Схема демонструє витік через щілинне ущільнення, яке розташоване на передньому бурту ВК

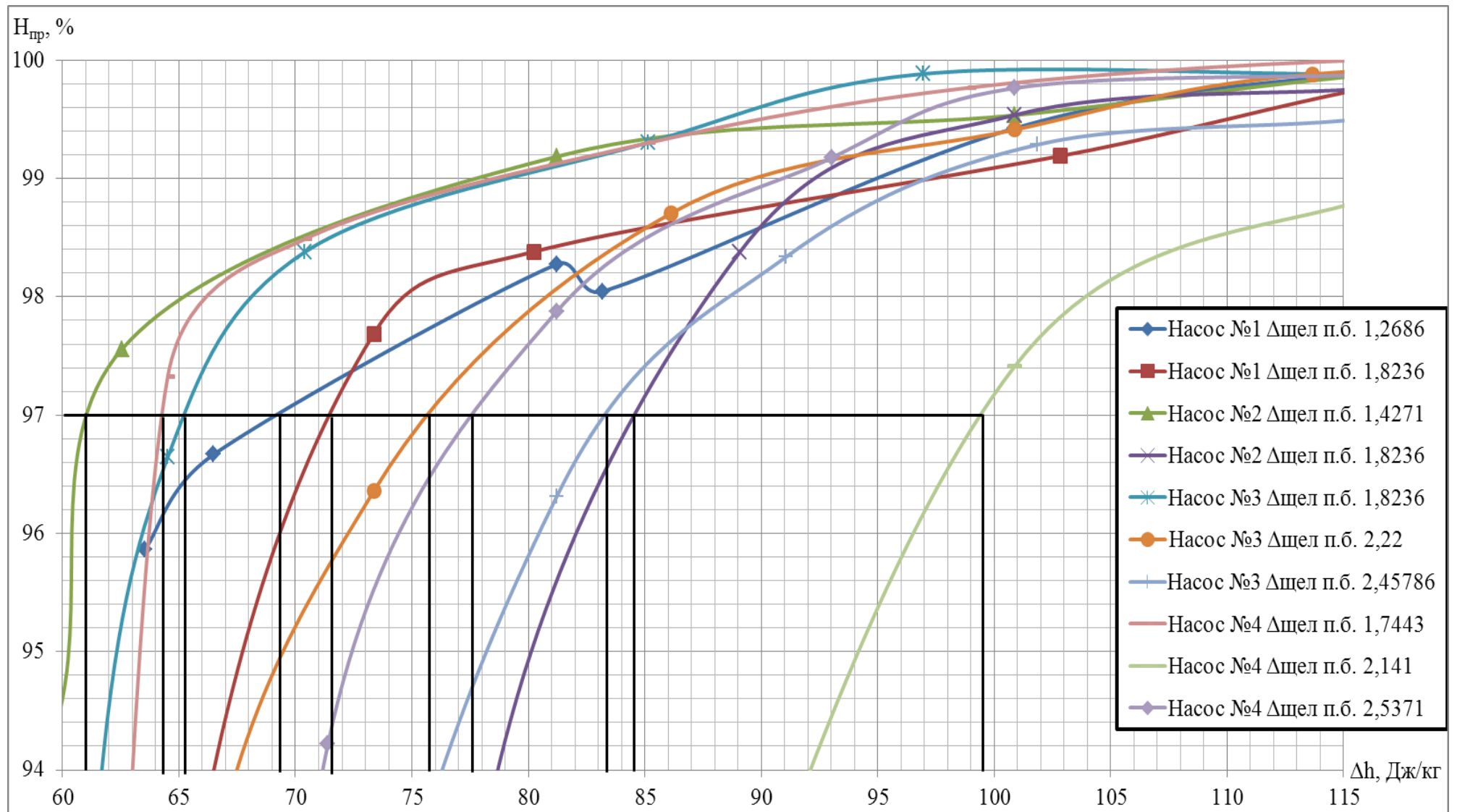


Рисунок В.13 – Визначення величин кавітаційного зриву для НО ТНА РРД №4

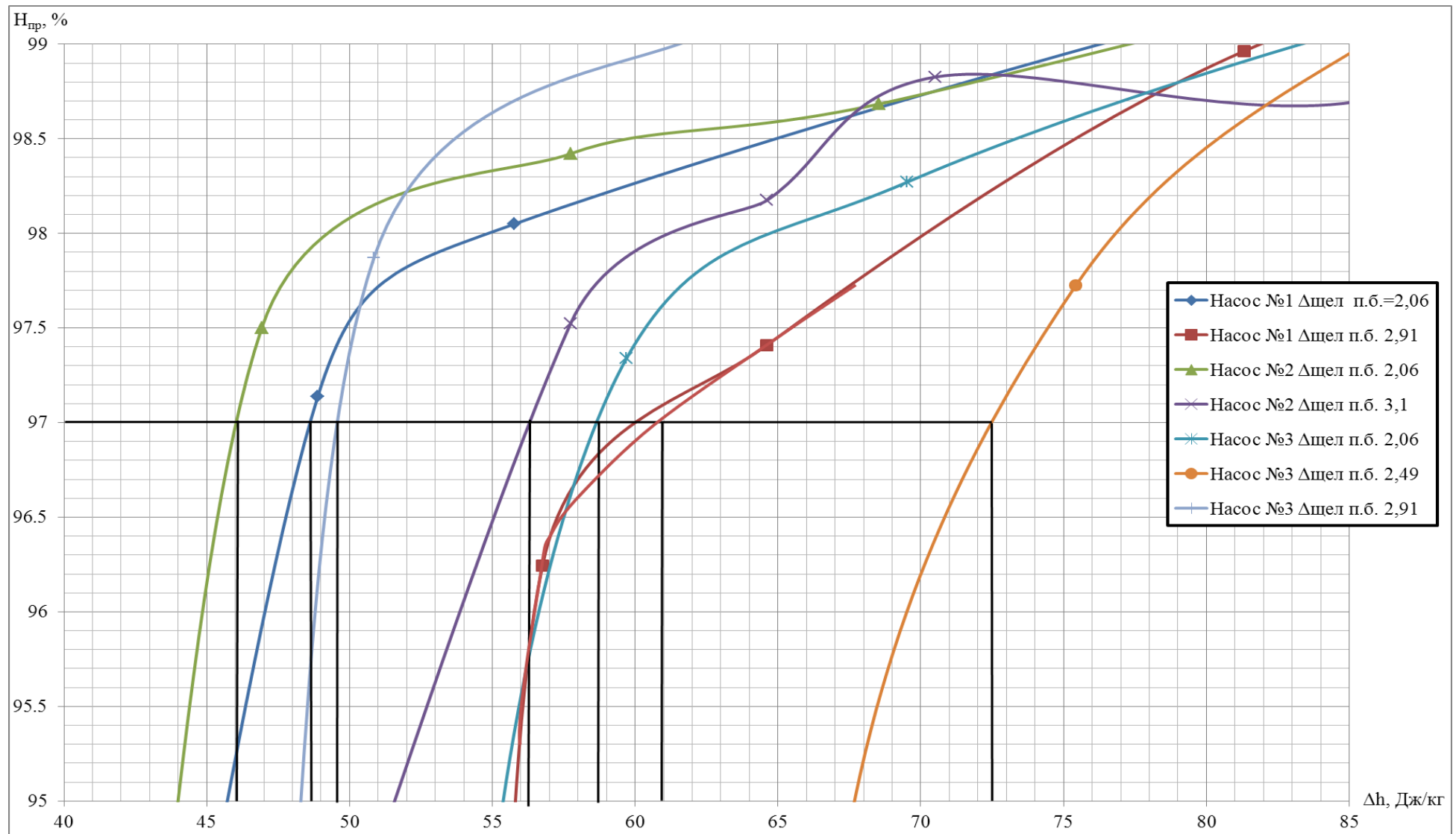


Рисунок В.14 – Визначення величин кавітаційного зриву для НО ТНА РРД №6

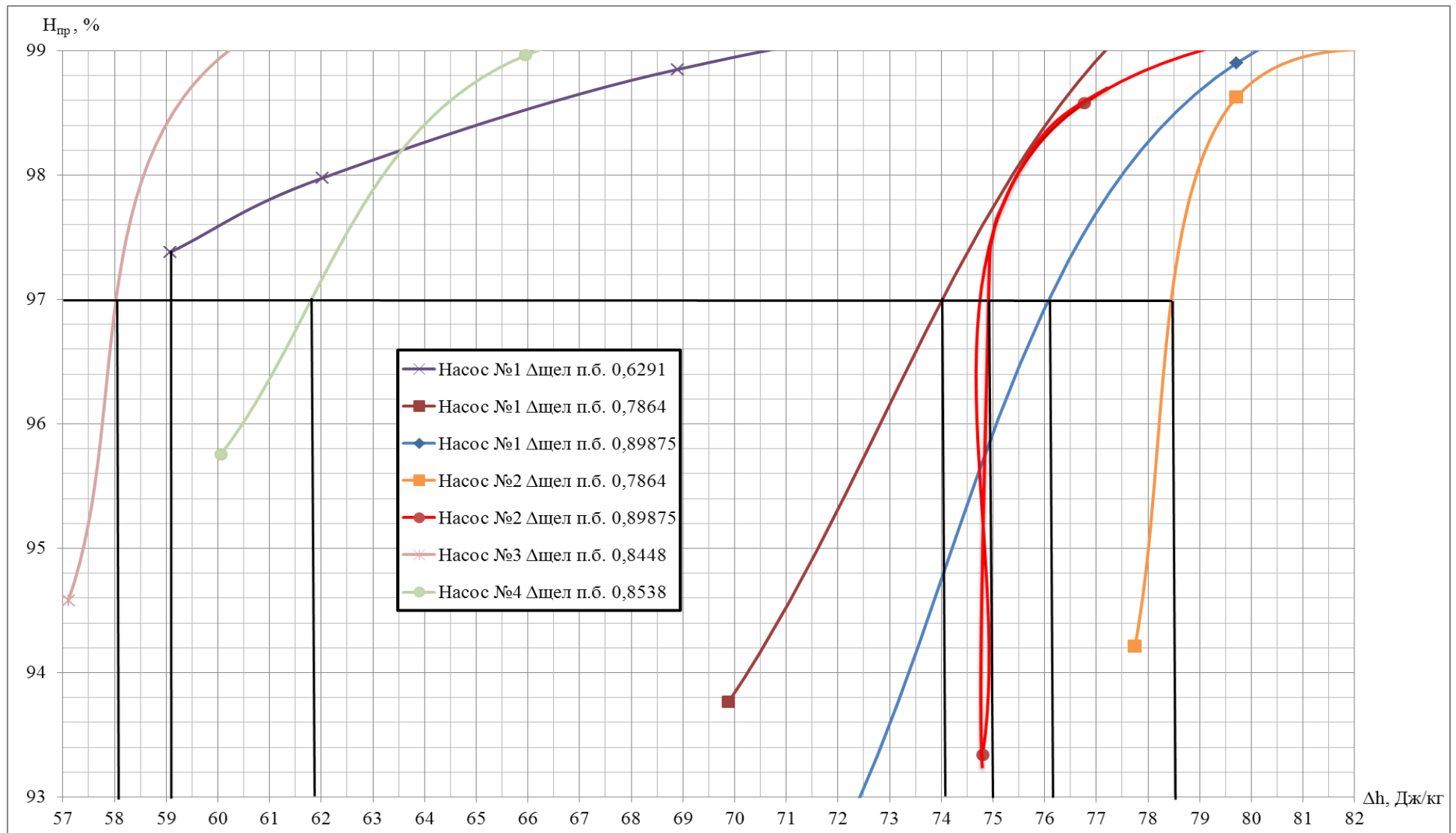


Рисунок В.15 – Визначення величин кавітаційного зриву для НП ТНА РРД №7

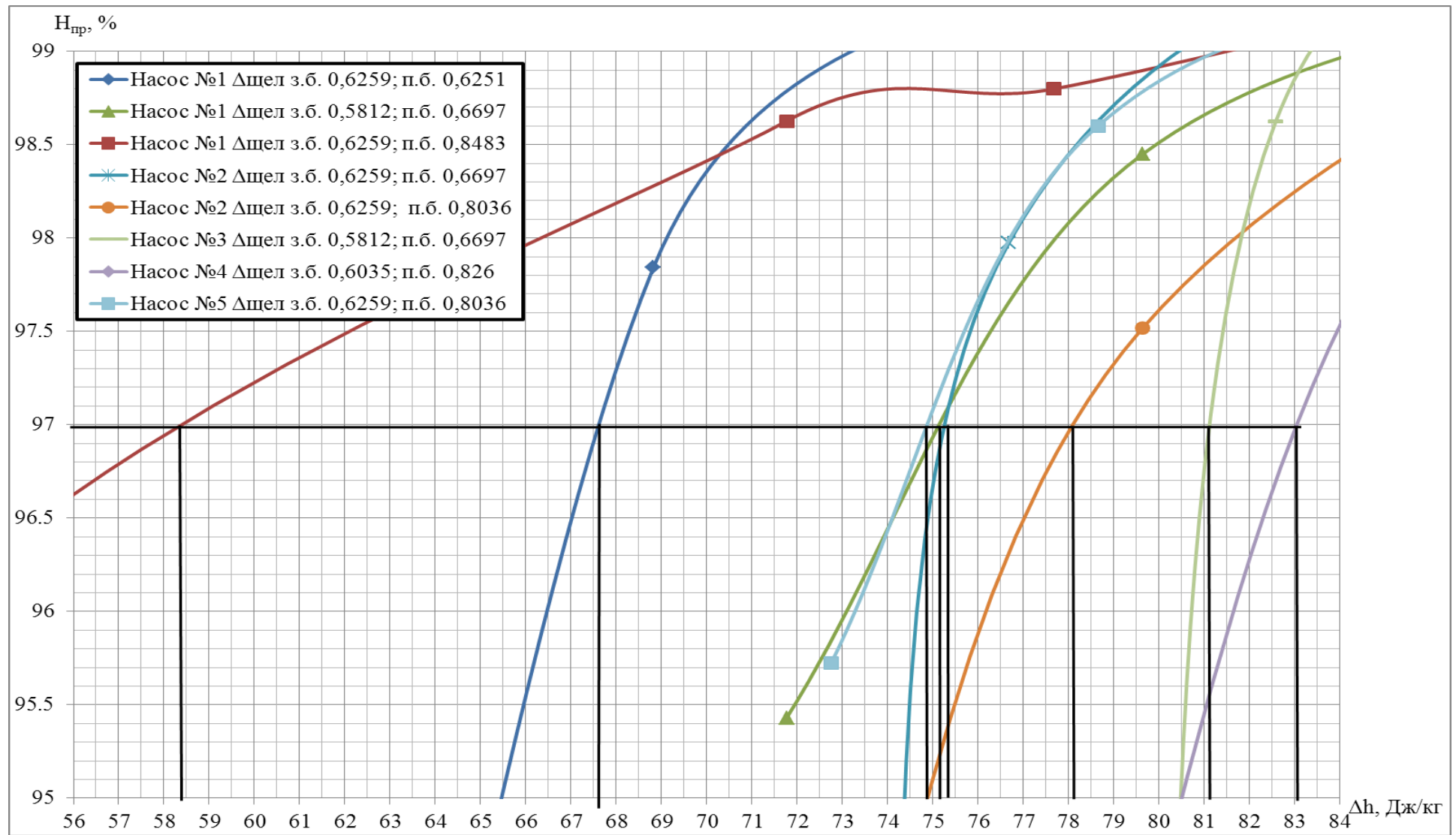


Рисунок В.16 – Визначення величин кавітаційного зриву для НО ТНА РРД №7

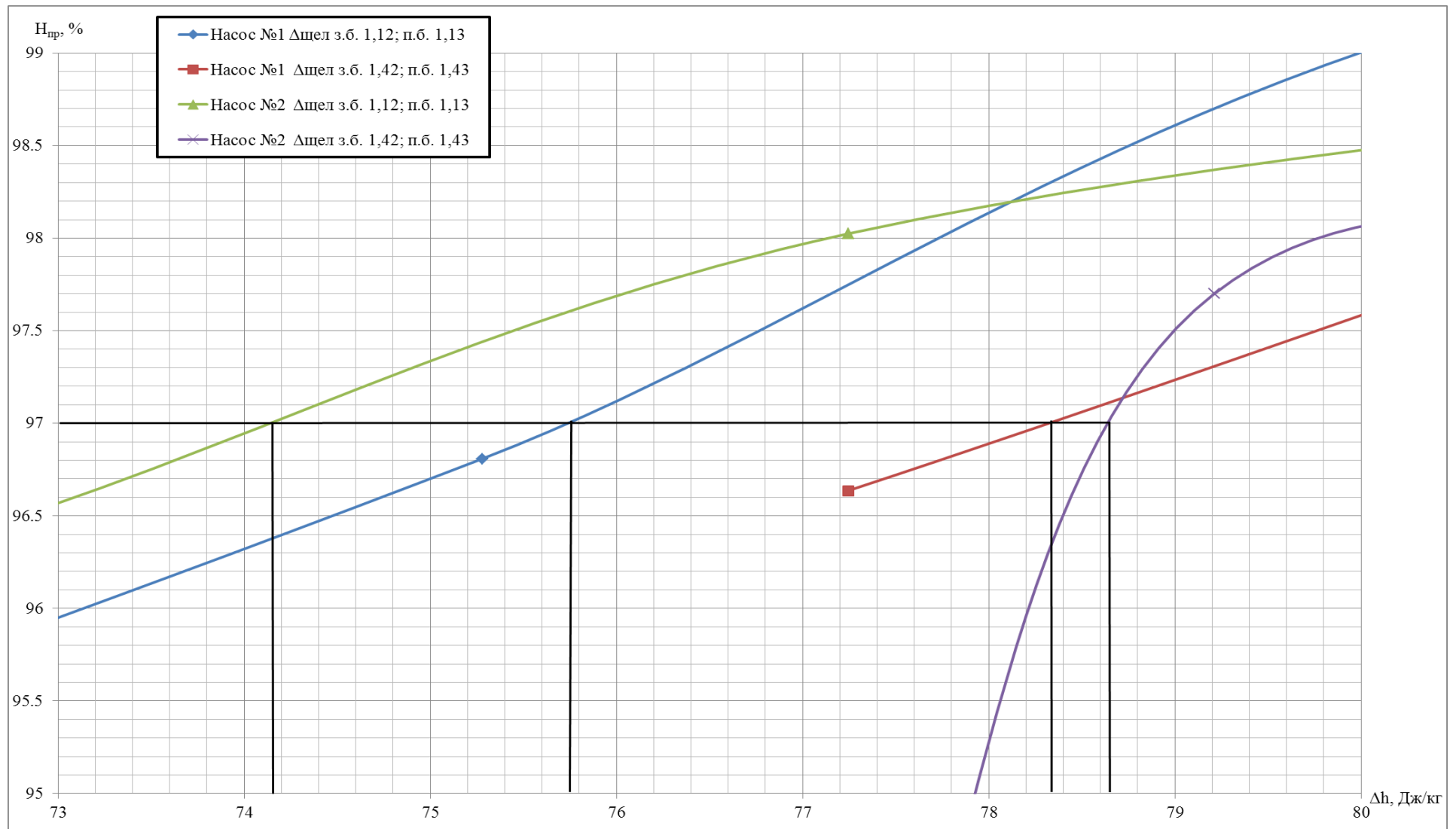


Рисунок В.17 – Визначення величин кавітаційного зриву для НО ТНА РРД №8

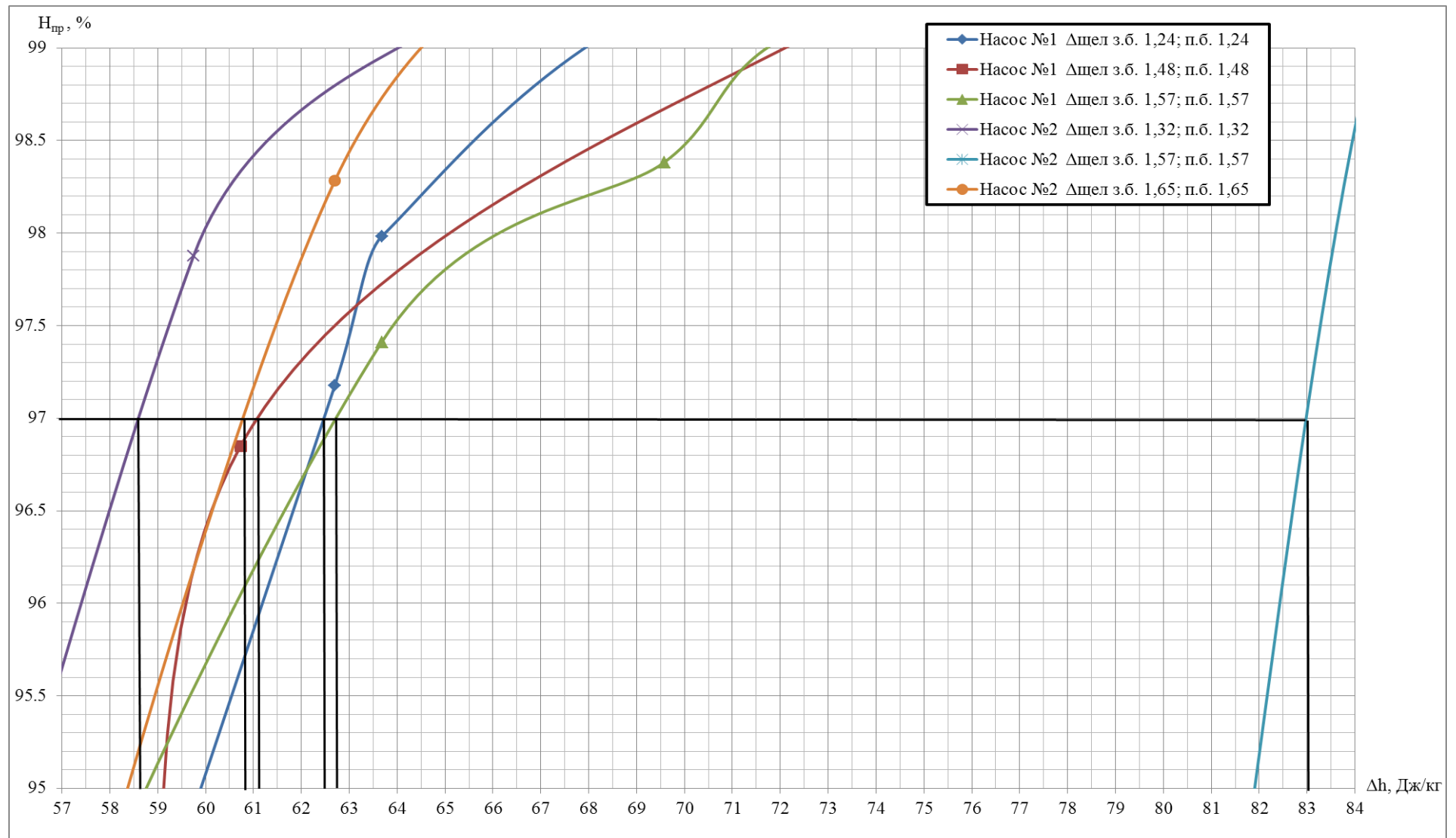


Рисунок В.18 – Визначення величин кавітаційного зриву для НП ТНА РРД №8

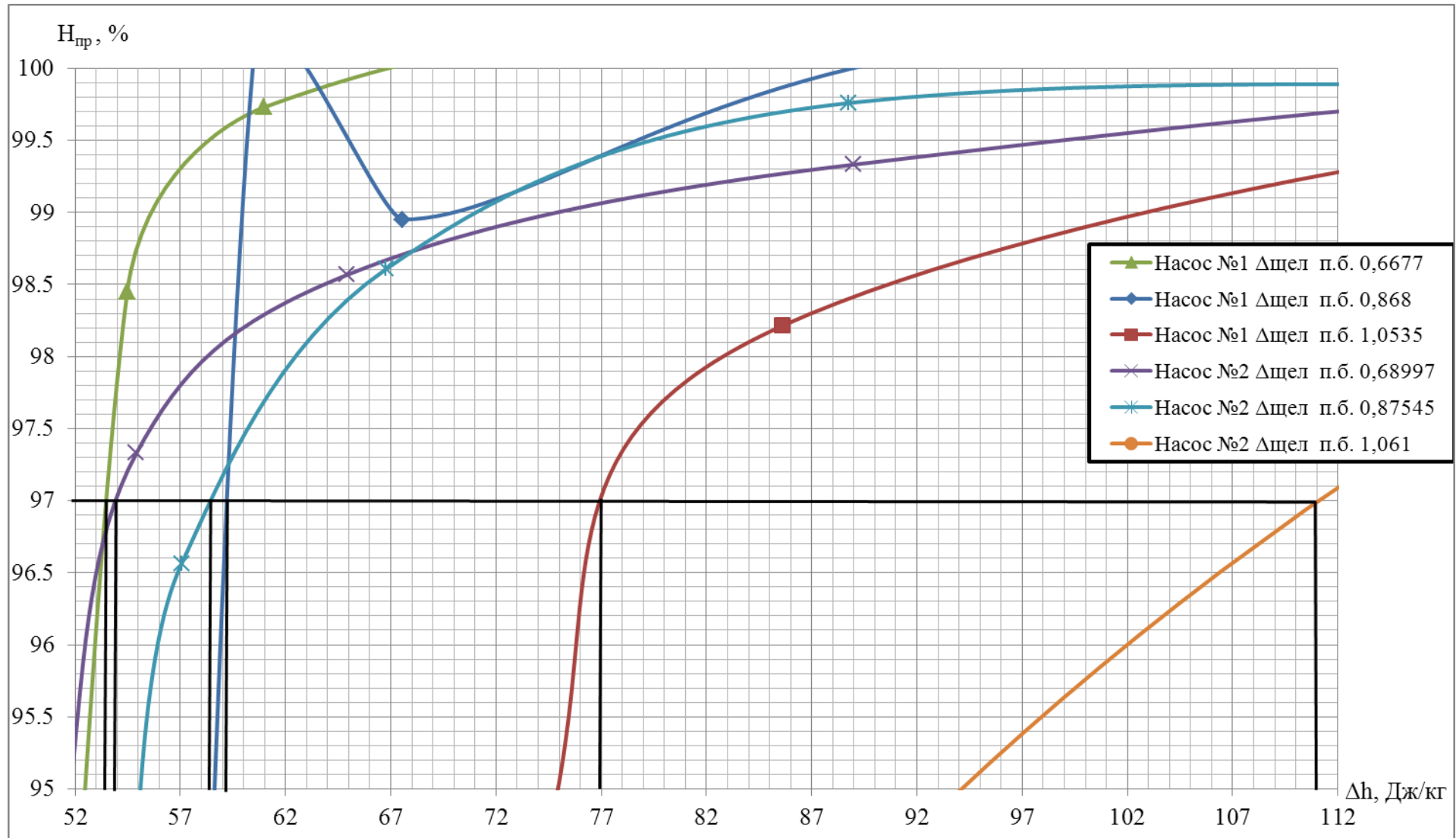


Рисунок В.19 – Визначення величин кавітаційного зриву для НП ТНА РРД №9

Таблиця В.3 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №4

№ насоса і Δ щел для переднього бурта ВК	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1		
Δ щел п.б. 1,2686	69,1	4486
Δ щел п.б. 1,8236	71,5	4372
Насос №2		
Δ щел п.б. 1,4271	61	4925
Δ щел п.б. 1,8236	84,5	3857
Насос №3		
Δ щел п.б. 1,8236	65,2	4685
Δ щел п.б. 2,22	75,8	4185
Δ щел п.б. 2,45786	83,2	3904
Насос №4		
Δ щел п.б. 1,7443	64,2	4740
Δ щел п.б. 2,141	99,4	3415
Δ щел п.б. 2,5371	77,4	4120

Таблиця В.4 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №8

№ насоса і Δ щел для переднього і заднього бурта ВК	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 Δ щел		
з.б. 1,12; п.б. 1,13	75,75	2937,6
з.б. 1,42; п.б. 1,43	78,36	2863,9
Насос №2 Δ щел		
з.б. 1,12; п.б. 1,13	74,18	2984,1
з.б. 1,42; п.б. 1,43	78,65	2856

Таблиця В.5 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №6

№ насоса і Δ щел для переднього бурта ВК	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1		
Δ щел п.б. 2,06	48,7	5177
Δ щел п.б. 2,91	60	4427
Насос №2		
Δ щел п.б. 2,06	46	5403
Δ щел п.б. 3,1	56,3	4643
Насос №3		
Δ щел п.б. 2,06	58,9	4489
Δ щел п.б. 2,49	72,5	3841
Δ щел п.б. 2,91	49,6	5106

Таблиця В.6 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №7

№ насоса і Δ щел для переднього і заднього бурта ВК	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 Δ щел		
з.б. 0,6259; п.б. 0,6251	67,6	2761
з.б. 0,5812; п.б. 0,6697	75,2	2549
з.б. 0,6259; п.б. 0,8483	58,4	3081
Насос №2 Δ щел		
з.б. 0,6259; п.б. 0,6697	75,3	2547
з.б. 0,6259; п.б. 0,8036	78,2	2476
Насос №3 Δ щел з.б. 0,5812; п.б. 0,6697	81,2	2408
Насос №4 Δ щел з.б. 0,6035; п.б. 0,826	83	2367
Насос №5 Δ щел з.б. 0,6259; п.б. 0,8036	74,8	2559

Таблиця В.7 – Кавітаційні властивості НП ТНА РРД №7

№ насоса і Δ щел для переднього бурта ВК	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1		
Δ щел п.б. 0,6291	59,1	2905
Δ щел п.б. 0,7864	74	2454
Δ щел п.б. 0,89875	76,1	2403
Насос №2		
Δ щел п.б. 0,7864	78,5	2348
Δ щел п.б. 0,89875	75	2430
Насос №3 Δ щел п.б. 0,8448	58	2946
Насос №4 Δ щел п.б. 0,8538	61,8	2809

Таблиця В.8 – Кавітаційні властивості НП ТНА РРД №9

№ насоса і Δ щел для переднього бурта ВК	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1		
Δ щел п.б 0,6677	53,5	3473
Δ щел п.б 0,868	59,3	3215
Δ щел п.б 1,0535	78,7	2601
Насос №2		
Δ щел п.б 0,68997"	53,9	3454
Δ щел п.б 0,87545	58,5	3250
Δ щел п.б 1,061	111	2009

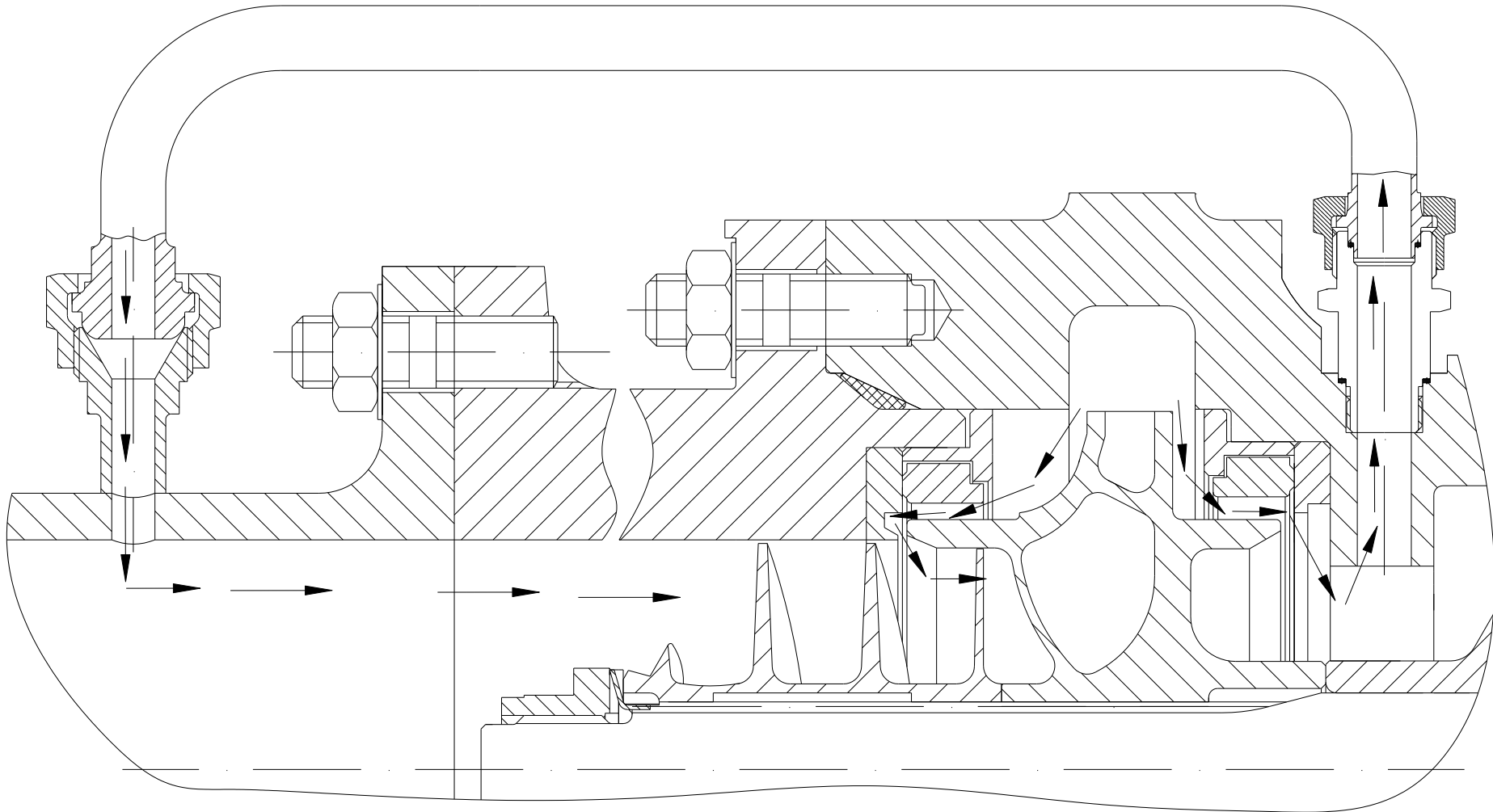
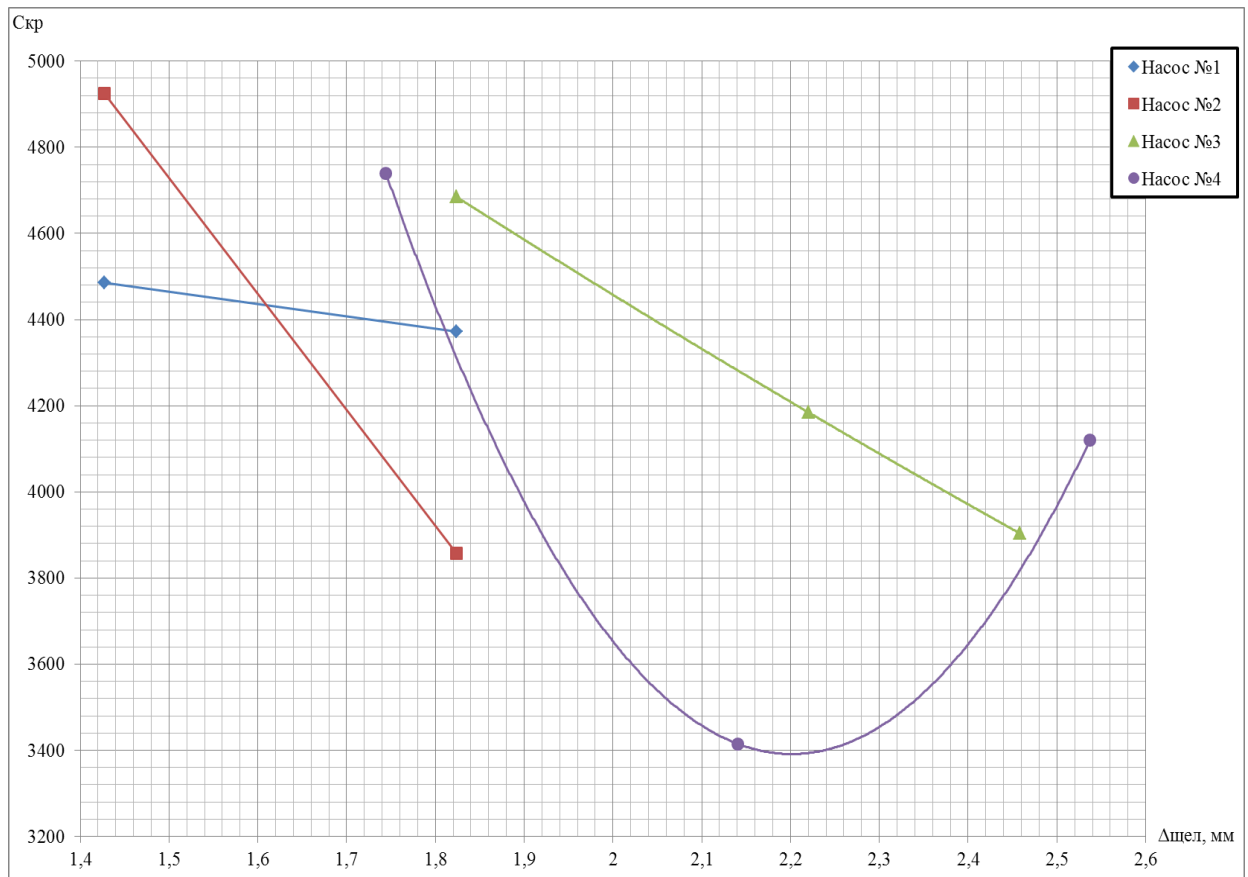


Рисунок В.20 – Схема, що демонструє витoki через плаваюче кільце, розташовано по передньому і задньому буртах ВК при скиданні витоків на вхід і вихід шнека

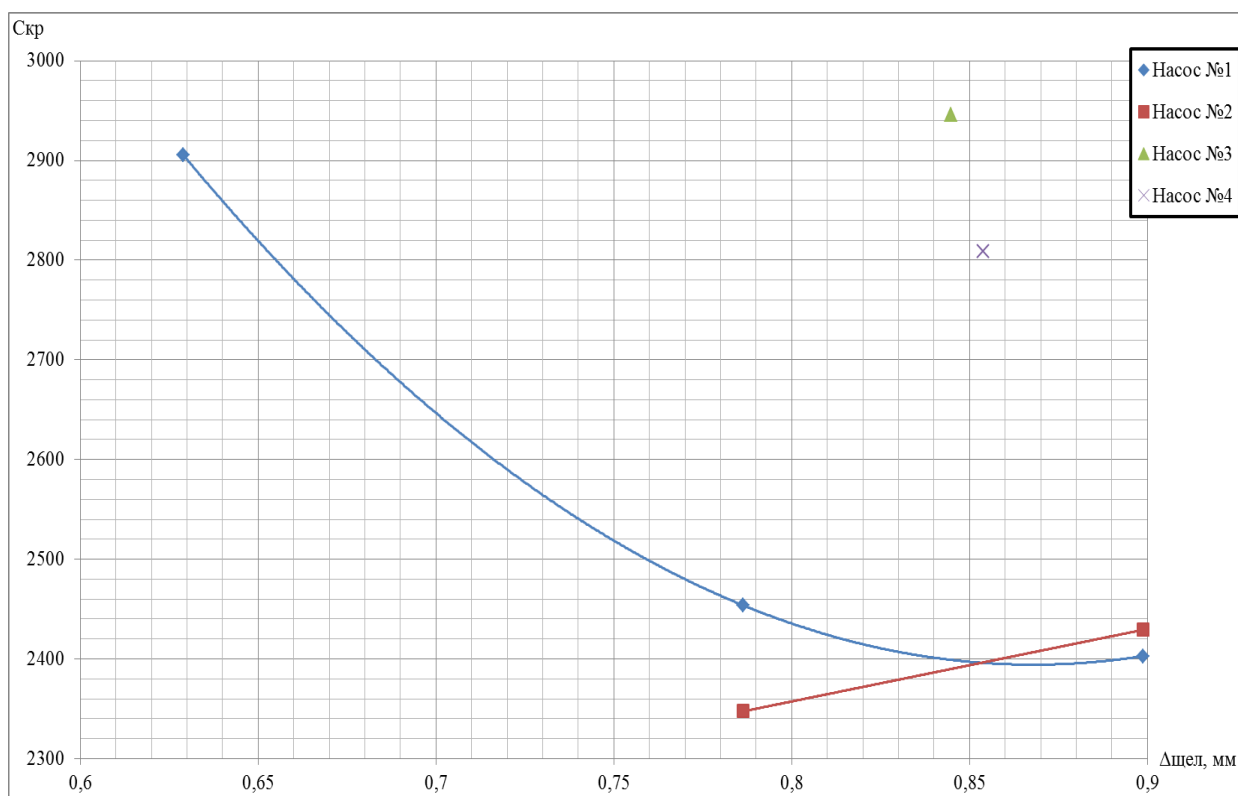
Таблиця В.9 – Кавітаційні властивості НП ТНА РРД №8

№ насоса і Δ щел для переднього і заднього бурта ВК	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 Δ щел		
з.б. 1,24; п.б. 1,24	62,5	3264
з.б. 1,48; п.б. 1,48	61,2	3316
з.б. 1,57; п.б. 1,57	62,8	3255
Насос №2 Δ щел		
з.б. 1,32; п.б. 1,32	58,6	3428
з.б. 1,57; п.б. 1,57	83	2639
з.б. 1,65; п.б. 1,65	60,8	3335

Рисунок В.21 – Залежність $C_{кр}$ від комплексу Δ щел для НО ТНА РРД №4

Таблиця В.10 – Оцінка впливу величини комплексу $\Delta\psi_{\text{цел}}$ на величини числа Рейнольдса, швидкості рідини в щілині і витіки через плаваюче кільце, приведені у відносній величині.

№ РРД і назва насоса	Мінімальне і максимальне значення комплексу $\Delta\psi_{\text{цел}}$, мм	Число Рейнольдса	Число Рейнольдса з урахуванням шорсткості щілини	Швидкість рідини в щілині, м/с	Витік через щілину, $Q/\omega \cdot 10^7$
НО ТНА	п.б. 2,06 – min	11944,4	6727,0	54,3	10,719
РРД №6	п.б. 3,1 – max	19038,0	10436,6	57,7	18,736
НО ТНА РРД №8	з.б. 1,12 – min;	7934,5	4519,4	52,9	1,894
	п.б. 1,13 – min	7838,7	4488,1	52,3	1,838
	з.б. 1,42 – max;	9647,6	5183,0	60,3	2,566
	п.б. 1,43 – max	8832,6	4938,2	55,2	2,215
НП ТНА РРД №8	з.б. 1,24 – min;	9557,6	5003,3	63,7	2,782
	п.б. 1,24 – min	9405,5	4961,3	62,7	2,699
	з.б. 1,65 – max;	13399,2	6846,5	67,0	4,055
	п.б. 1,65 – max	13253,4	6808,2	66,3	3,979
НО ТНА РРД №4	п.б. 1,2686 – min	9981,6	5277,9	62,4	1,730
	п.б. 2,5371 – max	21284,9	10745,0	68,7	4,076
НП ТНА РРД №7	п.б. 0,6291 – min	8803,4	4474,6	67,7	1,062
	п.б. 0,899 – max	14862,3	7209,1	74,3	1,852
НП ТНА РРД №9	п.б. 0,6677 – min	10563,1	5745,9	58,7	1,220
	п.б. 1,061 – max	17574,8	9358,9	61,5	2,099
НО ТНА РРД №7	з.б. 0,6259 – min;	7815,6	4348,0	55,8	0,863
	п.б. 0,6251 – min	7780,3	4337,1	55,6	0,856
	з.б. 0,6259 – max;	7818,3	4348,9	55,8	0,863
	п.б. 0,8483 – max	11978,4	6455,3	59,9	1,394

Рисунок В.22 – Залежність C_{KP} від $\Delta_{щел}$ для НО ТНА РРД №6Рисунок В.23 – Залежність C_{KP} від $\Delta_{щел}$ для НП ТНА РРД №7

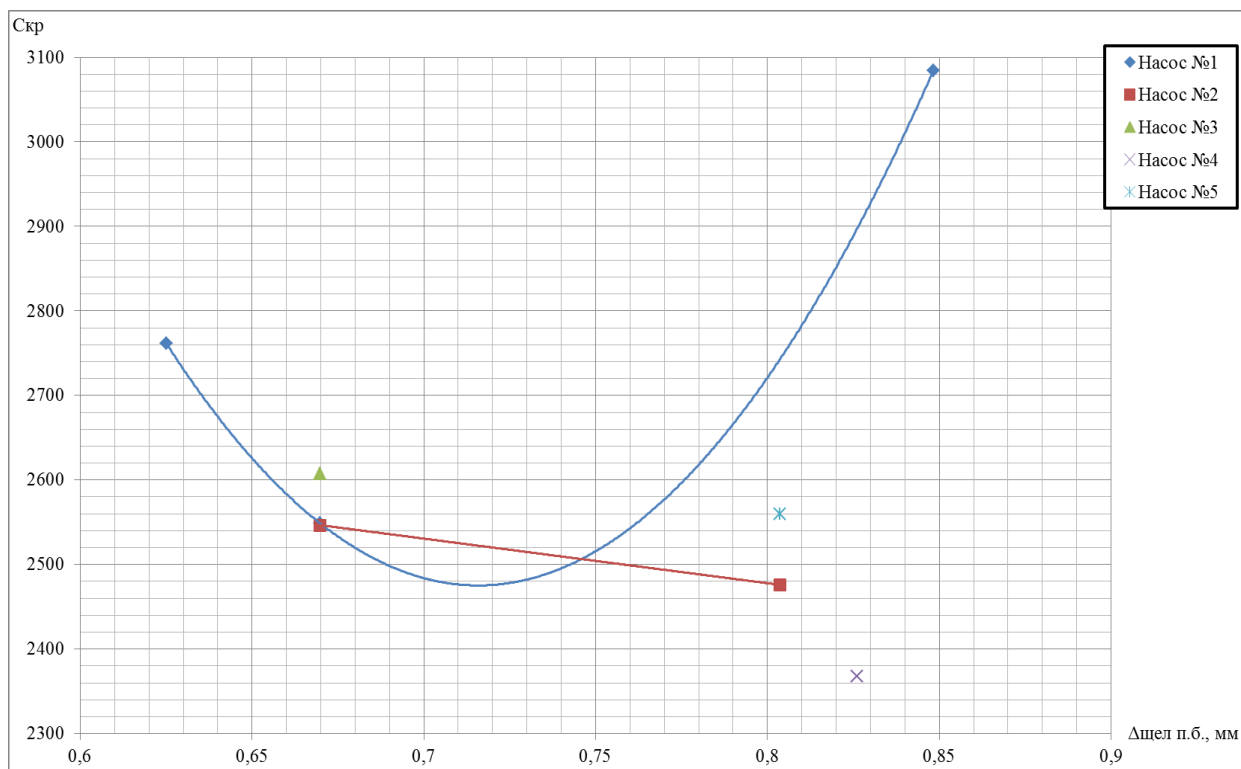


Рисунок В.24 – Залежність C_{KP} від $\Delta \text{Щел. п.б.}$ для НО ТНА РРД №7

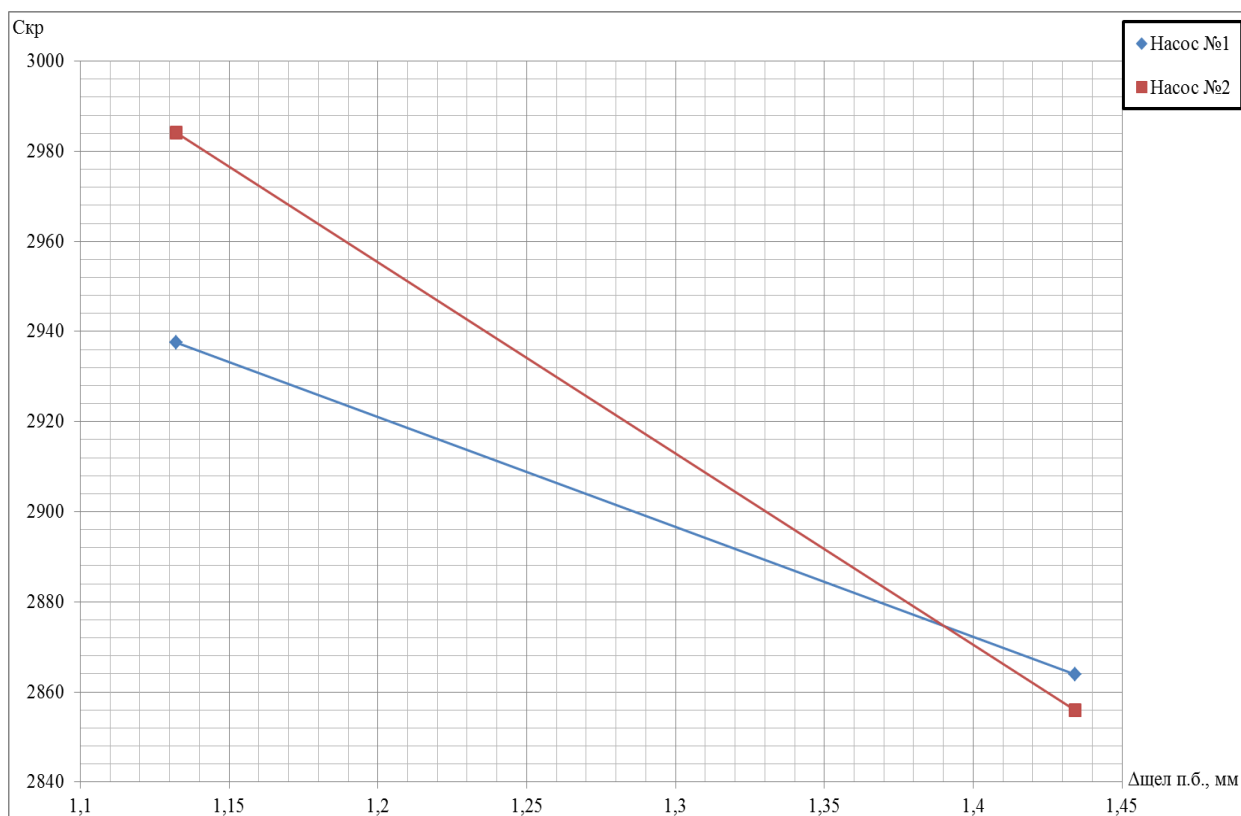
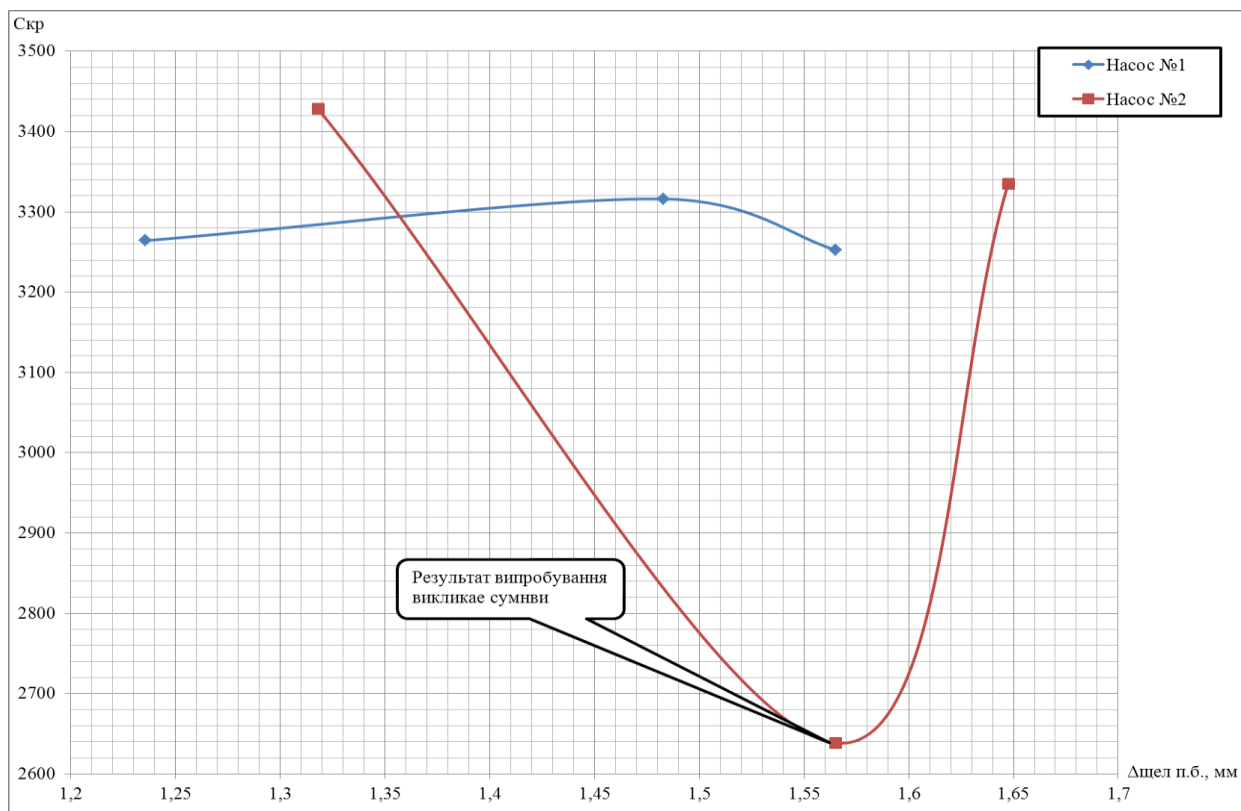
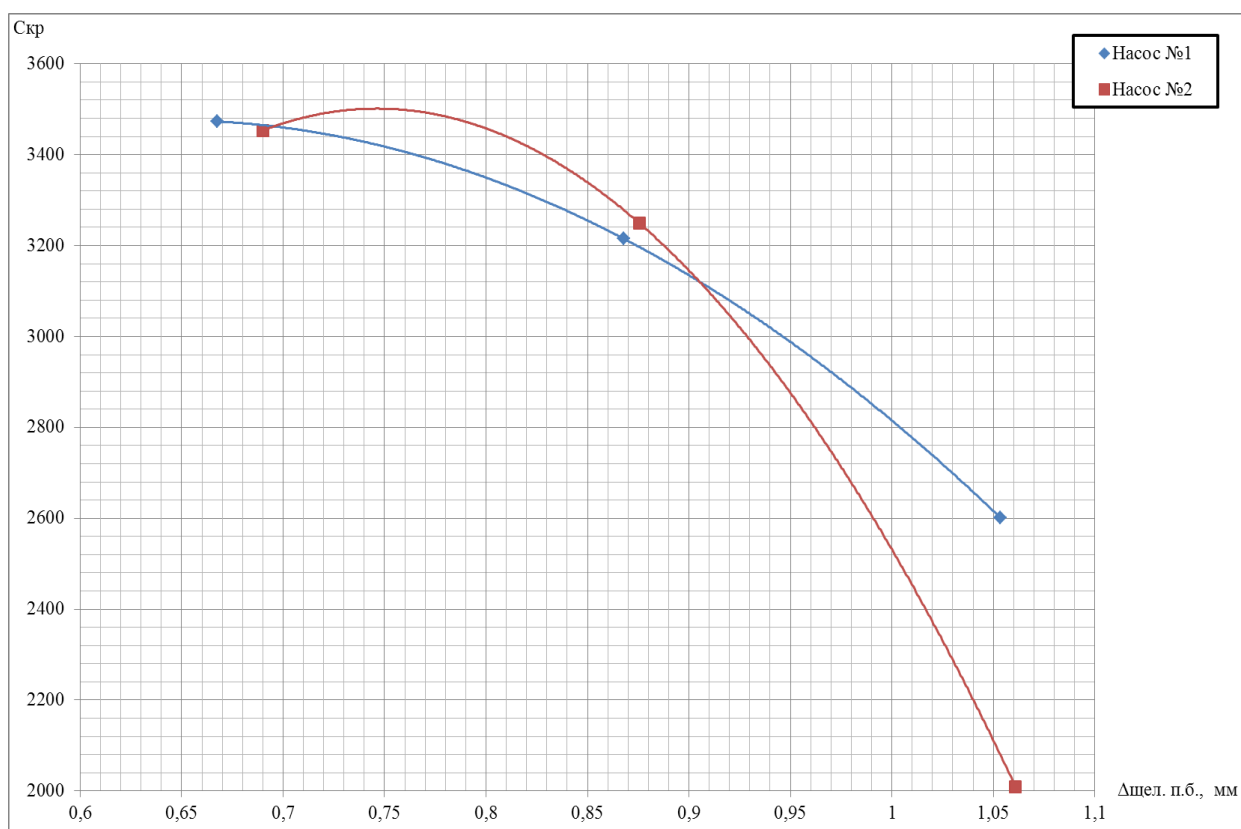
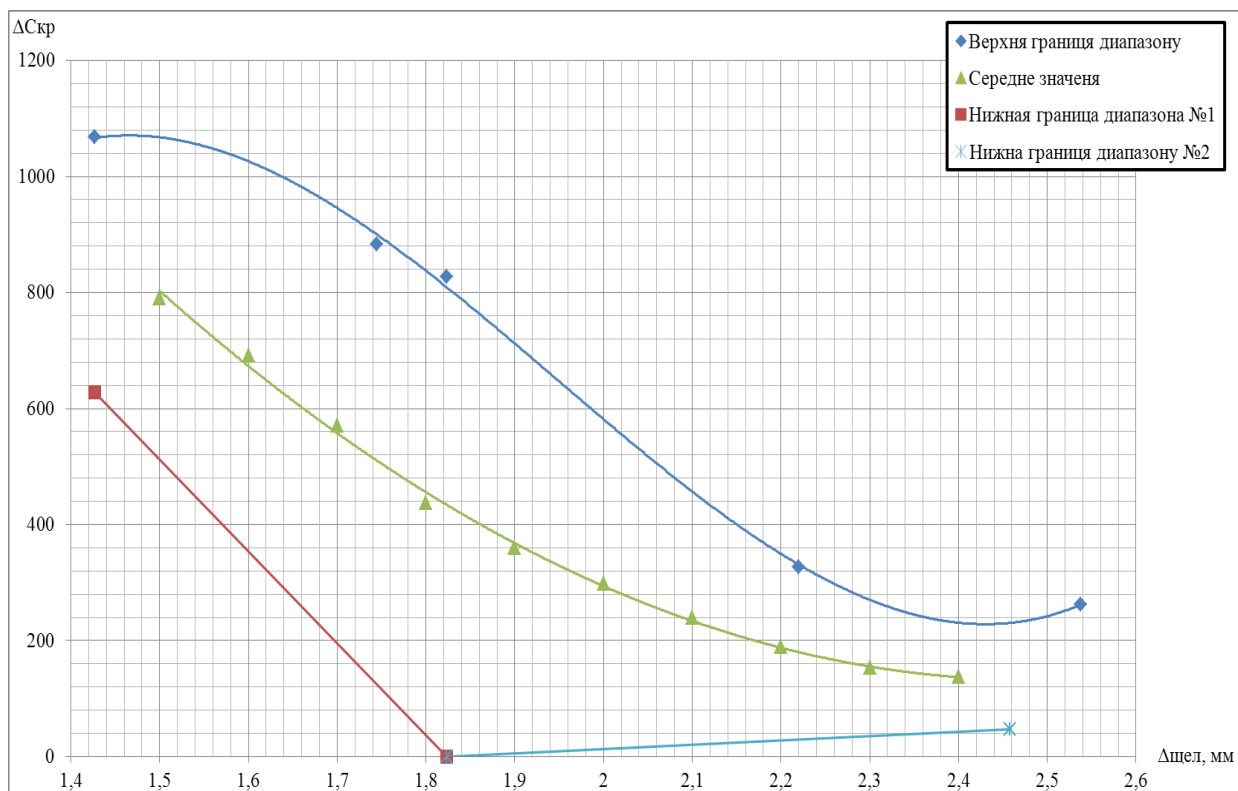
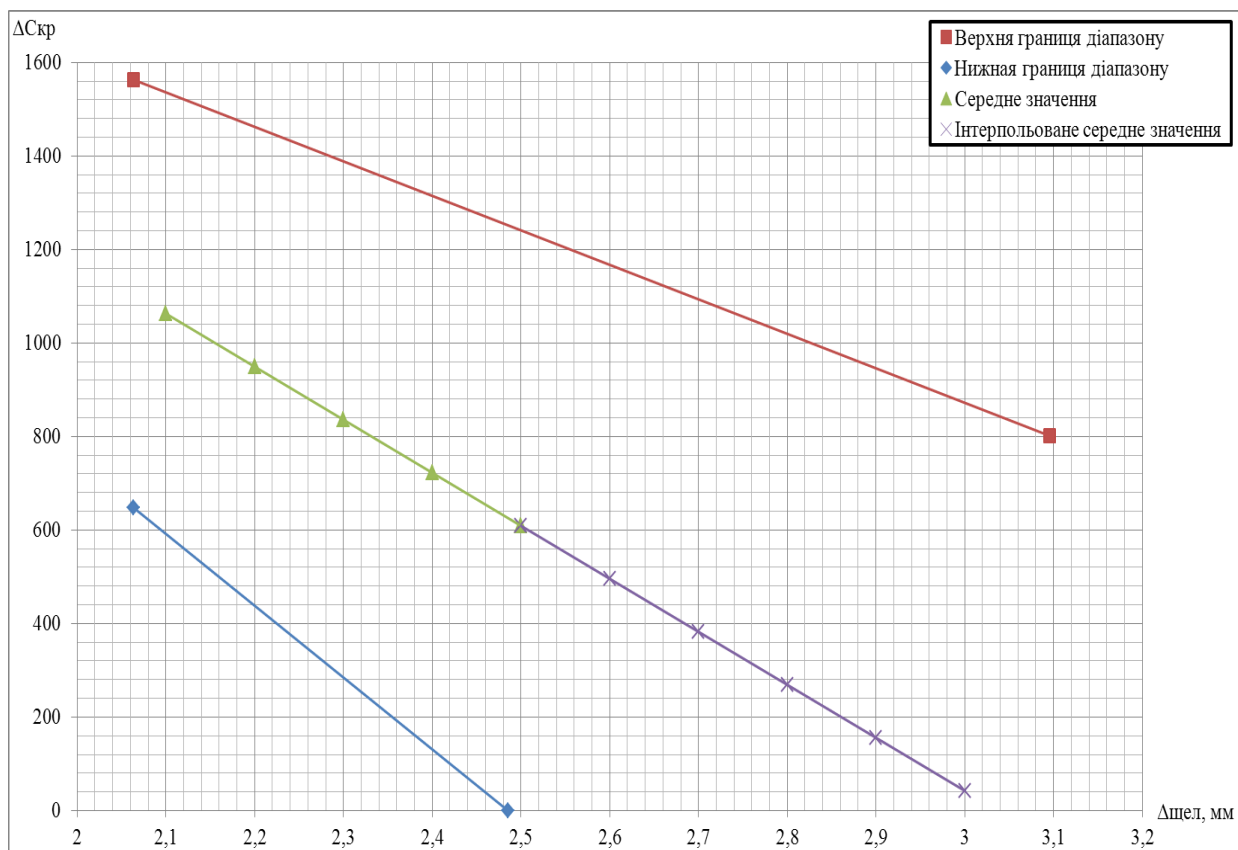
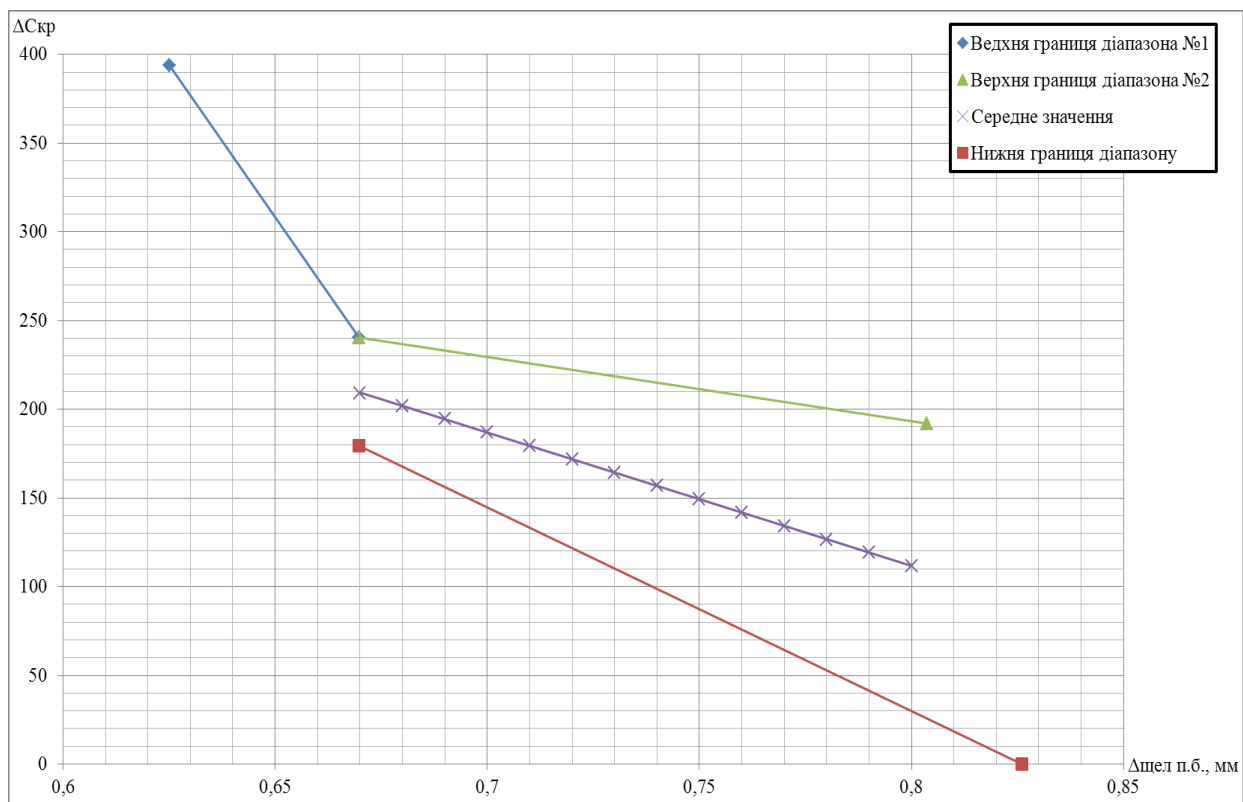
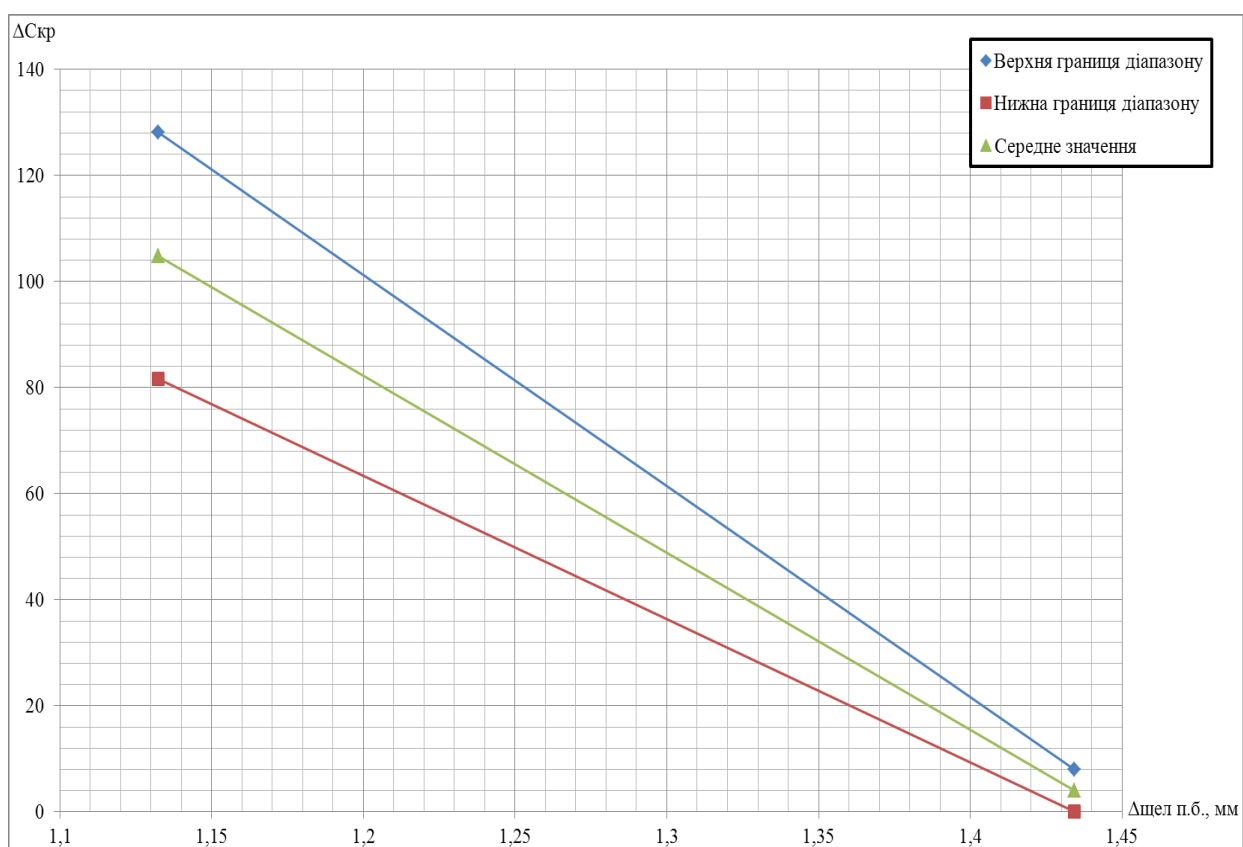
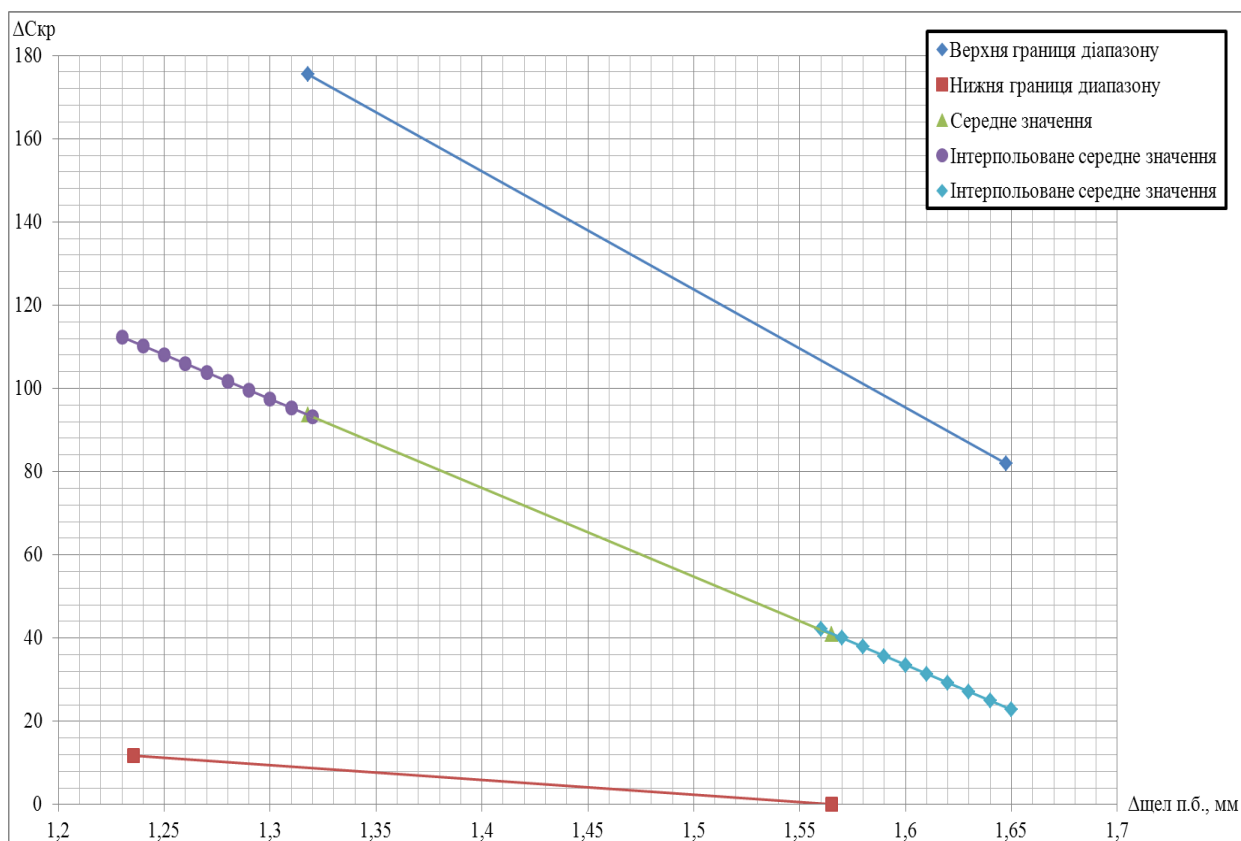
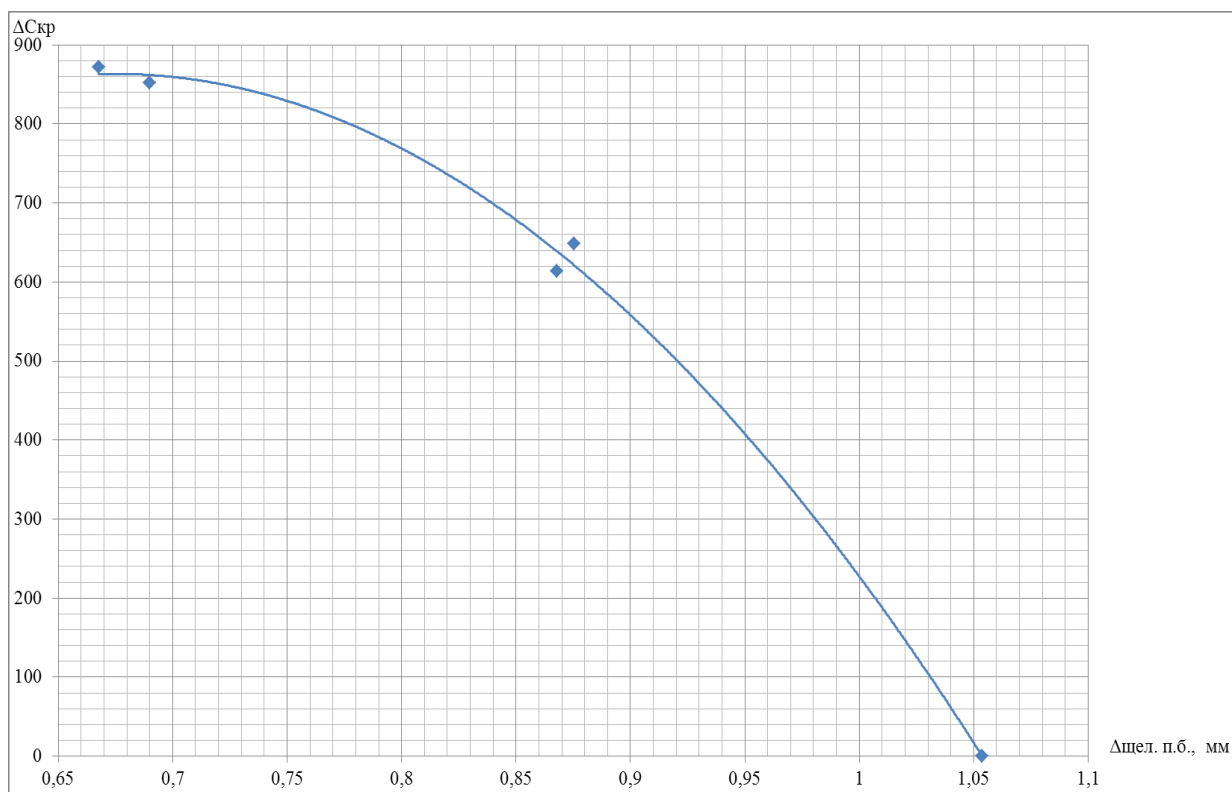


Рисунок В.25 – Залежність C_{KP} від $\Delta \text{Щел. п.б.}$ для НО ТНА РРД №8

Рисунок В.26 – Залежність $C_{\text{кр}}$ від $\Delta_{\text{щел. п.б.}}$ для НП ТНА РРД №8Рисунок В.27 – Залежність $C_{\text{кр}}$ від $\Delta_{\text{щел. п.б.}}$ для НП ТНА РРД №9

Рисунок В.28 – Діапазон зміни C_{KP} від $\Delta_{щел}$ для НО ТНА РРД №4Рисунок В.29 – Діапазон зміни C_{KP} від $\Delta_{щел}$ для НО ТНА РРД №6

Рисунок В.30 – Діапазон зміни C_{KP} від $\Delta \text{щел. п.б.}$ для НО ТНА РРД №7Рисунок В.31 – Діапазон зміни C_{KP} від $\Delta \text{щел. п.б.}$ для НО ТНА РРД №8

Рисунок В.32 – Діапазон зміни C_{KP} від $\Delta_{щел. п.б.}$ для НП ТНА РРД №8Рисунок В.33 – Діапазон зміни C_{KP} від $\Delta_{щел. п.б.}$ для НП ТНА РРД №9

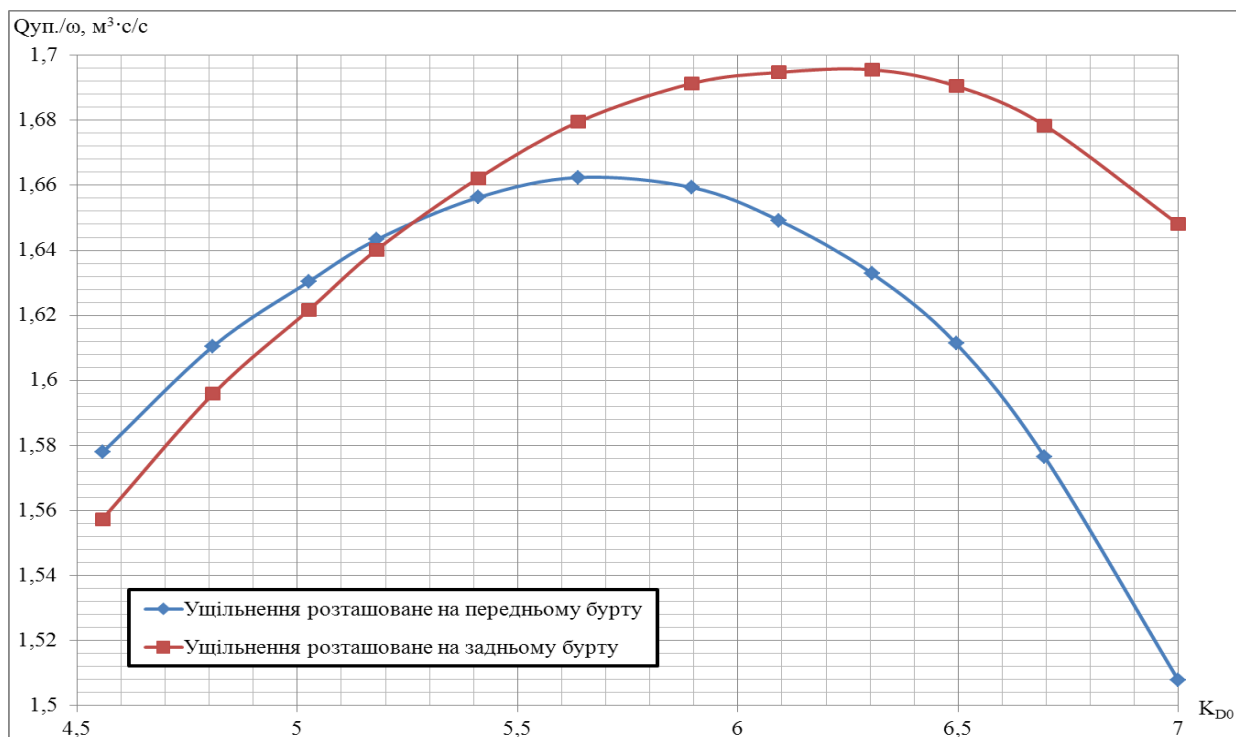


Рисунок В.34 – Залежність величин витоку через плаваючі кільця, розташовані по буртах ВК приведеної до кутової швидкості ротора від K_{D0}

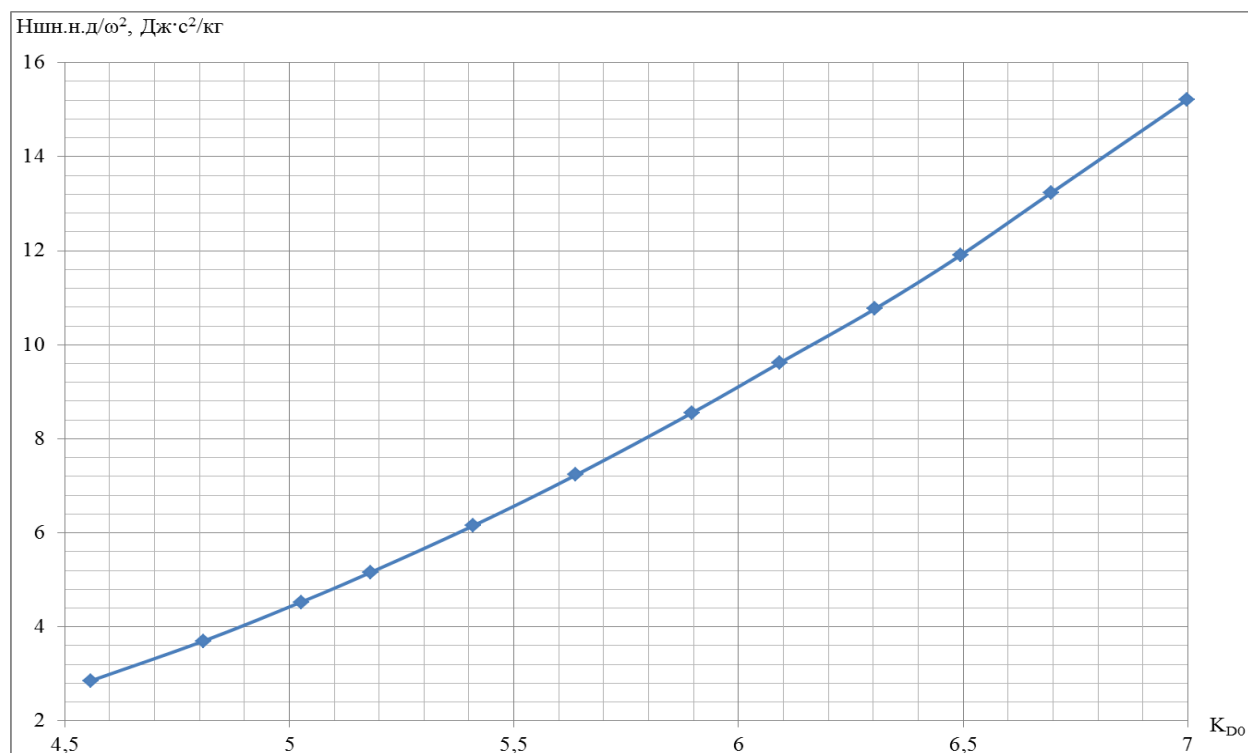
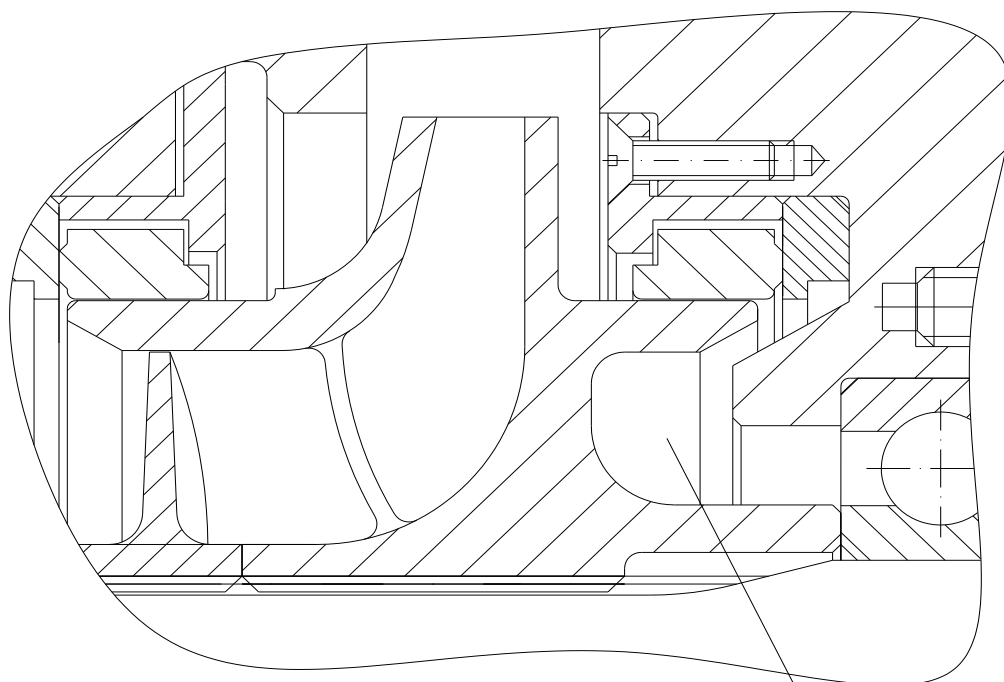


Рисунок В.35 – Залежність напору шнека на зовнішньому діаметрі приведеного до кутової швидкості ротора від зміни K_{D0}



Розвантажувальна порожнина

Рисунок В.36 – Конструкція НО ТНА РРД №2

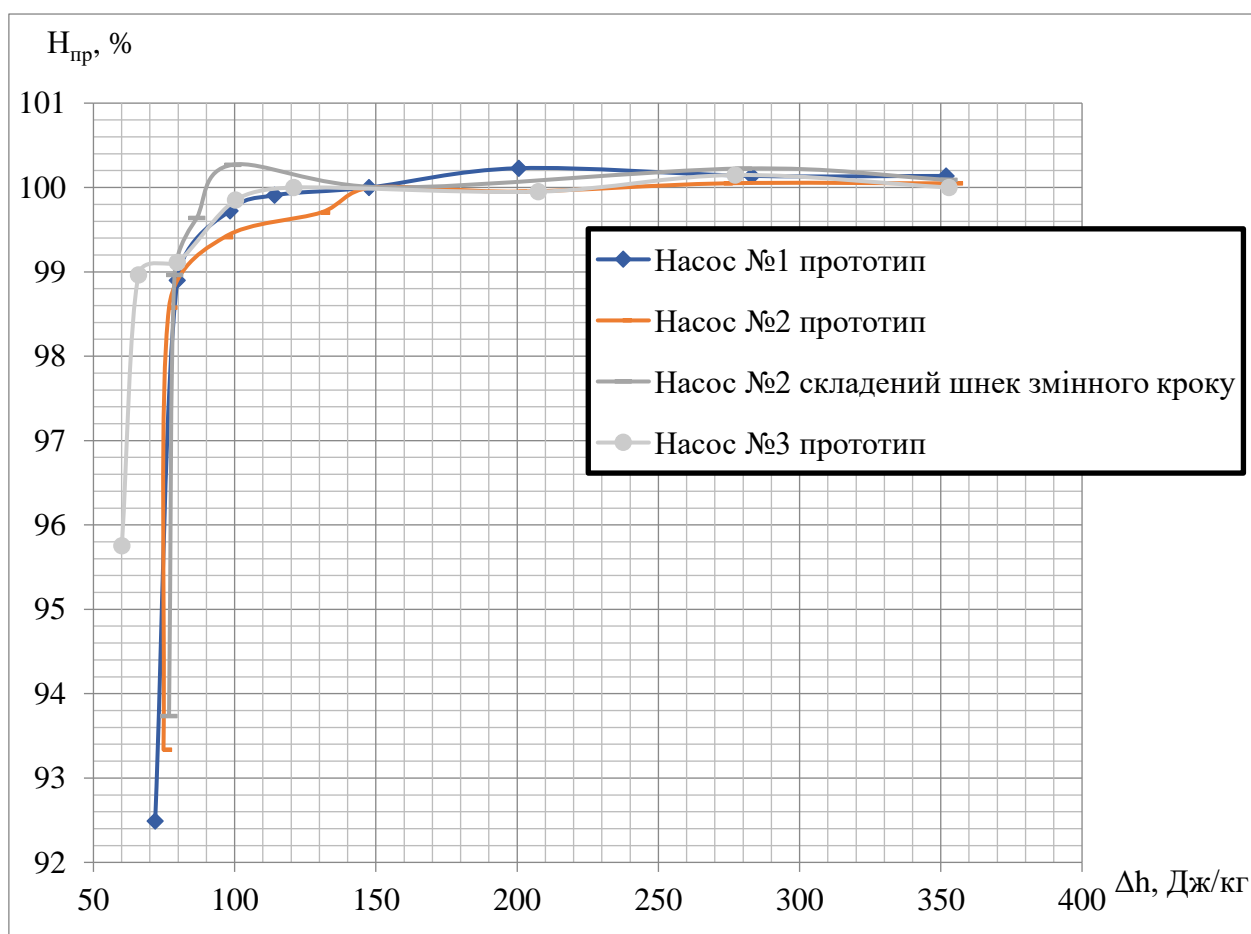


Рисунок В.37 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №7 з різними шнеками

Таблиця – В.11 Підсумкові результати розрахунків

Напір шнека на зовнішньому діаметрі приведений до кутової швидкості ротора $H_{шн.н.д.}/\omega^2$, Дж·с ² /кг	K_{D_0}	Величини витоку через плаваючі кільця розташовані по буртах ВК приведена до кутової швидкості ротора $Q_{уп}/\omega$, м ³ ·с/с	
		Ущільнення переднього бурту	Ущільнення заднього бурту
1929,1	7	1,508	1,648
1677,4	6,7	1,577	1,678
1509,9	6,5	1,611	1,691
1364,7	6,3	1,633	1,696
1219,6	6,1	1,649	1,695
1083,8	5,9	1,659	1,691
916,9	5,6	1,662	1,679
780,2	5,4	1,656	1,662
653,9	5,2	1,643	1,640
574,0	5	1,630	1,622
468,9	4,8	1,610	1,596
361,6	4,6	1,578	1,557

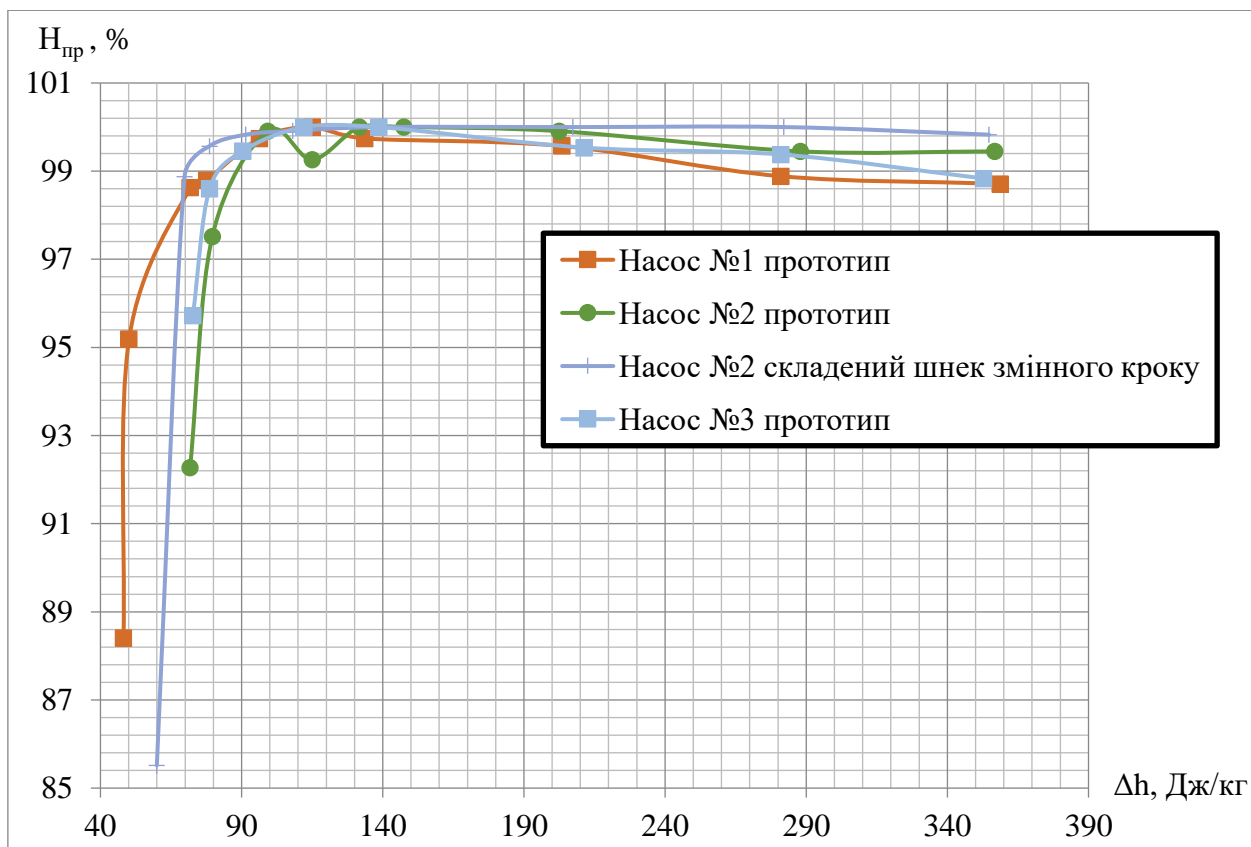


Рисунок В.38 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №7 з різними шнеками

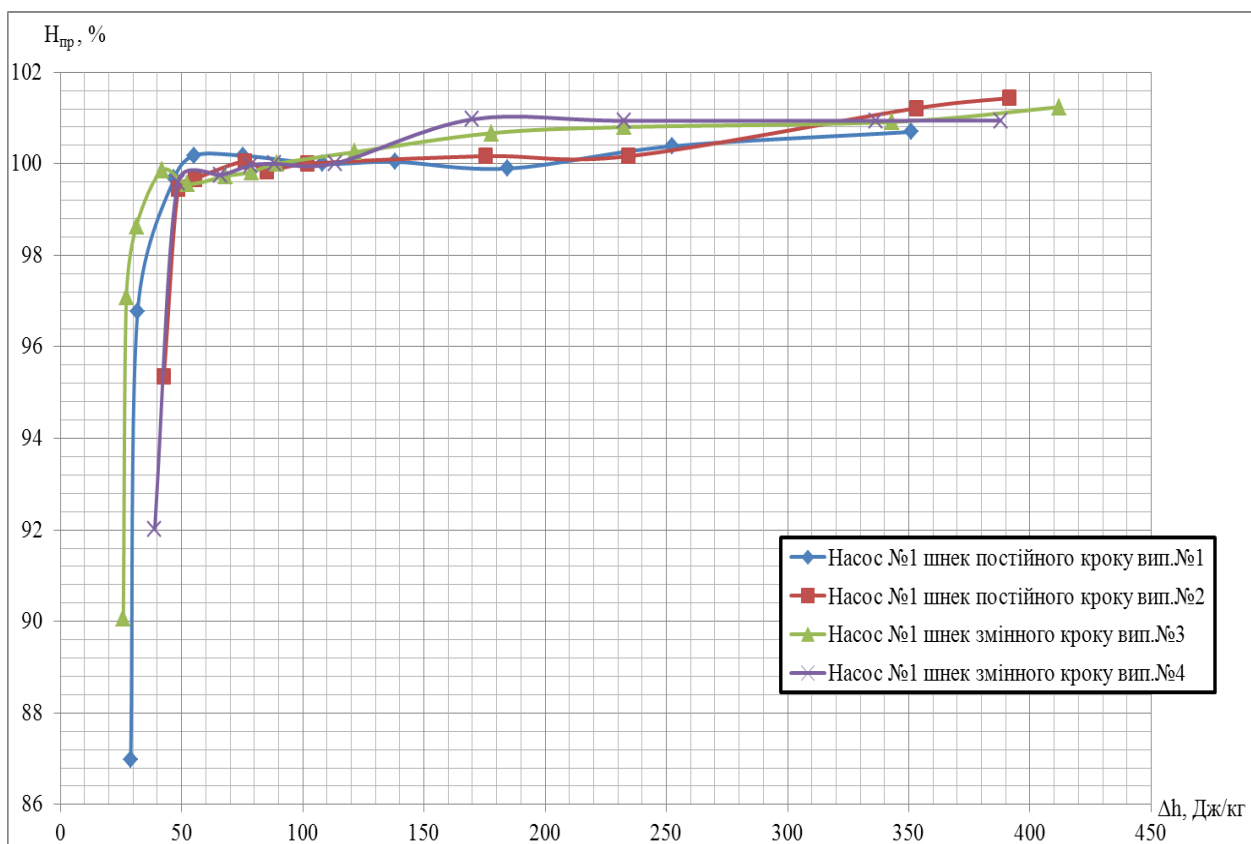


Рисунок В.39 – Кавітаційні характеристики НІ ТНА РРД №3 з різними шнеками

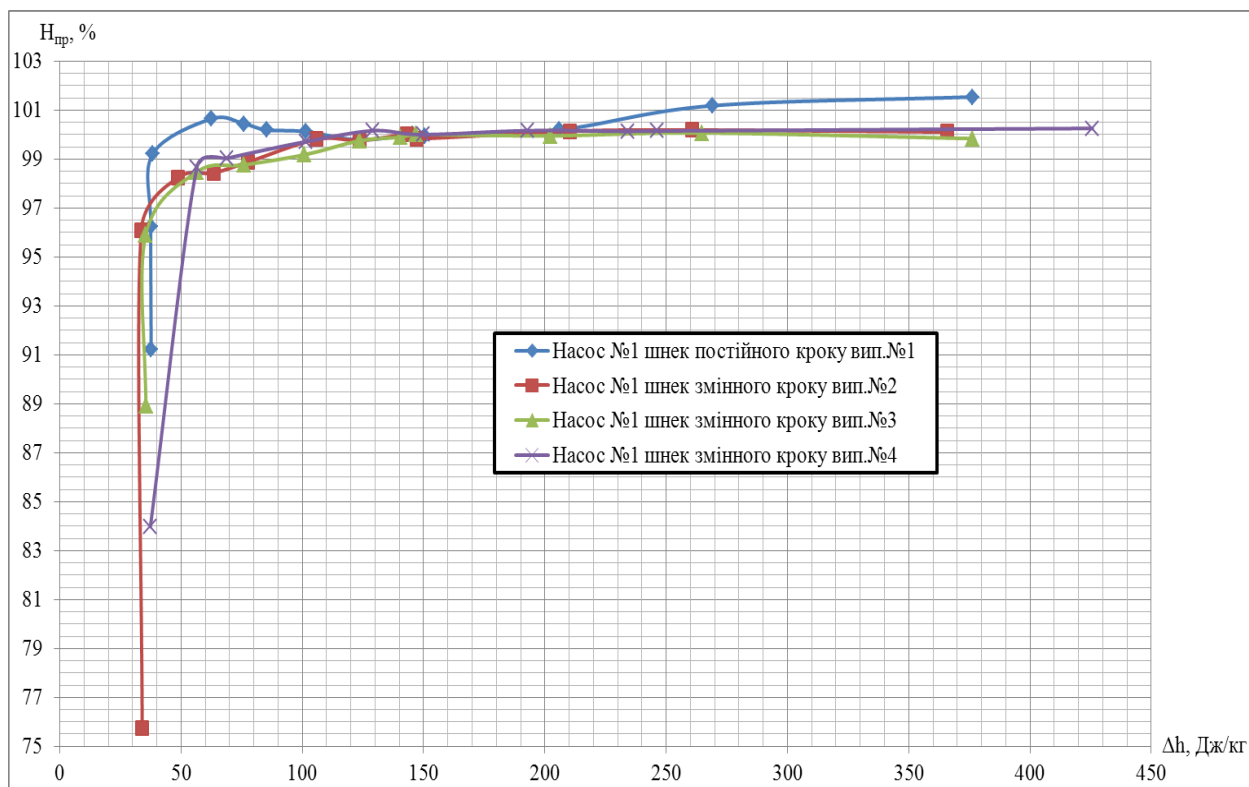


Рисунок В.40 – Кавітаційні характеристики НО РРД №3 з різними шнеками

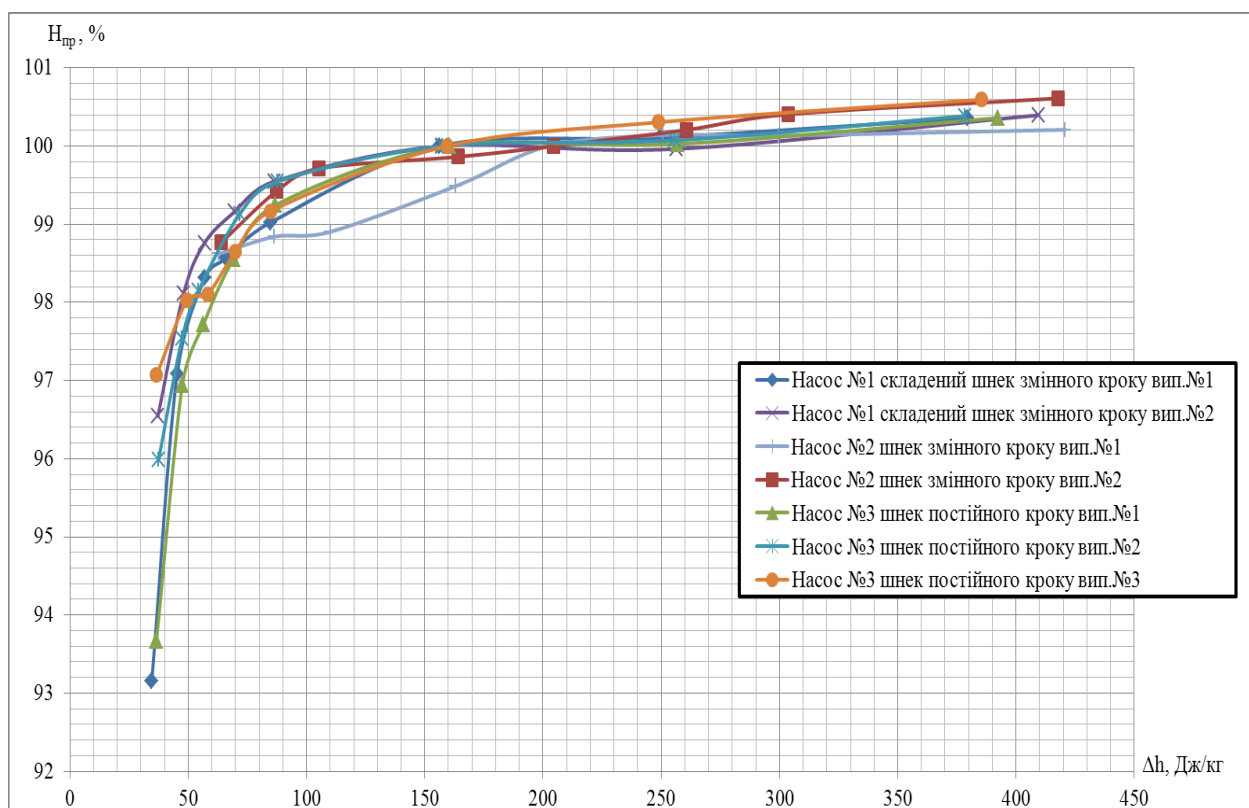
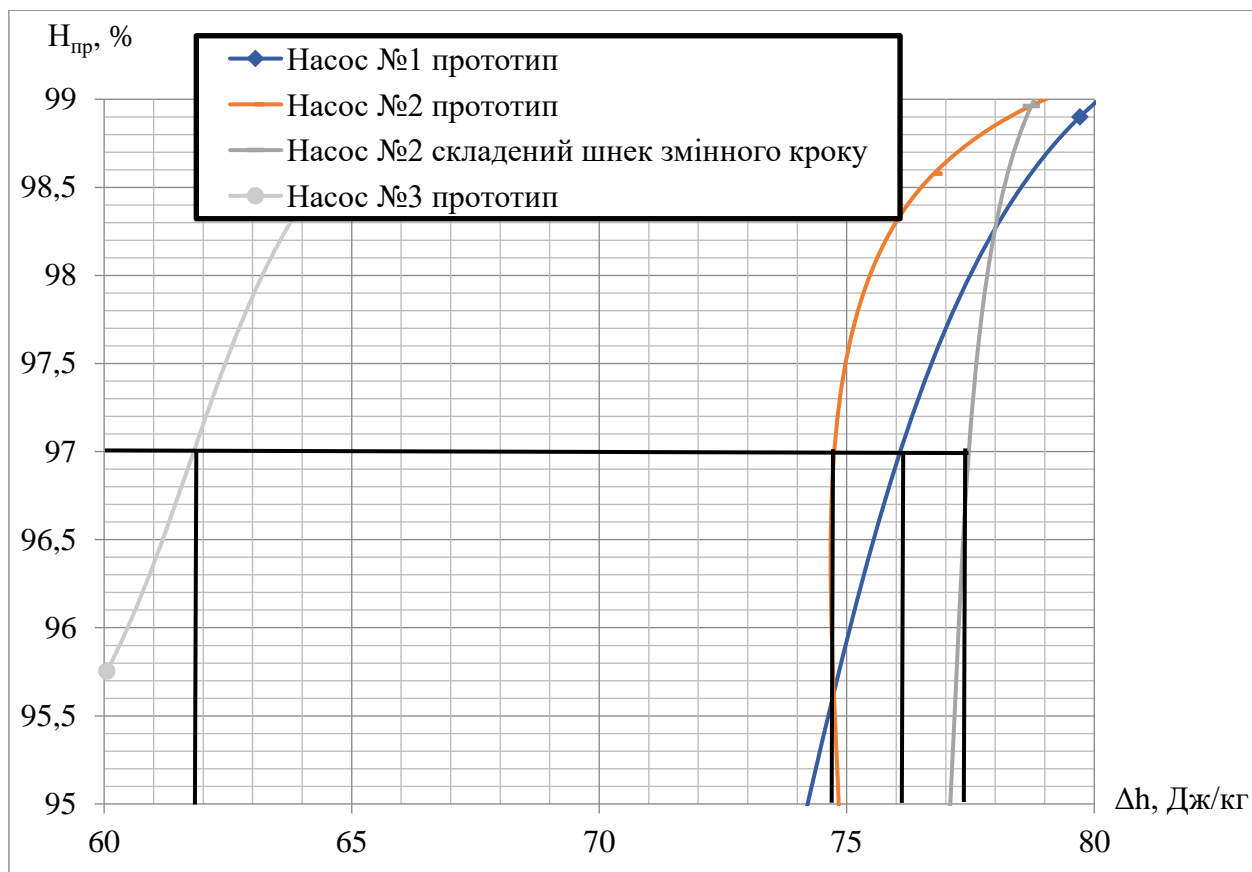
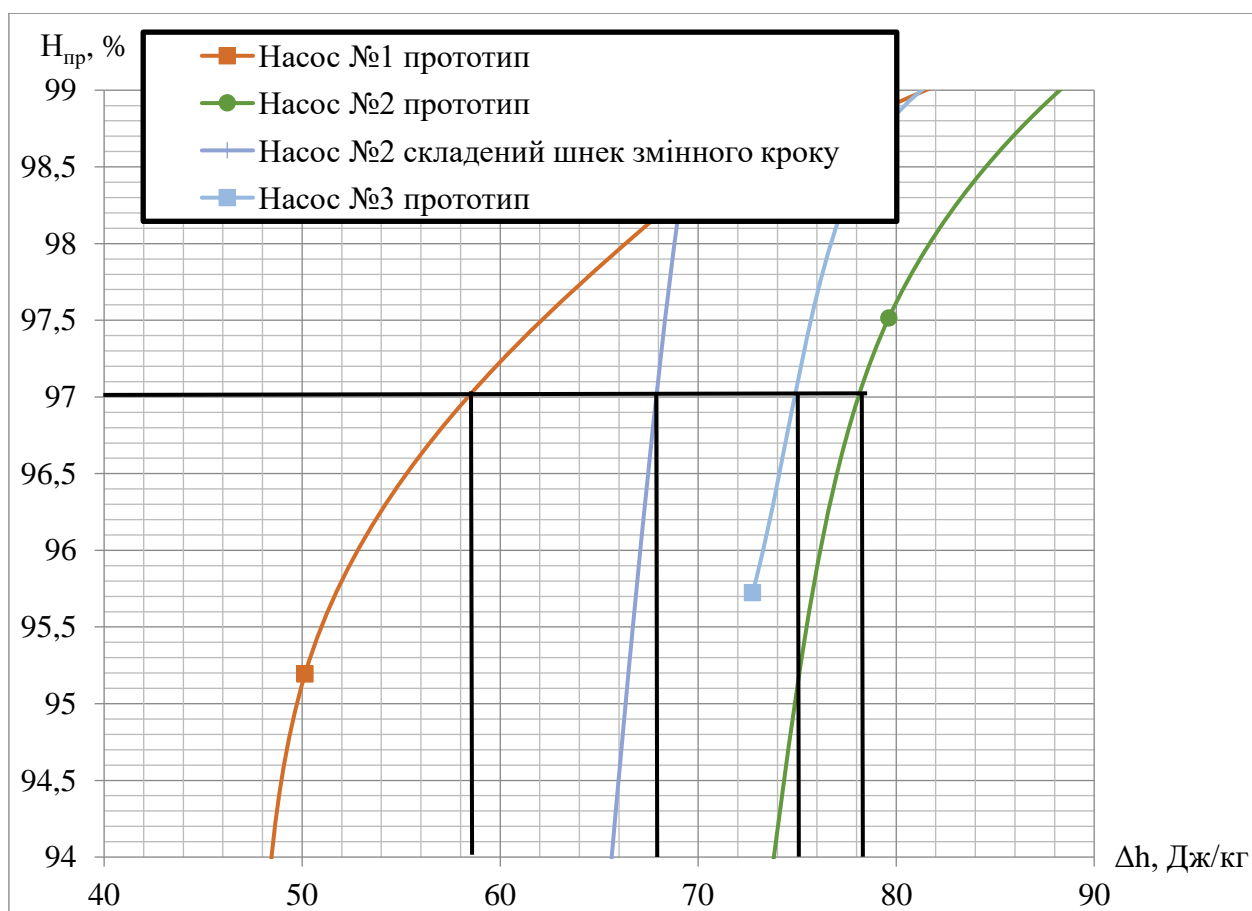


Рисунок В.41 – Кавітаційні характеристики НП РРД №2 з різними шнеками

Рисунок В.42 – Визначення $\Delta h_{зр}$ для НІ ТНА РРД №7Рисунок В.43 – Визначення $\Delta h_{зр}$ для НО ТНА РРД №7

Таблиця В.12 – Кавітаційні властивості НП ТНА РРД №7

№ насоса	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 прототип	76,1	2403
Насос №2 прототип	74,6	2439
Насос №2 складений шнек змінного кроку	76,4	2396
Насос №3 прототип	61,8	2809

Таблиця В.13 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №7

№ насоса	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 прототип	58,5	3078
Насос №2 прототип	78,1	2478
Насос №2 складений шнек змінного кроку	67,9	2751
Насос №3 прототип	74,9	2556

Таблиця В.14 – Кавітаційні властивості НП ТНА РРД №3

№ насоса	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 шнек постійного кроку вип.№1	32,2	5468
Насос №1 шнек постійного кроку вип.№2	45	4254
Насос №1 шнек змінного кроку вип.№3	27,2	6204
Насос №1 шнек змінного кроку вип.№4	44	4326

Таблиця В.15 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №3

№ насоса	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 шнек постійного кроку вип.№1	37,5	5390
Насос №1 шнек змінного кроку вип.№2	35,5	5618
Насос №1 шнек змінного кроку вип. №3	40	5137
Насос №1 шнек змінного кроку вип.№4	53,8	4113

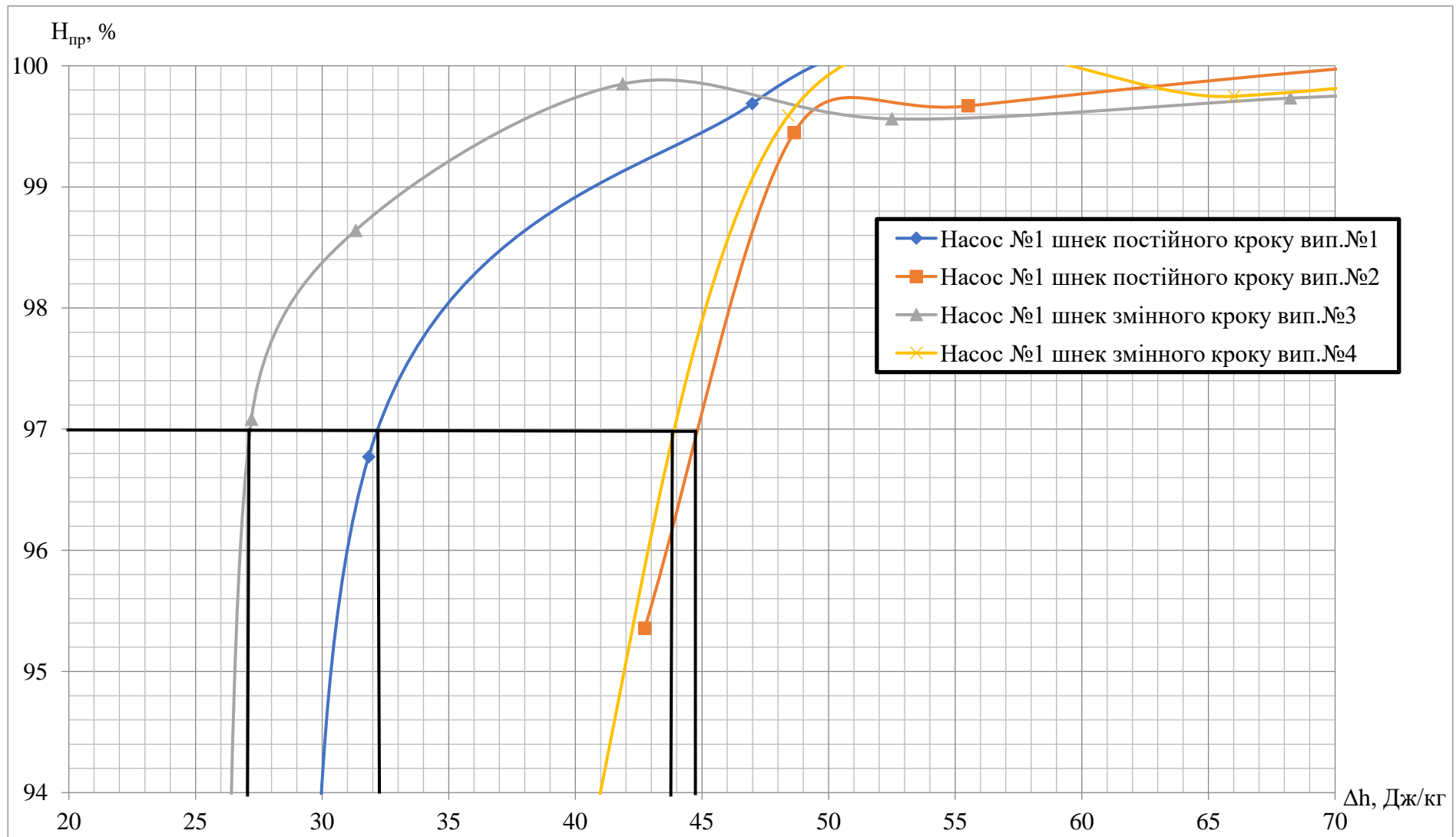


Рисунок В.44 – Визначення величин кавітаційного зриву для НП РРД №3

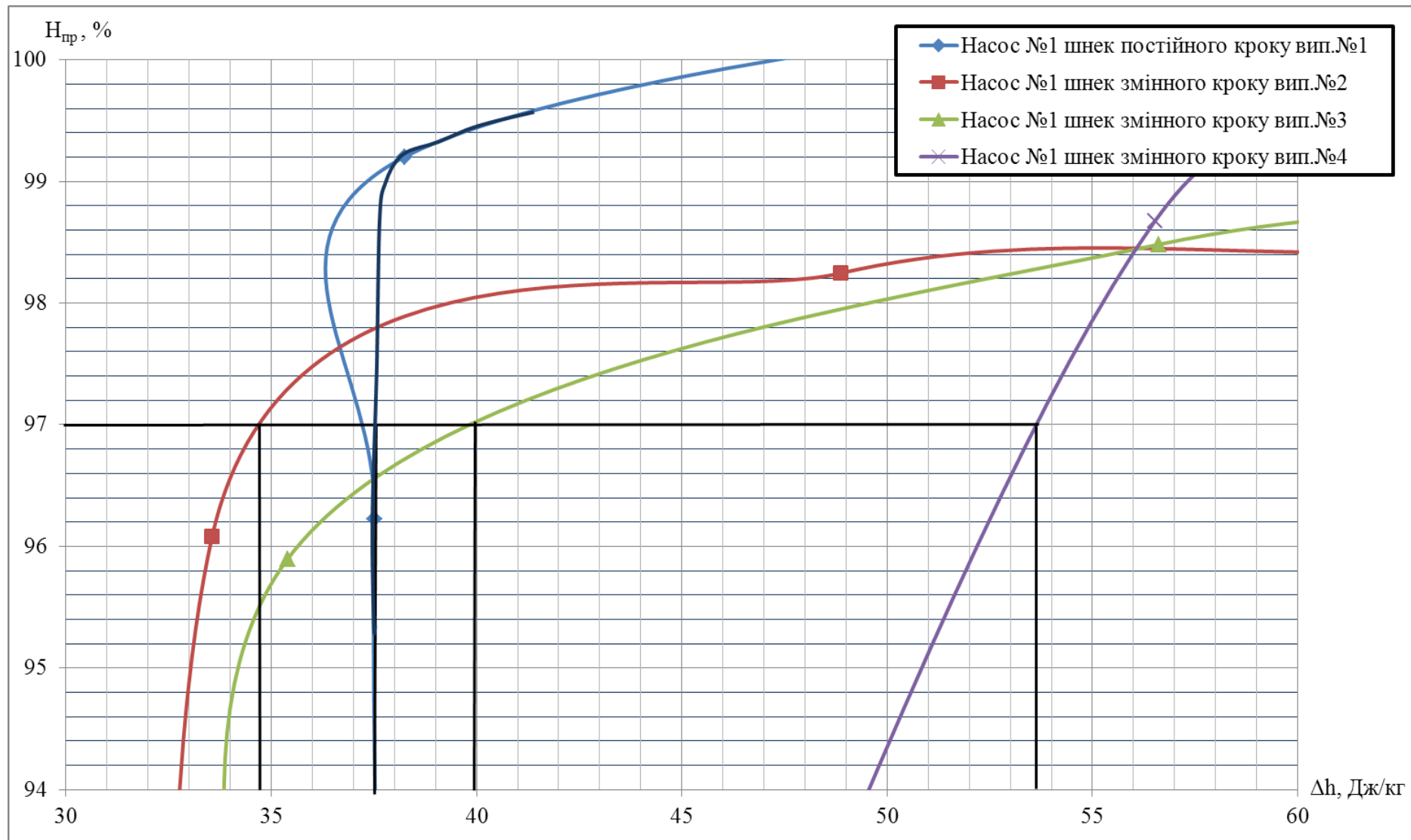


Рисунок В.45 – Визначення величин кавітаційного зриву для насосів окислювача двигуна №3

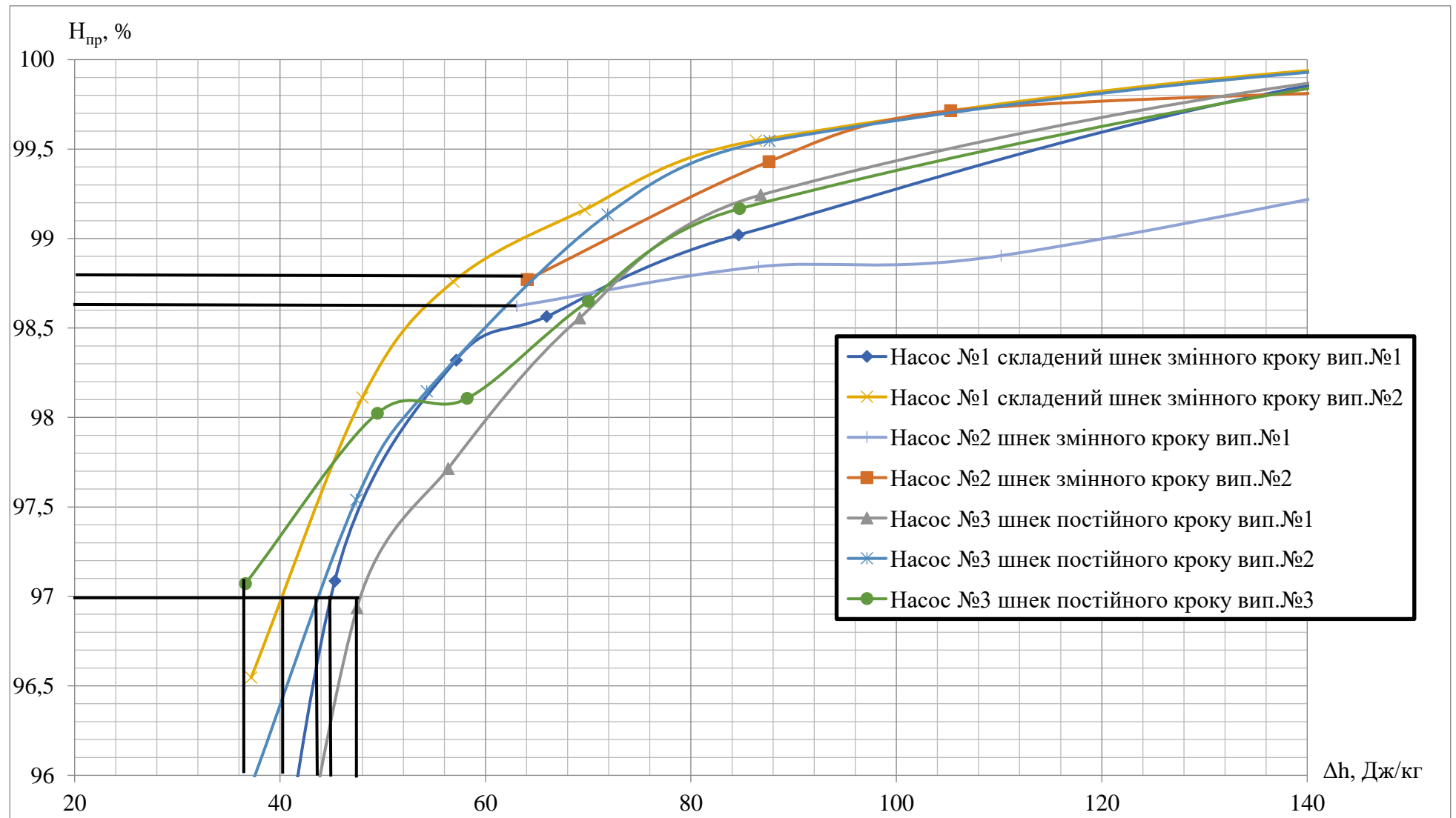


Рисунок В.46 – Визначення величин кавітаційного зриву для НП ТНА РРД №2

Таблиця В.16 – Кавітаційні властивості НП ТНА РРД №2

№ насоса	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 складений шнек змінного кроку вип.№1	45	5793
Насос №1 складений шнек змінного кроку вип.№2	40,1	6327
Насос №2 шнек змінного кроку вип. №1	-	-
Насос №2 шнек змінного кроку вип. №2	-	-
Насос №3 шнек постійного кроку вип. №1	47,9	5531
Насос №3 шнек постійного кроку вип. №2	44	5873
Насос №3 шнек постійного кроку вип. №2	36,6	6760

Примітка: визначити кавітаційний запас на вході в насос який відповідає кавітаційному зриву, а отже і $C_{кр}$ для насоса №2 вип.1 і 2 по методиці (див. розділі 3.1) не можливо. Оскільки максимальне падіння напору складає:

- 1,4% – Насоса №2 шнек змінного кроку вип. №1;
- 1,2% – Насоса №2 шнек змінного кроку вип. №2.

Проте, кінцеві точки кавітаційних характеристик насоса №2 знаходяться приблизно в середині набраних статистичних даних.

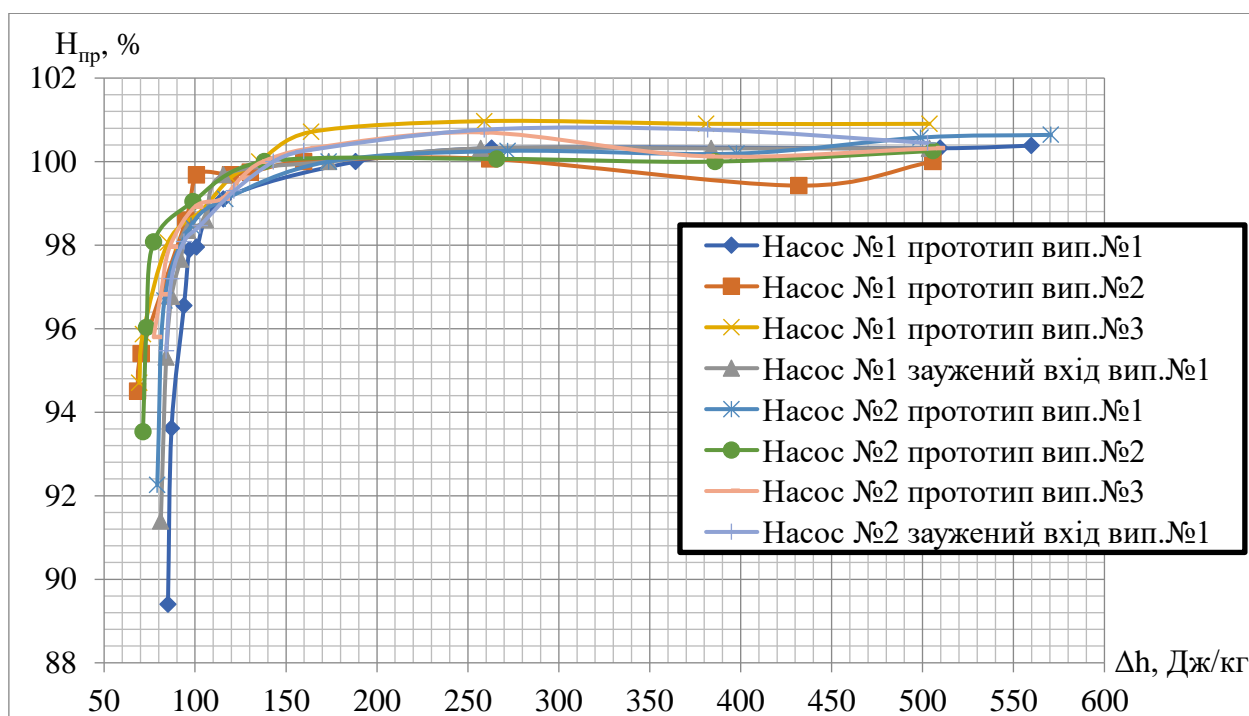


Рисунок В.47 – Кавітаційні характеристики НП ТНА РРД №4

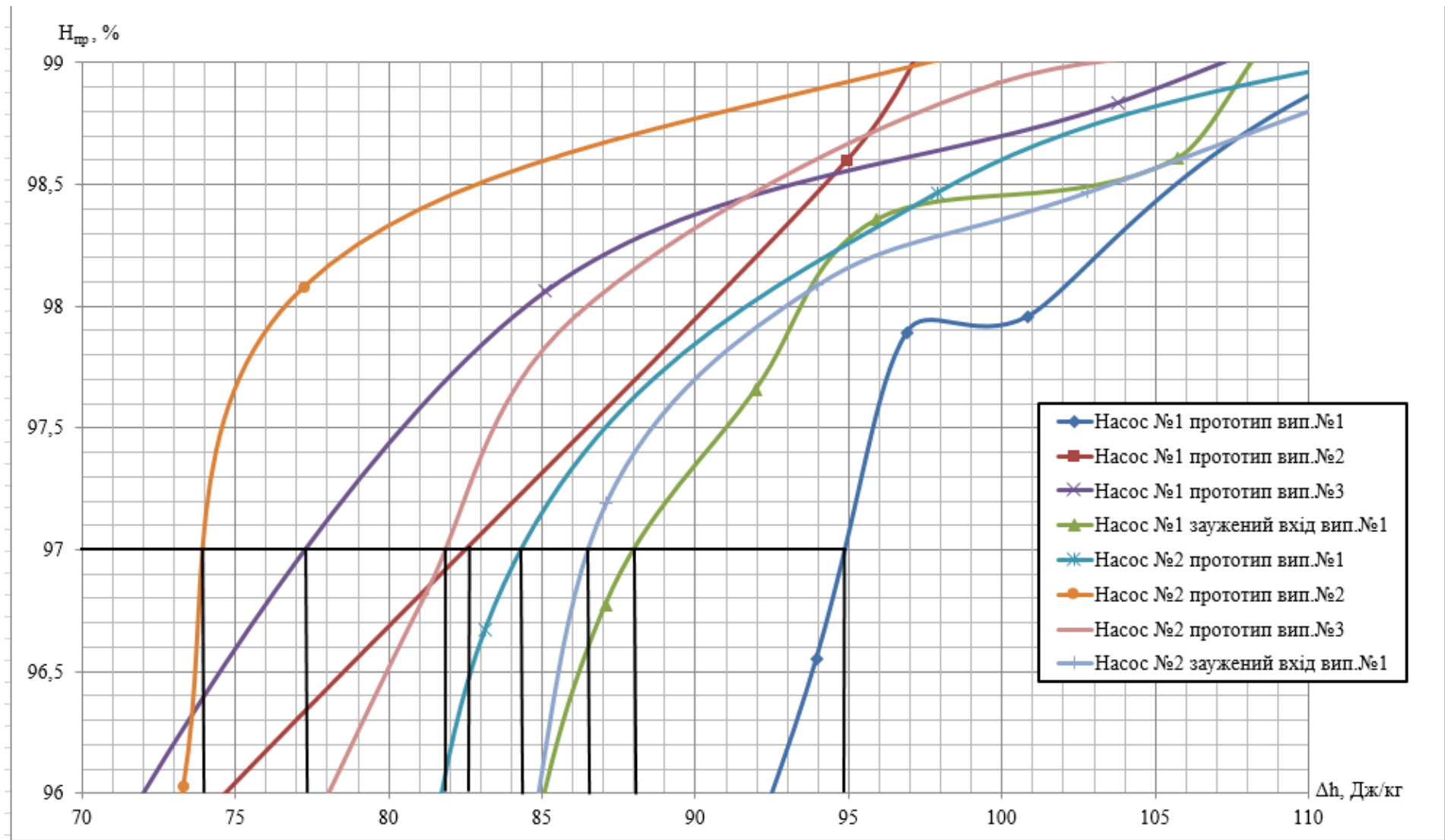


Рисунок В.48 – Визначення величин кавітаційного зриву для НП ТНА РРД №4

Таблиця В.17 – Кавітаційні властивості НП ТНА РРД №4

№ насоса и № дослідження	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 прототип		
дослідження №1	94,8	3373,4
дослідження №2	82,5	3744
дослідження №3	77,2	3935,2
Насос №1 завужений вхід	88	3567
Насос №2 прототип		
дослідження №1	84,2	3687,2
дослідження №2	74	4062,1
дослідження №3	81,9	3764,6
Насос №2 завужений вхід	86,5	3613,4

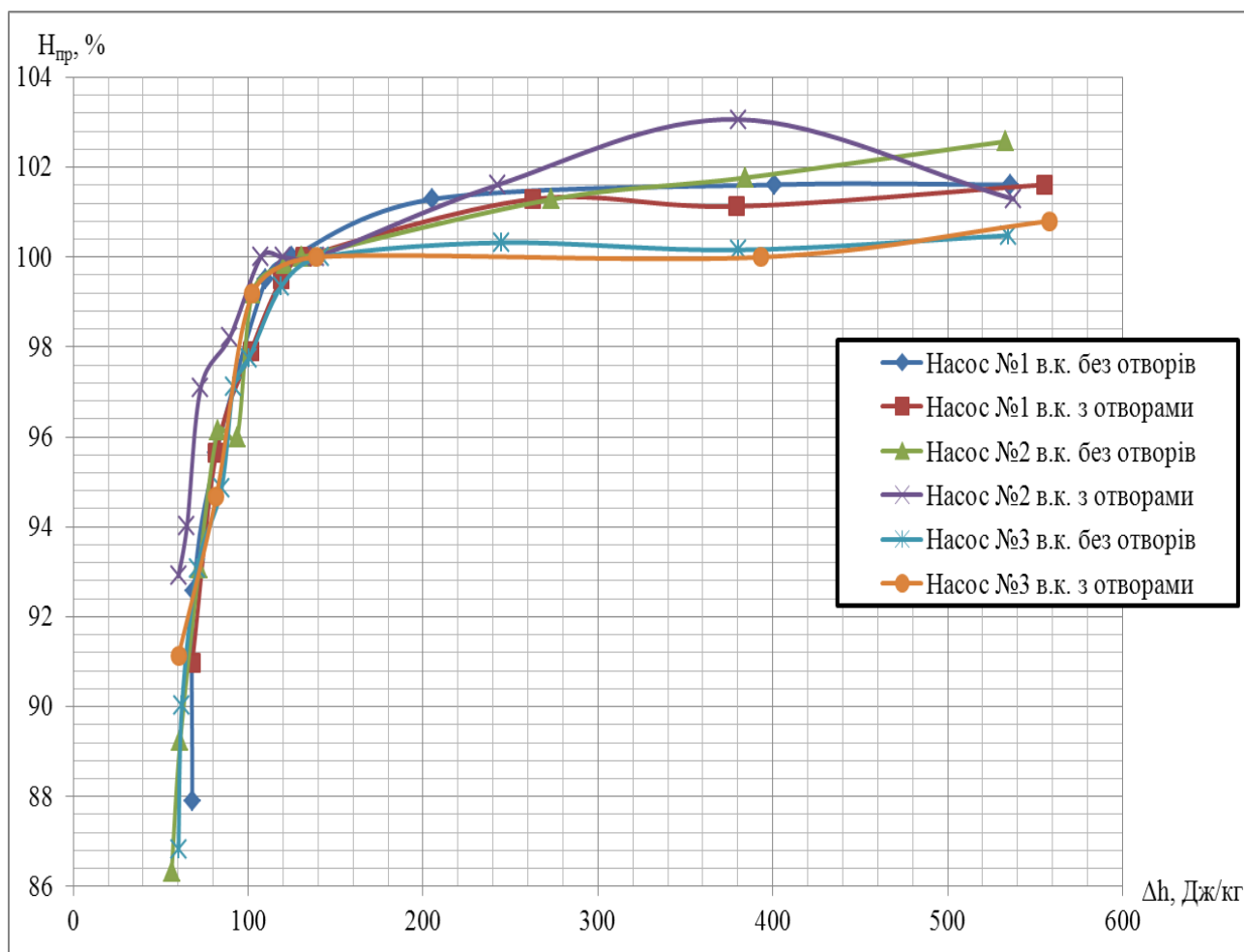


Рисунок В.49 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №5

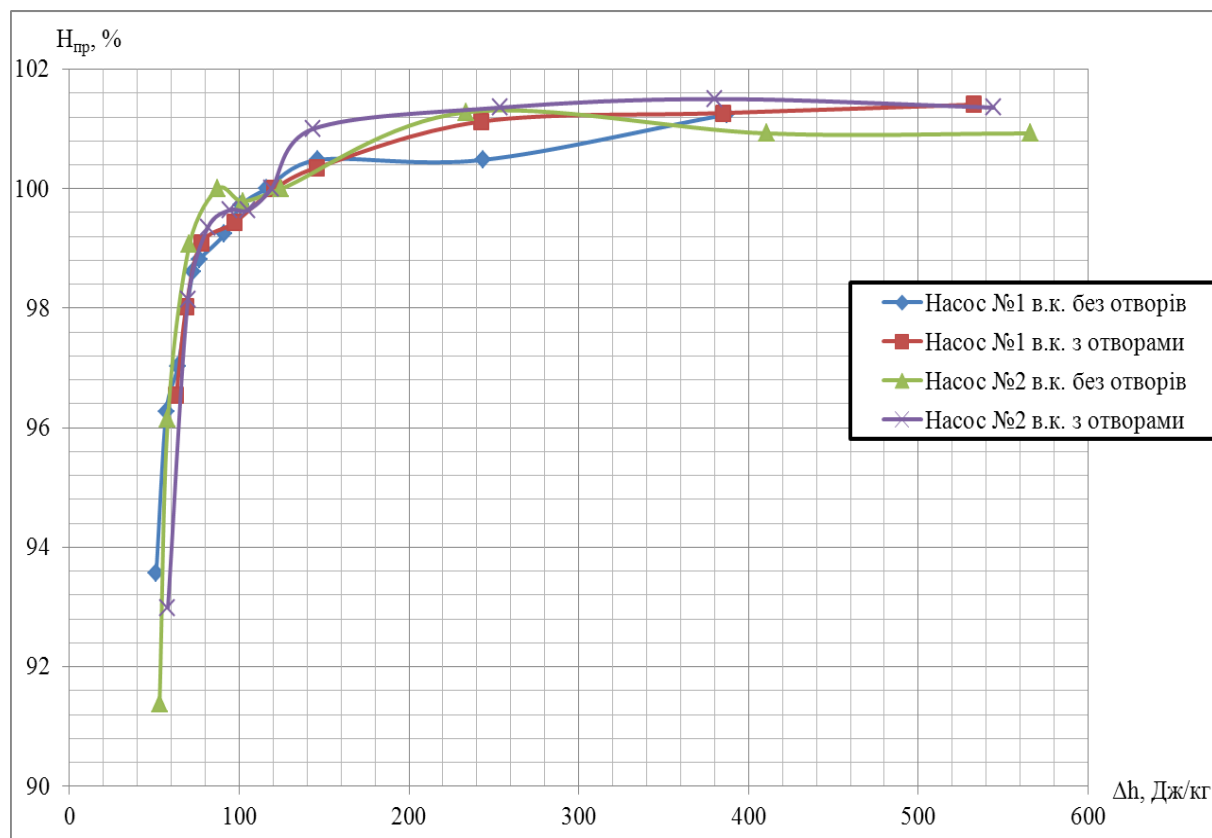


Рисунок В.50 – Кавітаційні характеристики НП ТНА РРД №5

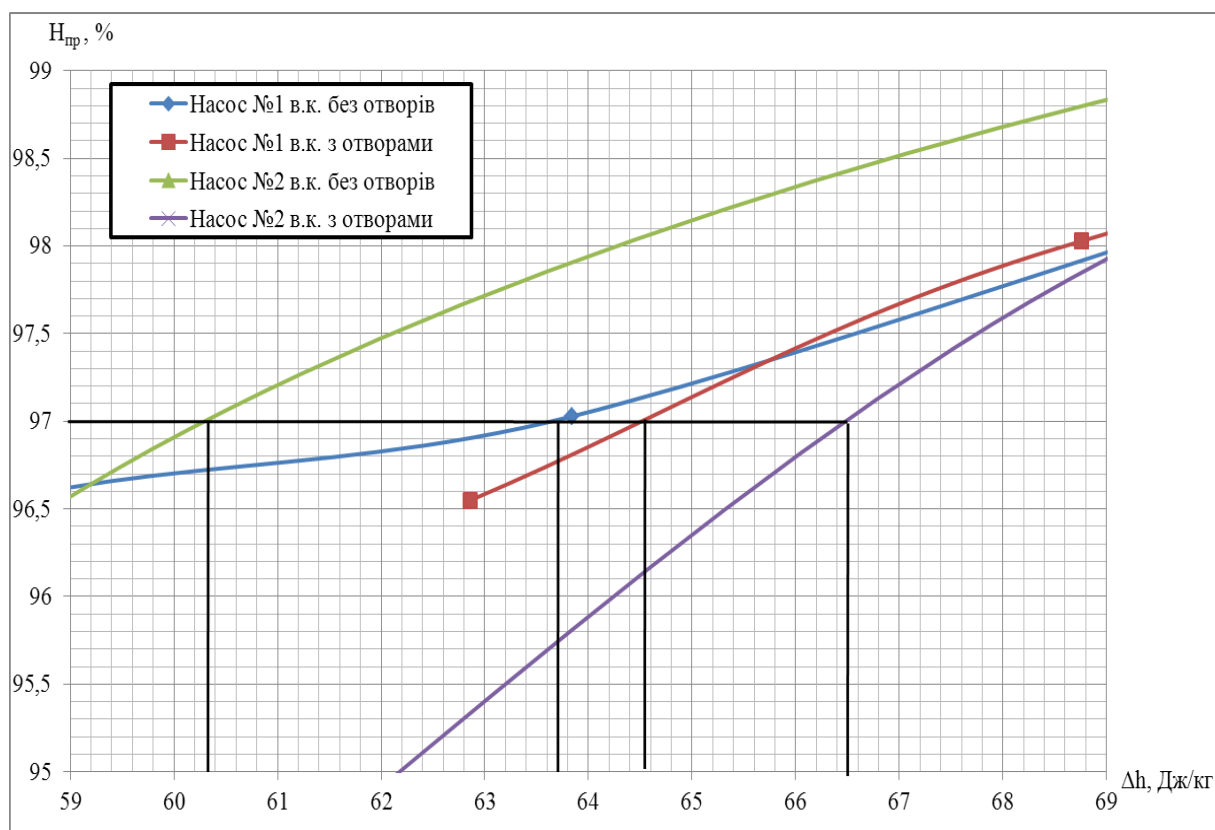


Рисунок В.51 – Визначення величин кавітаційного зриву НП ТНА РРД №5

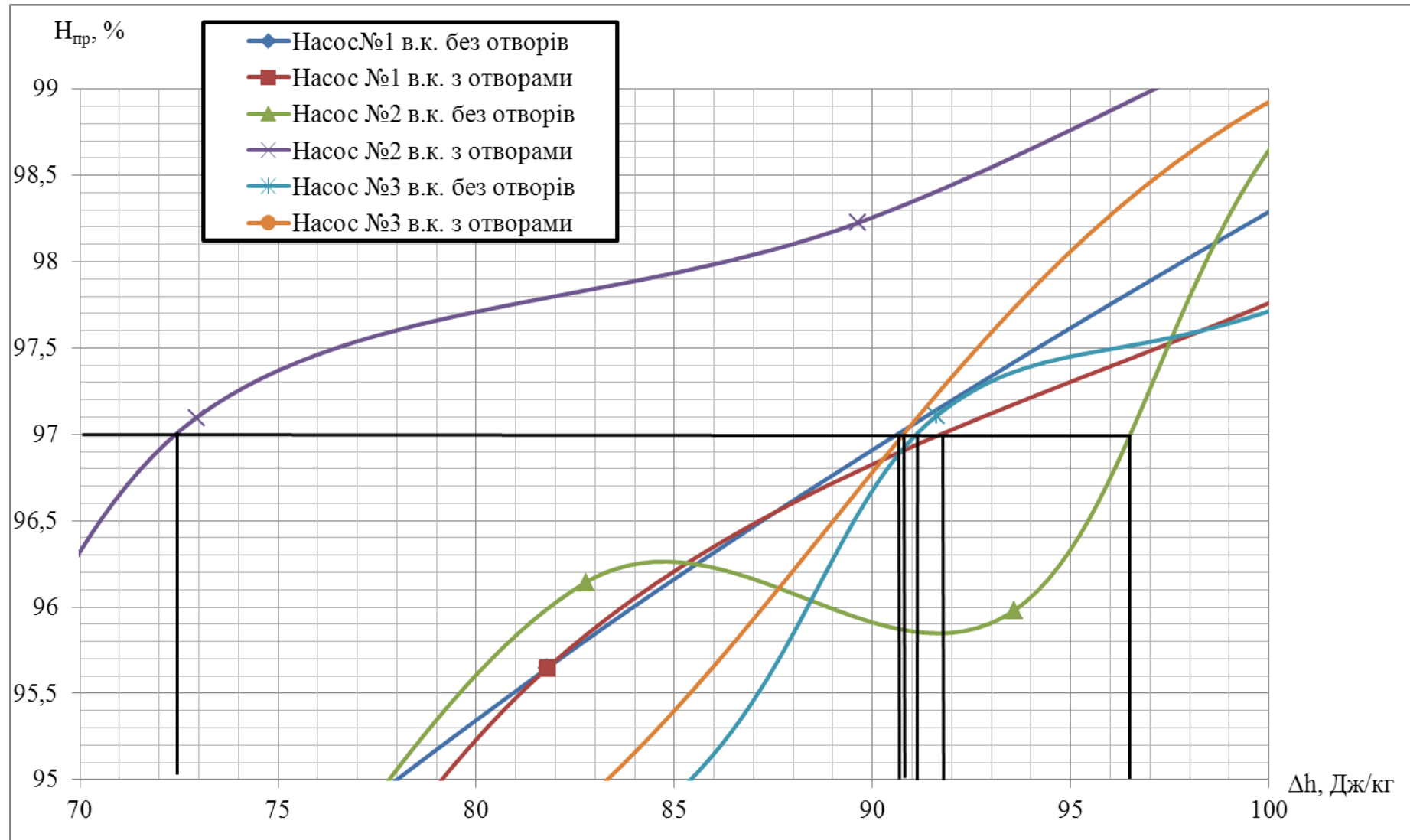


Рисунок В.52 – Визначення величин кавітаційного зриву НО ТНА РРД №5

Таблиця В.18 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №5

№ насоса	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 в.к. без отворів	90,7	2392
Насос №1 в.к. з отворами	91,8	2370
Насос №2 в.к. без отворів	96,5	2282
Насос №2 в.к. з отворами	72,5	2828
Насос №3 в.к. без отворів	92,8	2350
Насос №3 в.к. з отворами	92,0	2365

Таблиця В.19 – Кавітаційні властивості НП ТНА РРД №5

№ насоса	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 в.к. без отворів	63,8	3063
Насос №1 в.к. з отворами	64,5	3040
Насос №2 в.к. без отворів	60,3	3197
Насос №2 в.к. з отворами	66,5	2971

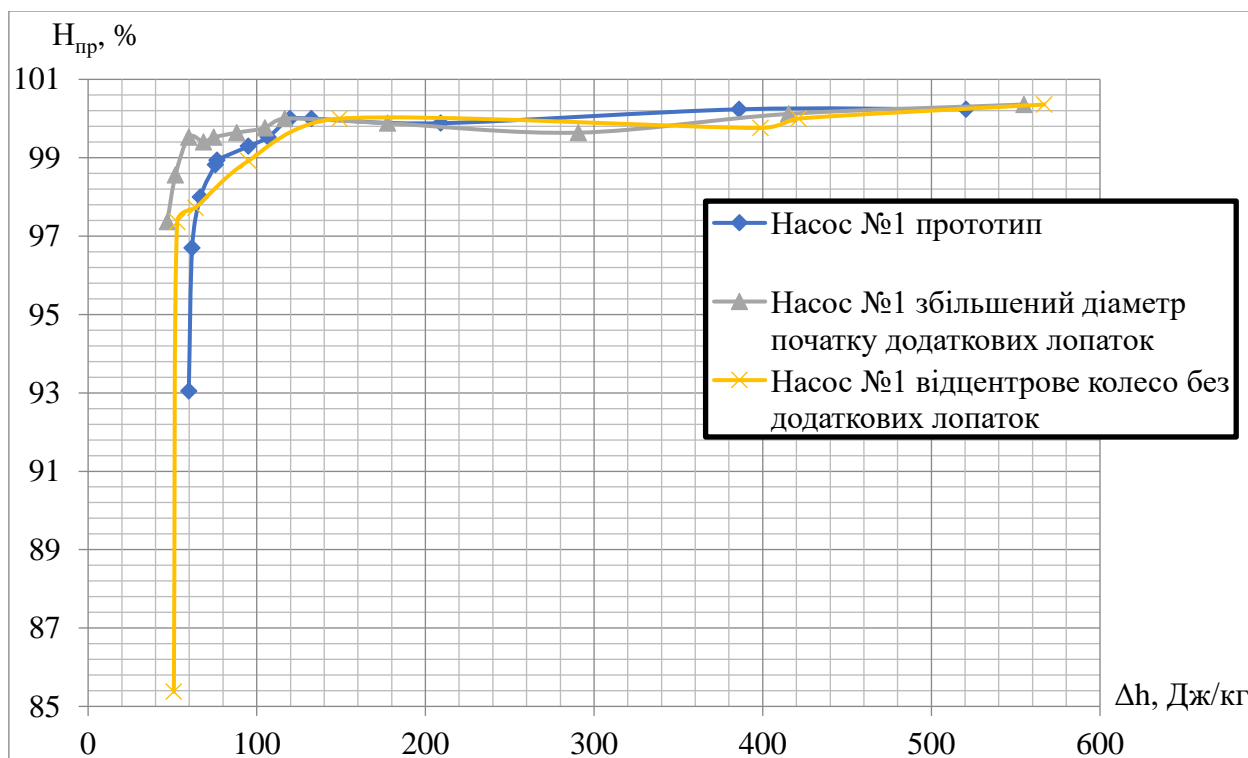


Рисунок В.53 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №6

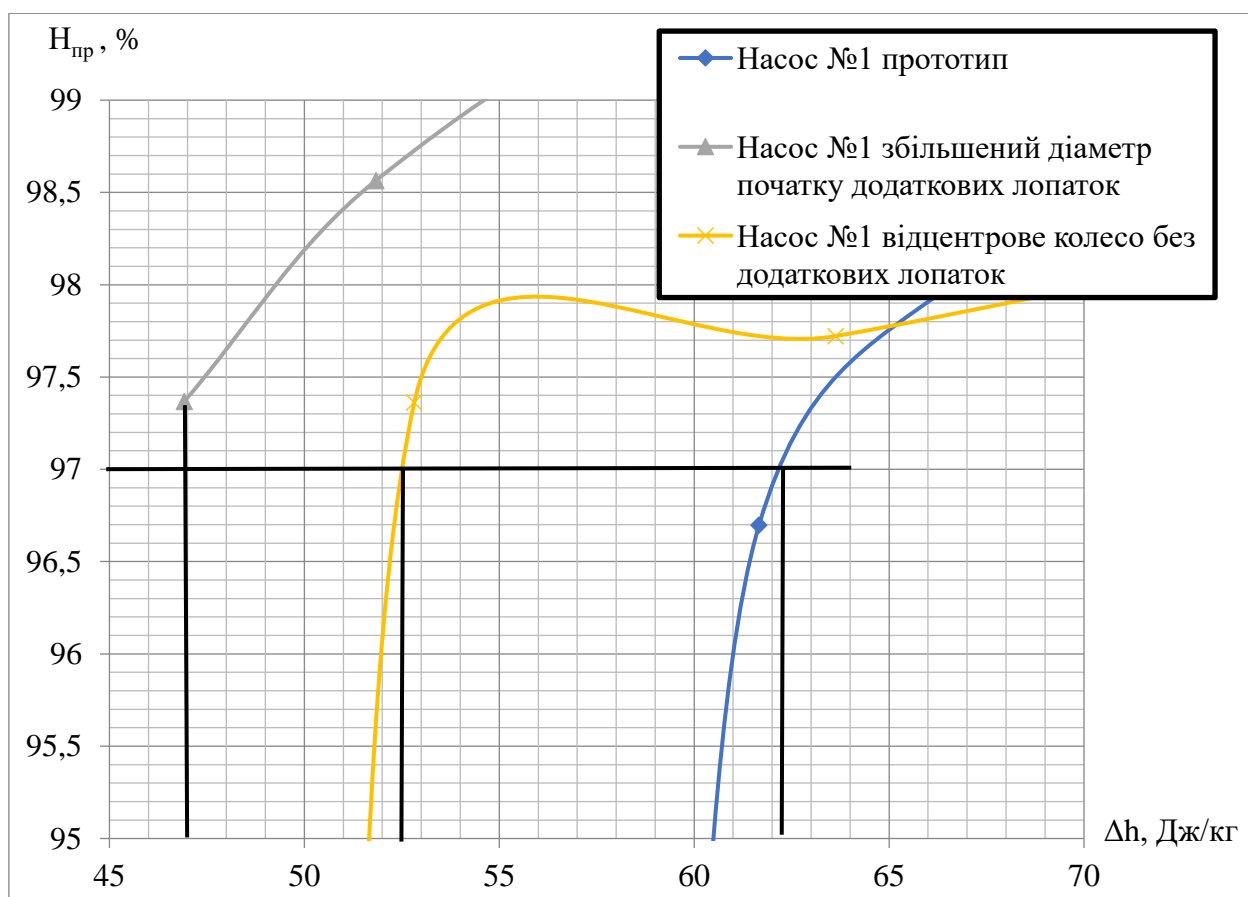


Рисунок В.54 – Визначення величин кавітаційного зриву НО ТНА РРД №6

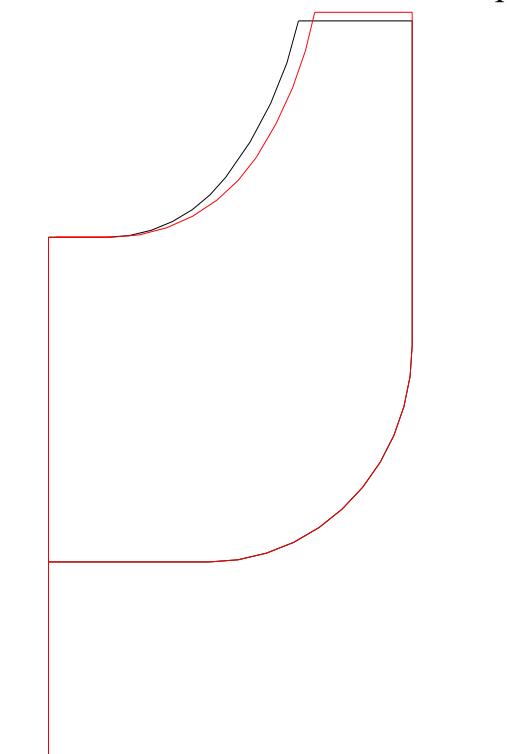


Рисунок В.55 – Порівняння меридіональних перетинів ВК НО ТНА РРД №6

Примітка: чорним кольором показана проточна частина прототипу, червоним кольором показана експериментальна проточна частина.

Таблиця В.20 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №6

Назва дослідження	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 прототип рисунок В.58 б)	62,2	4309
Насос №1 збільшений діаметр розташування початку додаткових лопаток рисунок В.58 а)	46,9	5323
Насос №1 виключення додаткових лопаток рисунок В.58 в)	52,5	4893

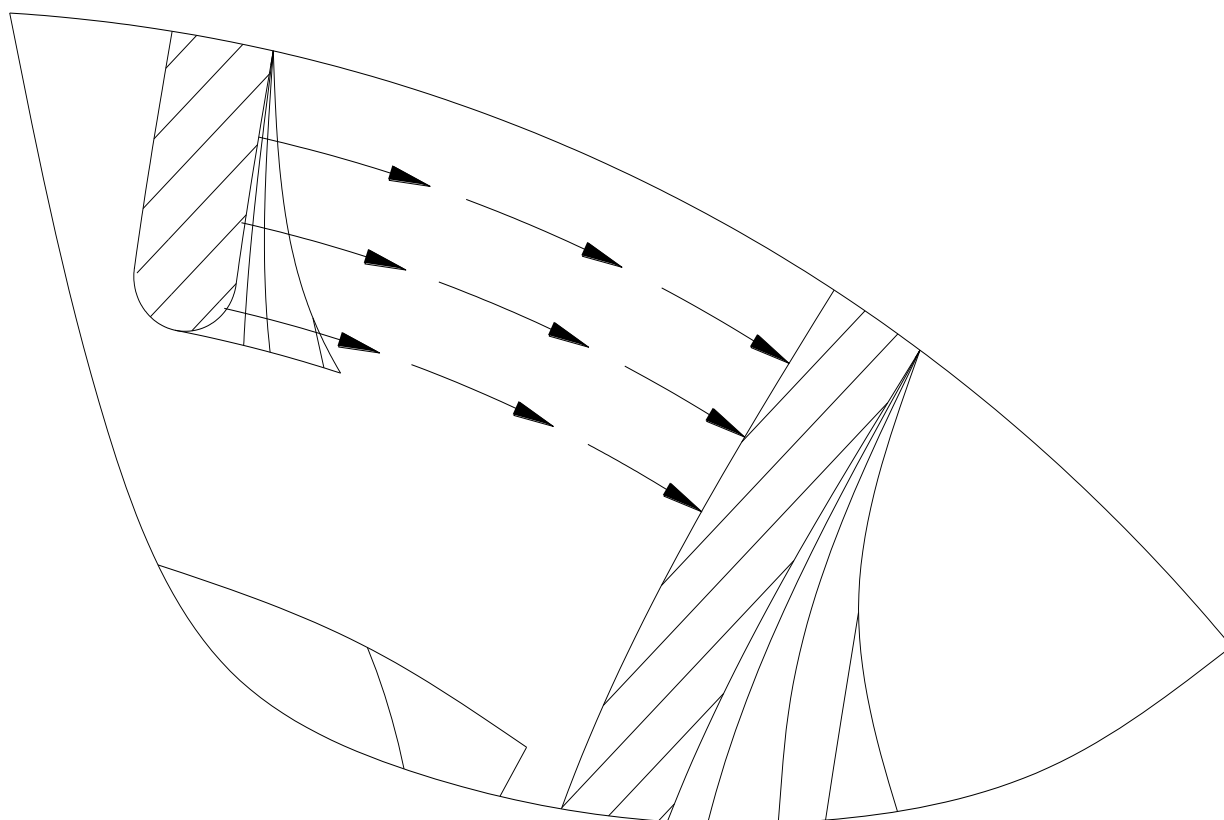


Рисунок В.56 – Підпір потоку на всмоктуючій стороні основної лопатки, який створює напірна сторона додаткової лопатки

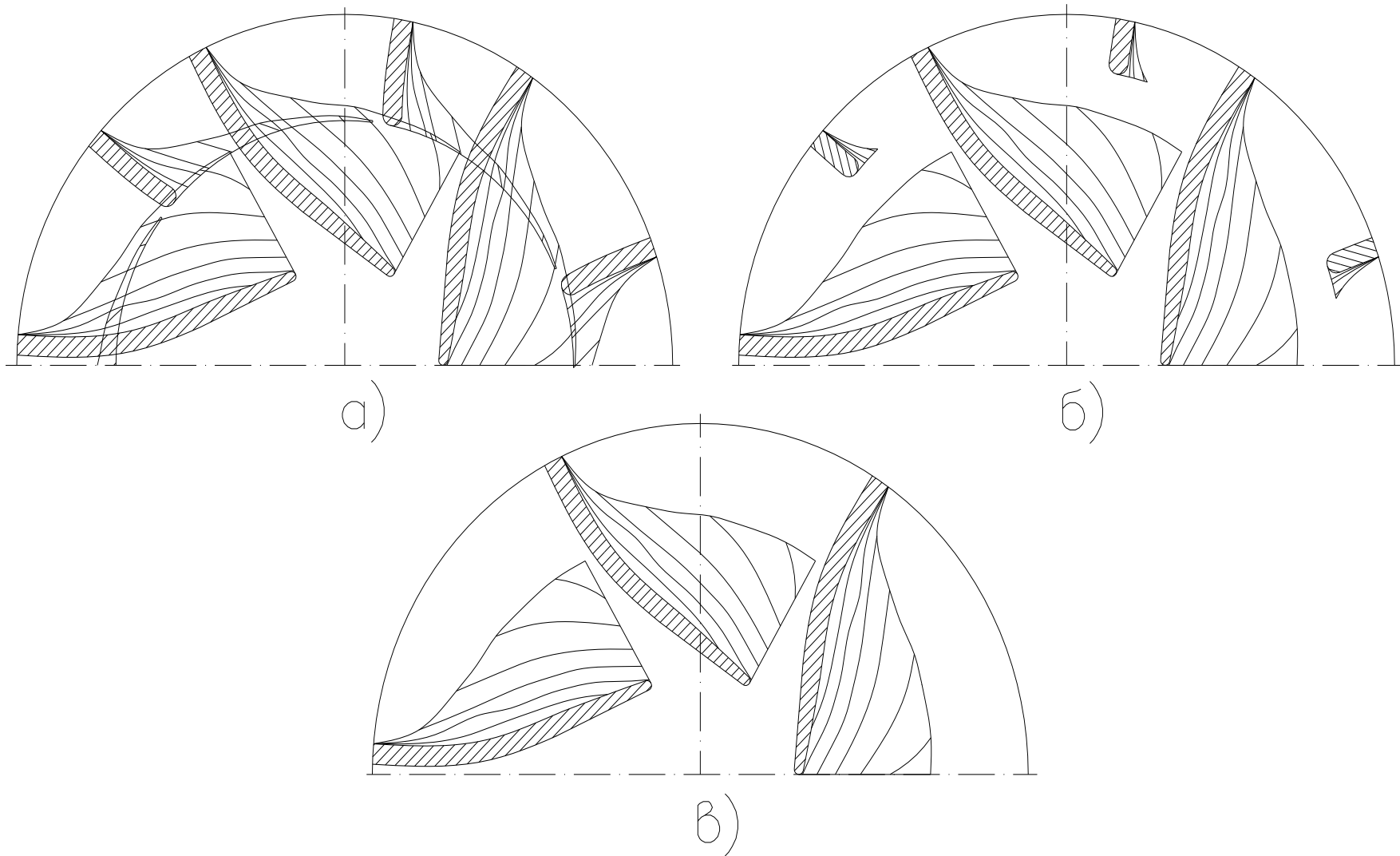


Рисунок В.57 – Конструкція відцентрових коліс НО ТНА РРД №6

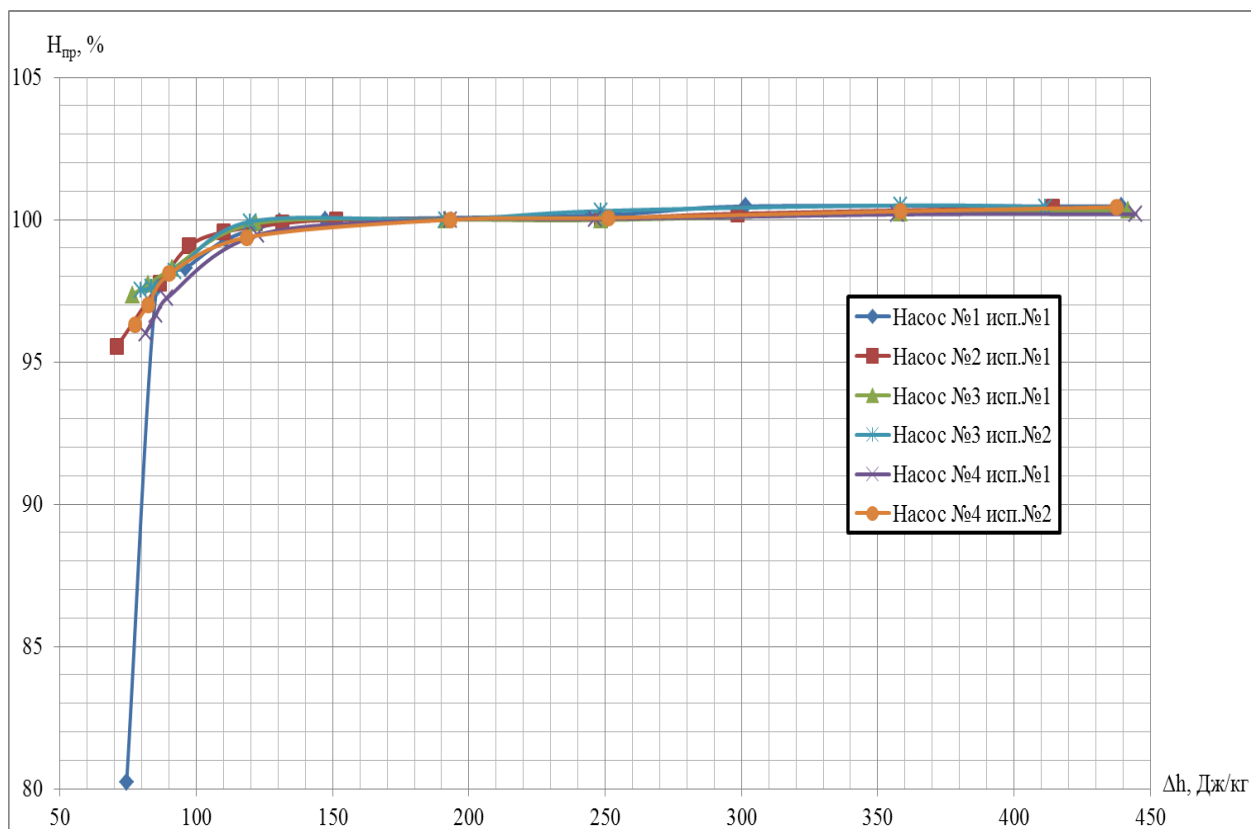
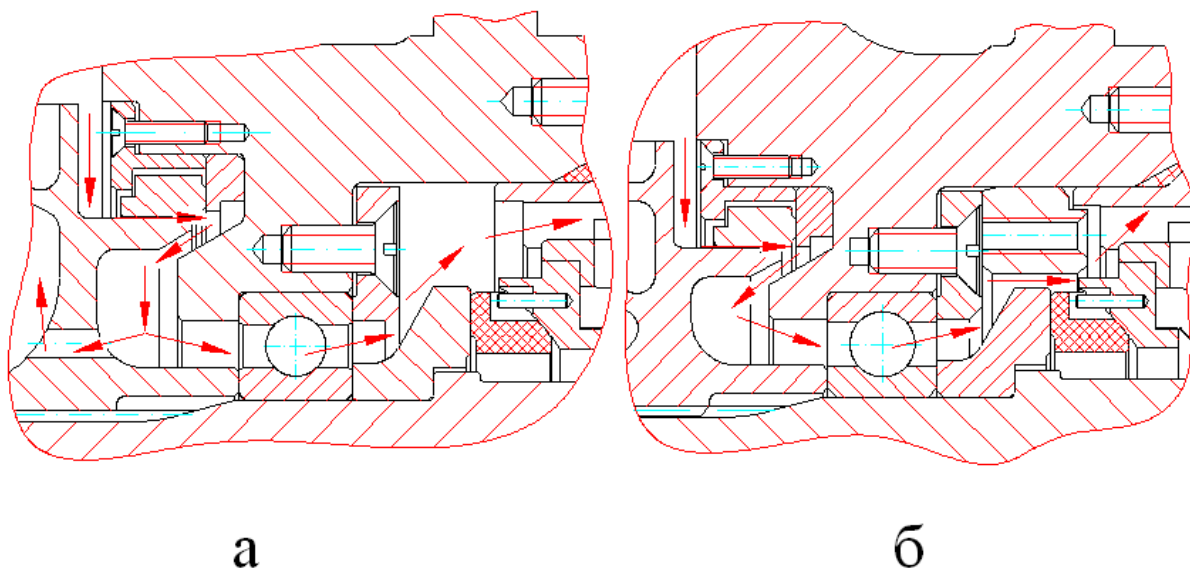


Рисунок В.58 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №2



а – схема охолодження і змащення упорного підшипника НО ТНА РРД №1,
 б – схема охолодження і змащення упорного підшипника НО ТНА РРД №2.

Рисунок В.59 – Схема охолодження і змащення упорного підшипника

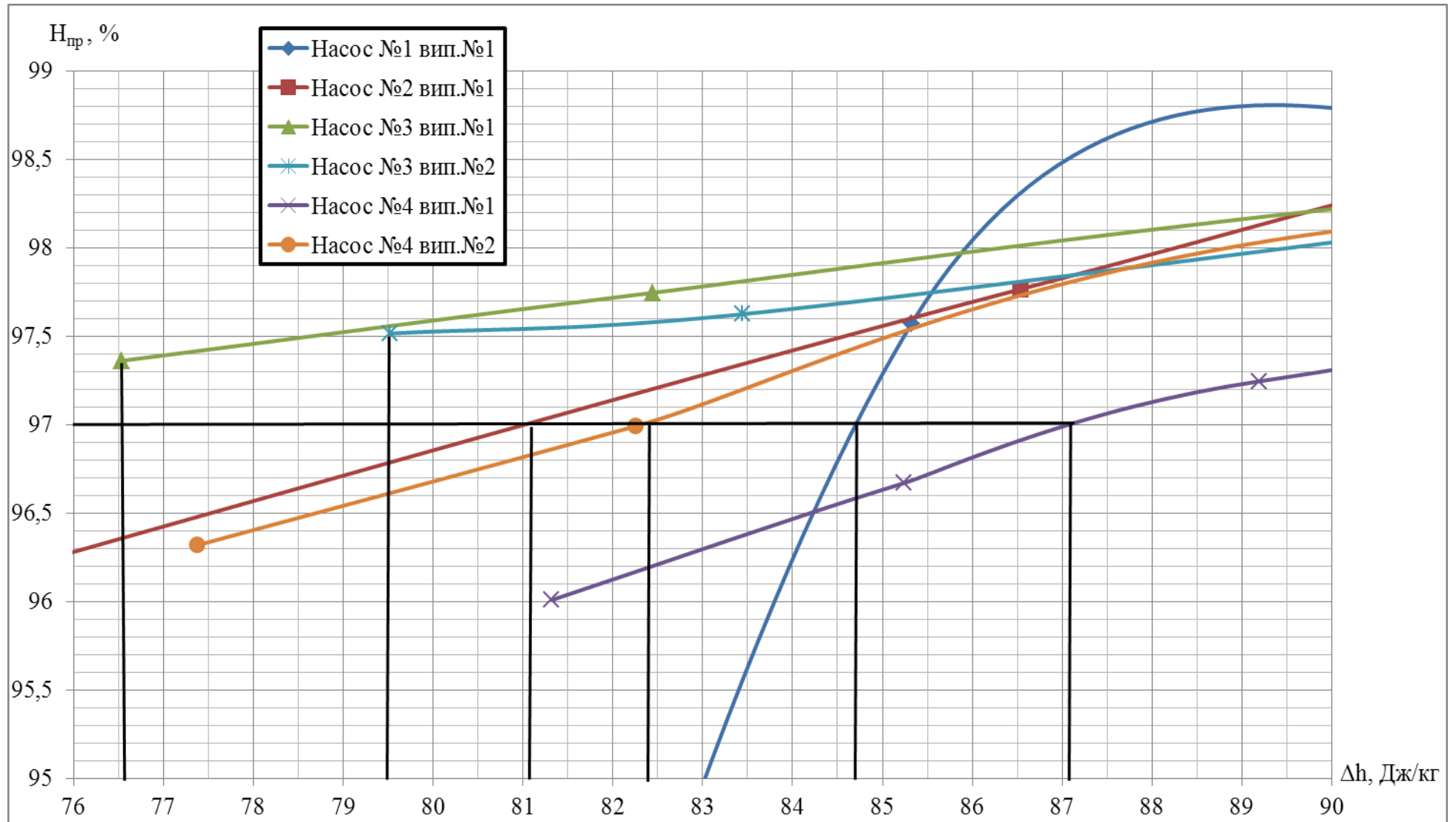


Рисунок В.60 – Визначення величин кавітаційного зриву НО ТНА РРД №2

Таблиця В.21 – Вплив товщини лопаток шнеків і ВК НО ТНА РРД №2 на його кавітаційні властивості

Найменування параметра	Насос №1	Насос №2	Насос №3		Насос №4	
	вип. №1	вип. №1	вип. №1	вип. №2	вип. №1	вип. №2
Відносна товщина входної кромки лопатки ВК на діаметрі D_1 , мм	від 0,0126 до 0,0157	від 0,0110 до 0,0220	від 0,0126 до 0,0220		від 0,0189 до 0,0283	
Відносна товщина входної кромки лопатки шнека на діаметрі $D_{ш.ср.1}$, мм	0,0112; 0,0124; 0,0147; 0,0141; 0,0147; 0,0182	0,0112; 0,0135; 0,0153; 0,0153; 0,0141; 0,0159	0,0100		0,0132; 0,0141; 0,0153; 0,0118.	
Відносна товщина входної кромки лопатки шнека на діаметрі $D_{ш.ср.1}$ (середнє значення), мм	0,0142	0,0142	0,0100		0,0136	
Відносна товщина входної кромки лопатки ВК середнє значення, мм	0,0141	0,0157	0,0173		0,0238	
$\Delta h_{зр}$ яка розрахована для середнього діаметра шнека по даним з дослідження, Дж/кг	84,7	81	79,2		76,5	

Продовження таблиці Таблиця В.21						
Найменування параметра	Насос №1 вип. №1	Насос №2 вип. №1	Насос №3		Насос №4	
			вип. №1	вип. №2	вип. №1	вип. №2
$\Delta h_{зр}$ яка розрахована для середнього діаметра шнека по розрахунковій методиці, Дж/кг	88,2	89,1	80,1		86,6	
$C_{КР.ВИП}$ визначений за даними з дослідження	4084	4250	4338	4438	4020	4187
$C_{КР.РОЗ.}$ визначений по розрахунковій методиці	4024	4028	4301		4035	
Різниця між $C_{КР.ВИП}$ і $C_{КР.РОЗ.}$ які розраховані для середнього діаметру шнека % $\Delta C_{КР.}$	1,5	5,5	0,1	3,2	0,4	3,6

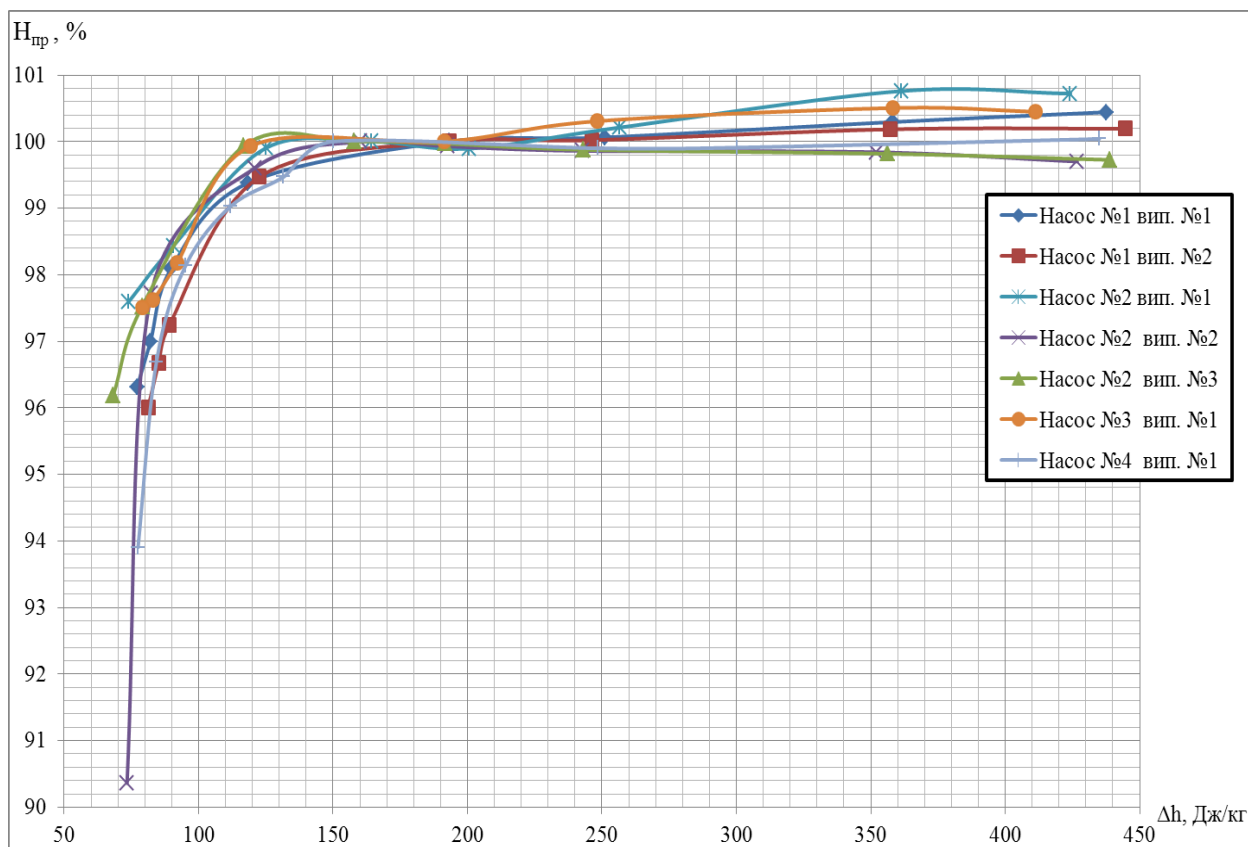
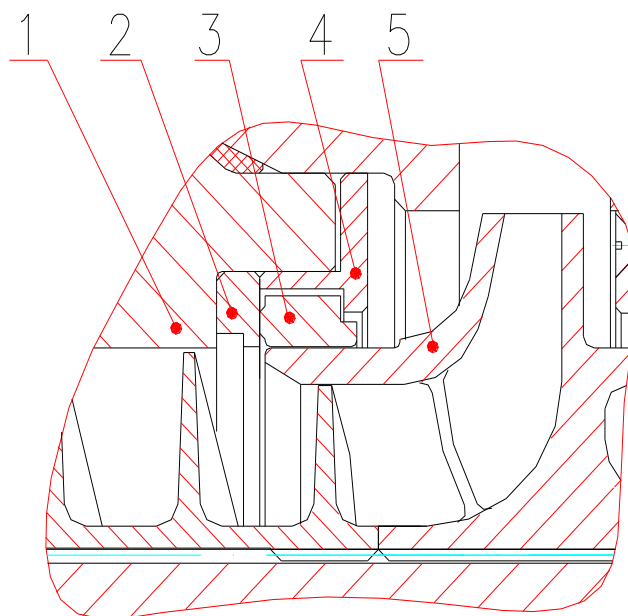


Рисунок В.61 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №2

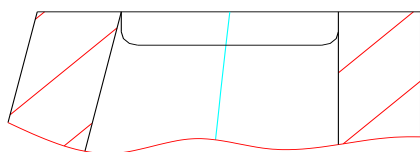
Таблиця В.22 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №2

№ насоса	$\Delta h_{зр}, \text{Дж/кг}$	$C_{кр}$
Насос №1 вип. №1	82	4196
Насос №1 вип. №2	87	4020
Насос №2 вип. №1	73,9	4555
Насос №2 вип. №2	79,7	4309
Насос №2 вип. №3	74	4576
Насос №3 вип. №1	79,2	4338
Насос №4 вип. №1	85,8	4050

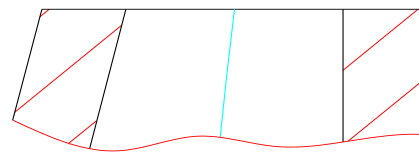


1 – вхідний патрубок; 2 – упорне кільце; 3 – плаваюче кільце; 4 – кришка;
5 – ВК

Рисунок В.62 – Конструкція плаваючого кільця прототипу НО ТНА РРД №2



а



б

а – підрізка ВК по лопатках; б – підрізка ВК по лопатках і дисках.

Рисунок В.63 – Варіанти підрізки ВК

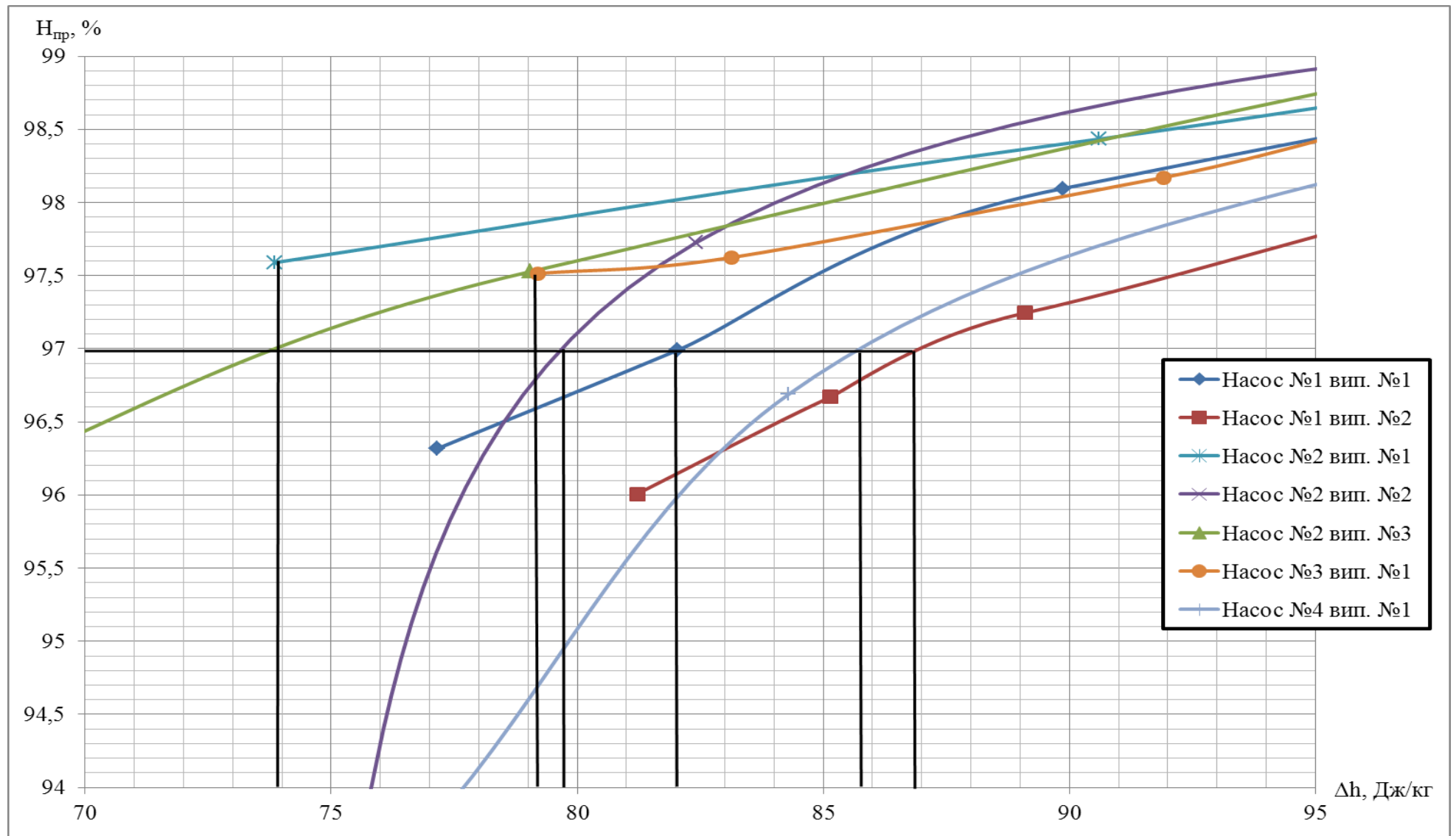


Рисунок В.64 – Визначення величин кавітаційного зриву НО ТНА РРД №2

Таблиця В.23 – Аналіз експериментальних даних по відносному зазору

№ насоса	Величина відносного зазору		Величина відносного зазору згідно рекомендації [61]
	По лопатках	По дискам	
Насос №1 вип. №1	0,083	0,049	0,064...0,079
Насос №1 вип. №2	0,089	0,049	0,065...0,081
Насос №2 вип. №1	0,051	0,051	0,049...0,061
Насос №2 вип. №2	0,062	0,051	0,061...0,078
Насос №2 вип. №3	0,076	0,051	0,063...0,078
Насос №3 вип. №1	0,090	0,090	0,054...0,068
Насос №4 вип. №1	0,078	0,049	0,061...0,077

Примітка до табл. В.23: в колонці «Величина відносного зазору згідно рекомендацій [61]» різниці величин, що рекомендуються, пояснюється різницею напорів насосів при кожному конкретному дослідженні. Різниця напорів пояснюється різницею підрізки ВК або її відсутністю.

Таблиця В.24 – Кавітаційні властивості НО ТНА РРД №4

№ насоса	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	$C_{кр}$
Насос №1 експериментальна конструкція	78	4096
Насос №2 експериментальна конструкція	80,3	4008
Насос №3 експериментальна конструкція	77,8	4104
Насос №4 прототип	69,8	4452
Насос №5 прототип	63,5	4779
Насос №5 прототип	66,8	4601

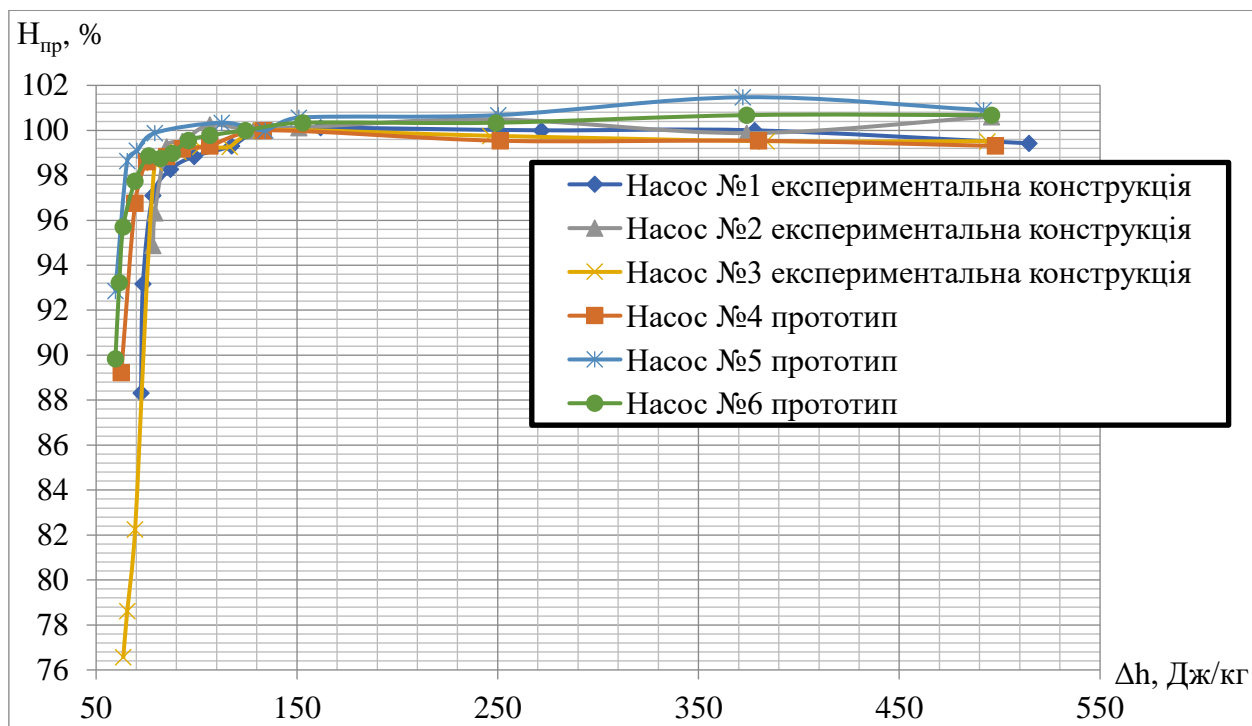


Рисунок В.65 – Кавітаційні характеристики НО ТНА РРД №4

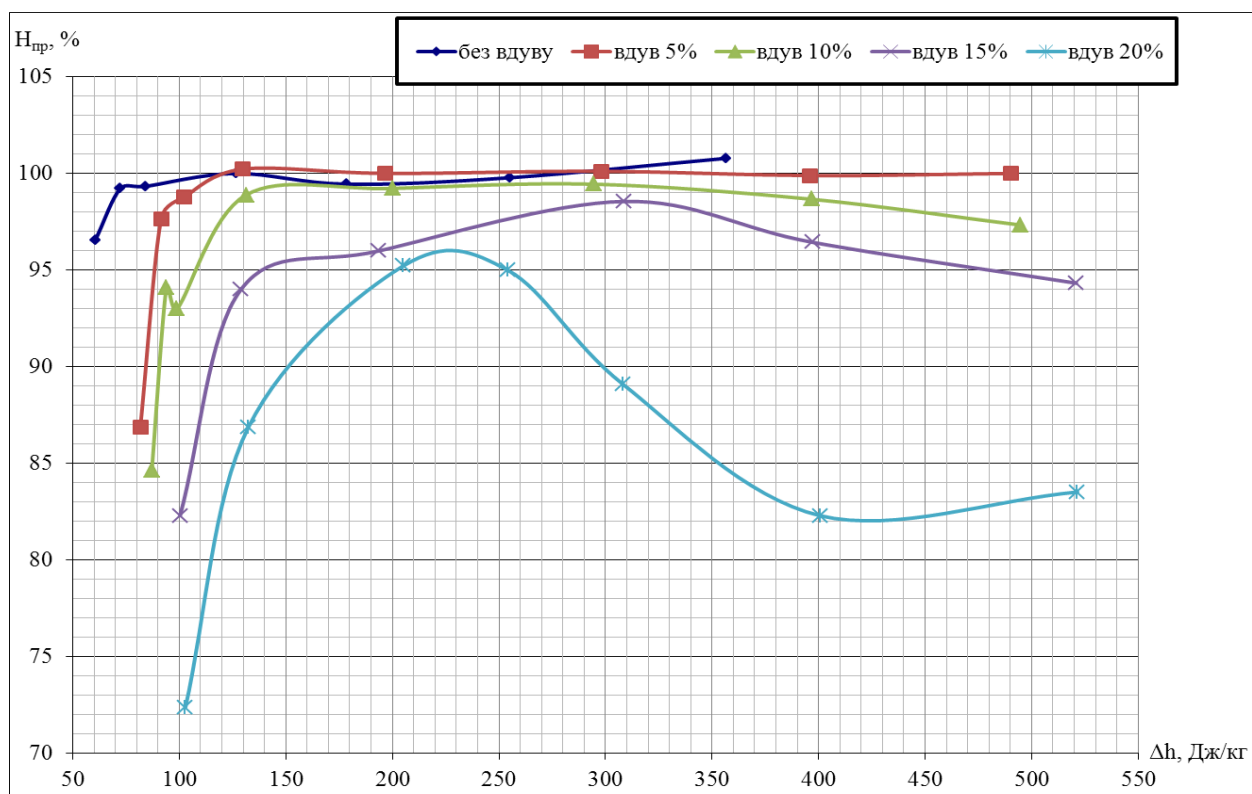


Рисунок В.66 – Кавітаційні характеристики насоса №1 НО ТНА РРД №1 при вдуванні газу на вхід в насос

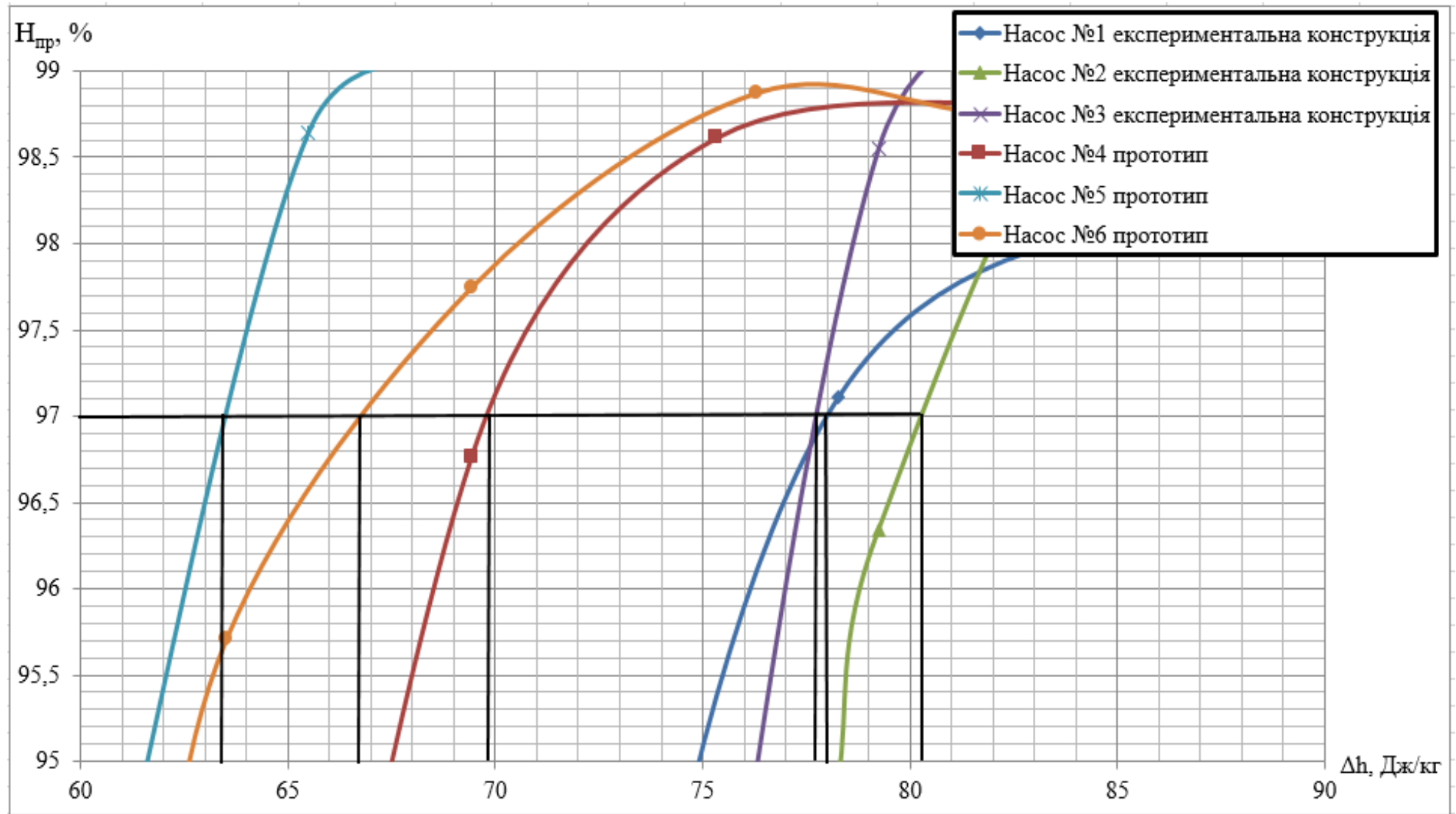


Рисунок В.67 – Визначення величин кавітаційного зриву НО ТНА РРД №4

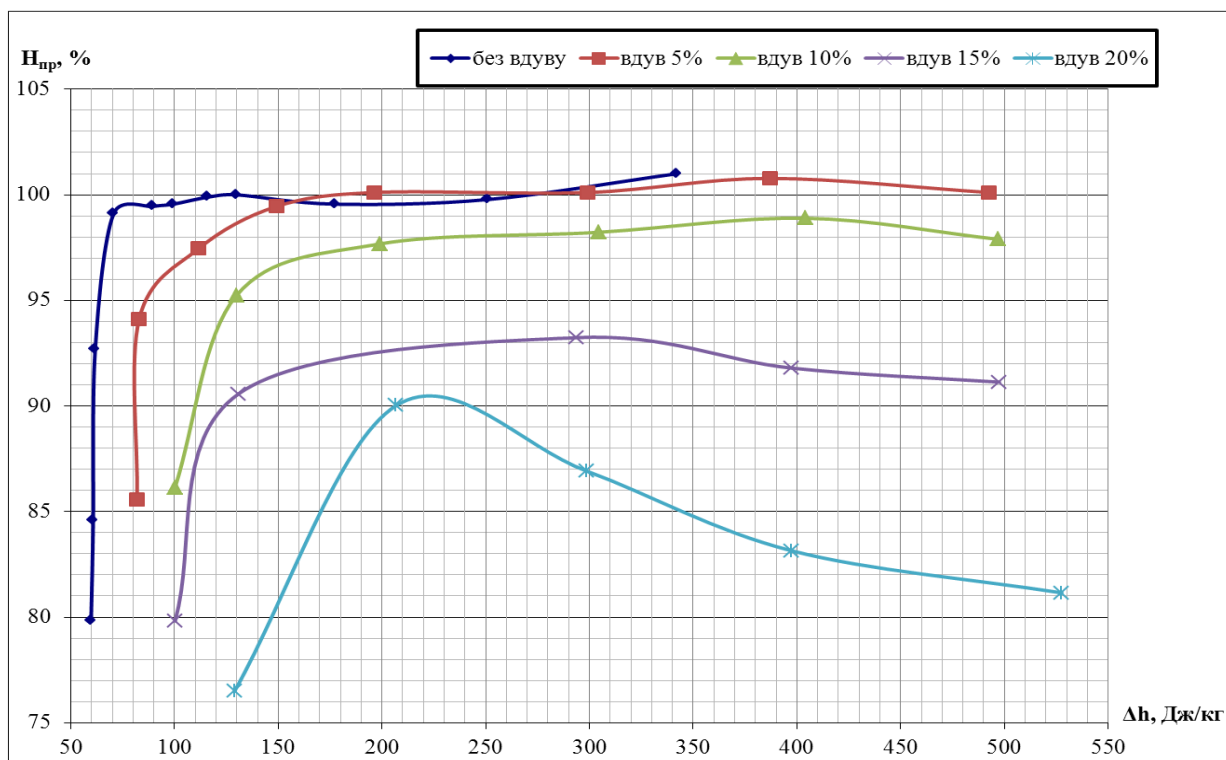


Рисунок В.68 – Кавітаційні характеристики насоса №2 НО ТНА РРД №1 при вдуванні газу на вхід в насос

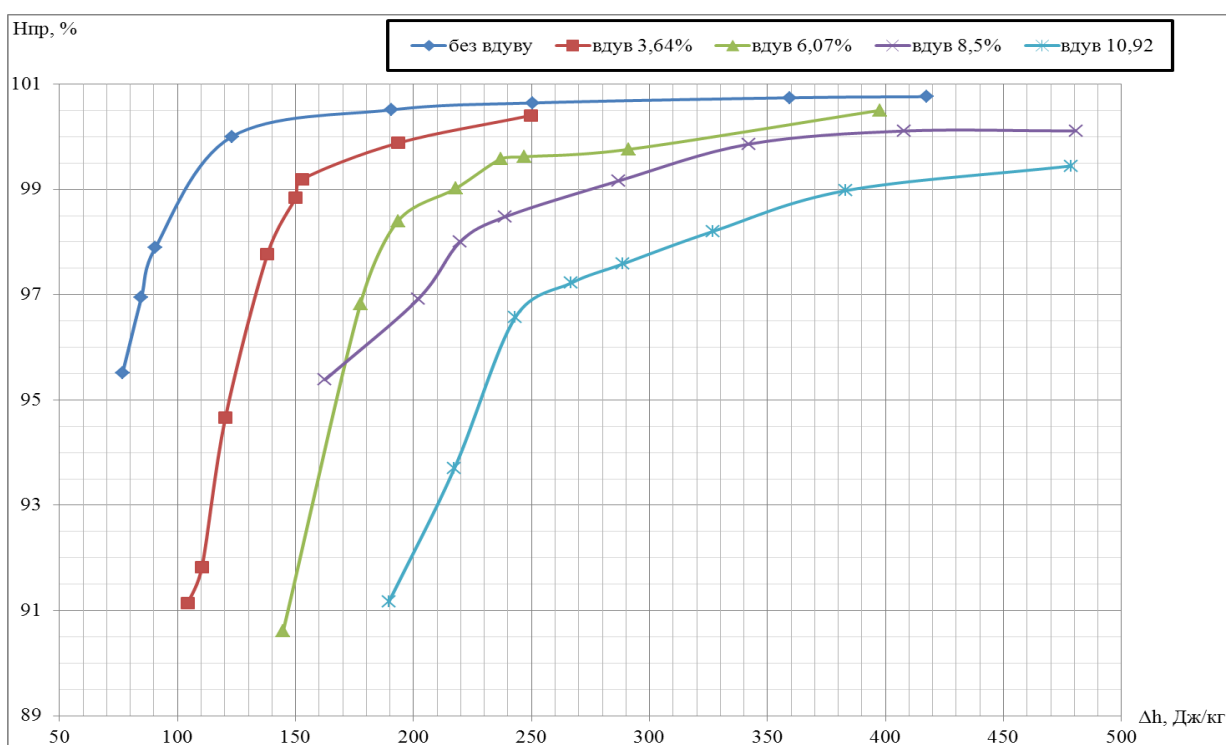


Рисунок В.69 – Кавітаційні характеристики насоса №1 НО ТНА РРД №2 при вдуванні газу на вхід в насос

Таблиця – В.25 Кавітаційні властивості насоса №1 НО ТНА РРД №1

Кількість вільного газу що подається на вхід в насос, %	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	C_{KP}
без газу	62,8	4812
5	90,3	3665
10	109,9	3162
15	129,5	2796
20	178,5	2197

Таблиця – В.26 Кавітаційні властивості насоса №2 НО ТНА РРД №1

Кількість вільного газу що подається на вхід в насос, %	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	C_{KP}
без газу	65,7	4649
5	105,9	3250
10	129,8	2791
15	130,8	2775
20	184,4	2144

Таблиця В.27 – Кавітаційні властивості насоса №1 НО ТНА РРД №2

Кількість вільного газу що подається на вхід в насос, %	$\Delta h_{зр}$, Дж/кг	C_{KP}
без газу	84,7	4120
3,64	128,5	3005
6,07	176,6	2365
8,5	204	2125
10,92	237,4	1896

ДОДАТОК Г

Акт впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний конструктор КБ по розробці
рідинних ракетних двигунів
ДП «КБ «Південне» ім. М.К. Янгеля»


«___» _____ 2024 р.


АКТ

впровадження результатів наукових розробок здобувача, провідного інженера-конструктора відділу агрегатів системи постачання та газогенераторів Назаренко Г.В. в розробки ДП «КБ «Південне» імені академіка М.К. Янгеля»

Встановлено, що в ДП «КБ «Південне» впроваджені в розроблену конструкторську документацію наступні результати дисертаційної роботи Назаренко Г.В.

В конструкцію шнековідцентрового насосу для системи постачання палива РРД РД815, реалізовані наступні технічні рішення, для підвищення його ККД:

1. застосування шнеку змінного кроку, що дозволяє підвищити ККД насосу до 1,3% абсолютного значення;
2. застосування звуженого входу у відцентрове колесо (коефіцієнт входу у відцентрове колесо, який знаходиться у діапазоні від $K_{D0} = 5,4$ до $K_{D0} = 4,7$), що дозволяє підвищити ККД насосу до 3% абсолютного значення;
3. зменшення товщини лопатки відцентрового колеса на виході до 67% відносно товщини її середнього перерізу, що дозволяє підвищити ККД насосу до 1,1 % абсолютного значення;

Результати дисертації були використані при проектуванні і розробці агрегатів системи подачі наступних РРД: РД815, РД835, (науково-технічні звіти №НТО443-064/2016, Предварительный гидравлический расчет шнеко-центро-

бежного насоса окислителя двигателя РД835, №НТО443-027/2016, Гидравлический расчет шнеко-центробежного насоса окислителя двигателя РД815, група креслень 94.4009.2100.0000.00.0).

Заступник Головного конструктора КБ
по розробці рідинних ракетних двигунів, к.т.н.

 В.А. Шульга

Вчений секретар секції НТР ДП «КБ Південне» по
розробці рідинних ракетних двигунів,
начальник відділу агрегатів автоматики РРД, к.т.н.

 В.І. Конох

Начальник проектно-конструкторського відділу
загального складання РРД, к.т.н.;

 Е.В. Стрельченко

Начальник відділу агрегатів системи постачання
та газогенераторів;

 Л.Ф. Івченко

ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1 – Параметри насосів за результатами експериментальних досліджень яких написана дана робота

	Q, м ³ /с	H, Дж/кг	n, 1/с	η_s
НО ТНА РРД №1	0,0116	9496	3351	72,5
НО ТНА РРД №2	0,0117	9107	3561	79,9
НП ТНА РРД №2	0,009	18404	3561	41,3
НО ТНА РРД №3	0,0039	9329	4398	55,9
НП ТНА РРД №3	0,0032	17962	4398	31
НО ТНА РРД №4	0,0117	8535	3351	78,9
НП ТНА РРД №4	0,0106	15186	3351	48,8
НО ТНА РРД №5	0,0081	6082	2618	66,1
НП ТНА РРД №5	0,0079	13538	2618	35,8
НО ТНА РРД №6	0,0564	7564	1351	76,5
НО ТНА РРД №7	0,003	12478	3979	35,7
НП ТНА РРД №7	0,0027	21817	3979	22,3
НО ТНА РРД №8	0,0094	6484	2618	67,9
НП ТНА РРД №8	0,0087	12037	2618	41
НП ТНА РРД №9	0,0034	12106	3979	38,9
НО ТНА РРД №10	0,0168	21494	3037	42,9
НО ТНА РРД №11	0,068	6553	1309	90,9
НП ТНА РРД №11	0,058	17266	1309	40,5
НО ТНА РРД №12	0,1655	29096	2019	71,3
НП ТНА РРД №12	0,0849	40147	2019	40,1