

Міністерство освіти і науки України

Сумський державний університет

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій

Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти

за освітньо-професійною програмою

«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»

зі спеціальності 142:

«Енергетичне машинобудування»

на тему:

«Чисельне дослідження течії ВРА відцентрового нагнітача»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

Г. А. Бондаренко

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

В. А. Гусєв

Суми 2018

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. КОРОТКИЙ ОГЛЯД ВИДІВ ВРА.....	5
2. ДОСЛІДЖЕННЯ ВРА-Р З ПОВОРОТНИМИ ЛОПАТКАМИ.....	15
2.1 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВРА-Р В FLOWVISION.....	16
2.2 МЕТОДИКА ПОРІВНЯННЯ	20
2.3 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ВРА-Р В ПРОГРАМНОМУ КОМПЛЕКСІ FLOWVISION.....	21
2.4 ПОРІВНЯННЯ З ЕКСПЕРИМЕНТОМ.....	41
2.5 ВІЗУАЛІЗАЦІЯ РОЗПОДІЛУ ШВИДКОСТЕЙ ВСЕРЕДИНИ ВРА- Р З 20-МА ЛОПАТКАМИ, МАСОВА ВИТРАТА 1,6 КГ / С, КУТ 45 °	46
2.6 ВІЗУАЛІЗАЦІЯ РОЗПОДІЛУ ШВИДКОСТЕЙ ВСЕРЕДИНИ ВРА- Р З ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО ВСТАВЛЕНИМ ЦЕНТРАЛЬНИМ ТІЛОМ. (20 ЛОПАТОК, МАСОВА ВИТРАТА 1,6 КГ / С, КУТ 45 °).	48
2.7 ВІЗУАЛІЗАЦІЯ РУХУ ЛІНІЙ СТРУМУ ВСЕРЕДИНИ ВРА-Р (20 ЛОПАТОК, МАСОВА ВИТРАТА 1,6 КГ / С, КУТ 45 °, БЕЗ ЦЕНТРАЛЬНОГО ТІЛА).	49
2.8 ПОРІВНЯННЯ ВРА-Р З РІЗНИМИ КІЛЬКОСТЯМИ ЛОПАТОК.	50
2.9 ПОРІВНЯННЯ ВРА-Р З ОБТІКАЧЕМ І БЕЗ НЬОГО.....	53
2.10 ВИСНОВКИ РОЗДІЛУ	54
3. ДОСЛІДЖЕННЯ СТУПЕНІ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА 3.....	55
3.1 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВРА-Р В ANSYS CFD.....	56
3.2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	65
3.3 ВІЗУАЛІЗАЦІЯ ПОТОКУ В ВРА-Р РАЗОМ З РК В ПРОГРАМНОМУ КОМПЛЕКСІ ANSYS CFD.....	67
3.4 ОСЕРЕДНЕНІ ЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ В КОНТРОЛЬНИХ ПЕРЕРІЗАХ.....	78

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата				
Разраб.		Гусев			Чисельне дослідження течії ВРА відцентрового нагнітача	Літ.	Лист	Листів
Пров.		Бондаренко					2	118
Н. контр.		Вертепов				СумДУ, К.м.-71		
Утв.		Вансеев						

3.5 ПОРІВНЯННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	86
3.6 АНАЛІЗ ОТРИМАНИХ ДАНИХ	88
3.7 РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТА НАПОРУ ДЛЯ РІЗНИХ КУТІВ ПОВОРОТУ ЛОПАТОК.....	90
3.8 ВИСНОВКИ РОЗДІЛУ	92
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	93
5. ВИСНОВКИ РОБОТИ	116
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	117

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	Гусев				Чисельне дослідження течії ВРА відцентрового нагнітача	<i>Лім.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Пров.</i>	Бондаренко						3	118
<i>Н. контр.</i>	Вертепов					СумДУ, К.м.-71		
<i>Утв.</i>	Вансєв							

ВСТУП

Регулювання відцентрових компресорів з допомогою вхідних регулюючих апаратів (ВРА) є одним із самих ефективних способів, після регулювання обертів ротора. Але таким способом регулюють або ступінь в компресорі або одноступеневий компресор (нагнітач). Це обумовлено тим, що в багатоступінчатому компресорі ефективно регулюється тільки перша ступінь, а в наступних ступенях накопичується неузгодження, яке тільки посилюється для кожної наступної ступені і може навіть визвати замикання та помпажу потоку. Таким чином, регулювати слід кожну ступінь роздільно.

Для цих цілей частіше використовують ВРА осьового і радіального типу. Регулювання за допомогою осьового ВРА вивчено достатньо добре, тому в цій роботі були поставлені завдання:

Мета роботи: углибленне вивчення питання регулювання ступені за допомогою вхідного регулюючого апарату радіального типу (ВРА-Р) , а також дослідження характеристик самого ВРА і ВРА разом з робочим колесом (РК).

Об'єкт дослідження: ступінь відцентрового нагнітача з ВРА-Р.

Предмет дослідження: структура потоку та характеристика ВРА і ВРА разом з РК.

Метод дослідження: теоретичний, з використанням САПР та CFD програм (Flowvision, ANSYS, Solidworks, Inventor).

Дослідження проводилось в 2 етапи: в першому етапі був досліджений ВРА-Р ізольовано від ступені. В другому етапі ВРА-Р досліджувався сумісно с робочим колесом. Дослідження проводилися на моделях нагнітача Н280 тому, що для цієї моделі одержано експериментальні дані, що потрібні для порівняння з математичною моделлю.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						4
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

1. КОРОТКИЙ ОГЛЯД ВИДІВ ВРА

Ефективність регулювання, під якою зазвичай розуміють сукупність забезпечення економічності роботи на нерозрахованих режимах і розширення зони стійких режимів, багато в чому залежить від конструктивних особливостей вхідних регулюючих апаратів.

Відомо багато модифікацій регулюючих апаратів, однак найбільш широкі поширення в практиці компресоробудування отримали ВРА осьового і радіального типів. У разі осьового підведення газу до першого ступеня або при наявності міжступеневих каналів великої довжини застосовують ВРА осьового типу (рис. 1.1), які відрізняються простотою конструкції, порівняльної легкістю монтажу і ремонту, надійністю в роботі. Поворотні лопатки можуть бути консольними (тобто з однією опорою, зазвичай в зовнішньому корпусі апарату) і двохопорними (при наявності центрального тіла). До недоліків апаратів цього типу слід віднести нерівномірність параметрів потоку по висоті лопаток, підвищенні втрати в радіальних зазорах лопатки решітки, більші, ніж в решітці радіального ВРА, кути відставання потоку і підвищений рівень втрат безпосередньо в лопаточній решітці.

Апарати радіально-відцентрового типу застосовують при підводі газу до колеса через всмоктувальну камеру (рис. 1.2, а). Регулюючі апарати цього типу застосовують також для закрутки потоку між ступенями, де поворотні лопатки є частиною профіля лопаток зворотного направляючого апарату.

Відомі також ВРА радіально-відцентрового типу, що представляють собою кругову решітку профілів, розташовану перед лопатками робочого колеса (див. Рис. 1.2, б). При такій конструкції регулюючого апарату виключаються втрати, пов'язані з поворотом закрученого потоку на 180° в меридіональній площині. У числі недоліків радіально-відцентрових апаратів можна відзначити значне ускладнення приводу лопаток в порівнянні з іншими конструкти-

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		5

вними схемами ВРА і труднощі створення міцної і жорсткої конструкції решітки поворотних лопаток. Перечисленні недоліки перешкоджають використанню радіально-відцентрових апаратів в відцентрових компресорах.

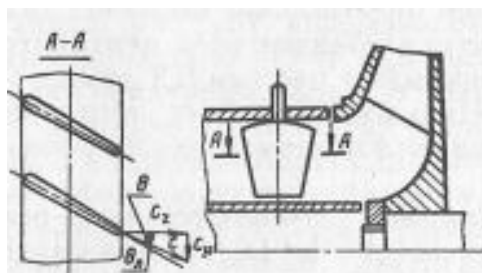


Рис. 11. Конструктивна схема входного регулюючого апарата осевого типа

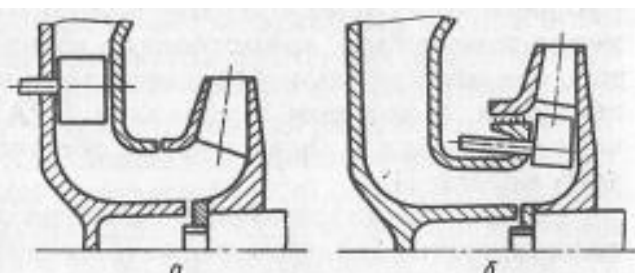


Рис. 12. Схема ВРА радіального типа:
а — радіально-центробежного;
б — радіально-центробежного.

Відмітна особливість апаратів радіального типу - однакові умови перебігу по ширині поворотних лопаток і зазвичай не залежать від кута Θ малі зазори по їх торцях. При одному і тому ж куту повороту лопаток Θ радіальні ВРА дозволяють забезпечити поворот потоку на більший кут, ніж осьові апарати. Внаслідок цього при однакових кутах Θ глибина регулювання радіальним ВРА вища, ніж осьовим. Однак при аналізі ефективності типу апарату в складі ступені слід враховувати, що в проточній частині з радіальним ВРА протяжність вхідного ділянки (від вихідних крамок лопаток апарату до вхідних крамок лопаток колеса) значно більше, а конфігурація складніша, ніж в проточній частині з апаратами осевого типу. Це призводить до зменшення кутів закрутки потоку перед робочим колесом і переважанням рівня втрат у вхідній ділянці над втратами в лопатній решітці апарату. До недоліків ВРА радіального типу слід віднести і необхідність збільшення радіальних габаритів всмоктуючої камери для вирівнювання течії і забезпечення нормальної роботи решітки по-комірних лопаток.

Порівняльний аналіз ефективності ВРА осевого і радіального типів, проведений за літературними джерелами, показав, що відсутня єдина думка про перевагу того чи іншого типу, вирішальну роль у виборі схеми регулюючого апарату грає вибір конкретної схеми компонування компресора.

Апарати осевого типу бажано виконувати з центральним тілом. При

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	Лист
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

цьому підвищуються міцнісні характеристики лопаток, так як вони можуть бути двохопорними, і що найголовніше, усувається центральна зона потоку у вільних кінців лопаток з підвищеними втратами і мінімальною закруткою. Величина діаметра центрального тіла значною мірою визначається конструкцією основного

диска робочого колеса, але в першому наближенні оптимальне значення діаметра може бути взято з практики виробництва вентиляторів, де відносний діаметр тіла приймають рівним 0,2 діаметра патрубку, в якому встановлений ВРА. Зовнішній діаметр проточної частини патрубка, в свою чергу, зазвичай дорівнює вхідному діаметру робочого колеса D_0 .

Однак регульовальні якості апарату поліпшуються, якщо є можливість збільшити діаметр патрубка до 1,1-1,4 D_0 , так як зменшення швидкості в ВРА призводить до помітного зниження втрат в ньому, не-дивлячись на необхідність повороту лопаток на більший кут для зберігання постійної величини закрутки. Поворотні лопатки осьових ВРА виконують, як правило, симетричними з постійними по висоті лопатки кутами входу і виходу потоку.

Рекомендується для зменшення ударних навантажень застосовувати лопатки тілесних профілів. Однак в машинах малої потужності або при невеликій глибині регулювання можливе застосування лопаток, виконаних з листа, із закругленою вхідною і загостреною вихідною кромками. Порівняльне дослідження ступені з двома варіантами регулюючих апаратів, що відрізняються тим, що в одному лопатки були виготовлені з профілів С-4, а в іншому - плоскі з листа товщиною 2 мм, показали, що застосування листових лопаток не погіршить економічність при кутах повороту $\Theta_l \leq 20^\circ$ і роботі на оптимальних режимах. При збільшенні кута Θ_l до 40° ККД знижується на 0,7-0,8% в основному за рахунок втрат у вхідному ділянці і робочому колесі, а також з-за деякого збільшення закрутки потоку [7].

Для зменшення втрат в системі ВРА - в вхідній ділянці ступені слід приймати відносний крок в решітці поворотних лопаток близьким до $t = 1.0$.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						7
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

Оскільки на кожній з лопаток регулюючого апарату повинен бути встановлений механізм повороту і фіксації, слід прагнути до зменшення їх числа.

Тому подовження лопаток вибирають в діапазоні $l = 0,9-1,4$, так як при менших значеннях спостерігається істотне зростання кінцевих втрат.

У більшості виконаних конструкцій хорда профілю по довжині лопатки змінюється пропорційно величині радіуса вхідного патрубку (тобто по довжині лопатки $t = \text{const}$). Відносна товщина профілів на середньому радіусі коливається в межах $c = 0,1-0,14$. Для поліпшення прочносних вібраційних характеристик решіток рекомендується збільшити товщину в периферійних перетинах (поблизу кутів повороту) до $c = 0,15$ і зменшити її у втулкових перетинах до $c = 0,05$. Округлення вхідної кромки лопаток необхідно виконувати плавним по можливо більшого радіусу.

В цілому можна відзначити, що застосування апаратів осьового типу з суцільноповоротними лопатками економі при кутах повороту лопаток Θ_l від $+30^\circ$ до -20° , при яких збільшення ударних навантажень в решітці апарату невелика [7].

При глибокому регулюванні для зменшення втрат у вхідних апаратах доцільне використання складових лопаток з нерухомими предкрилками, встановленими по осі проточної частини апарату (рис. 1,3). Предкрилок забезпечує ненаголошений вхід в поворотну частину лопатки (закрилків) при будь-яких значеннях кутів Θ_l . Наявність предкрилка створює таку зміну епюри тиску на профілі, яке сприяє зрушенню точки відриву прикордонного шару назад. Переваги апаратів зі складовими профілями найбільш повно проявляються в діапазоні кутів повороту $\Theta_l = 30-60^\circ$. На режимах мінімальної продуктивності підвищення ККД при використанні таких ВРА може сягати 4-5%, а підвищення напору на 5-6% [9, 7].

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		8

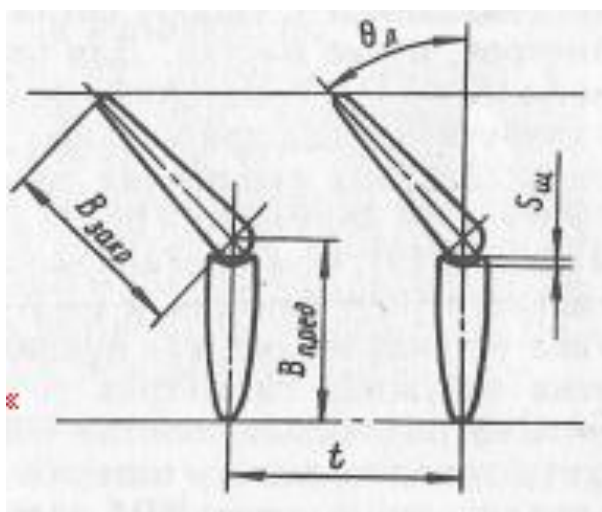


Рис. 1.3. Схема лопатки решітки із складових профілів для регулюючого апарату осьового типу.

Відносний крок в решітці складових профілів слід виявляти по хорді поворотних закрилків $B_{закр}$. Оптимальна величина $t_{закр}$ знаходиться в діапазоні 1 - 1,4. Збільшення відносного кроку понад 1,4 призводить до істотного зростання втрат і кутів відставання потоку в решітках. Для поліпшення обтікання складових профілів величина хорди предкрилка повинна бути дорівнює або більше хорди закрилка. Рекомендований діапазон $B_{пред} / B_{закр} = 1,0 - 1,4$ (при менших значеннях мають місце негативні явища при обтіканні предкрилка, при великих - навантаження на вхідну частину предкрилка стає рівною нулю).

В результаті досліджень, описаних в роботі [7], помічений ефект управління прикордонним шаром в лопатках із складових профілів. У першому наближенні може бути рекомендована відносна товщина щілини $S = S / B_{пред} = 0,026$ для решіток з параметрами, близькими до досліджуваних.

При установці осьового ВРА в ступені з нейтральним положенням лопаток ($\Theta_l = 0^\circ$), коли не потрібно регулювання, спостерігається спад ККД, яке залежить від геометричних параметрів решітки і становить в середньому $\Delta\eta = 0,5-0,7\%$. Тому досить часто пропонуються конструкції ВРА з гнучкими лопатками, виготовлених з листового матеріалу, для яких зниження ККД при $\Theta_l = 0^\circ$ мінімальне, і закрутка створюється не поворотом лопатки, а вигином профіля.

Для зменшення втрат енергії в зазорах між кінцями лопаток і корпусом пропонується встановлювати по периферії лопаток ущільнюючі елементи у вигляді еластичного кільця. З цією ж метою рекомендується виконувати поверхню центрального тіла поблизу втулочних решт лопаток, а внутрішні поверхні росточок під периферійні кінці лопаток - сферичними.

Лопаточна решітка радіального регулюючого апарату, як уже зазначалося, обтикається з меншою швидкістю, ніж осьового. У зв'язку з цим вимоги, що пред'являються до вибору оптимальних значень її геометричних параметрів, менш жорсткі. Для апаратів цього типу можливо використання більш густих лопаткових решіток, які створюють необхідну закрутку потоку при менших значеннях кутів Θ . Внаслідок цього при однакових зсувах точки передпомпажного режиму ККД і напор ступені виходять більш високими, ніж у осевих ВРА. За даними роботи [8], можна рекомендувати відносний крок в решітці радіального ВРА близьким $t = 2$.

Апарати цього типу встановлюють, як правило, у всмоктуючих камерах, де порушена окружна симетрія течії. В результаті кути натікання потоку на різні лопатки ВРА істотно різняться, що призводить до додаткових втрат енергії. Для усунення цього явища предкрилки лопаток ВРА необхідно профілювати з урахуванням конкретної картини перебігу в місці установки таким чином, щоб забезпечувалися однакові кути натікання потоку на всі лопатки. Застосування такого профілювання дозволяє підвищити ефективність ступені на оптимальному режимі по ККД і напору в середньому на 2%. При глибокому регулюванні виграш в ККД ще вищий, наприклад, для $\Theta = 60^\circ$ становить 7,5% [8].

Усмоктувальні камери (вхідні патрубки) для установки радіальних ВРА належних бути спроектовані таким чином, щоб забезпечувалась найменша нерівномірність потоку у вихідному перерізі і в місці ймовірної установки поворотних лопаток. Рекомендується також деяке збільшення радіальних габаритів вхідного патрубка. Підвищення економічності в результаті цих заходів може досягати 5-7% при глибокому регулюванні.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		10

Останнім часом прагнення до поліпшення техніко-економічних показників призвело до схеми двоконтурного регулюючого апарату, розробленого у ВНИИ компресормаш (рис. 1,4). Один з контурів представляє собою осьовий канал, у другому - встановлений направляючий апарат, утворений нерухомими лопатками. У крайніх положеннях рухома в осьовому спрямована кільцева заслонка перекриває один з каналів (контурів). При роботі поблизу розрахункового режиму робоче середовище проходить до колеса без закрутки, що виключає додаткові втрати на обтікання направляючого апарату.

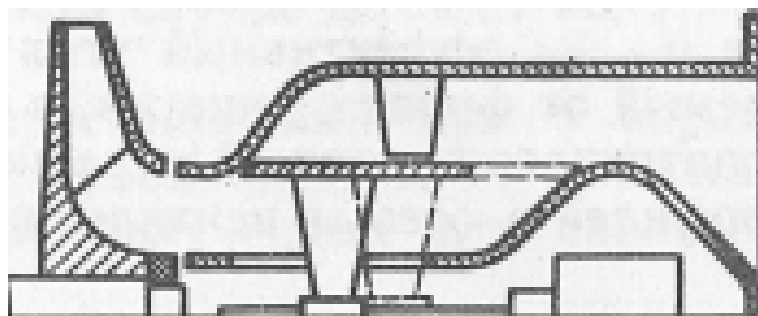


Рис. 1,4. Схема двоконтурного регулюючого апарату

При роботі на передпомпажних режимах відкривається контур з лопаточним апаратом, в якому газ отримує максимальну попередню закрутку в напрямку обертання. Величина цієї закрутки визначається кутом установки профілів лопаток. Оскільки лопатки нерухомі, то ударні навантаження на решітку зведені до мінімуму. Испити цієї конструкції при вихідному куті лопаток направляючого апарату $\Theta_{л} = 45^\circ$ і 60° показали, що в порівнянні з осьовим ВРА традиційної конструкції економічність зміни характеристик ступені з ідентичною вхідною ділянкою підвищилася на 3-7% при одночасному підвищенні коефіцієнта напору. При цьому ширина зони робочих режимів не змінилася. Не спостерігалось також зміщення оптимальних режимів по витраті.

При частковому перекритті каналів апарату в роботу можуть включатися одночасно обидва контури. Тоді одна частина потоку буде проходити по осьовому каналу, а інша - через лопатковий апарат. Зміщення потоків відбувається безпосередньо на вході в робоче колесо. Пересуваючи заслонки, можна

домогтися зміни співвідношення витрат і, відповідно, кута закрутки результуючого потоку перед колесом.

Аналіз порівняльної ефективності різних типів ВРА по даним різних авторів призводить до суперечливих результатів. Так, наприклад, на заснованому випробуванні з однією і тією ж ступеню різних ВРА-радіального і осьового з центральним тілом в роботі [10] робиться висновок про практично однакову ефективність обох типів області досягаємої глибини регулювання, зміщення границю помпажа, так і в області сумарних змін втрат в нагнітачі, які супроводжують однакові зміни корисного напору. У роботах [11,12] стверджується, що при одному і тому ж куті повороту лопаток ВРА радіальні апарати дозволяють забезпечити більший поворот потоку, ніж осьові, в результаті чого глибина регулювання ступені з радіальним ВРА виходить більшою, ніж осьового.

В роботі [11] показано, що ефективність ВРА багато в чому залежить від умов підведення потоку до його лопаток. Малі радіальні габарити вимотуючої камери призводять до появи окружний нерівномірності потоку перед лопатками ВРА і збільшення коефіцієнта втрат При підводі потоку до радіального ВРА з вільного простору ККД ступені стає вищим, ніж у ступені з тим же ВРА, розташованим всередині всмоктувальної камери.

В роботі [13] зроблено висновок про те, що економічність регулювання відцентрових нагнітачів радіально-відцентровим апаратом на 2-3% нижче, ніж за допомогою осьового направляючого апарату за рахунок втрат, викликаних додатковим поворотом закрученого потоку. У цій же роботі наведені результати дослідження ВРА радіально-відцентрового типу і зроблено висновок про можливість збільшення діапазону ефективного регулювання нагнітачів. При негативній закрутці потоку забезпечується збільшення напору в області оптимальної витрати на 20% при зниженні ККД на 2%. Відзначено високу ефективність при регулюванні в бік зниження напору.

Цікаво твердження автора [13] про те, що при негативних кутах закрутки основна дія напрямних лопаток зводиться до дросельного ефекту.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		12

У всіх роботах, які розглядалися вище, ВРА досліджувались спільно зі ступенем і їх ефективність побічно визначалася по характеристикам ступені при різному ступені регулювання. Така оцінка ВРА безумовно важлива, проте вона не дає вичерпних даних для вдосконалення регулюючих апаратів, так як залишаються невідомими ні втрати енергії в самому апараті, ні структура потоку у вхідній ділянці між ВРА і крайками лопаток робочого колеса відцентрової ступені, котре залежать від характеру течії у вхідному регулюючому апараті.

Деякими авторами робилися спроби оцінки впливу втрат у вхідному пристрої на характеристики ступені. Так в роботі [14] показано, що ККД вхідного пристрою, під яким розуміється весь тракт від вхідного перетину всмоктуючого патрубка до входу в РК, знижується від 0,8 до 0,5. При цьому збільшення роботи стиснення зростає до 14%. Здається, велика частка втрат припадає на ВРА. Однак дані про втрати стосовно в ВРА відсутні. Невідома зміна втрат в апаратах при різних кутах установки лопаток, що безумовно ускладнює аналіз впливу типу ВРА на ефективність регулювання, а це робить неможливим зробити правильний вибір апарату для конкретної ступені.

Структура потоку, що формується ВРА, повинна, очевидно, погіршити умови перебігу особливо на опуклій периферійній кордоні радіально-колового входу робочого колеса (по обводу покривного диску), де за даними [17] навіть незначна дифузійність потоку може бути джерелом його відриву.

В роботі [16] наведено дані випробування направляючих апаратів. Лопатки на виході цих апаратів були загнуті під кутами, що відповідають прийнятим законам протікання швидкості C_u для першого: апарату було прийнято $C_u = \text{const}$, для другого апарату $C_u/r = \text{const}$, для третього апарату $C_u = f(r)$. Дослідження повзали, що різне розподіл швидкостей на виході впливає на ККД. Відмінність може досягати величини до 4%. У разі нерівномірного розподілу швидкості по висоті лопатки вплив на характеристики невідомі, оскільки експериментальні дані відсутні.

Структура потоку істотно повинна змінюватися при глибокому регулюванні з допомогою ВРА, коли кут установки лопаток Θ досить великий та, внаслідок великих кутів атаки, апарати обтикаються зі зривом потоку, що супроводжується виникненням зон підвищеної турбулентності, вихрових зон і значними деформаціями набігаючого за колесо потоку. Все це неминуче позначається на роботі РК, в лопаточних каналах якого можуть утворюватися локальні зони відриву і нестационарна тачія, що прямо впливає на надійність і економічність його роботи.

У зв'язку з цим потрібно детальне вивчення структури потоку у вхідній ділянці ступені з ВРА і визначення рівня втрат в лопаткових решітках регулюючих апаратів.

Також треба зазначити, що ВРА радіального типу має ряд істотних переваг по відношенню до осьового, такі, як:

- 1) Їх конструкція більш компактна в осьовому напрямку і використовує радіальний підвід потоку, що важливо для компоновочних рішень.
- 2) Встановлення лопаток на більшому радіусі забезпечує менший рівень швидкостей у ньому, а значить и менші втрати енергії.
- 3) При протіканні потоку в апараті до центру, потрібні кути закрутки перед РК досягаються при менших кутах повороту лопаток, що також знижає рівень втрат в ВРА.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		14

2. ДОСЛІДЖЕННЯ ІЗОЛЬОВАНОГО ВРА-Р З ПОВОРОТНИМИ ЛОПАТКАМИ

Мета розділу:

Детальне чисельне дослідження течії у вхідному регулюючому апараті радіального типу (ВРА-Р), ізольованим до входу в лопатки колеса, з використанням програмного комплексу Flowvision.

Завдання дослідження:

- 1) Створити математичну модель в програмному комплексі Flowvision.
- 2) Отримати картину перебігу в робочій області від входу в ВРА-Р до входу в робоче колесо у вигляді полів швидкостей, ліній струму, графіків.
- 3) Дослідити вплив кількості лопаток ВРА-Р, кута повороту і зміну геометрії.

Об'єкт дослідження:

Вхідний регулюючий апарат радіального типу відцентрового нагнітача.

Предмет дослідження:

Процес течії в ВРА-Р.

Метод дослідження:

- 1) Аналіз літературних джерел по темі дослідження.
- 2) Чисельне дослідження в програмному комплексі Flowvision.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		15

2.1 Розробка математичної моделі ВРА-Р в Flowvision

Завданням розділу було порівняння експериментальних даних дисертації Г.Н. Зинкевича: "Исследование ступени центробежного нагнетателя с различными типами входных регулирующих аппаратов" [1] з змодельованим процесом течії газу (повітря) в програмному комплексі Flowvision. Також метою було дослідити протікання потоку всередині ВРА-Р до лопаток колеса.

На Рис. 2.1 показано схожість моделі з реальним ВРА-Р.

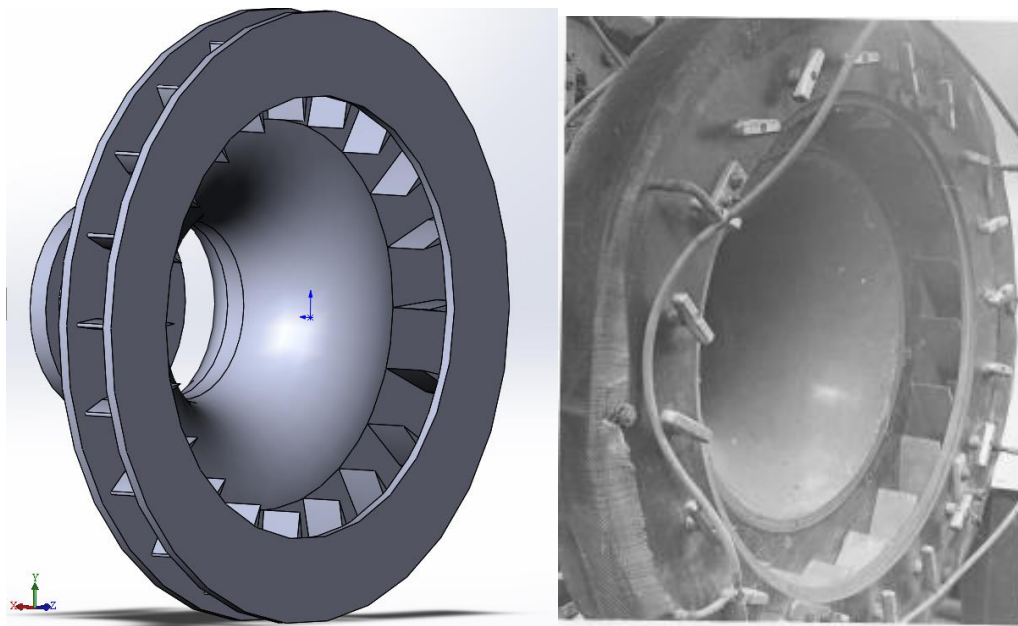


Рис 2.1. Досліджуваний ВРА-Р

Всі розміри максимально наближені до реальних. Розміри наведені в Додатку А. Розміри лопатки наведені на Рис 2.2 з роботи [1]

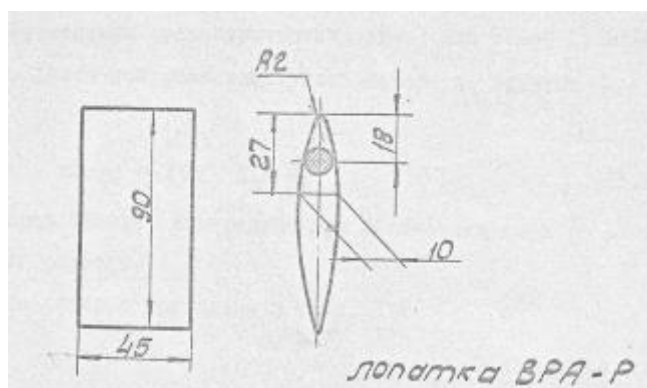


Рис. 2.2 Лопатка ВРА-Р

Спочатку була створена модель порожнини течії (Рис 2.3) в САПР комплексі Solidworks для подальшого моделювання течії.

					КМ 06 00 00 00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		16

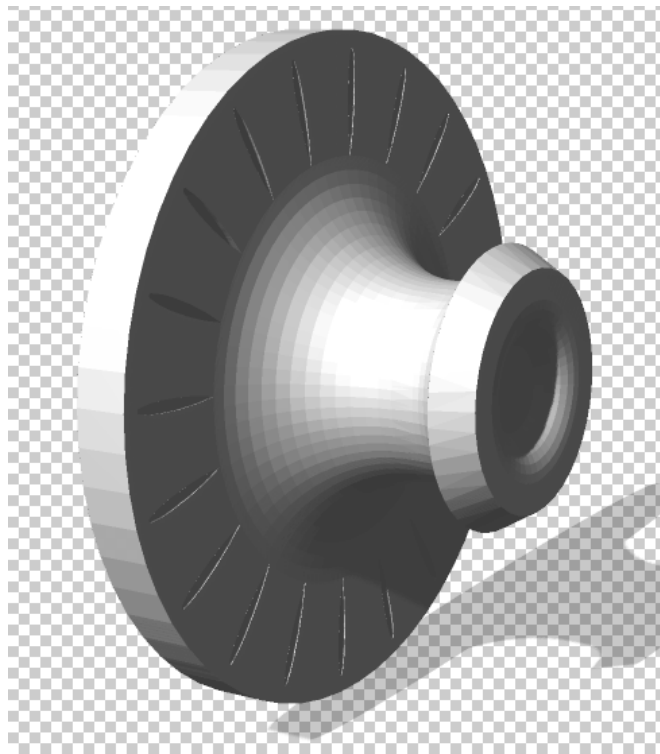


Рис 2.3. Модель порожнини течії

Для математичної моделі були задані наступні параметри:

Температура середовища 15° С

Тиск 760 мм рт. ст.

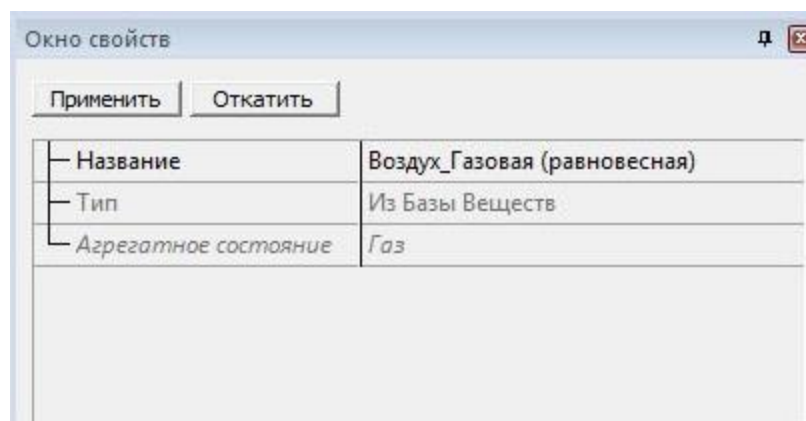


Рис. 2.4. Вхідні параметри

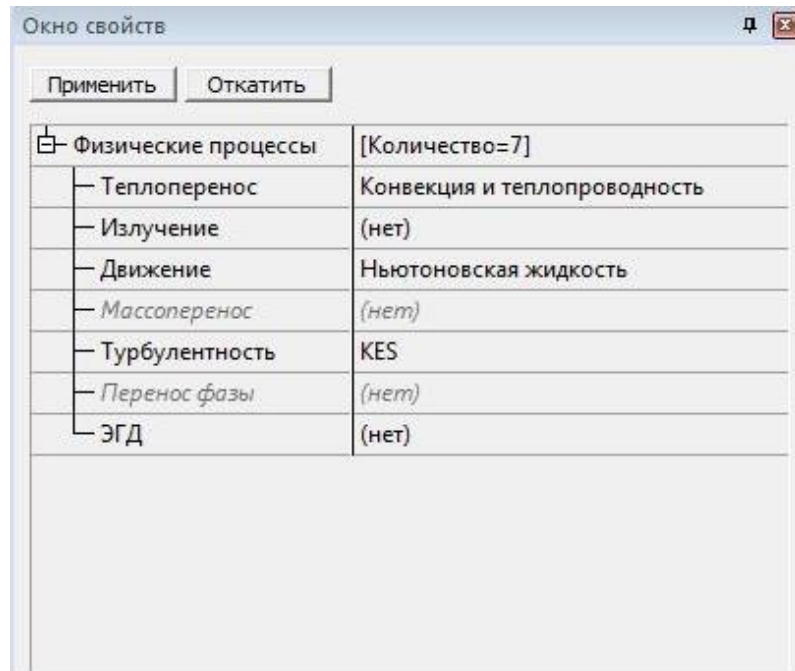


Рис. 2.5. Вхідні параметри

Параметри на виході:

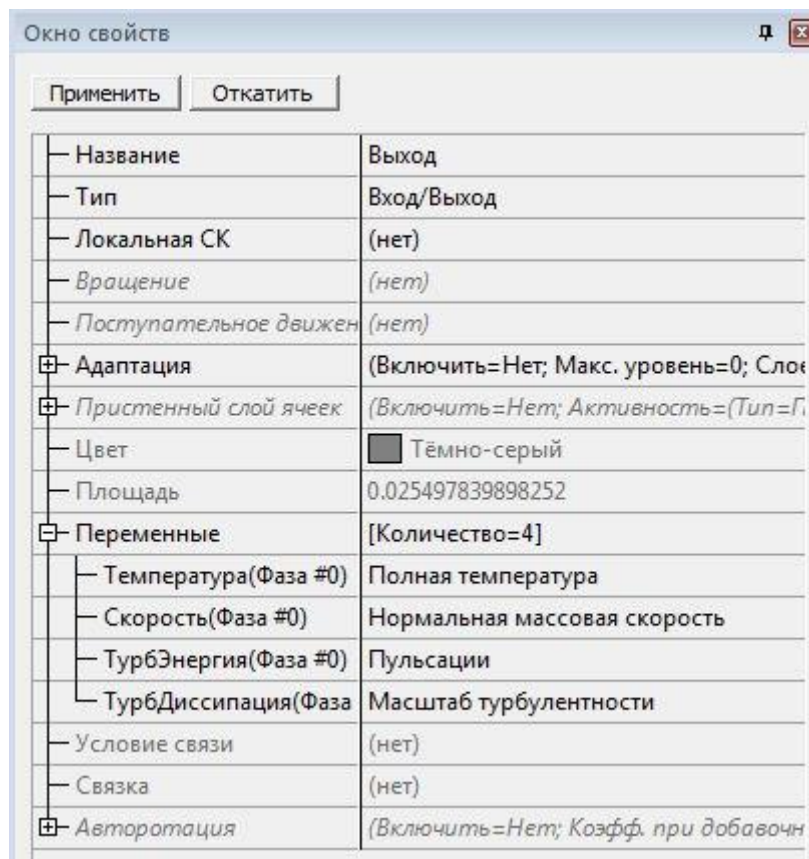


Рис. 2.6. Вихідні параметри

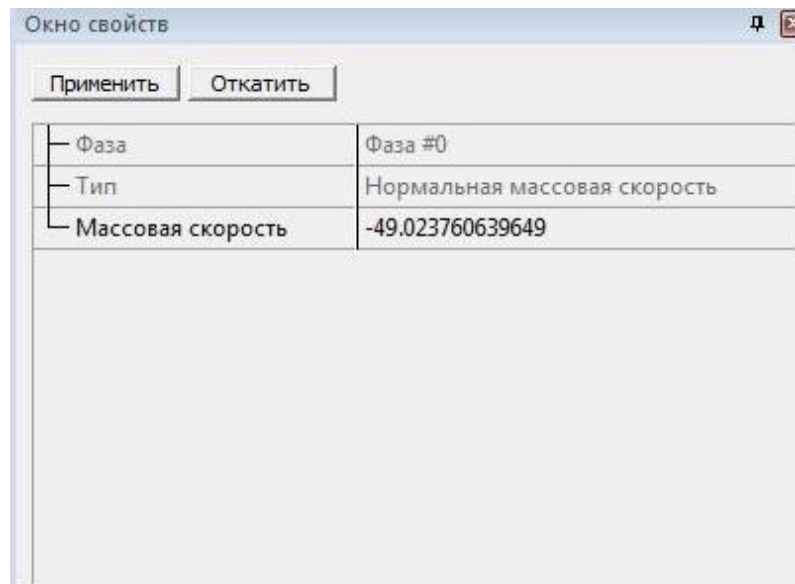


Рис. 2.7. Вихідні параметри

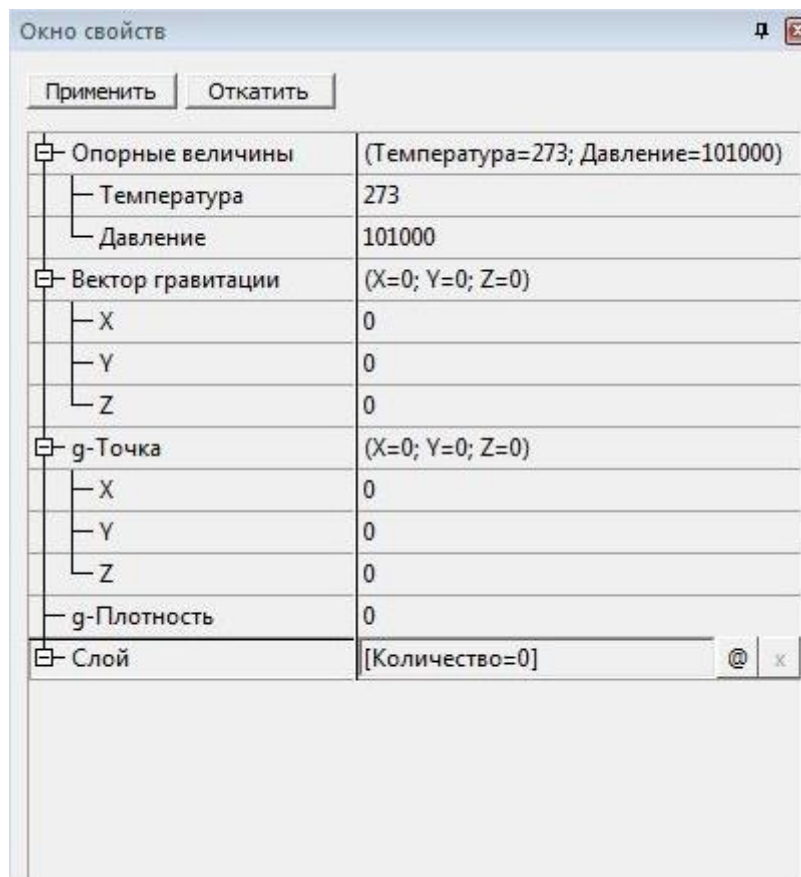


Рис. 2.8. Вихідні параметри

Шаг солвера 0,001 сек.

Після цього починаємо розрахунок для різних геометрій ВРА, з кутами по-ворота лопаток 0° , 15° , 30° , 45° , а також з різною кількістю самих лопаток 20 і 40.

2.2 Методика порівняння

Після розрахунку знімаємо данні швидкості уздовж радіуса в перетинах I і II (Рис. 2.9), які відповідають місцям вимірів в експерименті. Перетин II знаходиться біля обтікача, а перетин I на відстані 13 мм від II.

Графіки будуються по перетинах в програмі Flowvision переводяться в Excel.

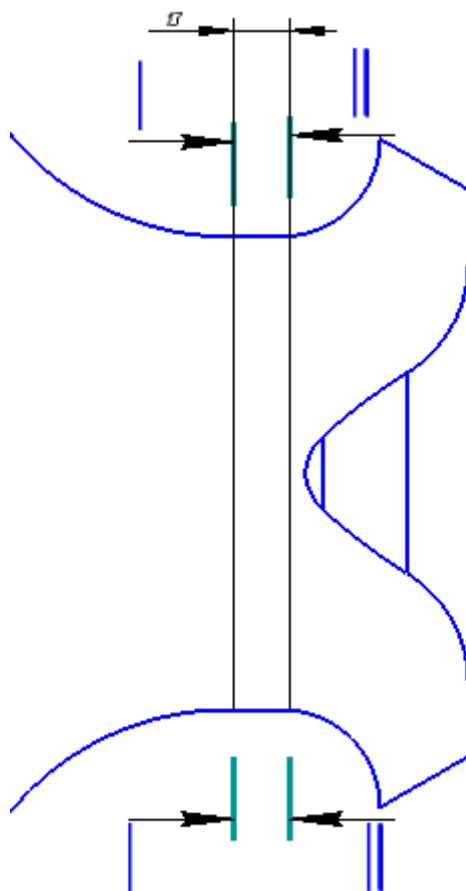


Рис. 2.9. Перетини I и II

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		20

2.3 Результати чисельного дослідження ВРА-Р в програмному комплексі Flowvision.

2.3.1 Перший етап дослідження

На першому етапі проведено дослідження варіанту ВРА, як в експерименті, тобто 20 лопаток, кути змінюються в діапазоні: 0; 15; 30; 45, при витраті $m = 1,25 \text{ кг / с}$.

Розрахунок ВРА-Р з 20-ма лопатками, масова витрата 1,25 кг / с, кут 0°

Колірна заливка швидкостей:

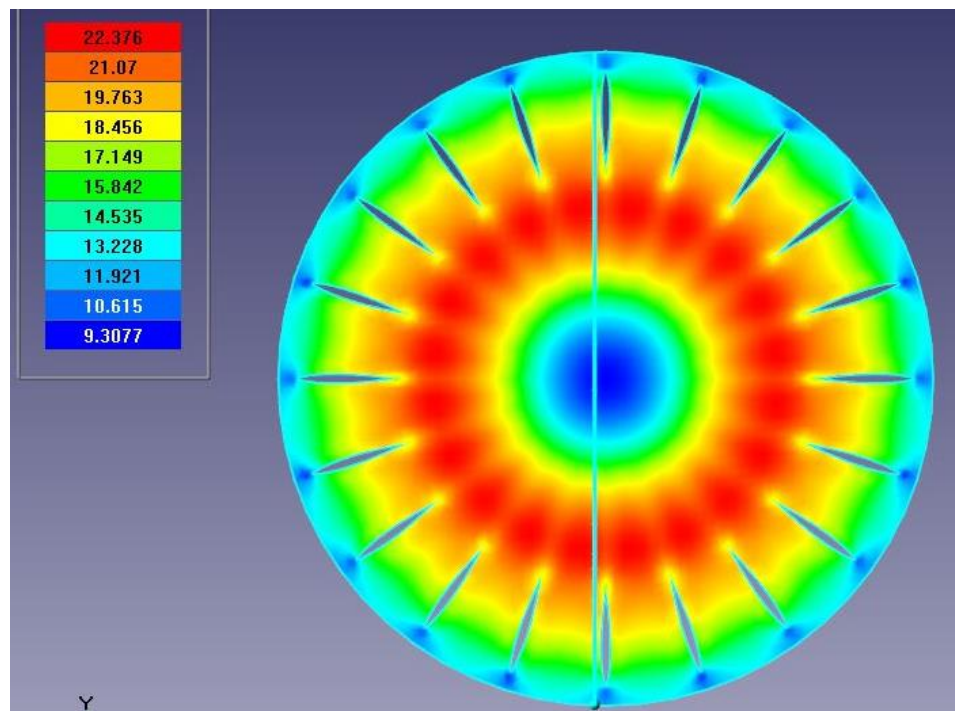


Рис. 2.10 Розподіл швидкостей на вході ВРА-Р

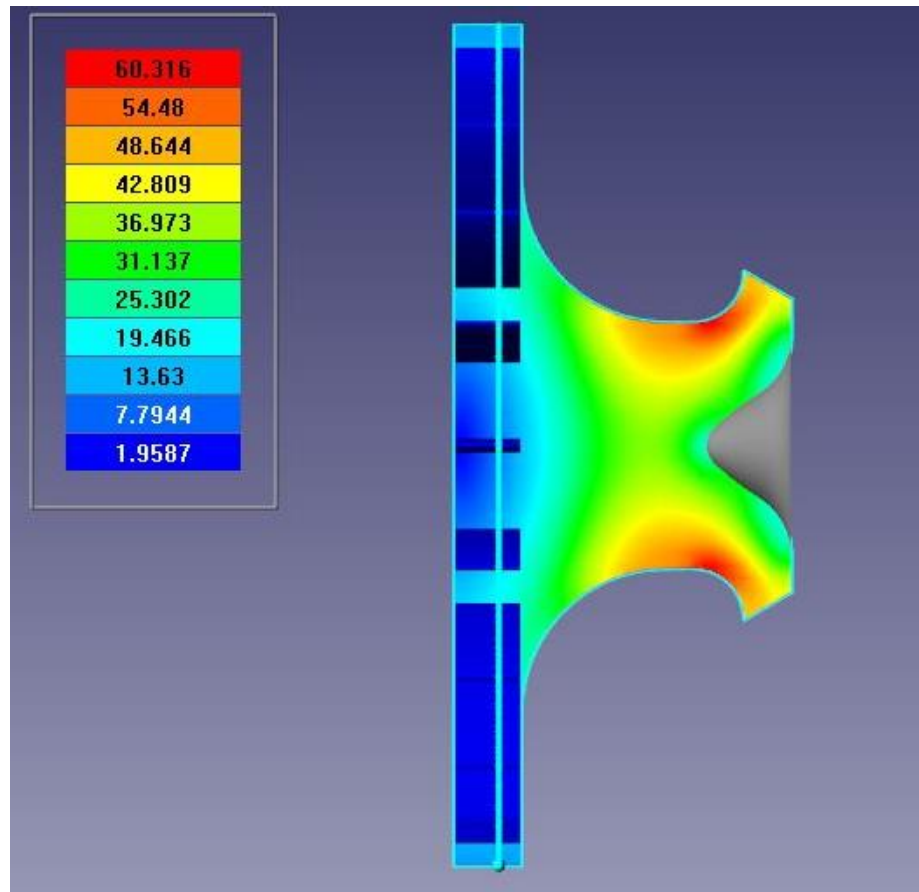


Рис. 2.11 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р

Лінії току:

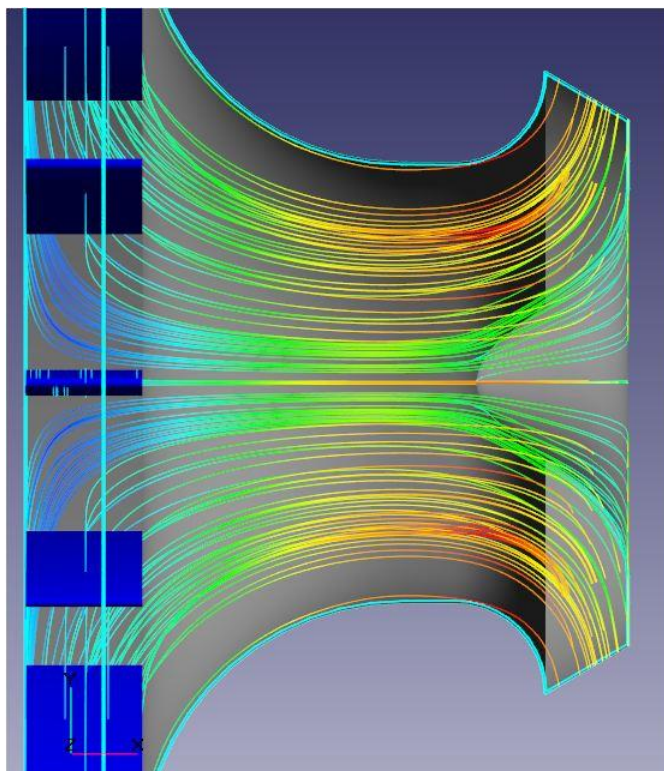


Рис. 2.12 Траєкторія ліній току по довжині ВРА-Р

Розрахунок ВРА-Р з 20-ма лопатками, масова витрата 1,25 кг/с, кут 15°

Колірна заливка швидкостей:

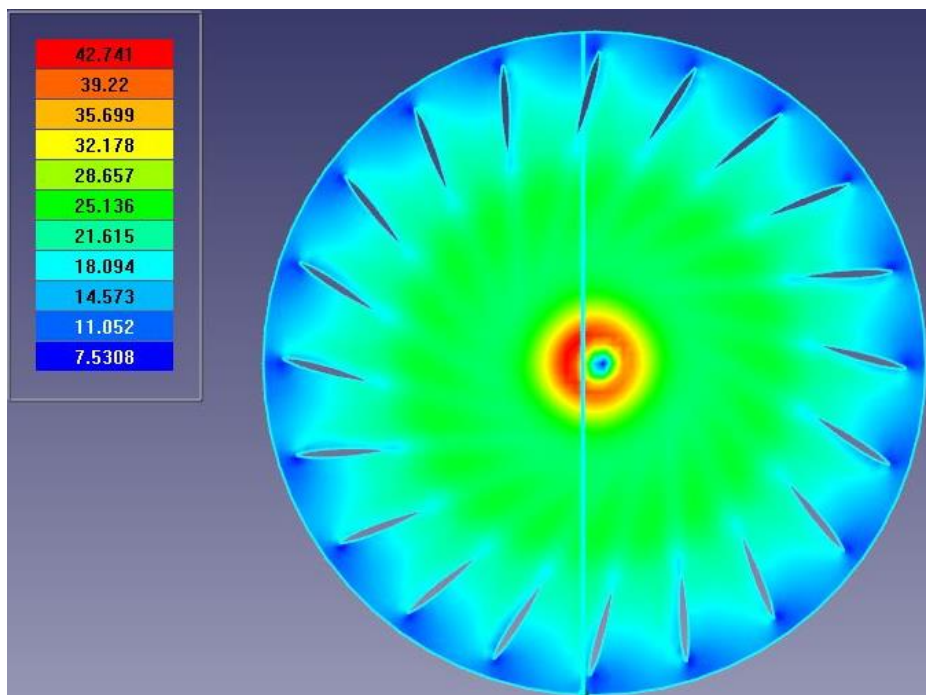


Рис. 2.13 Розподіл швидкостей на вході ВРА-Р

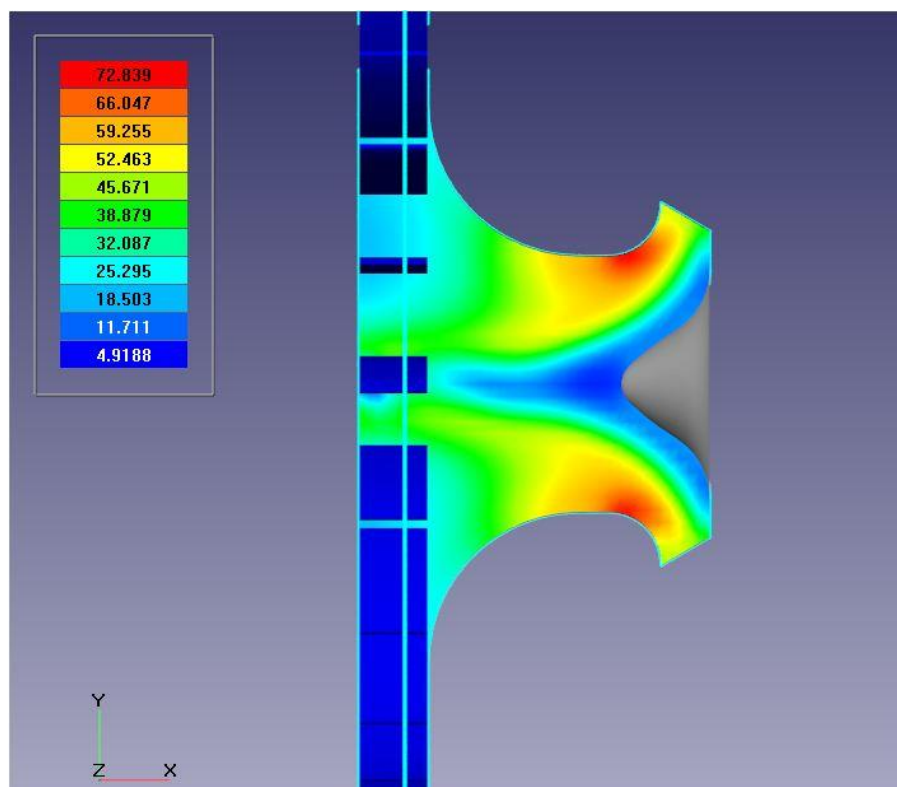


Рис. 2.14 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р

Лінії току:

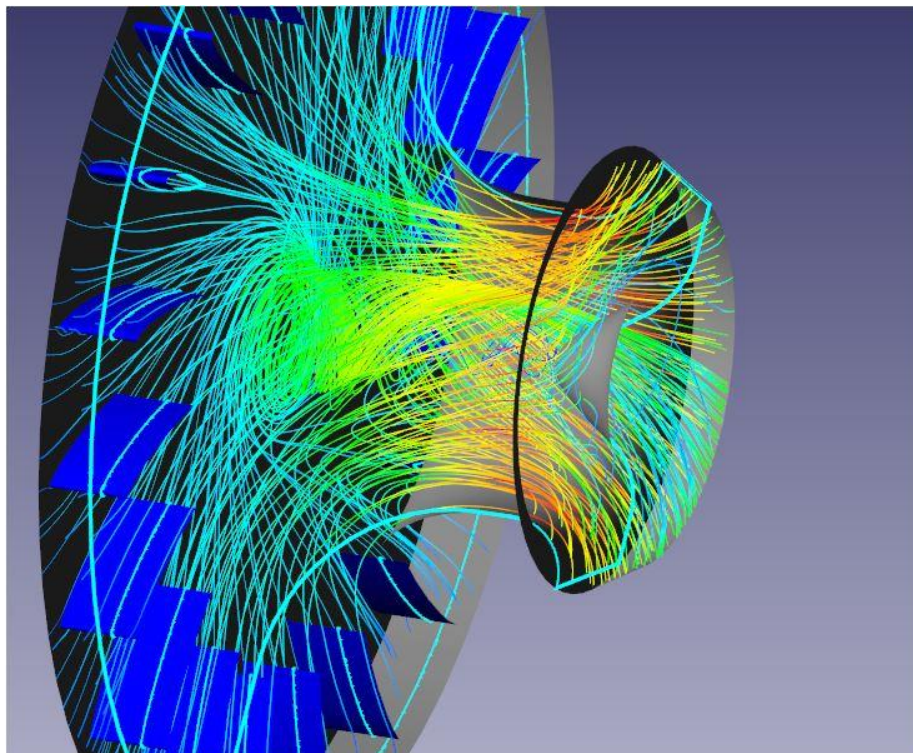


Рис. 2.15 Траєкторія ліній току ВРА-Р

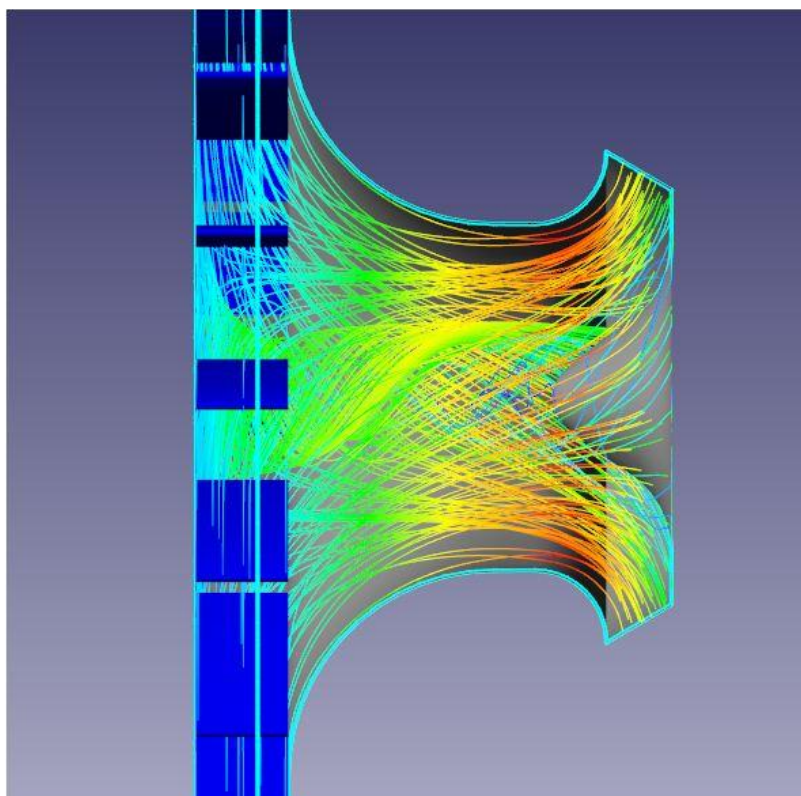


Рис. 2.16 Траєкторія ліній току по довжині ВРА-Р

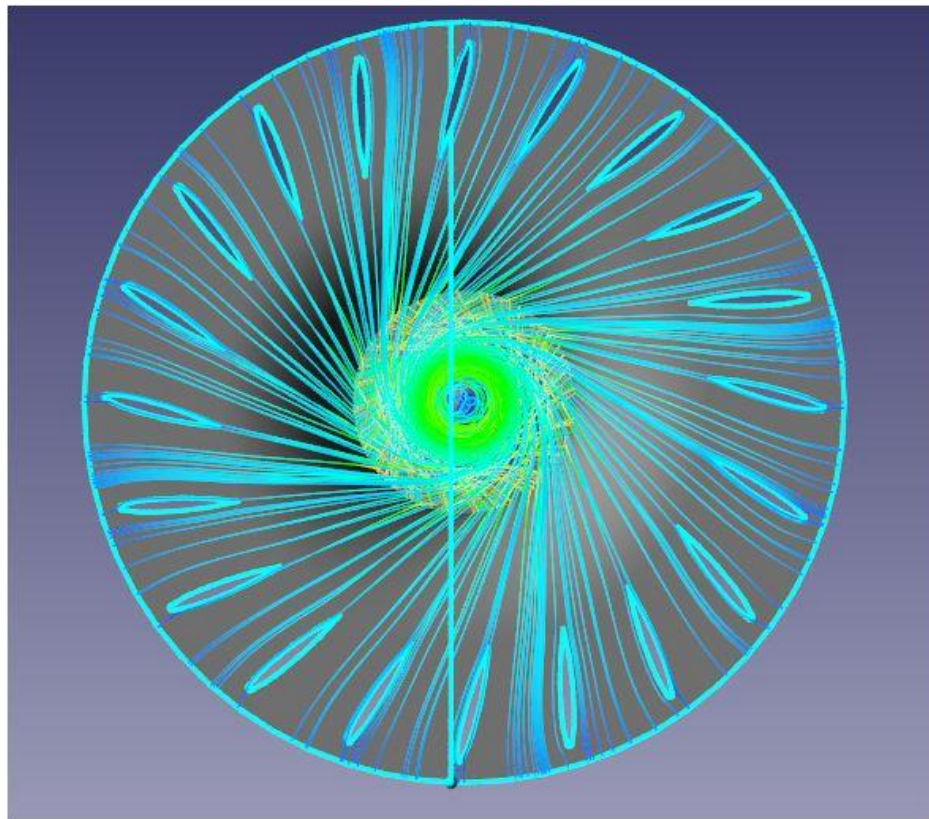


Рис. 2.17 Траекторія ліній току на вході ВРА-Р

Розрахунок ВРА-Р с 20-ма лопатками, масова витрата 1,25 кг/с, кут 30°

Кольорова заливка швидкостей:

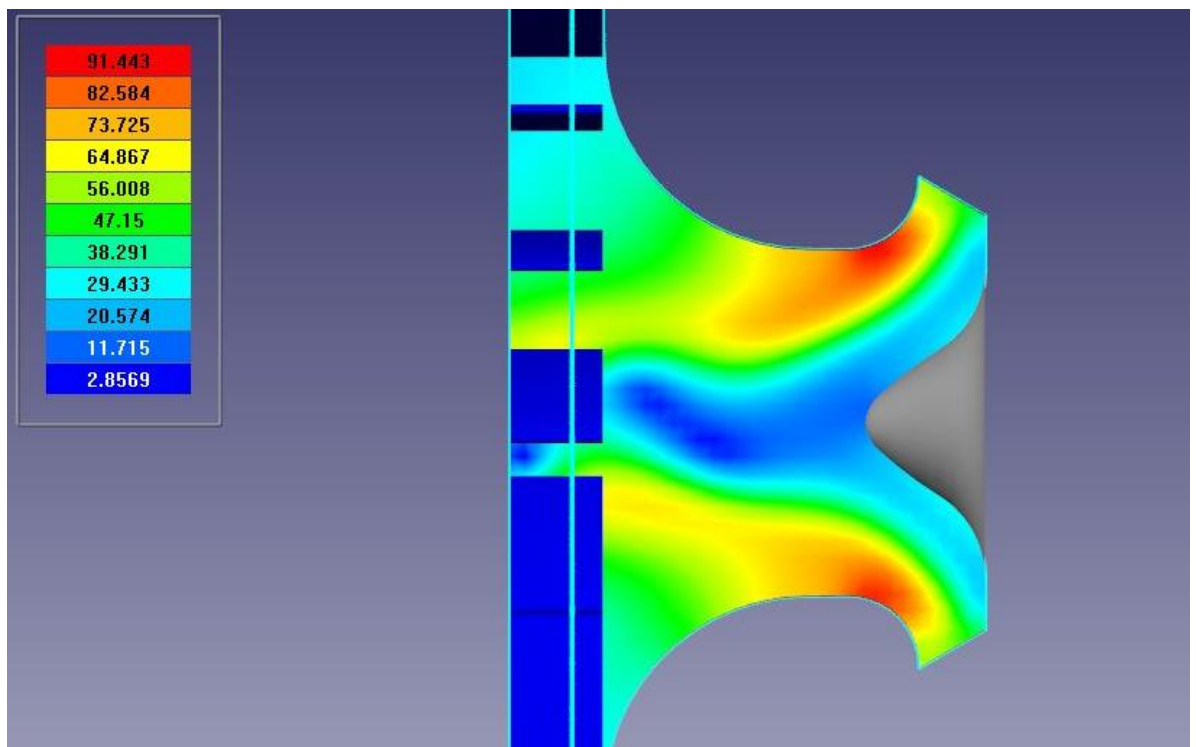


Рис. 2.18 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р

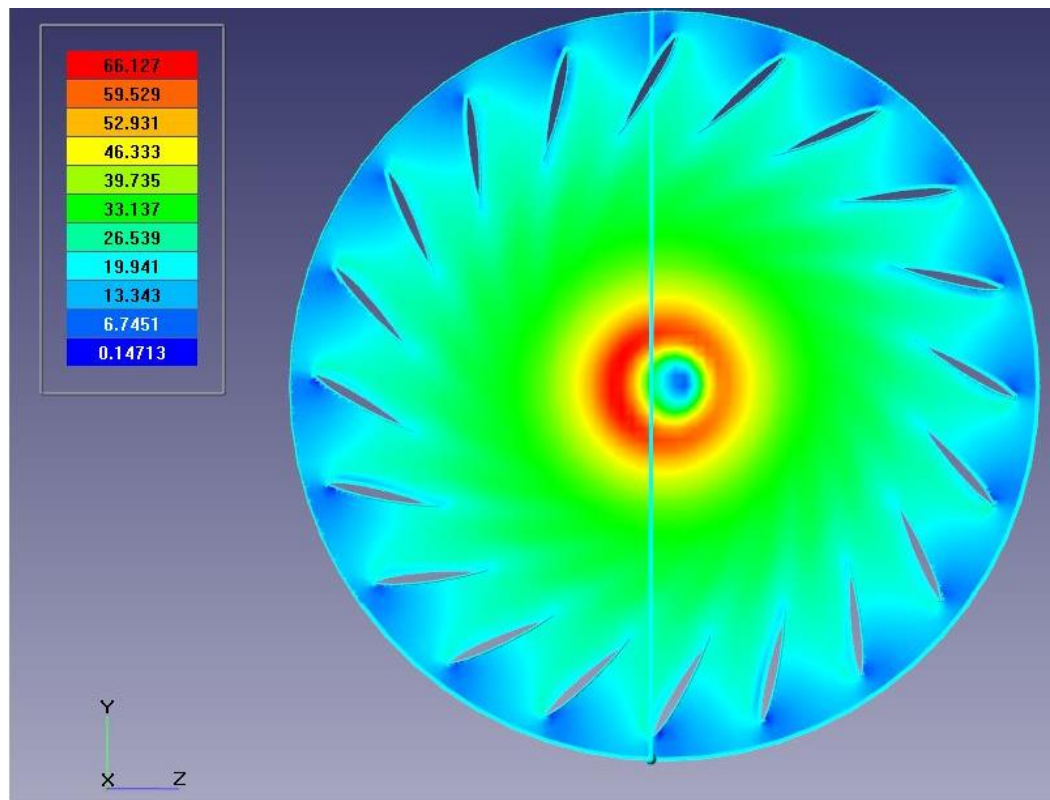


Рис. 2.19 Розподіл швидкостей на вході ВРА-Р

Лінії току:

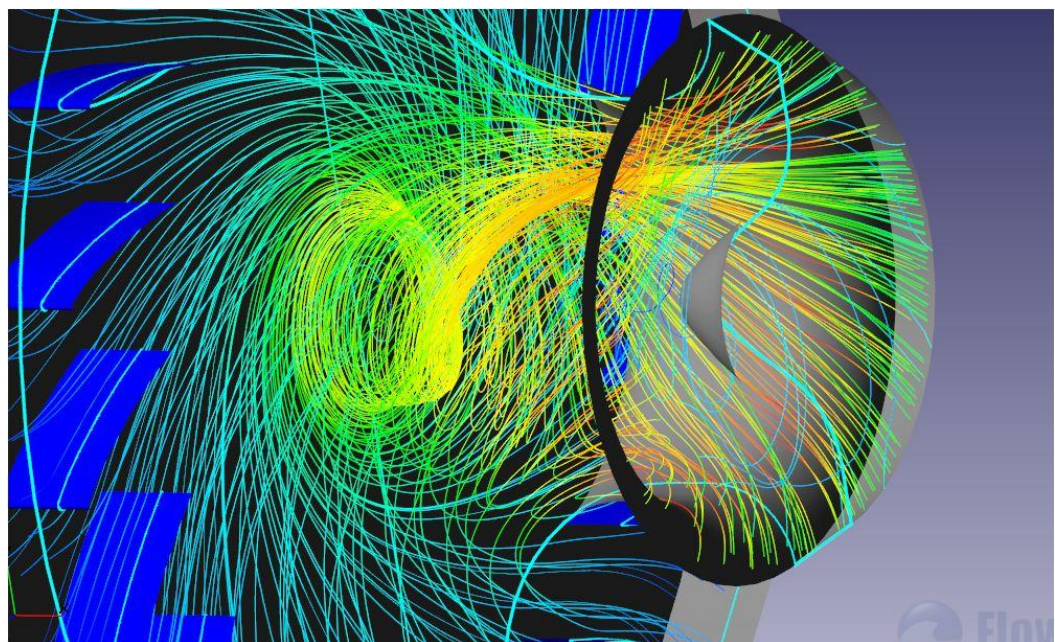


Рис. 2.20 Траєкторія ліній току ВРА-Р

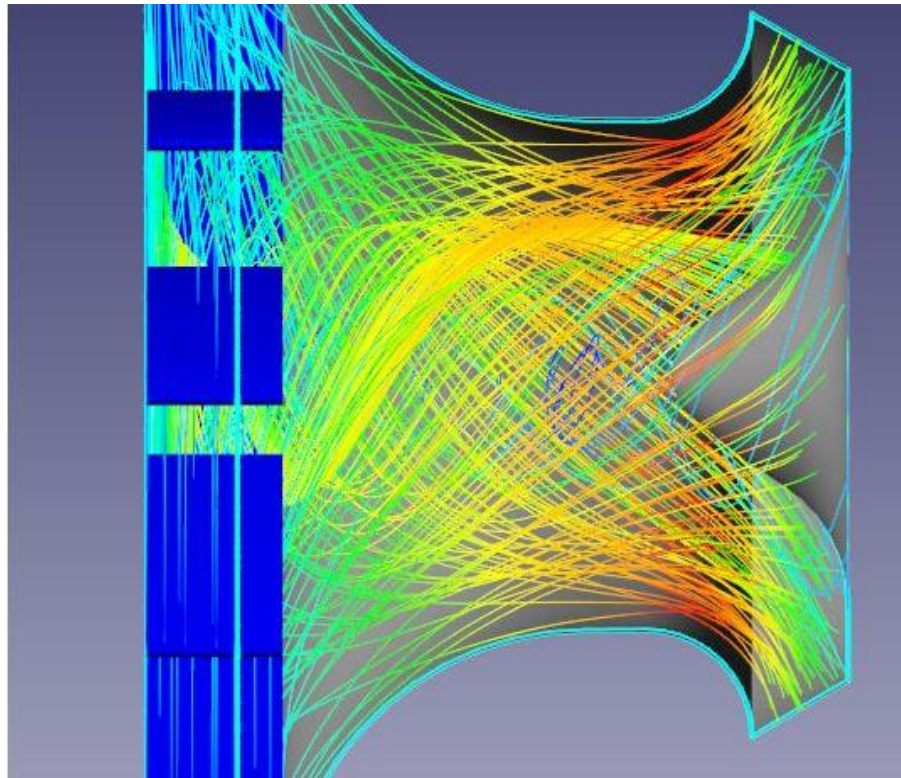


Рис. 2.21 Траєкторія ліній току по довжині ВРА-Р

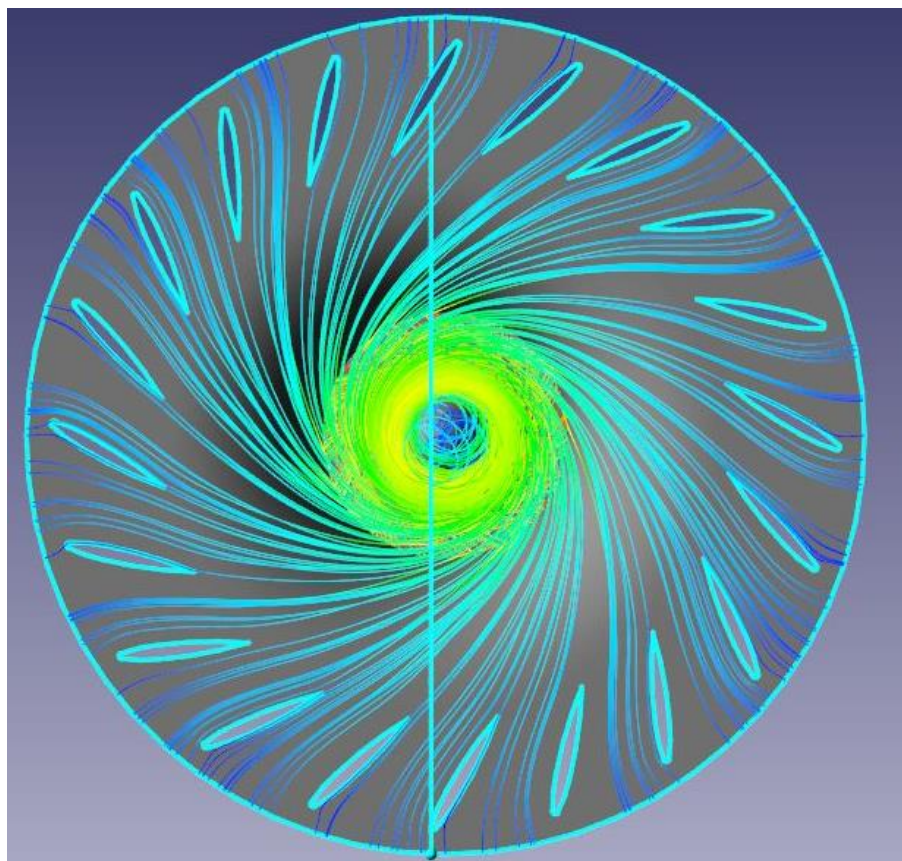


Рис. 2.22 Траєкторія ліній току на вході ВРА-Р

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

27

Розрахунок ВРА-Р с 20-ма лопатками, масова витрата 1,25 кг/с, угол 45°

Кольорова заливка швидкостей:

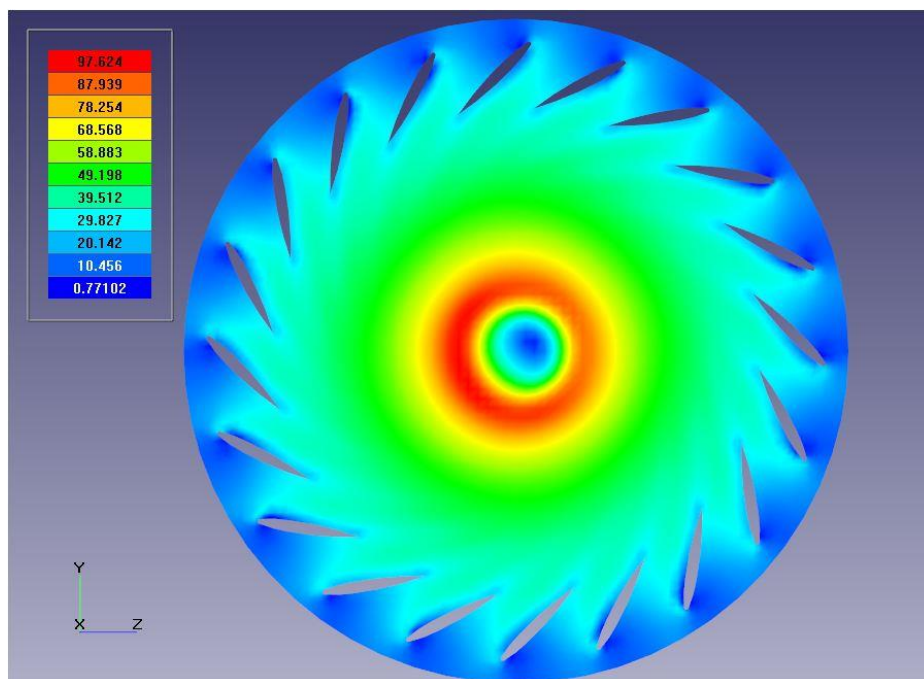


Рис. 2.23 Розподіл швидкостей на вході ВРА-Р

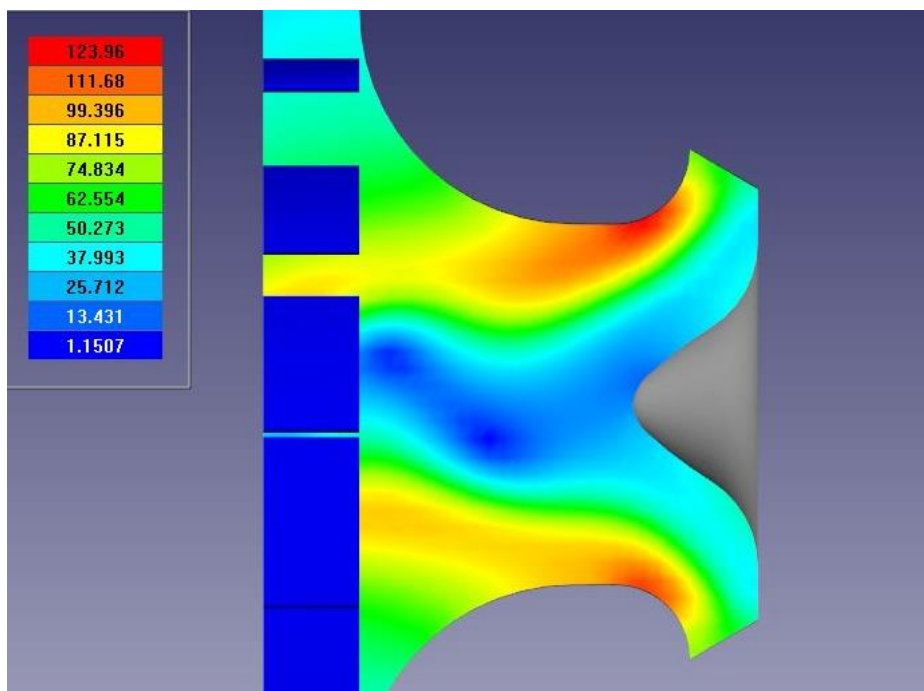


Рис. 2.24 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р

Лінії току:

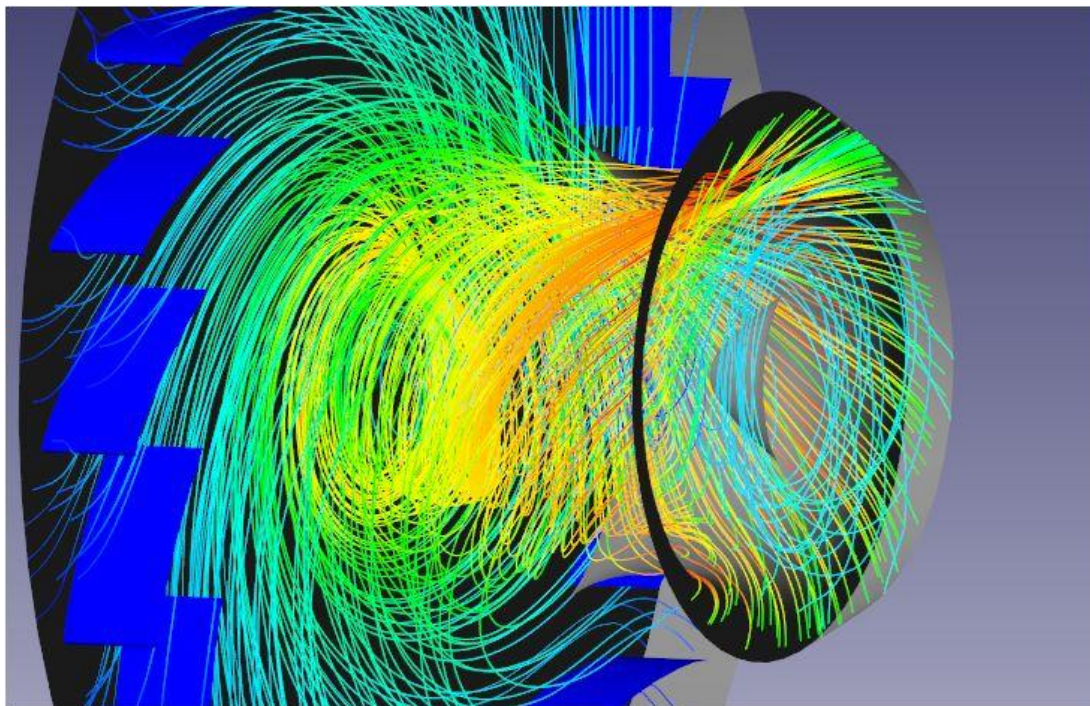


Рис. 2.25 Траекторія ліній току ВРА-Р

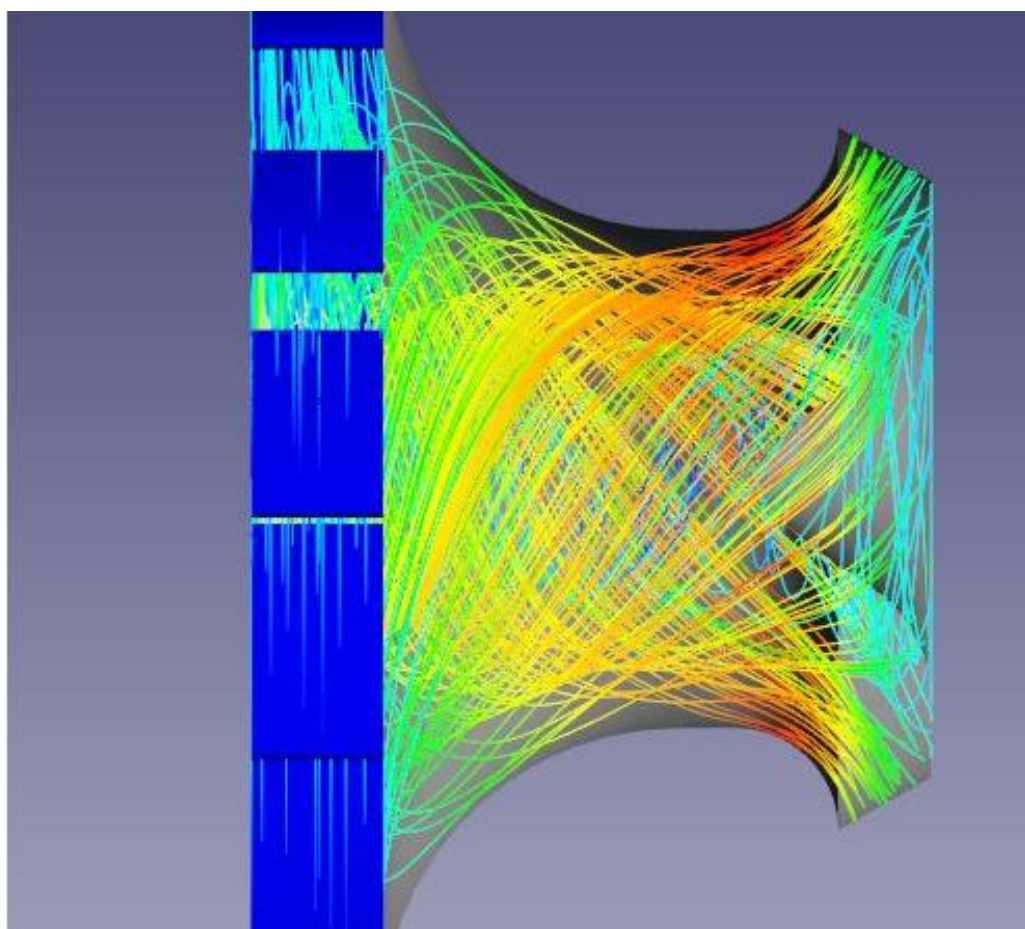


Рис. 2.26 Траекторія ліній току по довжині ВРА-Р

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

29

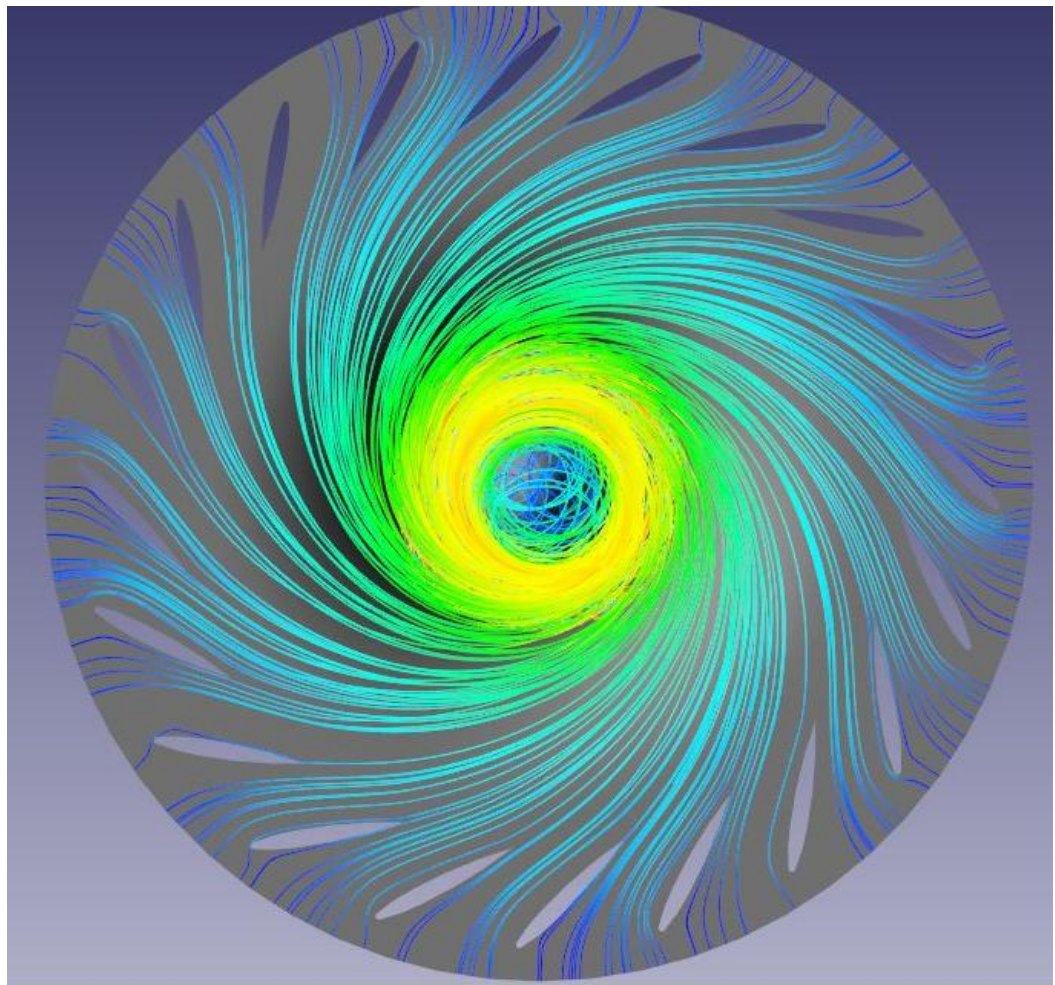


Рис. 2.27 Траєкторія ліній току на вході ВРА-Р

2.3.2 Другий етап дослідження

На другому етапі проведено дослідження варіанту ВРА з 40 лопатка-ми, кути змінюються в діапазоні: 0; 45, при витраті $m = 1,25 \text{ кг / с}$.

Розрахунок ВРА-Р з 40-ка лопатками, масова витрата $1,25 \text{ кг / с}$, кут 0°

Колірна заливка швидкостей:

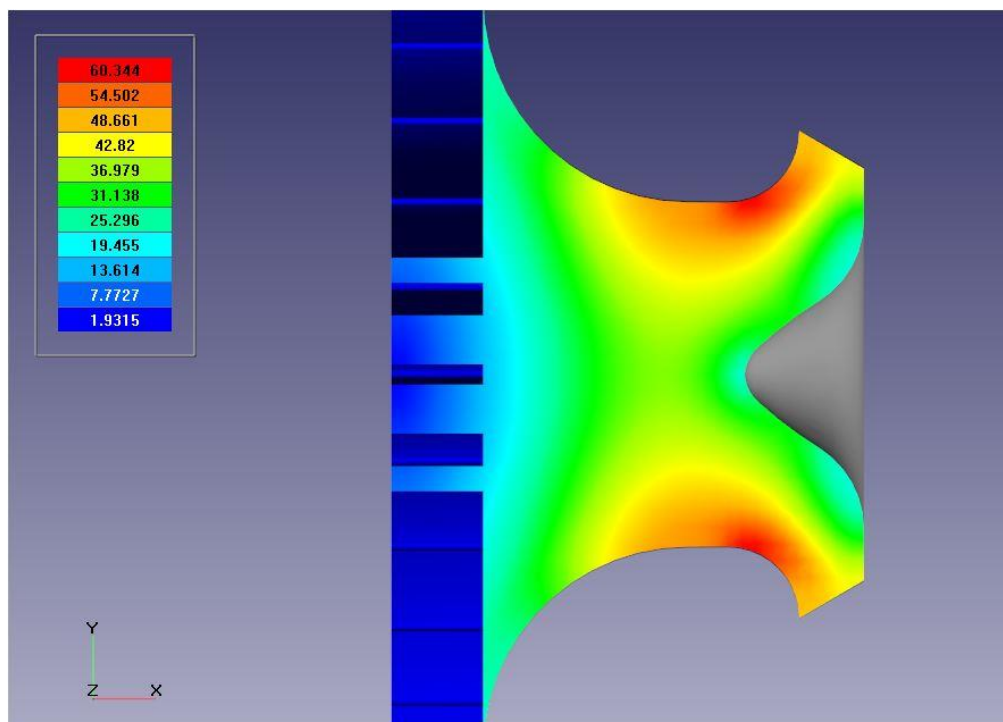


Рис. 2.28 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р

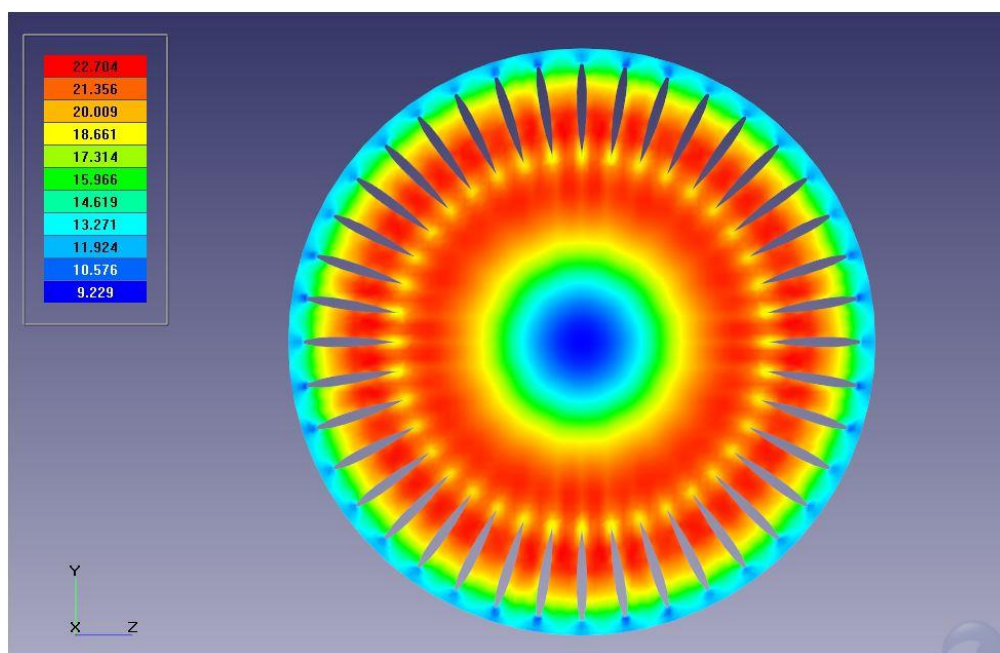


Рис. 2.29 Розподіл швидкостей на вході ВРА-Р

Лінії току:

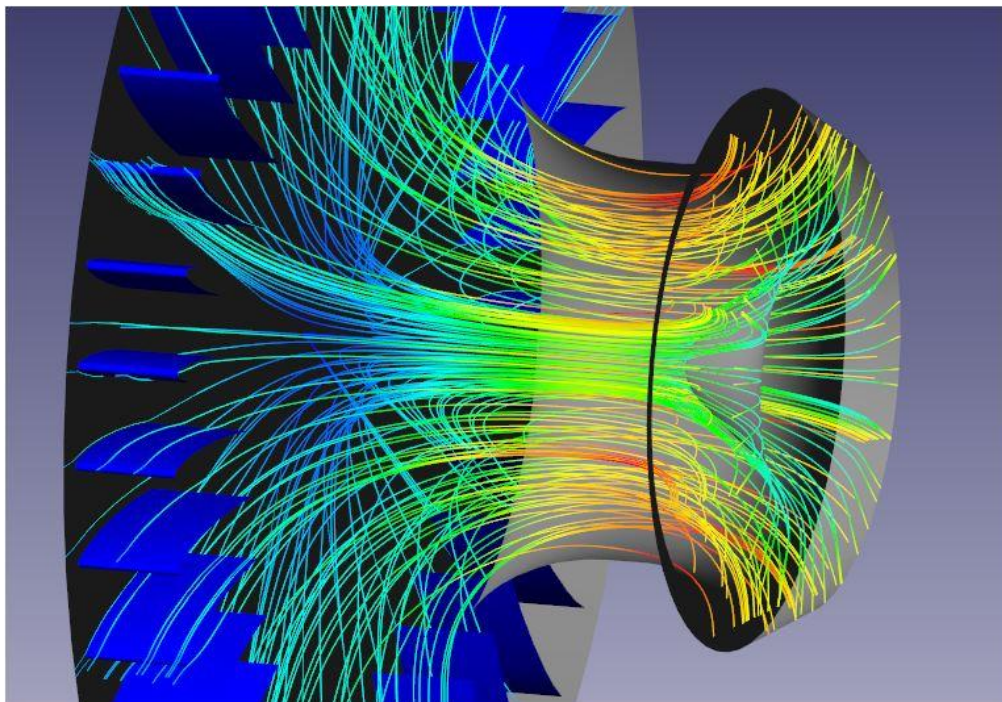


Рис 2.30 Траєкторія ліній току ВРА-Р

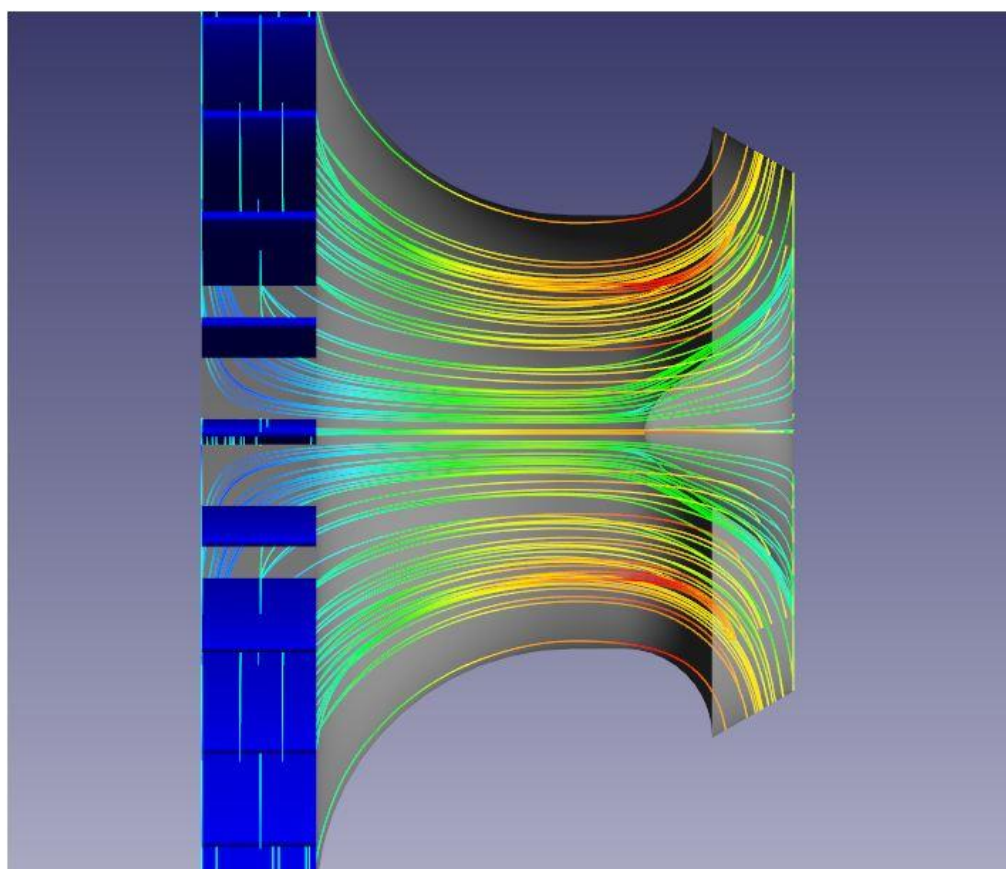


Рис 2.31 Траєкторія ліній току по довжині ВРА-Р

Розрахунок ВРА-Р з 40-ка лопатками, масова витрата 1,25 кг/с, кут 45°

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

32

Кольорова заливка швидкостей:

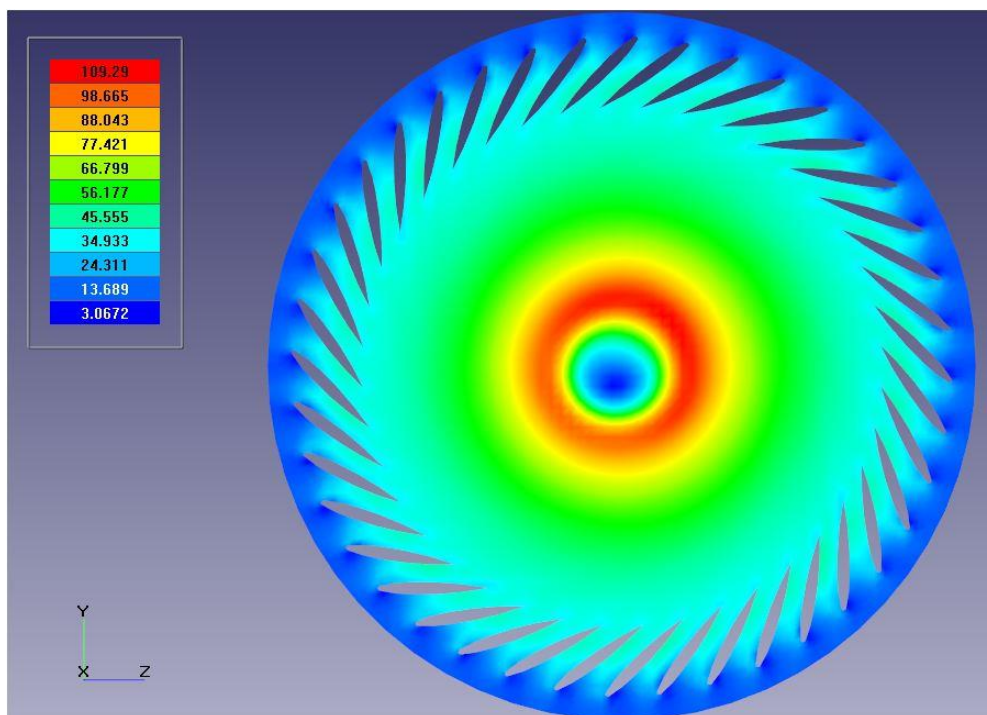


Рис. 2.32 Розподіл швидкостей на вході ВРА-Р

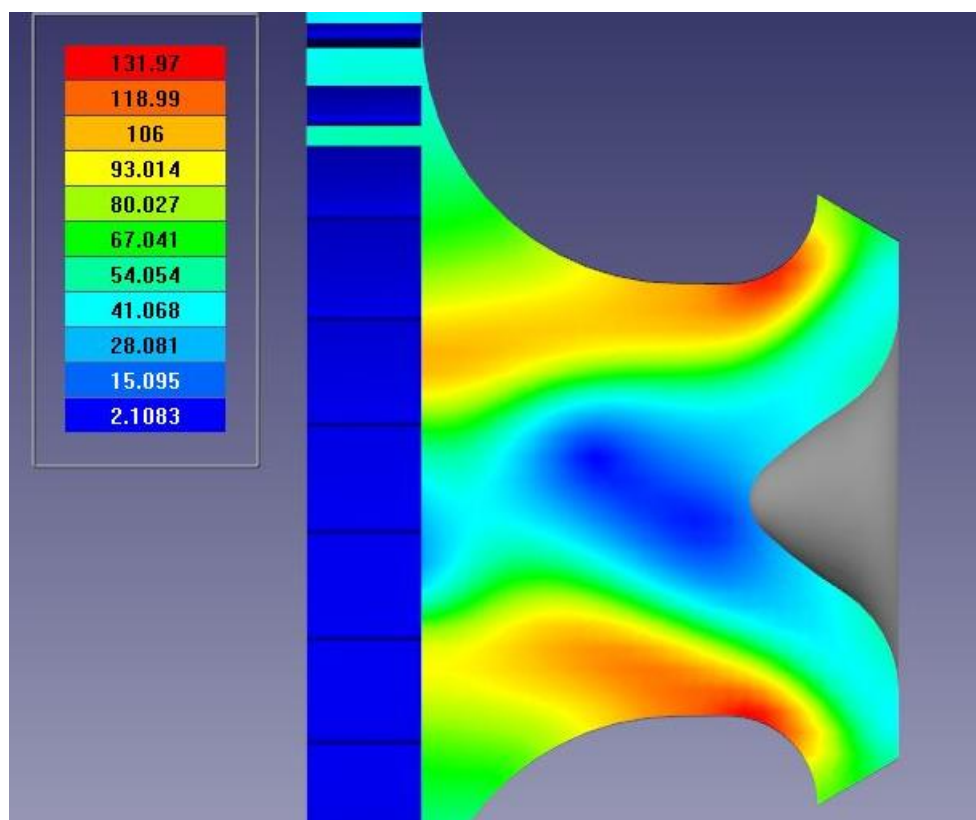


Рис. 2.33 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р

Лінії току:

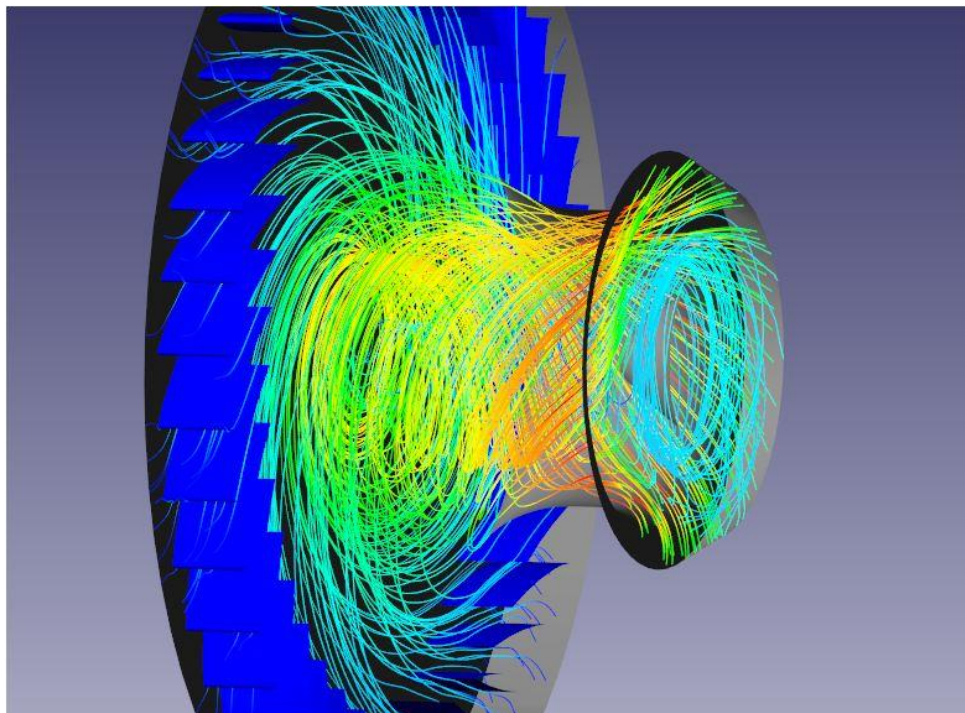


Рис 2.34 Траєкторія ліній току ВРА-Р

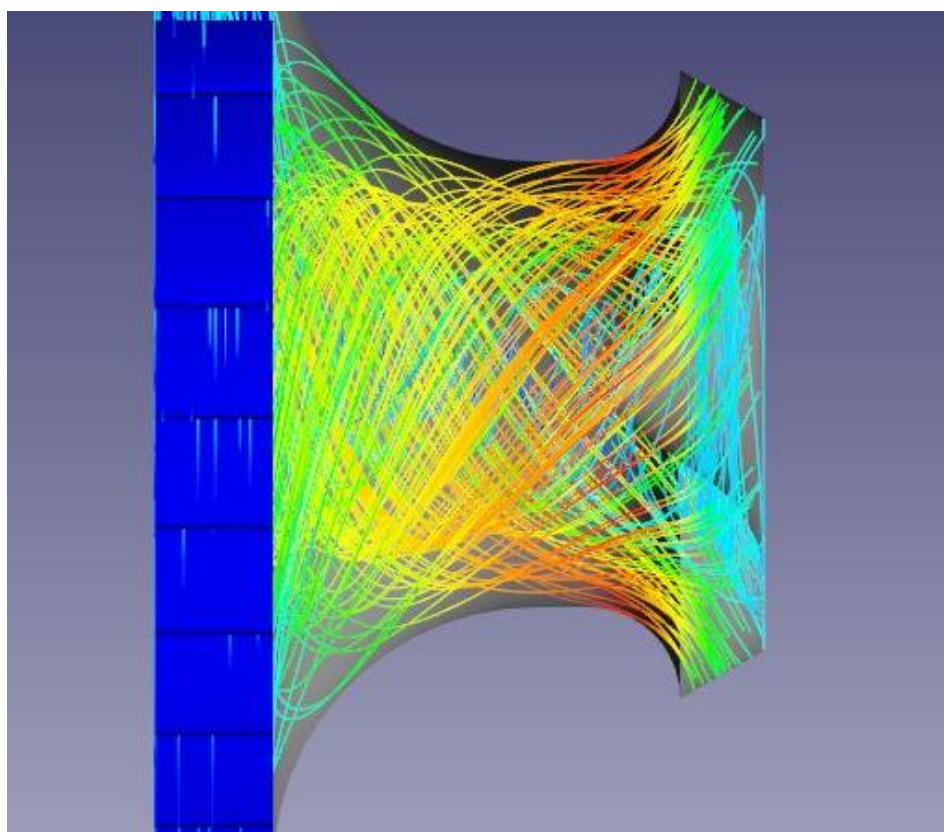


Рис 2.35 Траєкторія ліній току по довжині ВРА-Р

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

34

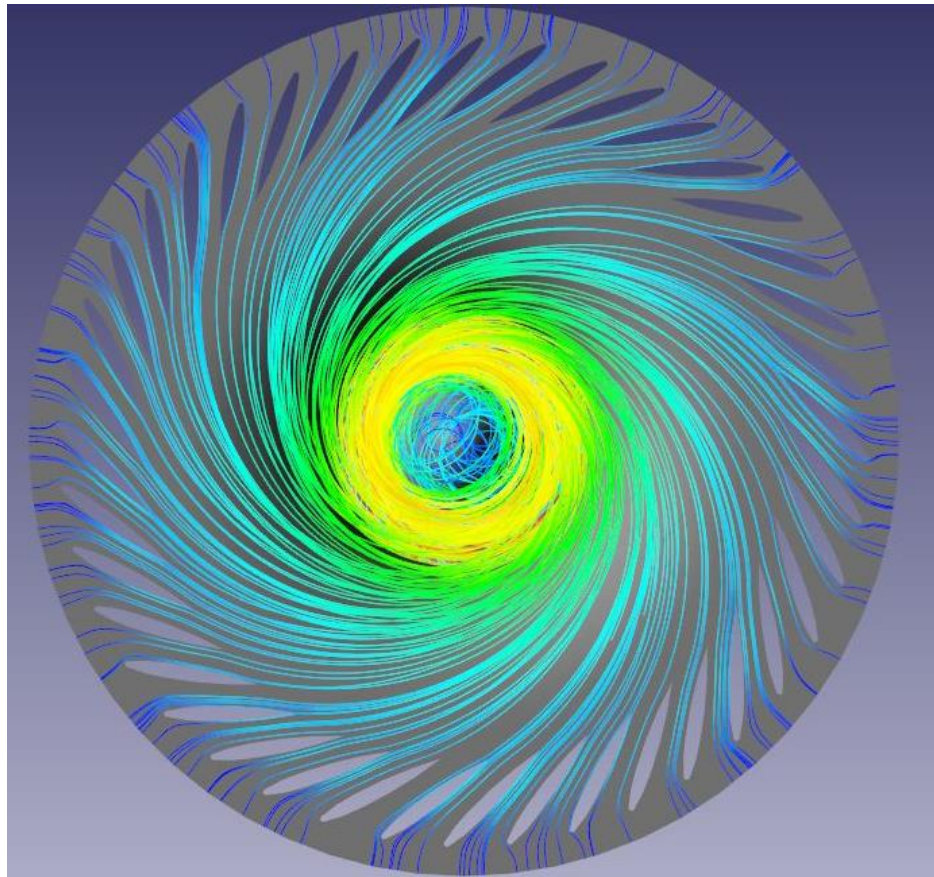


Рис 2.36 Траєкторія ліній току на вході ВРА-Р

2.3.3 Третій етап дослідження

На третьому етапі проведено дослідження варіанту ВРА з 20-ма лопатками, але без обтікача, кути змінюються в діапазоні: 0; 45, при витраті $m = 1,25$ кг / с.

Розрахунок ВРА-Р з 20-ма лопатками, без обтікача, масова витрата 1,25 кг/с, кут 0° (Рис 5.3.1)

Колірна заливка швидкостей:

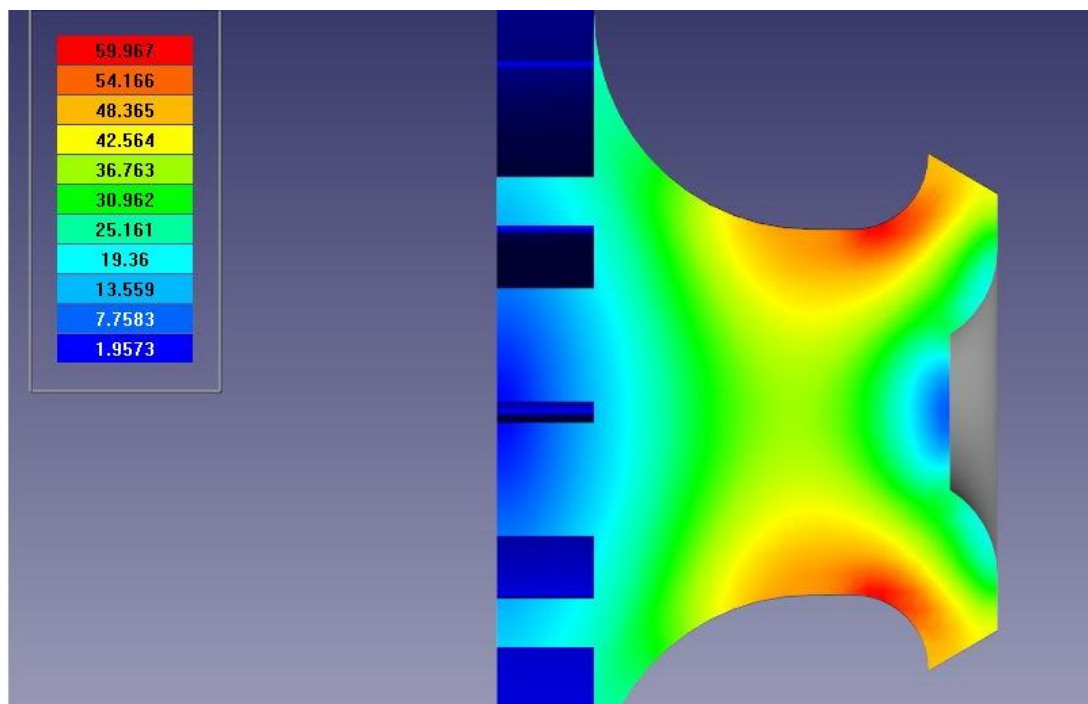


Рис. 2.37 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р

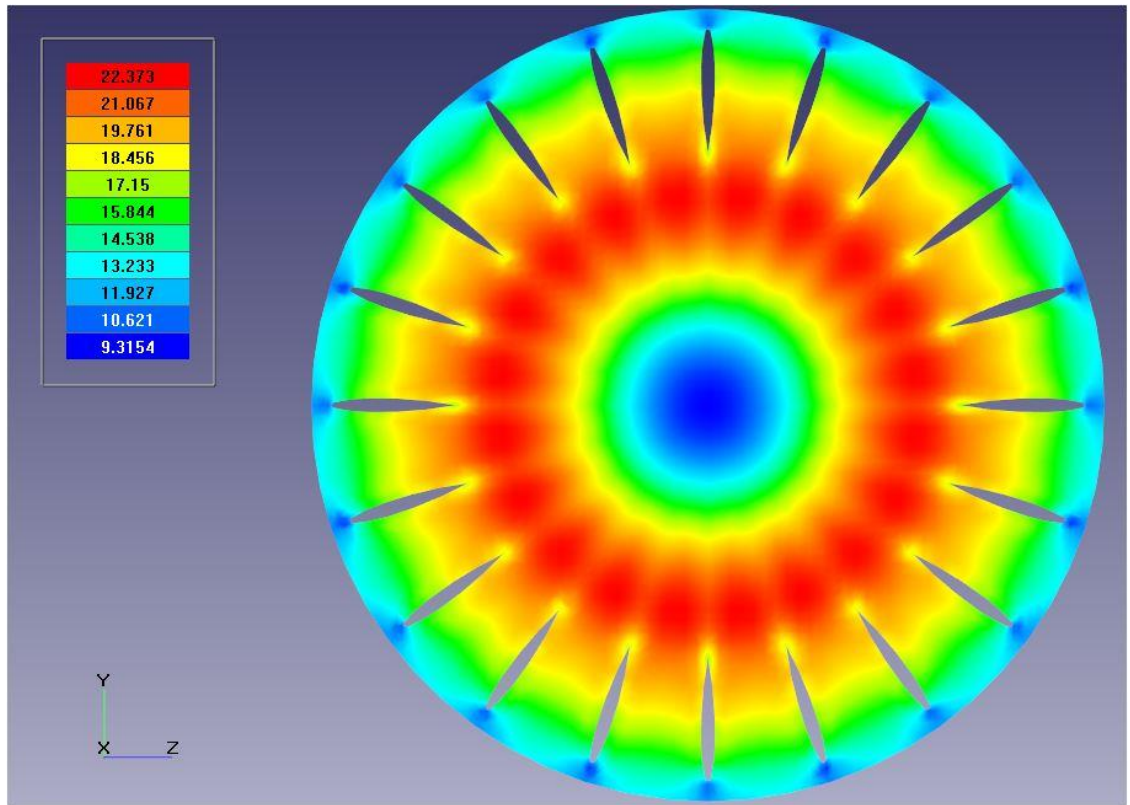


Рис. 2.38 Розподіл швидкостей на вході ВРА-Р

Лінії току:

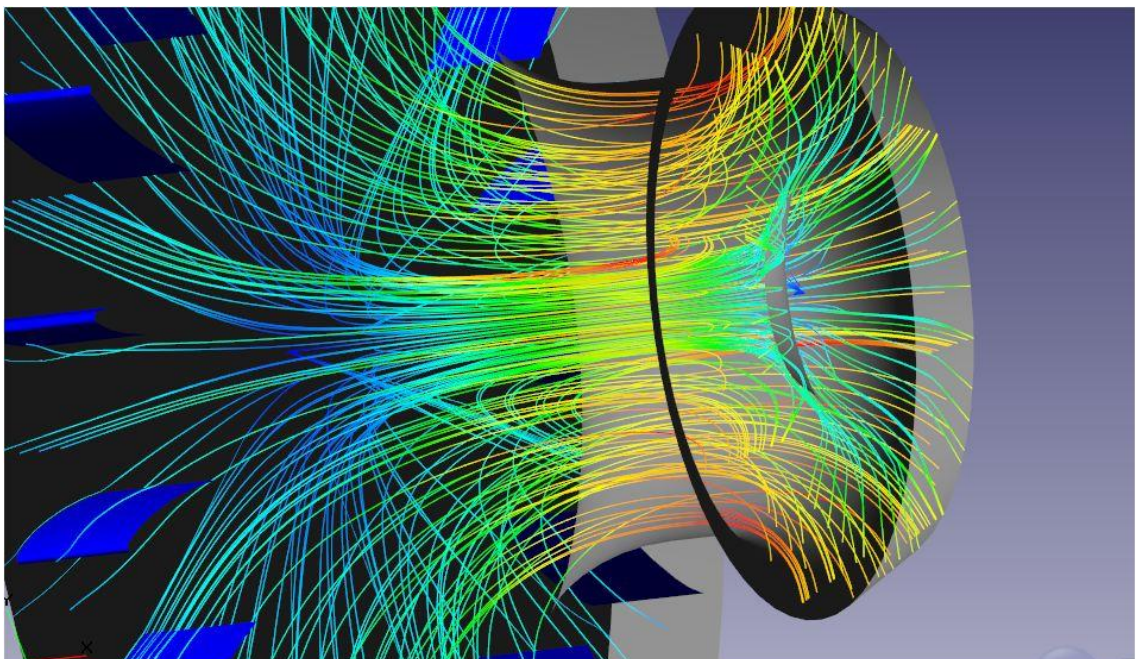


Рис. 2.39 Траекторія ліній току ВРА-Р

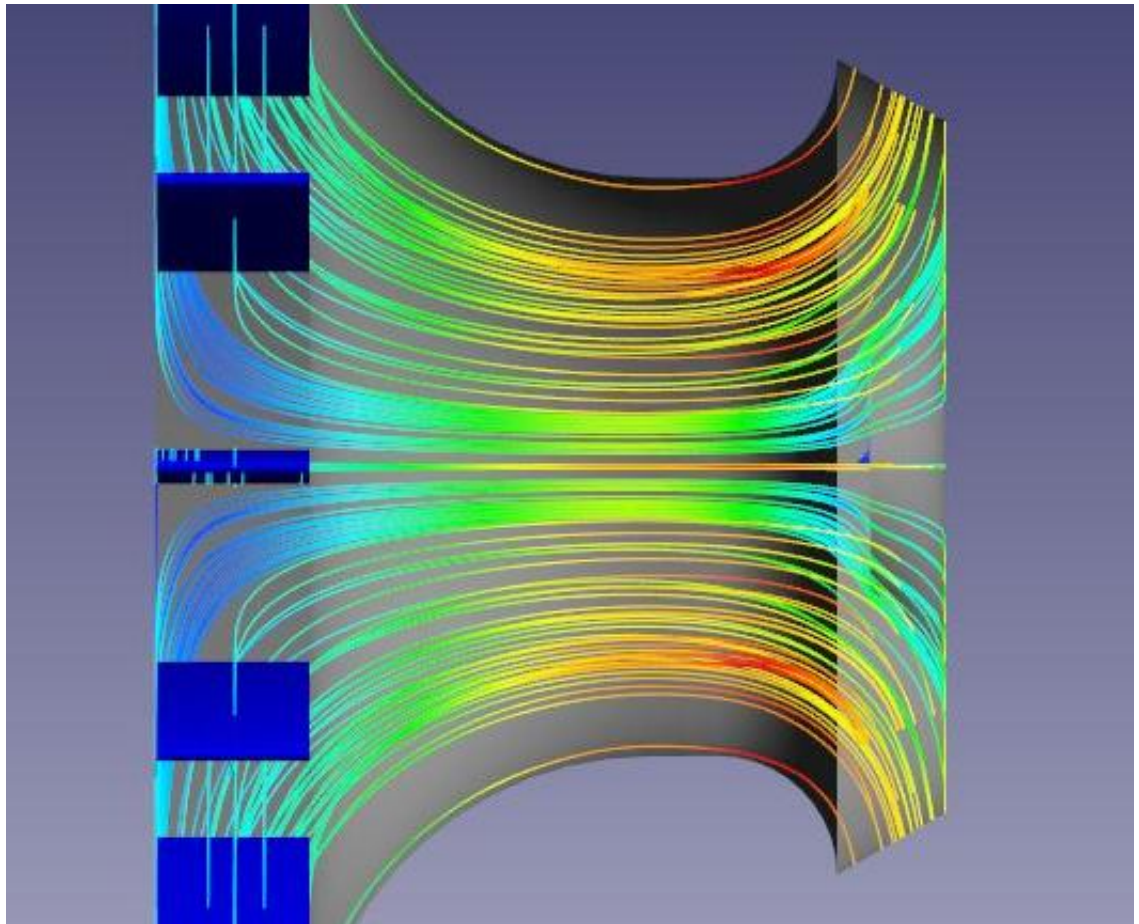


Рис. 2.40 Траекторія ліній току по довжині ВРА-Р

Розрахунок ВРА-Р з 20-ма лопатками, без обтікача, масова витрата 1,25 кг/с, кут 45°

Кольорова заливка швидкостей:

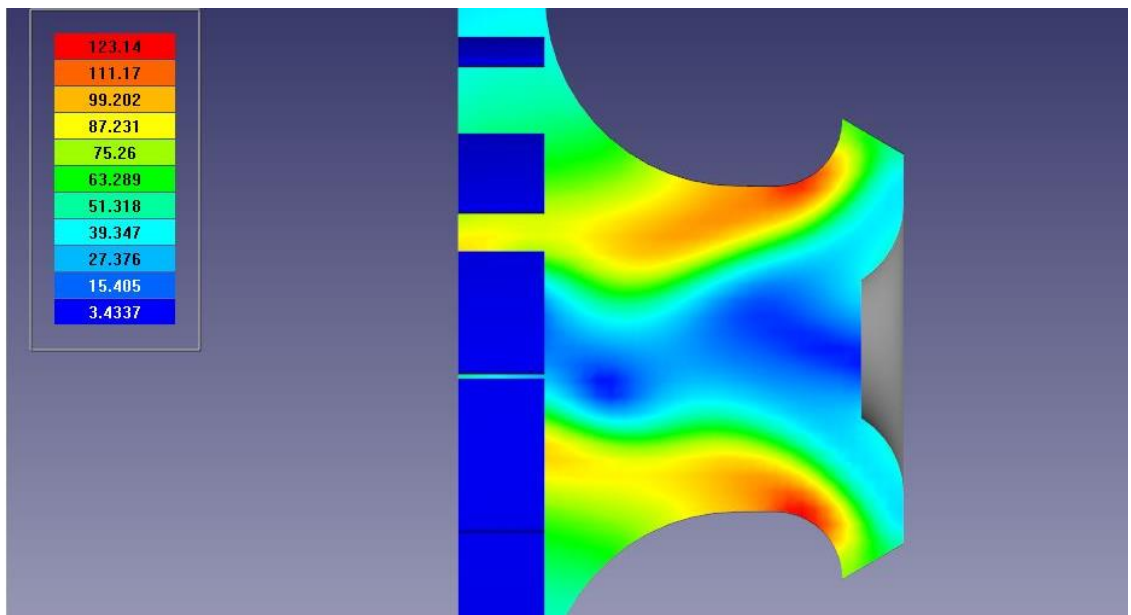


Рис. 2.41 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р

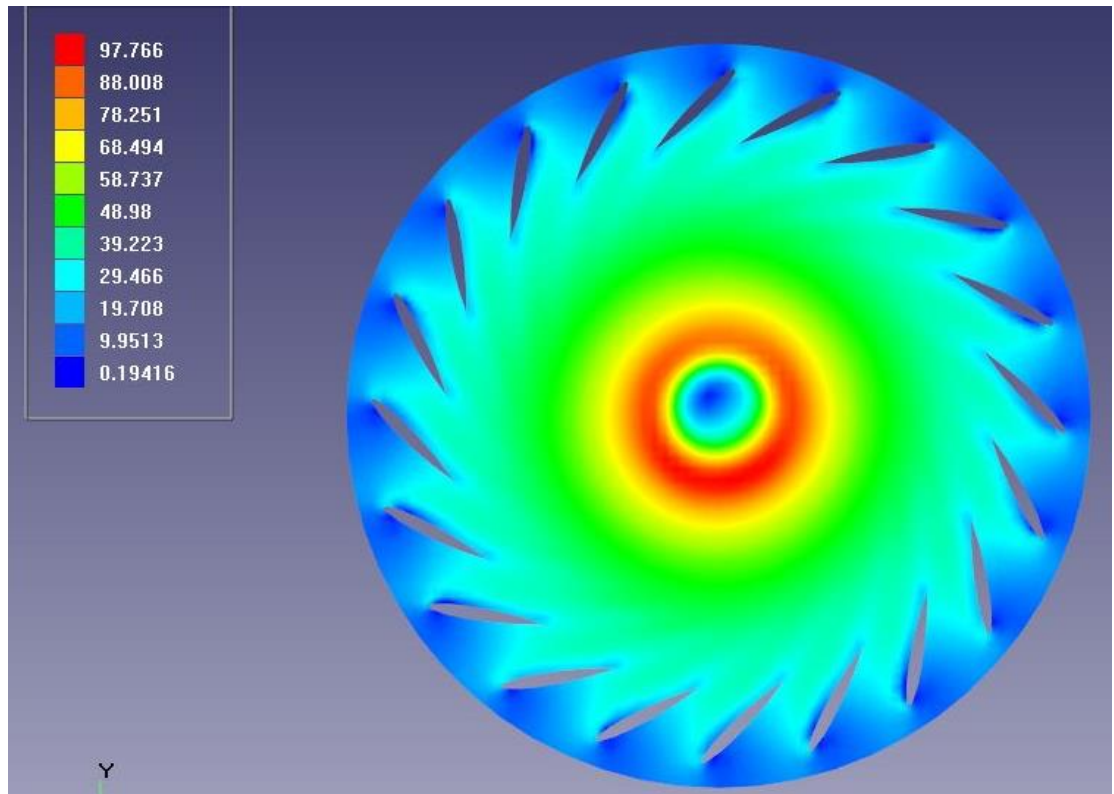


Рис. 2.42 Розподіл швидкостей на вході ВРА-Р

Лінії току:

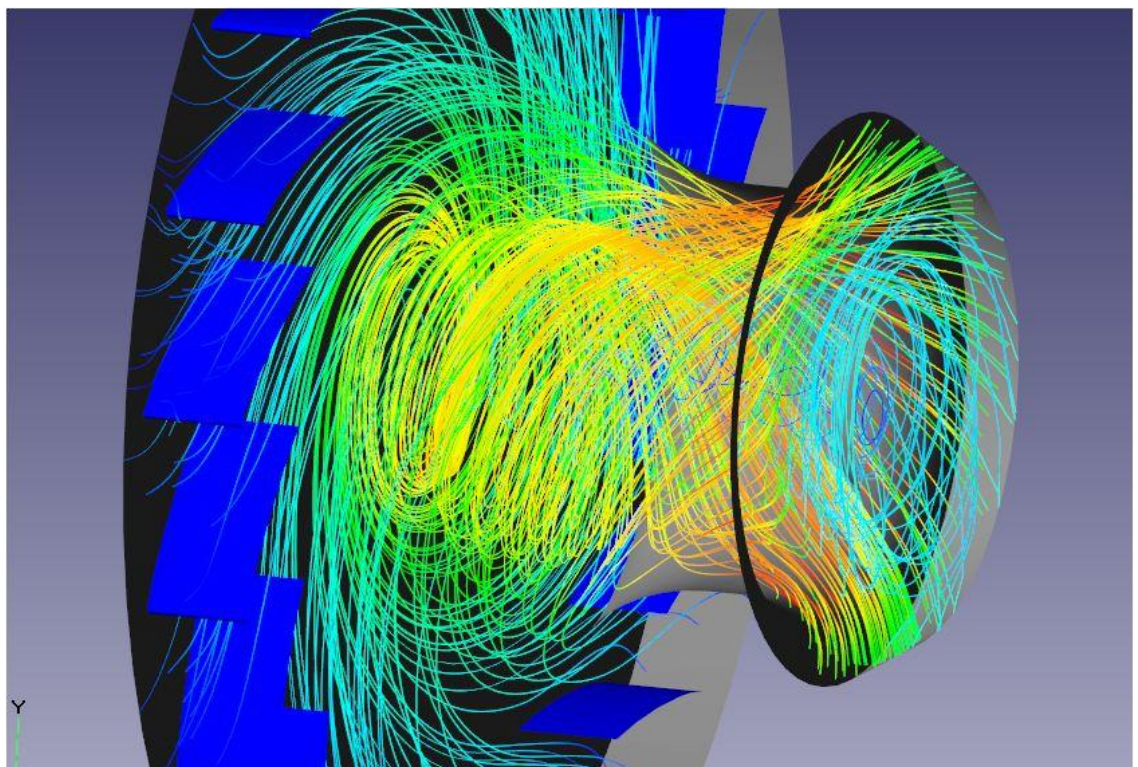


Рис 2.43 Траєкторія ліній току ВРА-Р

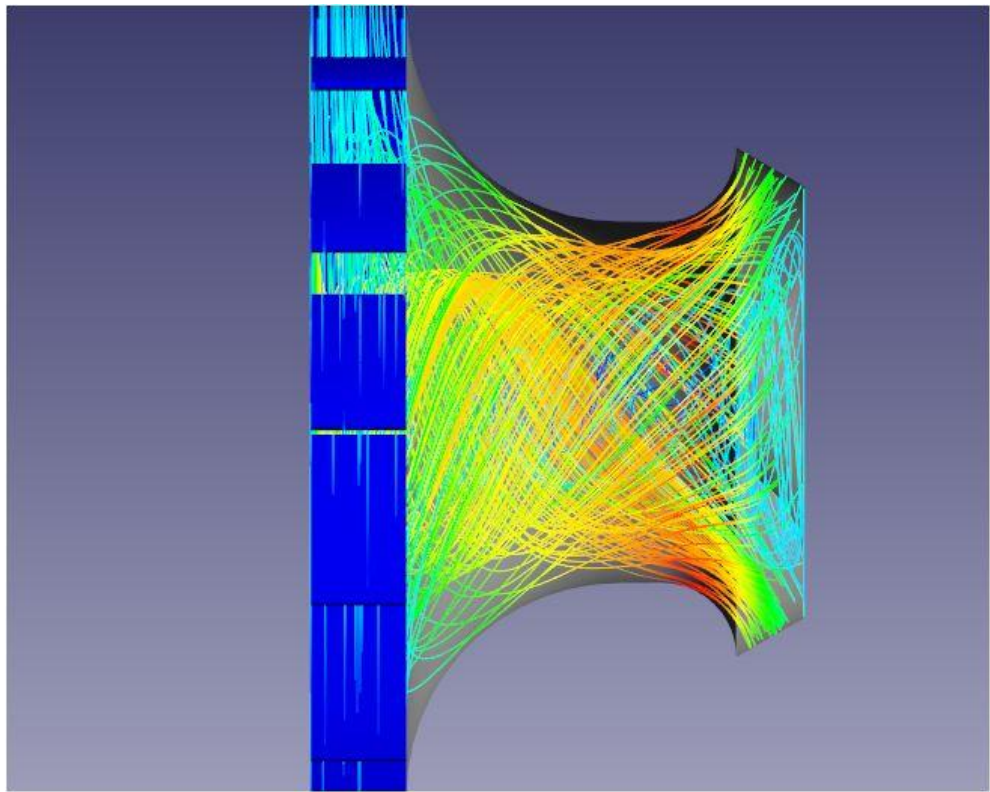


Рис 2.44 Траєкторія ліній току по довжині ВРА-Р

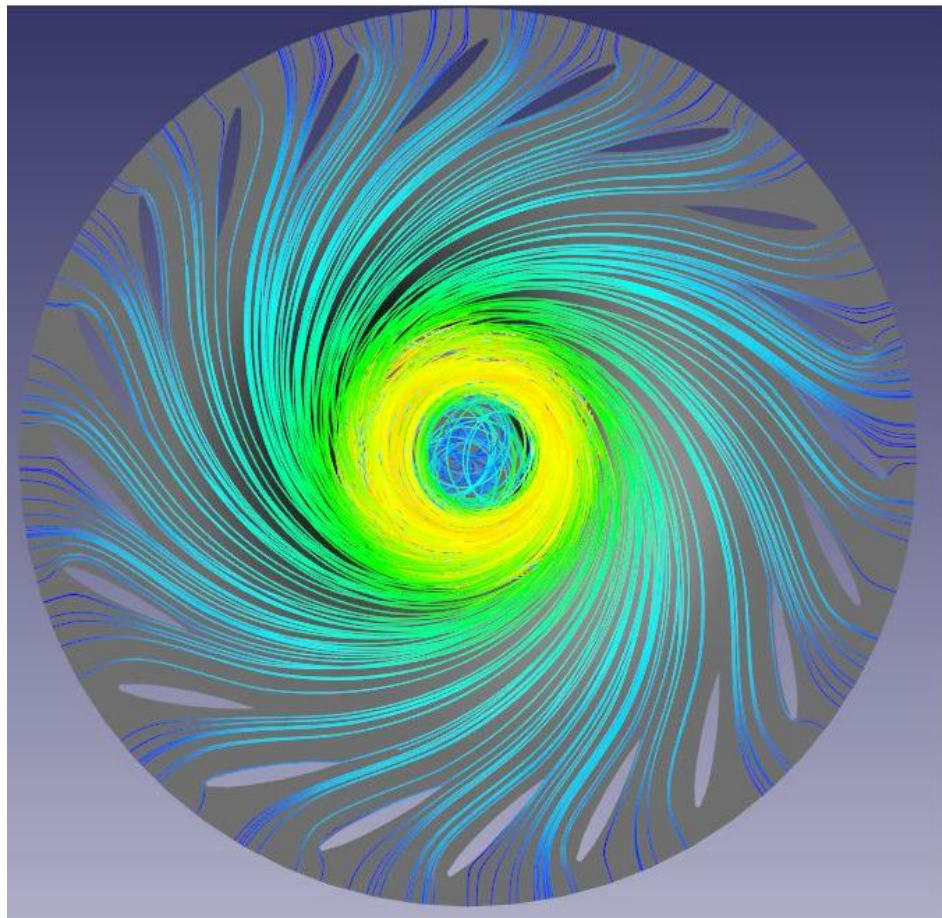


Рис. 2.45 Траєкторія ліній току на вході ВРА-Р

2.4 Порівняння з експериментом

Порівняємо розподіл швидкостей по радіусу перетинів I і II.

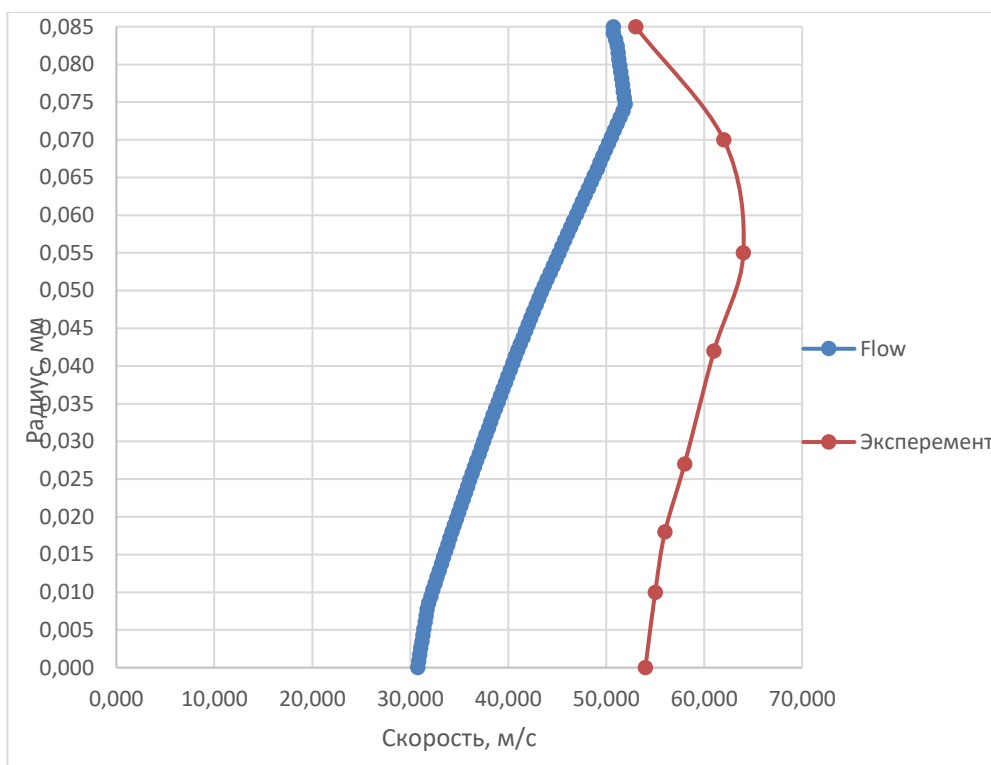


Рис. 2.1.1 Перетин I при 20-ти лопатках, кут повороту 0°

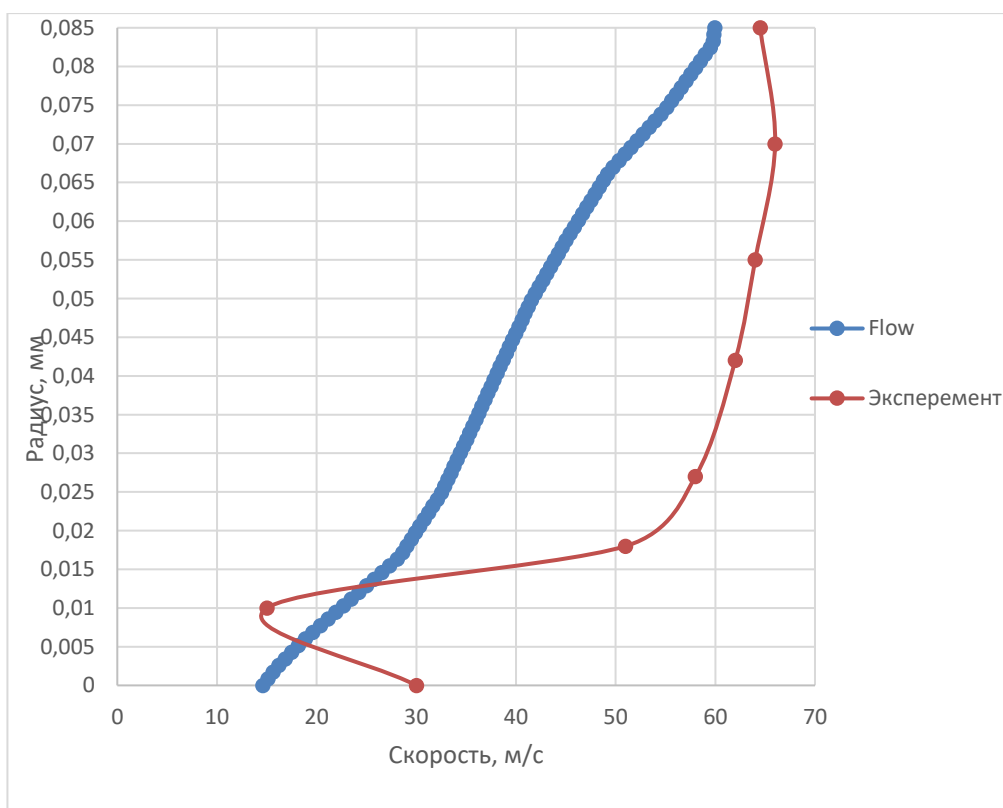


Рис. 2.1.2 Перетин II при 20-ти лопатках, кут повороту 0°

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

41

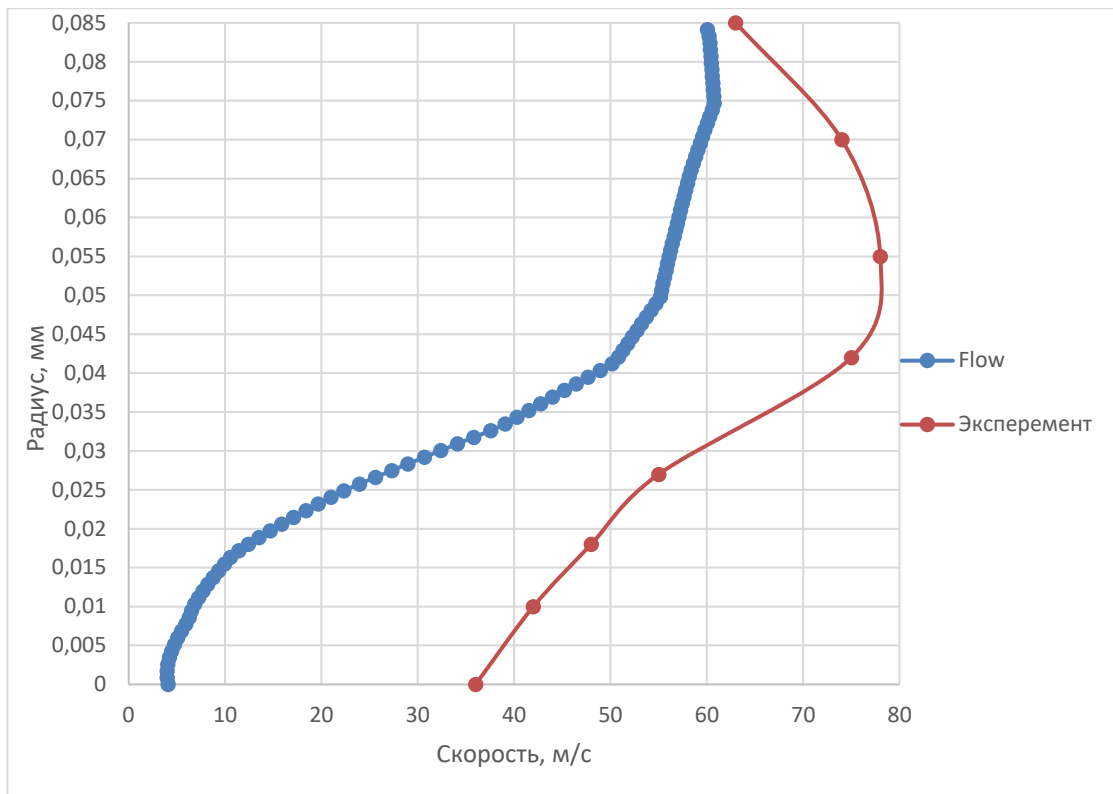


Рис. 2.1.3 Перетин I при 20-ти лопатках, кут повороту 15 °

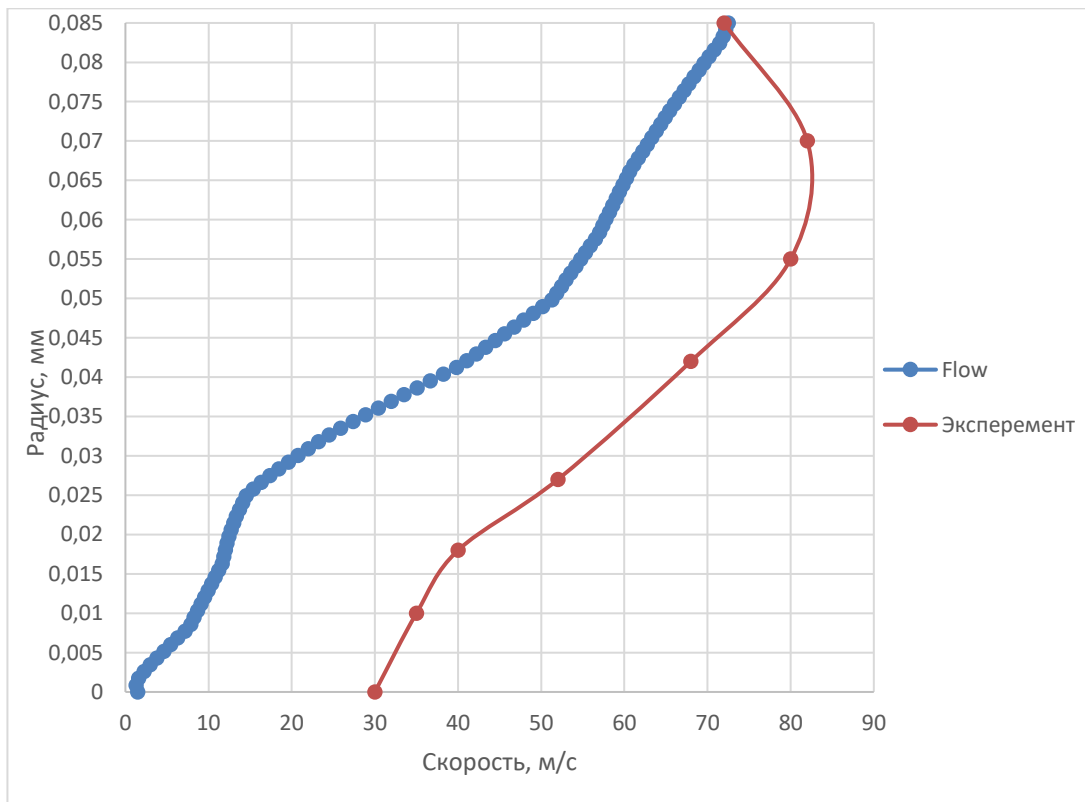


Рис. 2.1.4 Перетин II при 20-ти лопатках, кут повороту 15 °

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

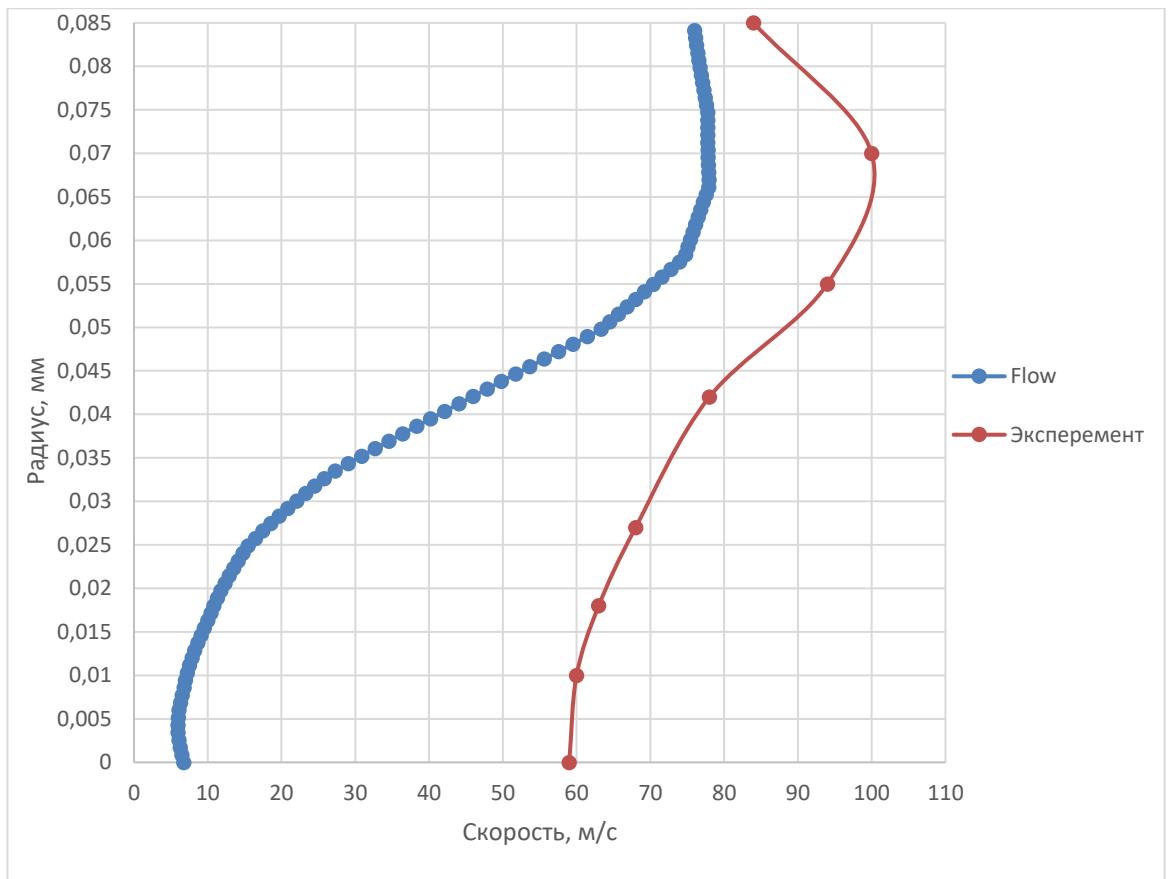


Рис. 2.1.5 Перетин I при 20-ти лопатках, кут повороту 30 °

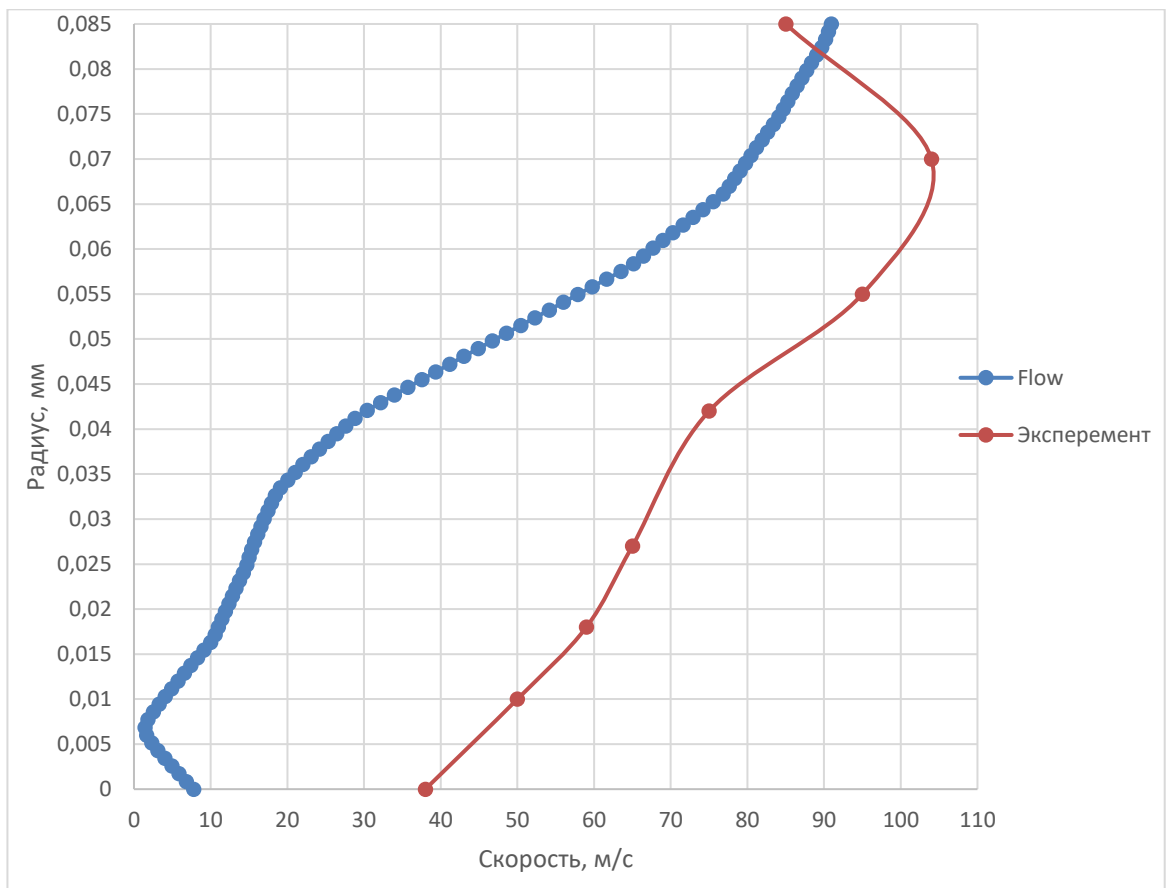


Рис. 2.1.6 Перетин II при 20-ти лопатках, кут повороту 30 °

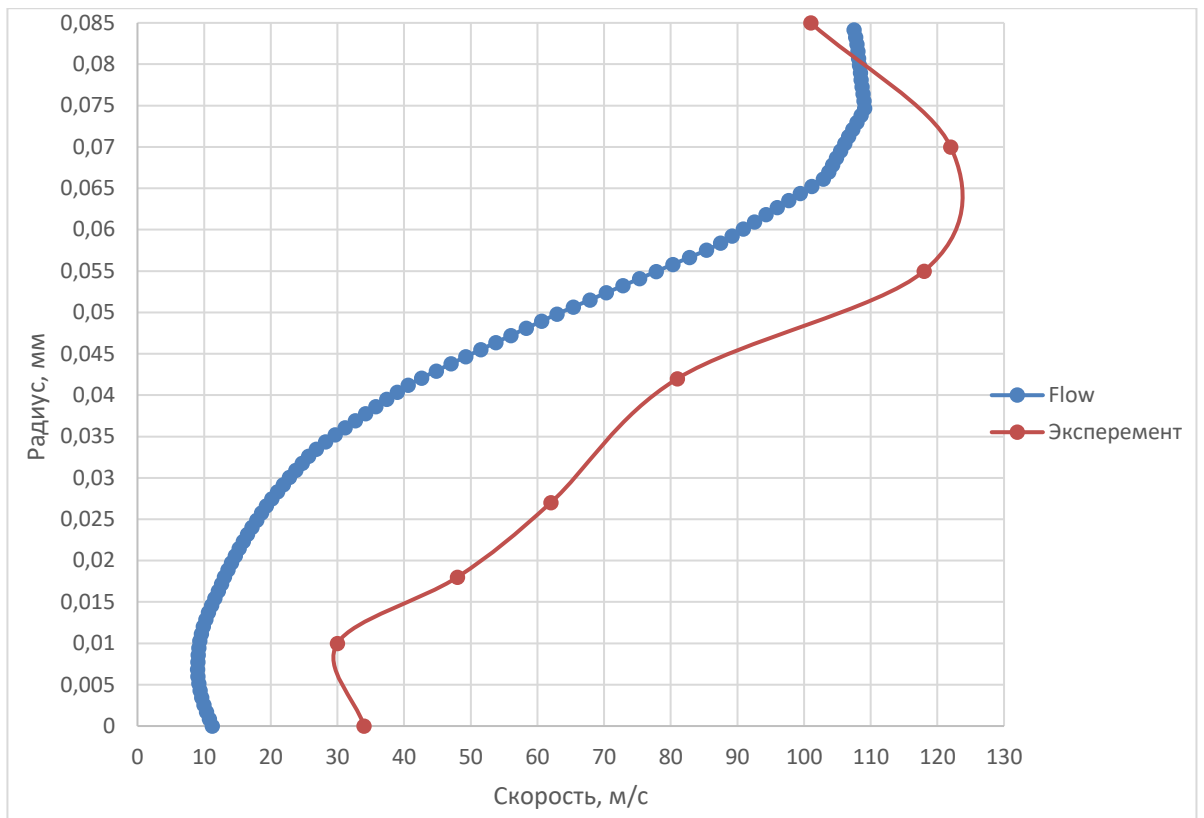


Рис. 2.1.7 Перетин I при 20-ти лопатках, кут повороту 45 °

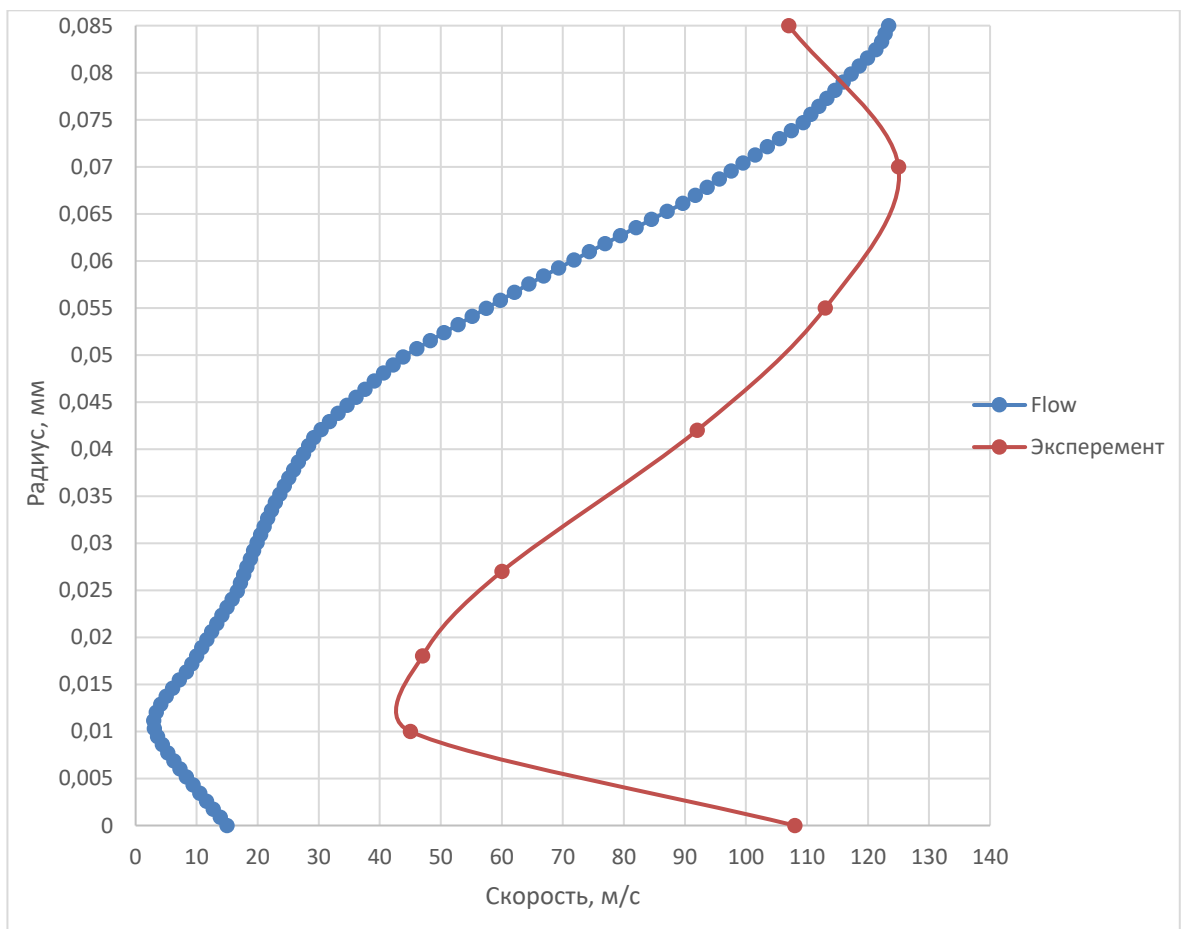


Рис. 2.1.8 Перетин II при 20-ти лопатках, кут повороту 45 °

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Аналіз:

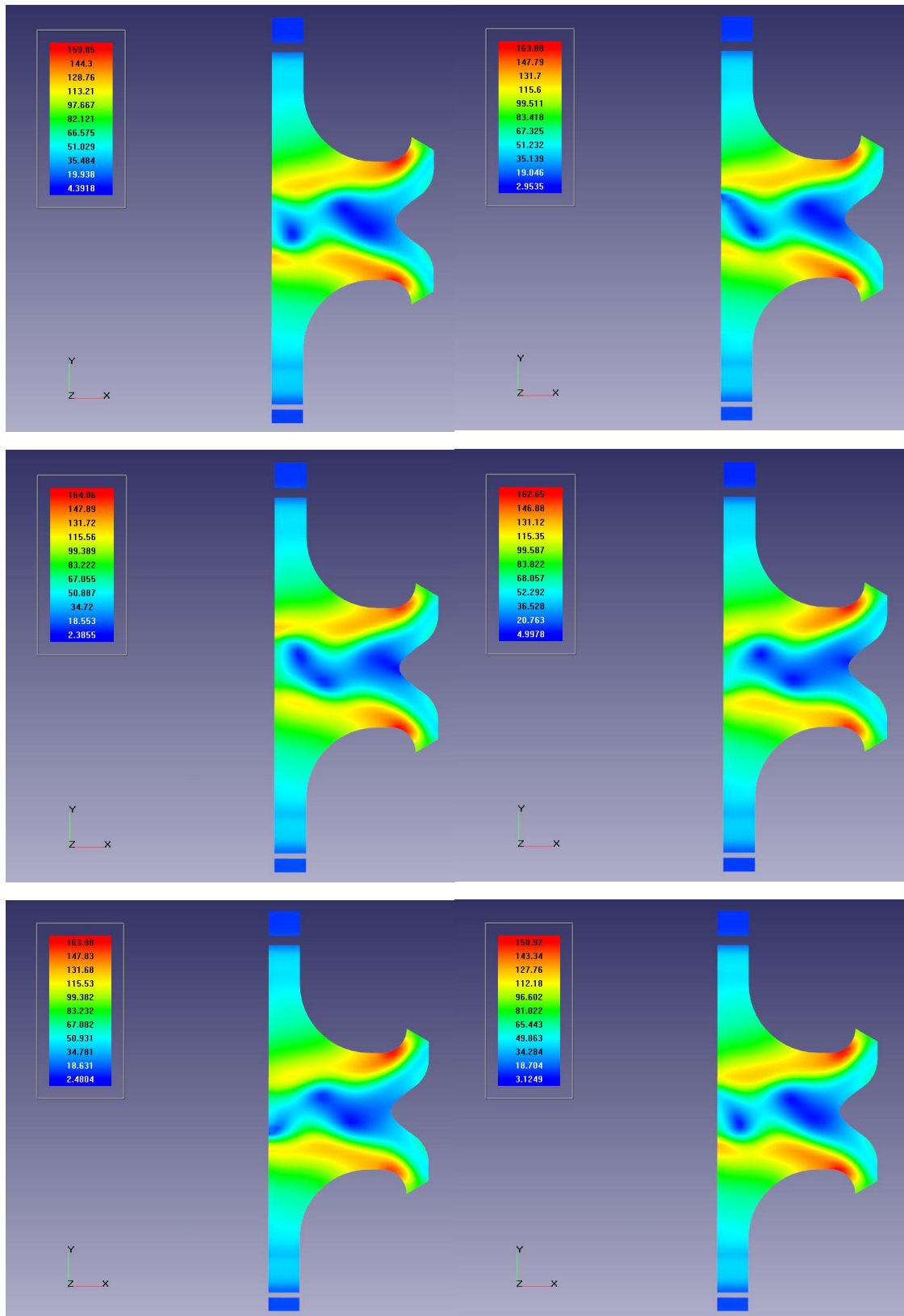
Можна побачити що криві на графіках якісно подібні, а не збігаються вони з тієї причини, що математична модель має постійну масову витрату, а в експерименті зазначено лише те, що він змінювався від 1,03..1,25кг/с до 1,37..1,6 кг/с.

Також в експерименті на радіусі від 60-70 мм спостерігається стрибок у вимірах, він швидше за все обумовлений складністю проведення вимірювань і необхідністю установки в проточній частині вимірювальних приладів.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		45

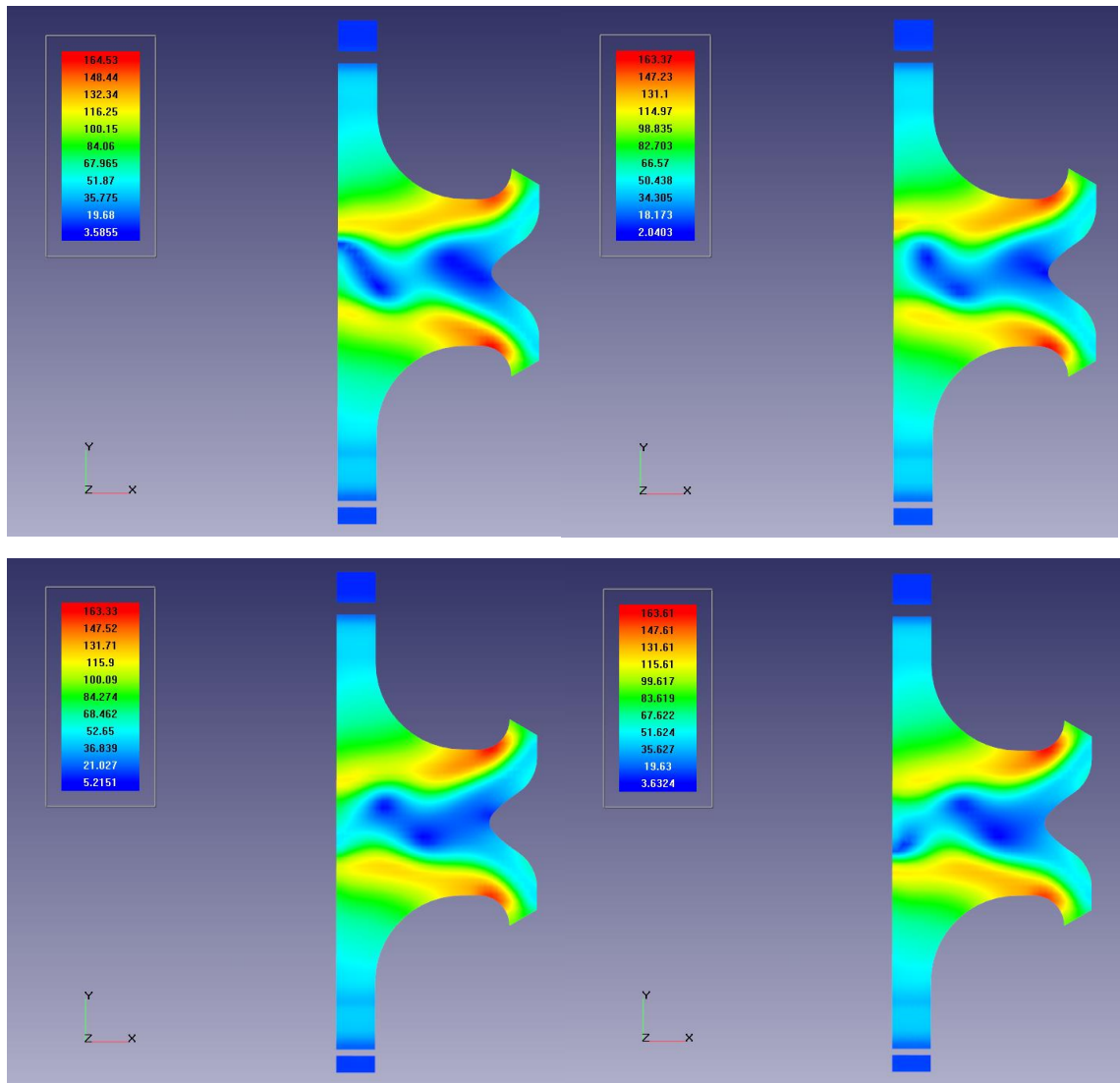
2.5 Візуалізація розподілу швидкостей всередині ВРА-Р з 20-ма лопатками, масова витрата 1,6 кг / с, кут 45 °

Колірна заливка руху потоку вздовж ВРА, крок картинок 0,001 сек:



Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

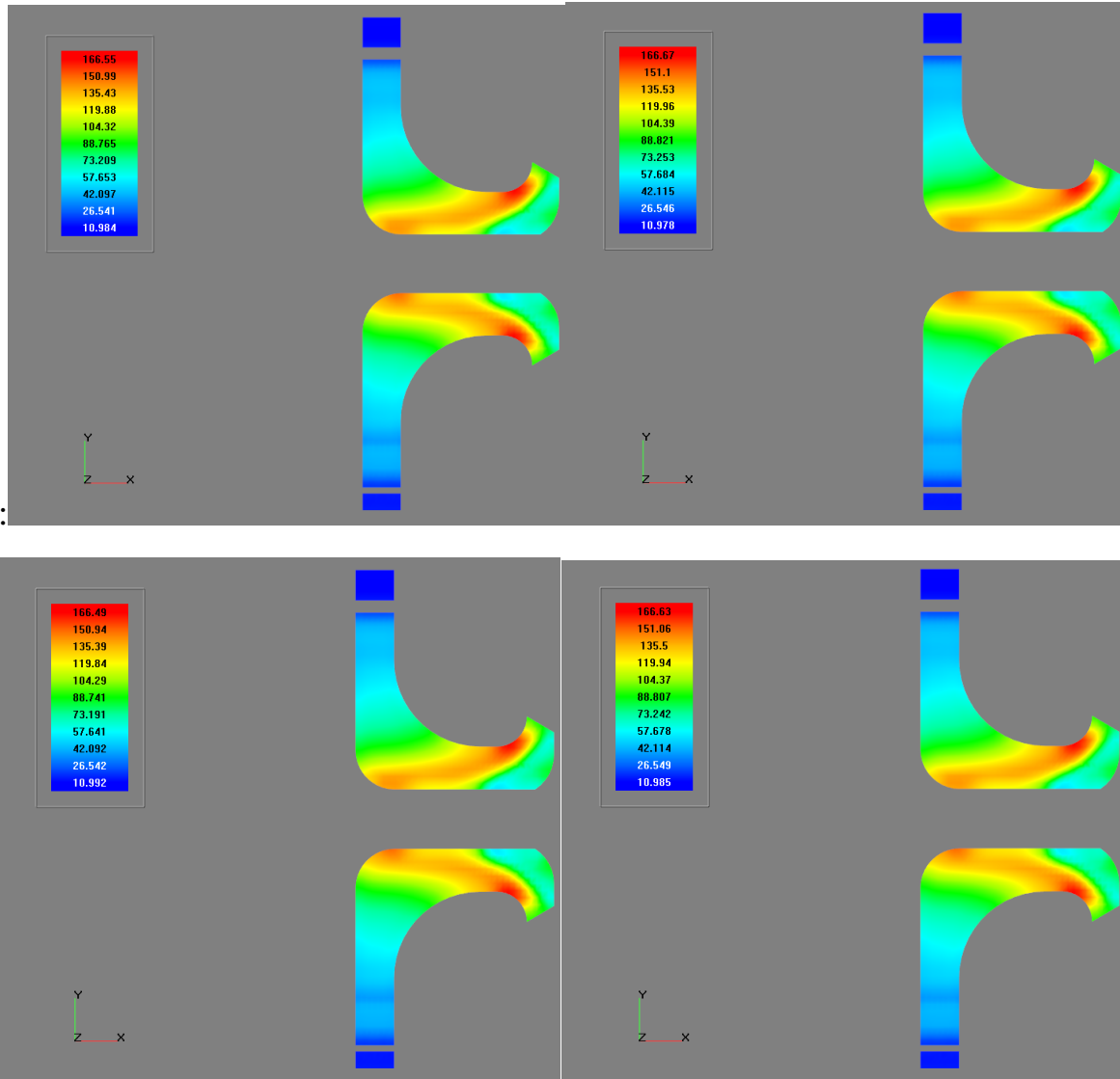


Аналіз:

Було виявлено цікаве явище, що потік рухається уздовж ВРА не стаціонарний. Можна спостерігати ефект аналогічний закручування води при стоці, тобто утворюється вихор. Це не бажаний ефект, так як з'являються відриви потоку, але цього можна уникнути, якщо експериментально вставити центральне тіло, що і було зроблено в наступному пункті 2.6.

2.6 Візуалізація розподілу швидкостей всередині ВРА-Р з експериментально вставленим центральним тілом. (20 лопаток, масова витрата 1,6 кг / с, кут 45 °).

Колірна заливка руху потоку вздовж ВРА з центральним тілом:



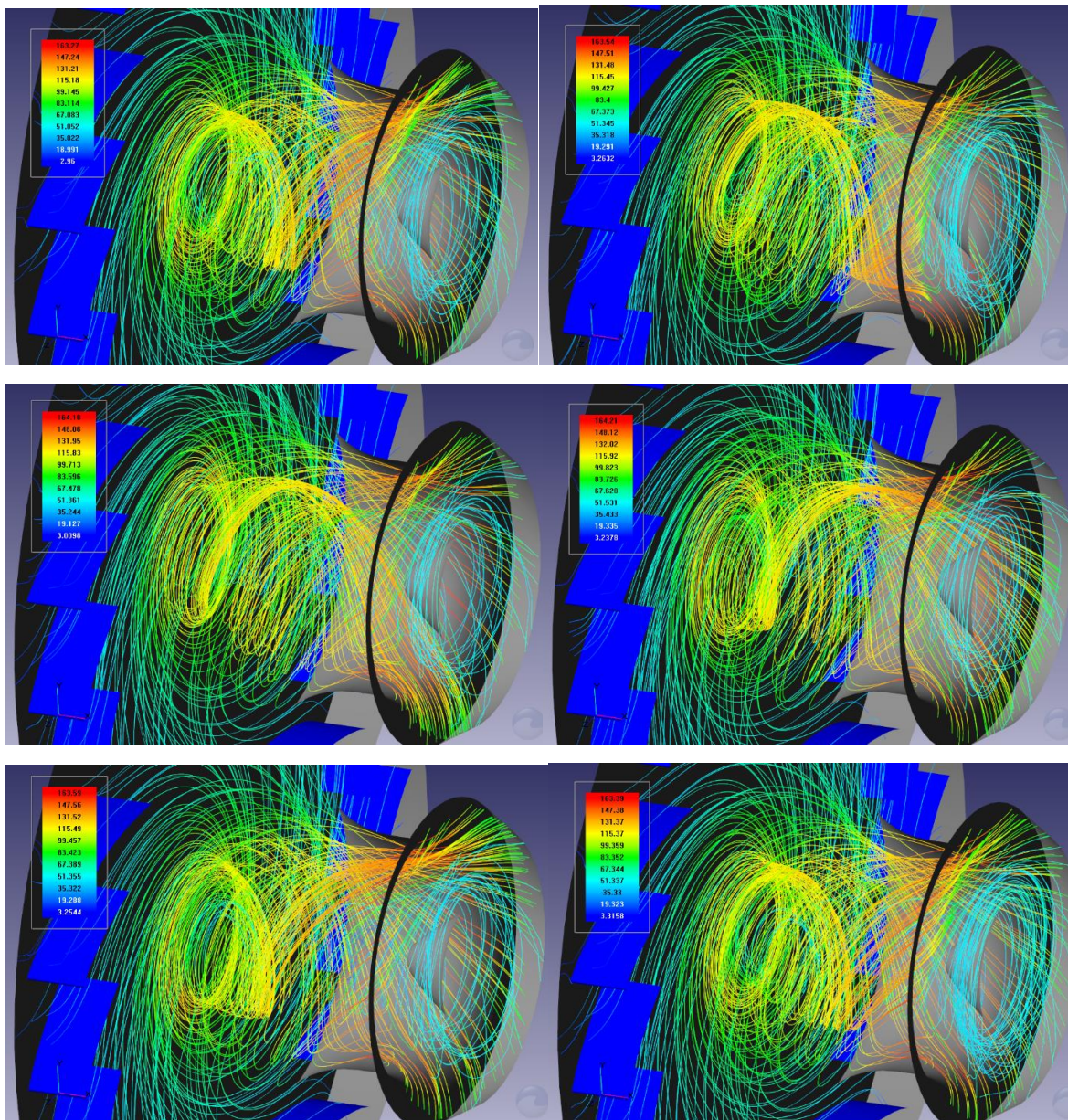
Аналіз:

Як можна побачити потік стабільний, так як розподіл швидкостей практично не змінюється, повітряні маси не створюють вихорів і відривів.

Вихор викликає скачки швидкості на початку графіка по радіусу, це відбувається, як і в програмі Flowvision (що було видно в ході розрахунку) так і було зафіксовано скачки під час проведення експерименту. Це описано в наступному пункті 2.7.

2.7 Візуалізація руху ліній струму всередині ВРА-Р (20 лопаток, масова витрата 1,6 кг / с, кут 45 °, без центрального тіла).

Рух ліній току без центрального тіла:



Аналіз:

Вихор має складний рух крученої спіралі, це призводить до циклічних стрибків під час розрахунку в Flowvision і швидше за все під час експерименту. Цим і пояснюються скачки на графіках в центрі потоку, через постійне зміщення вихору від входу до виходу ВРА-Р.

2.8 Порівняння ВРА-Р з різними кількостями лопаток.

Вплив кількості лопаток:

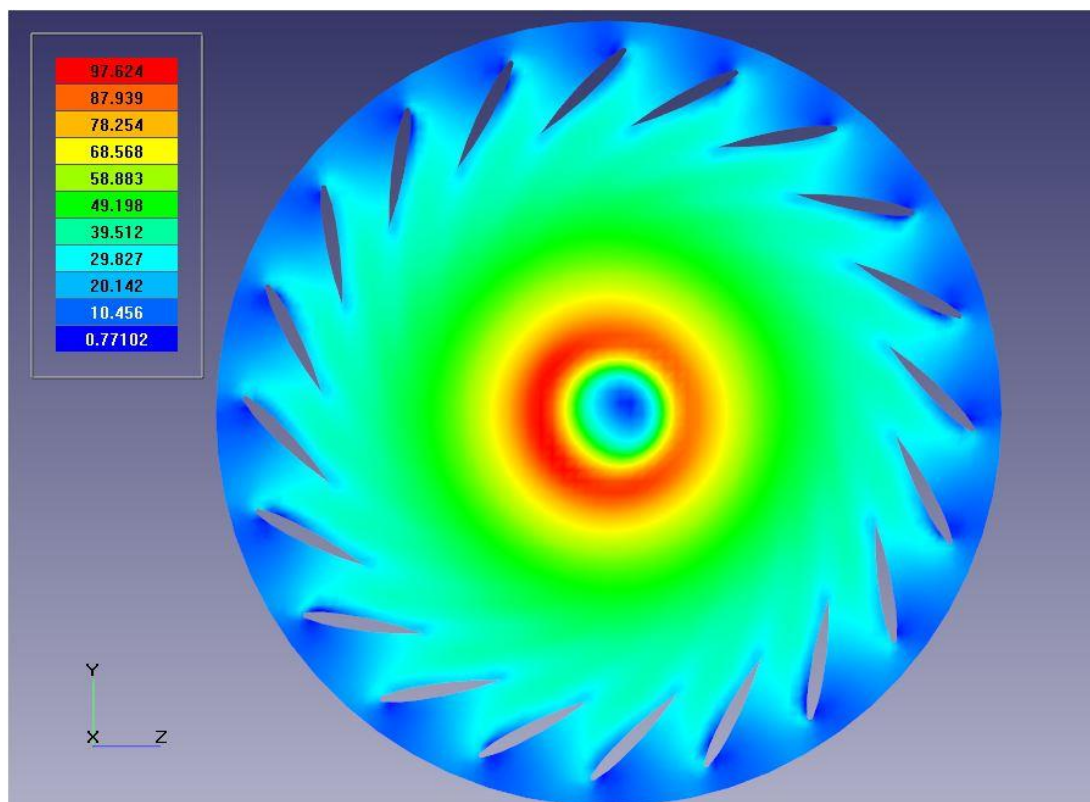


Рис. 2.46 Розподіл швидкостей на вході ВРА-Р з 20-ма лопатками

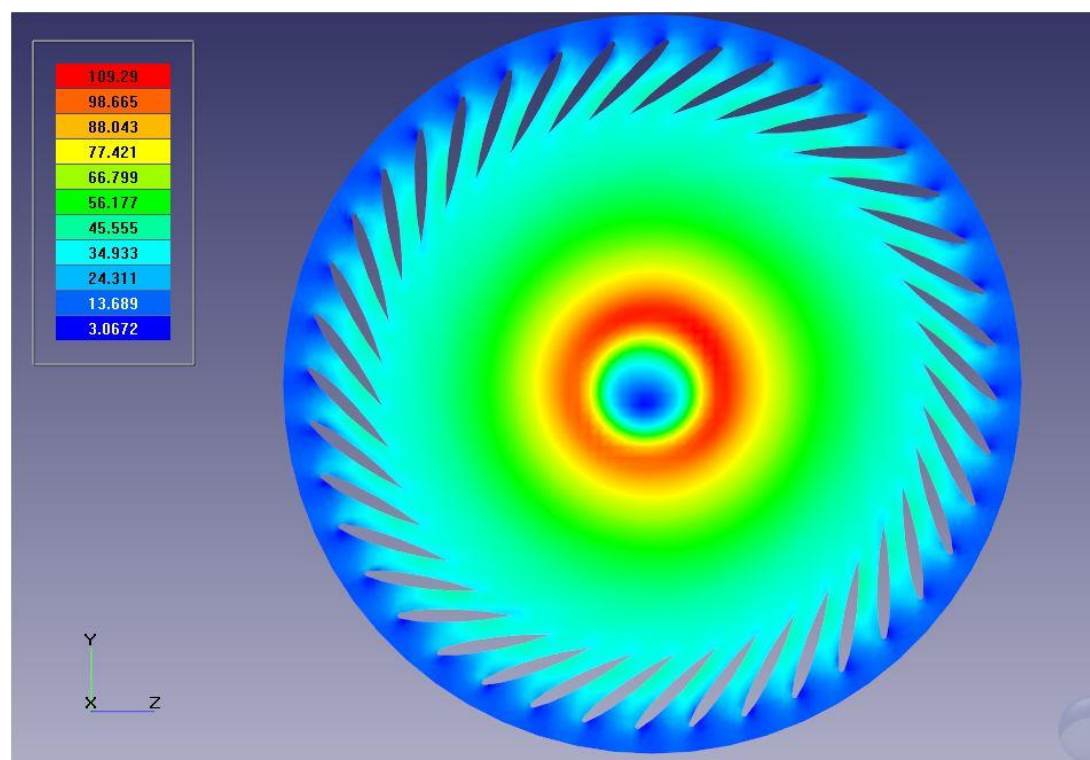


Рис. 2.47 Розподіл швидкостей на вході ВРА-Р з 40-ка лопатками

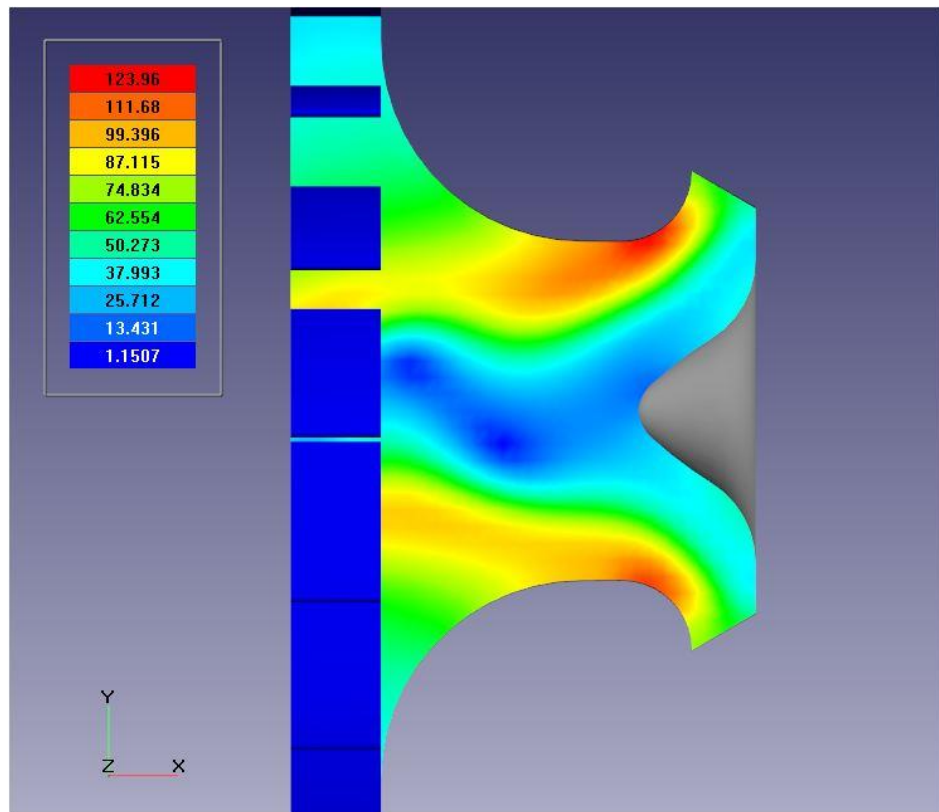


Рис. 2.48 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р з 20-ма лопатками

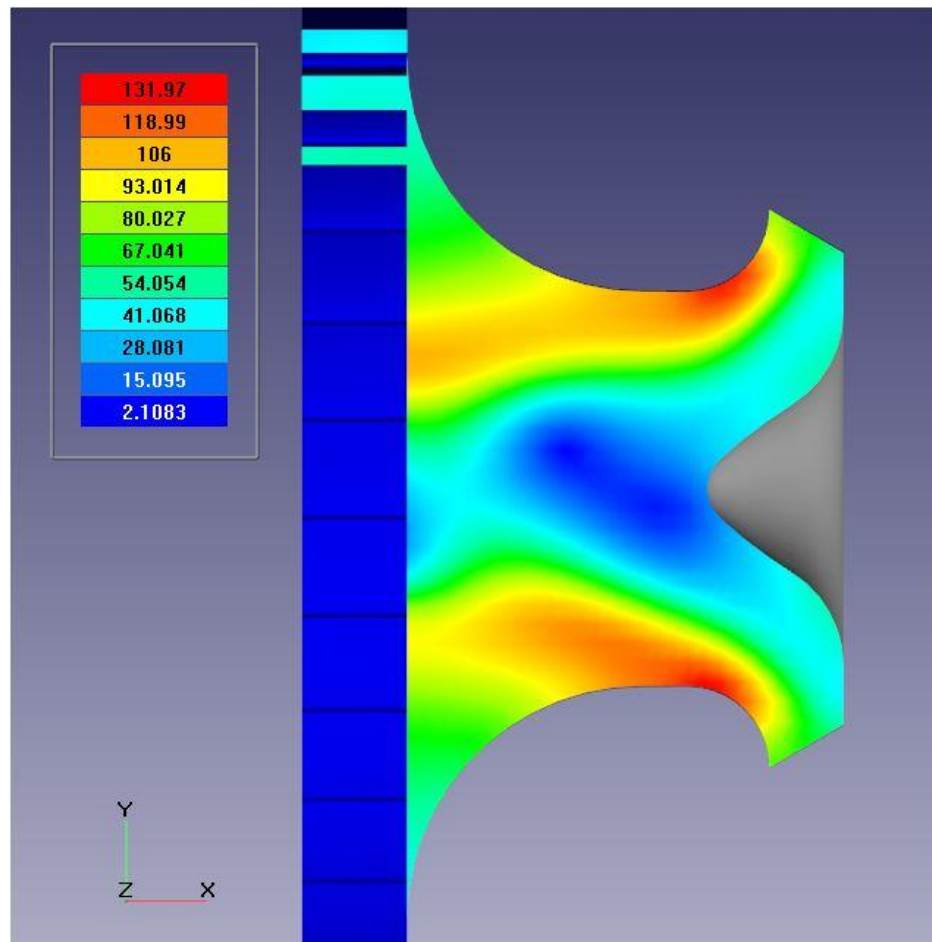


Рис. 2.49 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р з 40-ка лопатками

Аналіз:

Як можна побачити при 40-ка лопатках швидкість на виході більше, через стиснення потоку на вході, в зв'язку зі збільшенням площі опору.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		52

2.9 Порівняння ВРА-Р з обтікачем і без нього

Вплив обтікача:

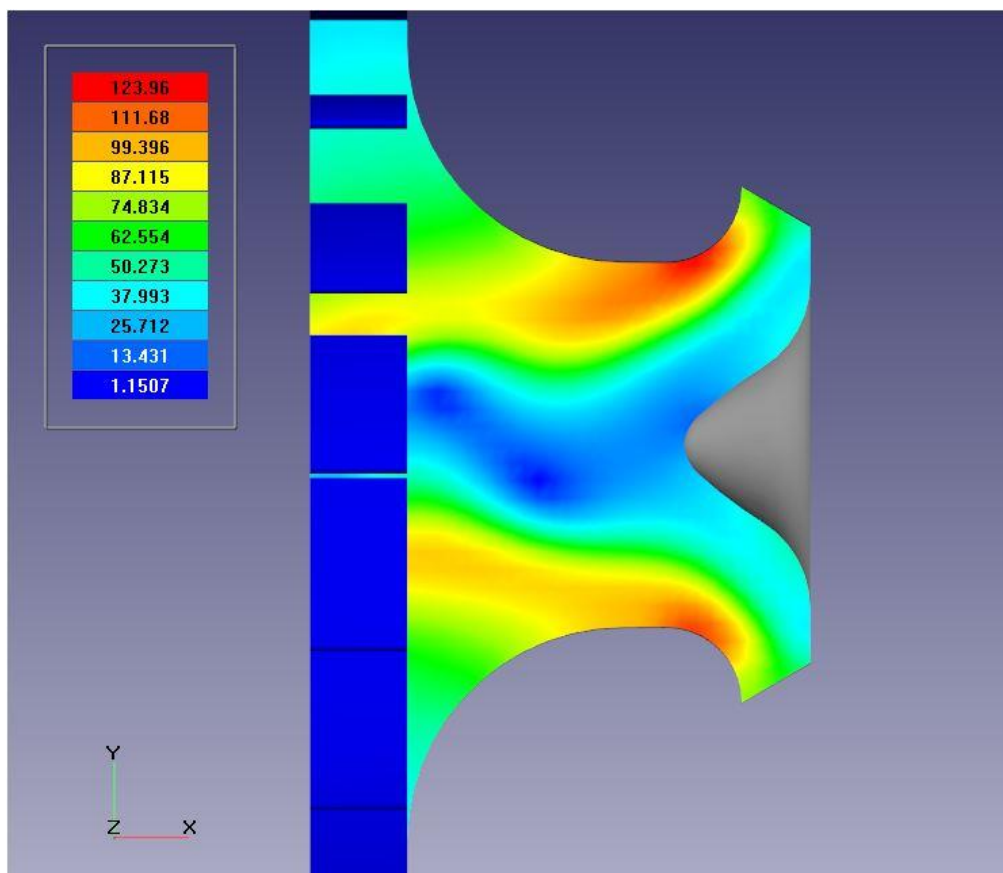


Рис. 2.50 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р з обтікачем

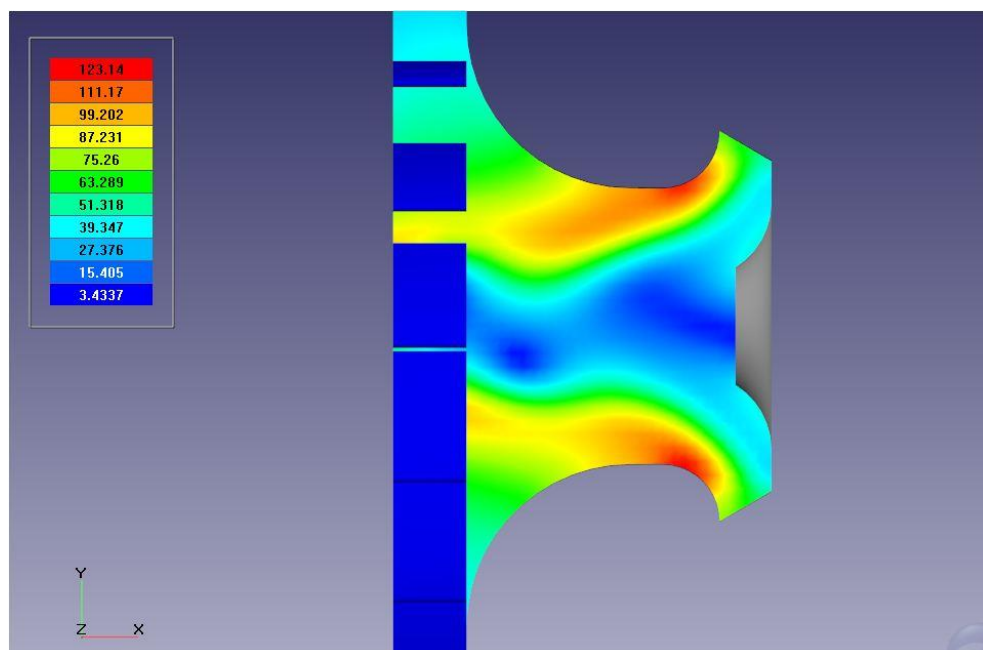


Рис. 2.51 Розподіл швидкостей по довжині ВРА-Р без обтікача

Аналіз:

Обтікач необхідний для стабілізації потоку перед входом в РК.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		53

2.10 Висновки розділу

1) Досліджено різні варіанти ВРА-Р методами обчислювальної гідродинаміки в прикладному програмному комплексі Flowvision НРС. Наведено порівняння експериментальних даних і порохованих в програмному комплексі.

2) Аналіз кінематики потоку показав що всередині проточної частини створюється вихровий рух, що негативно впливає на структуру потоку, однак якщо є центральне тіло, то потік стабілізується.

3) Вплив лопаток такий, що при більшій їх кількості швидкість на виході більша, через стиснення потоку на вході, за рахунок збільшення площі опору лопаток.

4) Досліджено вплив обтікача, він необхідний для стабілізації потоку перед входом в робоче колесо. Потік стиснюється, за рахунок зайнятого простору обтікачем і швидкість потоку на виході стає більше.

5) Аналіз перетинів показав якісний збіг даних експерименту і чисельного розрахунку в прикладному програмному комплексі Flowvision.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		54

3. ДОСЛІДЖЕННЯ СТУПЕНІ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА З ВРА-Р

Мета розділу:

Детальне чисельне дослідження течії у вхідному регулюючому апараті радіального типу (ВРА-Р) сумісно з робочим колесом, з використанням програмного комплексу ANSYS CFD.

Завдання дослідження:

- 1) Створити математичну модель в програмному комплексі ANSYS CFD.
- 2) Отримати картину перебігу в робочій області від входу в ВРА-Р до виходу з робочого колеса у вигляді осереднених даних, ліній струму, графіків.
- 3) Дослідити вплив кута повороту ВРА-Р на параметри робочого колеса.

Об'єкт дослідження:

Вхідний регулюючий апарат радіального типу з відцентровим нагнітачем.

Предмет дослідження:

Процес течії в ВРА-Р разом з РК.

Метод дослідження:

- 1) Аналіз літературних джерел по темі дослідження.
- 2) Чисельне дослідження в програмному комплексі ANSYS CFD.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		55

3.1 Розробка математичної моделі ВРА-Р в ANSYS CFD.

Завданням розділу було порівняння експериментальних даних дисертації Г.Н. Зинкевича: "Исследование ступени центробежного нагнетателя с различными типами входных регулирующих аппаратов" [1] з змодельованим процесом течії газу (повітря) в програмному комплексі ANSYS CFD. Також метою було дослідити протікання потоку всередині ВРА-Р до виходу з робочого колеса.

Спочатку була створена модель порожнини течії (для кутів 0° ; 15° ; 30° ; 45° ; -15° ; -30° ; -45°) та робочого колеса в САПР комплексі Inventor для подальшого моделювання течії.

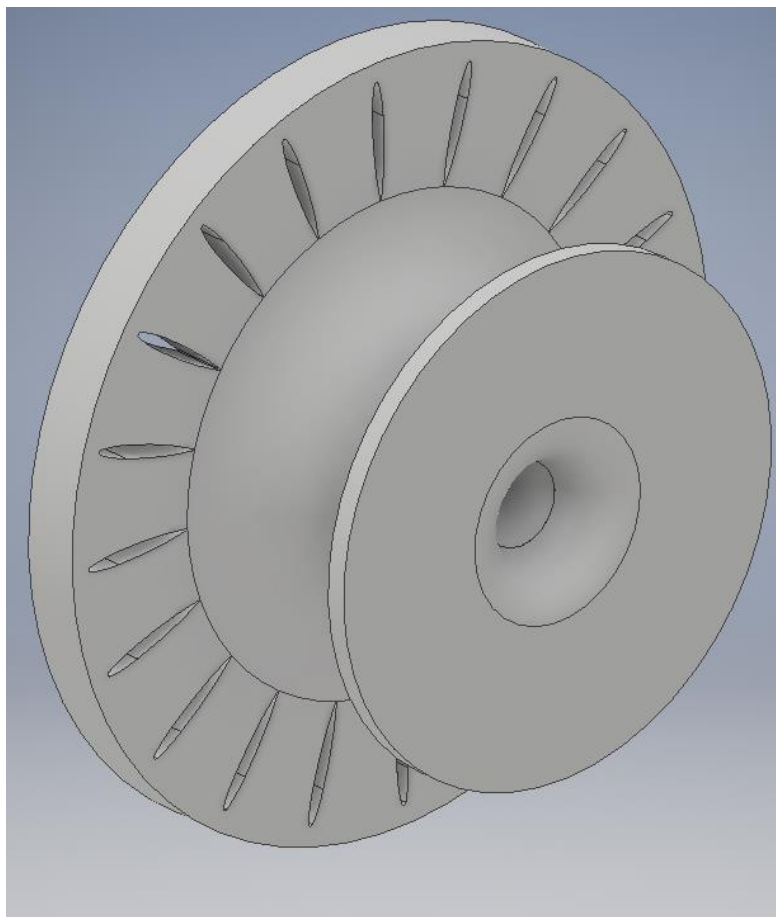


Рис 3.1. Модель порожнини течії

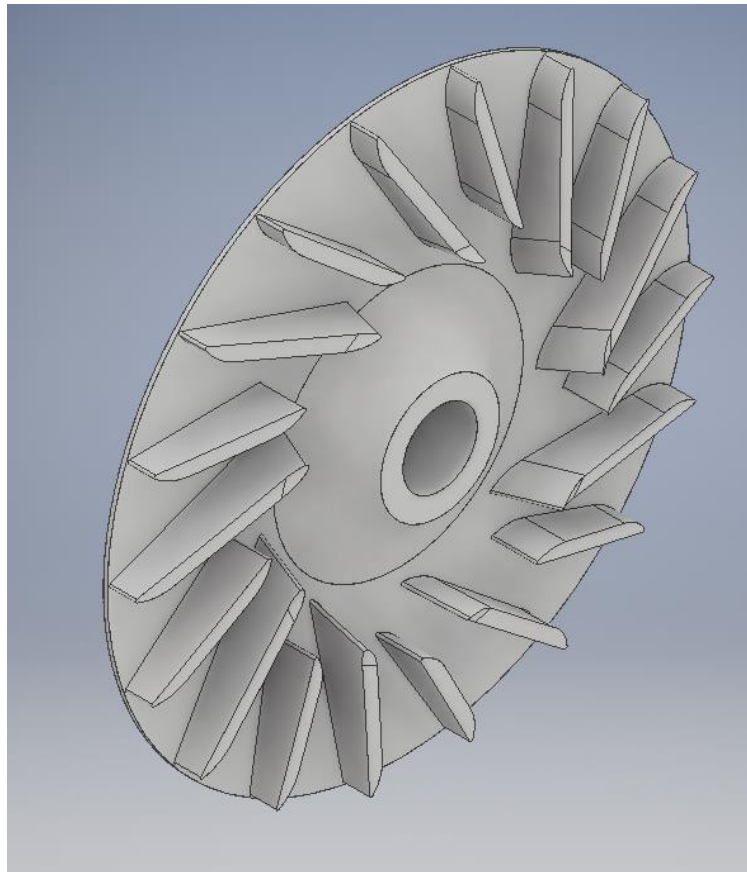


Рис 3.2. Модель робочого колеса

Далі імпортуємо модель порожнини течії та колеса в ANSYS CFD і використовуємо функцію “Boolean” витісняємо профіль лопаток в порожнині течії колесом. Потім розділяємо отриману геометрію на 2 частини, на роторну і стаціонарну (Рис. 3.3). Після цього вирізаємо 18-ти градусний сектор в ВРА-Р (Рис 3.5) і 40-ка градусний сектор в РК (Рис 3.4) для подальшого розрахунку.

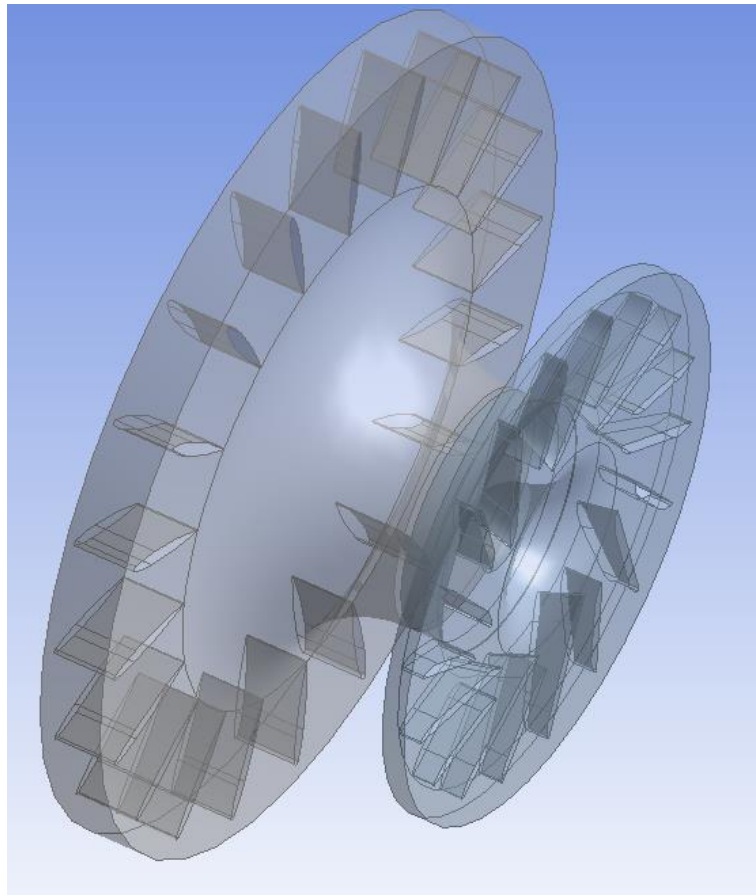


Рис. 3.3 Розрахункова порожнина течії

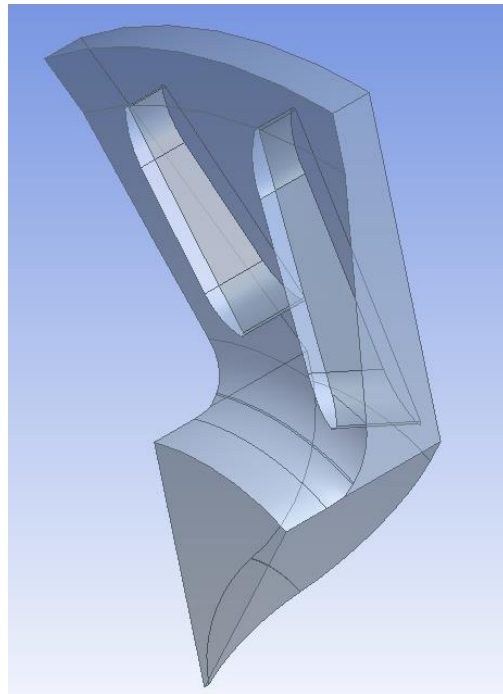


Рис.3.4 Сектор для розрахунку частини, що обертається

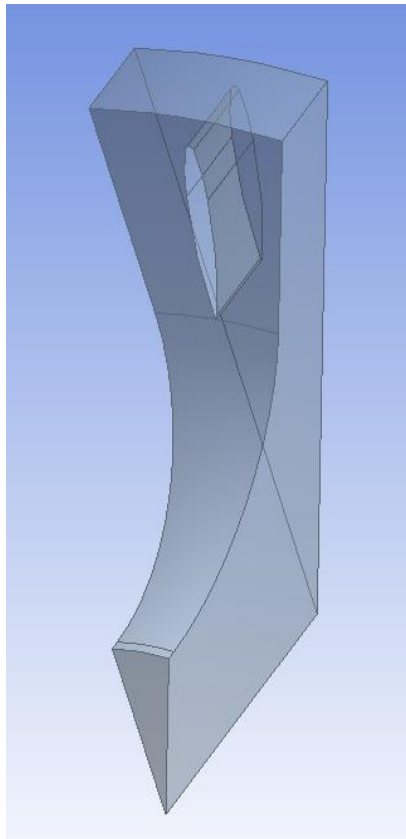


Рис. 3.5 Сектор для розрахунку стаціонарної частини

Після цього задаємо параметри для розрахункової сітки:

Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	CFX
Element Order	Linear
<input type="checkbox"/> Element Size	Default (16,943 mm)
Sizing	
Use Adaptive Sizing	No
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,2)
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (33,887 mm)
Mesh Defeaturing	No
Capture Curvature	Yes
<input type="checkbox"/> Curvature Min Size	Default (0,16943 mm)
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (18,°)
Capture Proximity	Yes
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	Default (0,16943 mm)
<input type="checkbox"/> Num Cells Across Gap	4
Proximity Size Function Sources	Faces and Edges
Bounding Box Diagonal	338,87 mm
Average Surface Area	7301,8 mm ²
Minimum Edge Length	1,3939 mm

Рис. 3.6 Параметри сітки для стаціонарної частини

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Named Selections
Boundary	Multiple Entities
Inflation Option	First Layer Thickness
<input type="checkbox"/> First Layer Height	1,e-002 mm
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	30
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre

Рис. 3.7 Параметри сітки для стаціонарної частини

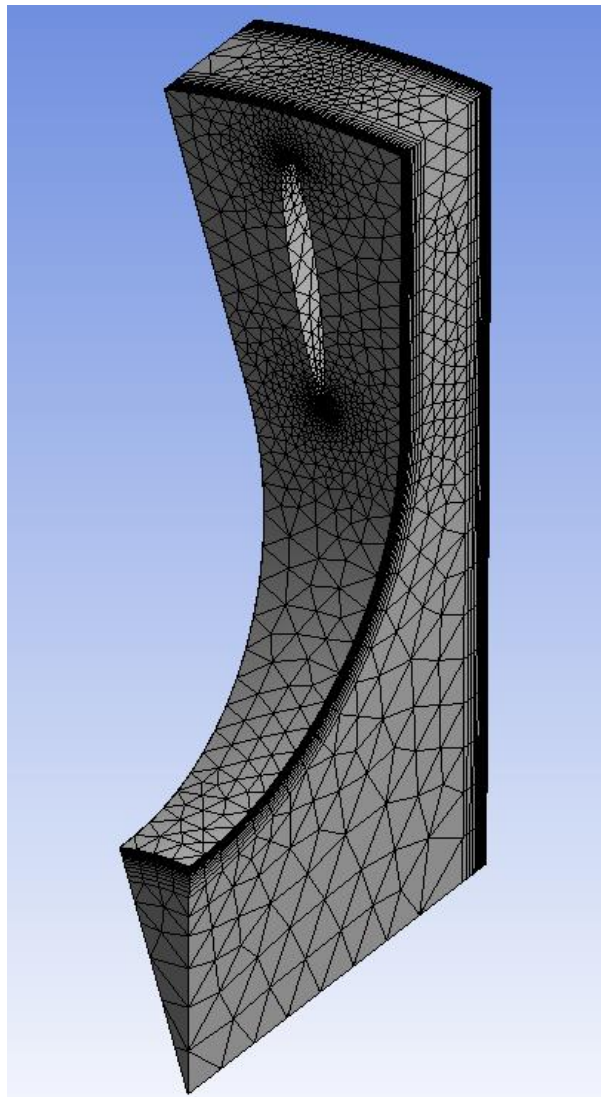


Рис. 3.8 Сітка стаціонарної частини

Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	CFX
Element Order	Linear
<input type="checkbox"/> Element Size	Default (12,986 mm)
Sizing	
Use Adaptive Sizi...	No
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,2)
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (25,972 mm)
Mesh Defeaturing	No
Capture Curvature	Yes
<input type="checkbox"/> Curvature Mi...	Default (0,12986 mm)
<input type="checkbox"/> Curvature Nor...	Default (18,")
Capture Proximity	Yes
<input type="checkbox"/> Proximity Min ...	Default (0,12986 mm)
<input type="checkbox"/> Num Cells Acr...	5
Proximity Size Fu...	Faces and Edges
Bounding Box Di...	259,72 mm
Average Surface ...	2486,5 mm ²
Minimum Edge L...	0,36854 mm
Quality	
Inflation	
Advanced	
Statistics	

Рис. 3.9 Параметри сітки для частини, що обертається

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Named Selections
Boundary	Multiple Entities
Inflation Option	First Layer Thickness
<input type="checkbox"/> First Layer Height	1,e-002 mm
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	30
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre

Рис. 3.10 Параметри сітки для частини, що обертається

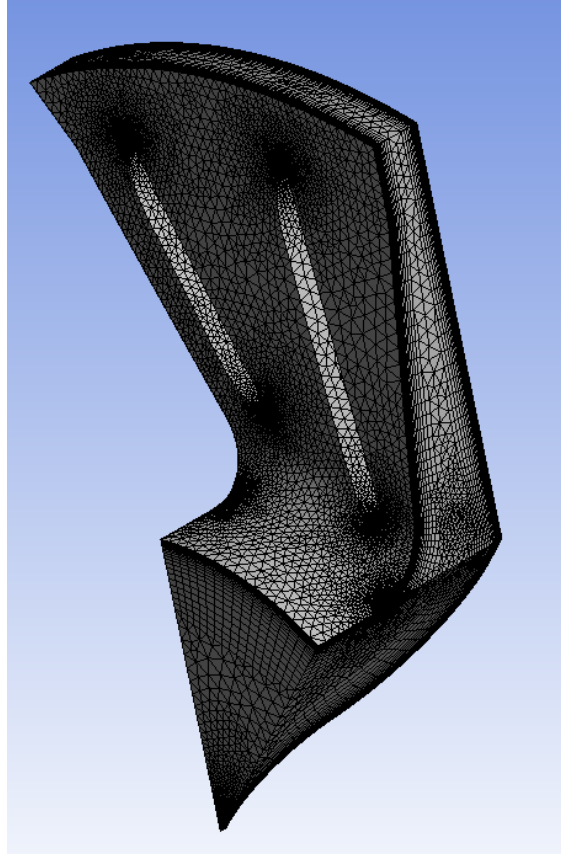


Рис. 3.11 Сітка частини, що обертається

Для математичної моделі були задані наступні параметри в “Turbo Mode”:

Machine Type	Centrifugal Compressor
Axis	
Coordinate Frame	Coord 0
Rotation Axis	Z
<input checked="" type="checkbox"/> Axis Visibility	
Analysis Type	
Type	Steady State

Рис. 3.12. Вхідні параметри для солвера

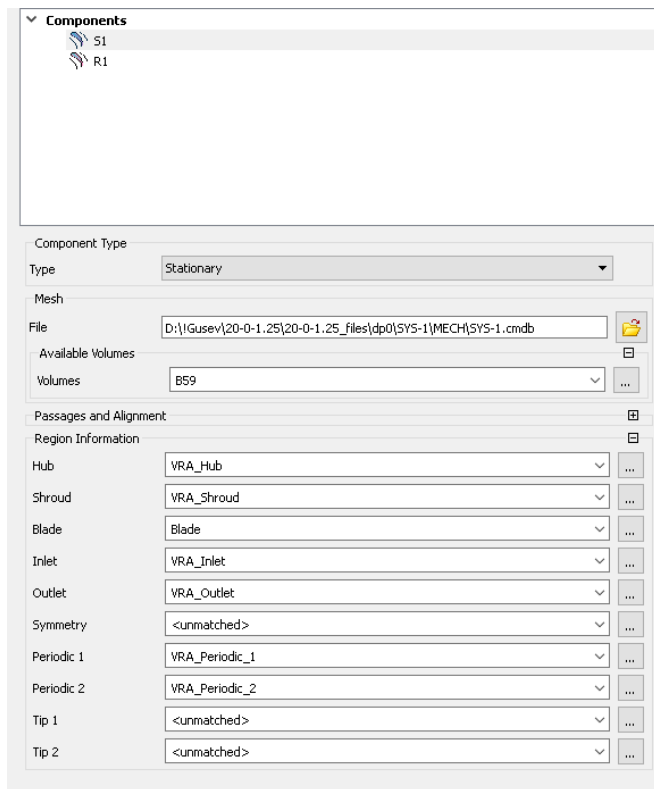


Рис. 3.13. Вхідні параметри для солвера

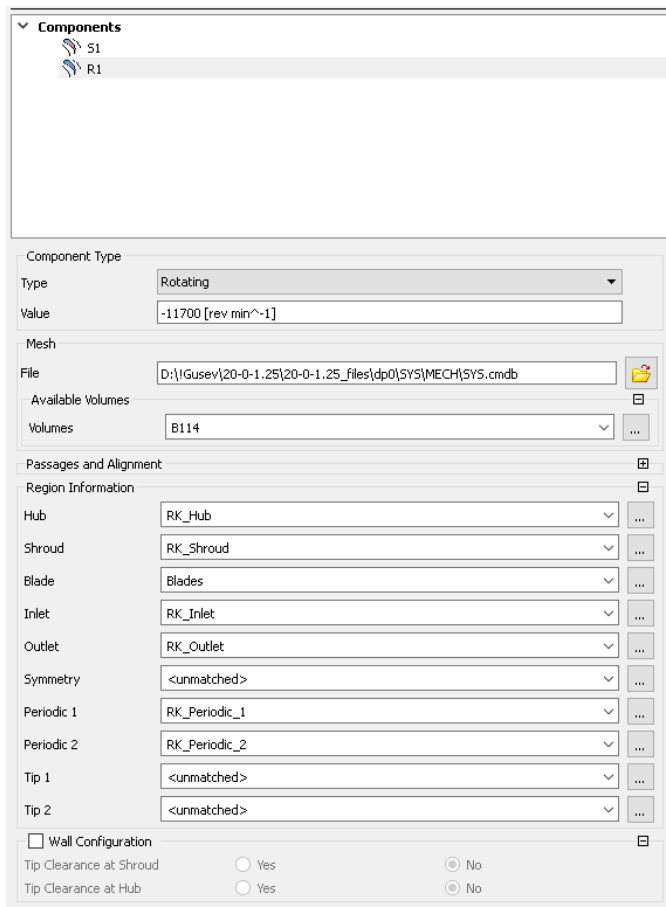


Рис. 3.14. Вхідні параметри для солвера

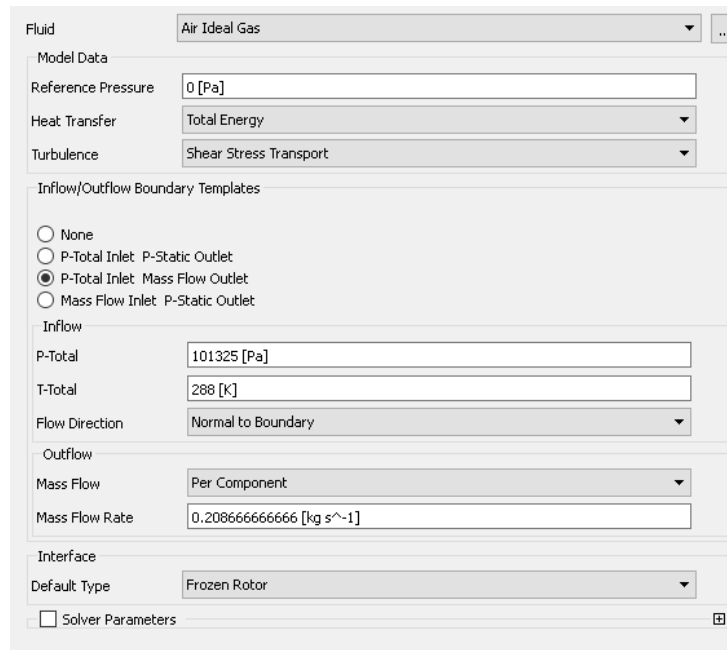


Рис. 3.15. Вхідні параметри для солвера

Шаг солвера 0,01 сек.

Після цього починаємо розрахунок для різних геометрій ВРА, з кутами повороту лопаток 0° ; 15° ; 30° ; 45° ; -15° ; -30° ; -45° .

Збіжність розрахунку була виконана:

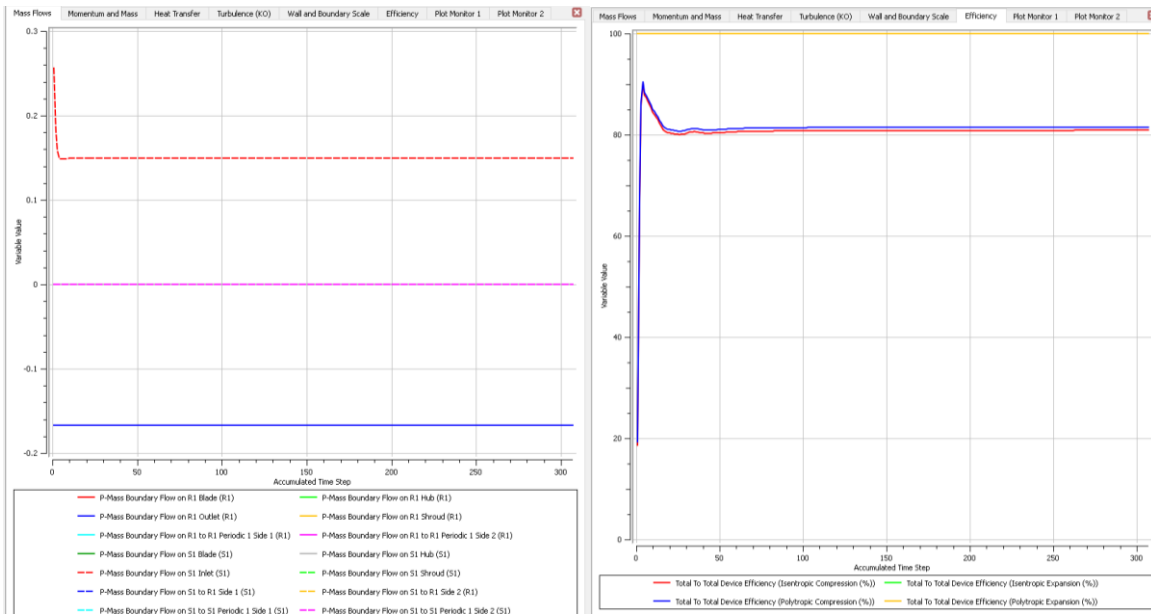


Рис. 3.16 Збіжність розрахунку по масовій витраті і ефективності

Верифікація була виконана нижче в розділі 3.5.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

3.2 Методика дослідження

Спочатку були отримані картини течії потоку в розрахунковій моделі в виді полів тиску, ліній току, швидкостей і т. д. Після цього в характерних перетинах на вході в ВРА, вході в РК і на виході з РК, були осередненні данні швидкості, температури, тиску, густини, повного тиску. Отримані результати порівнювались з експериментальними даними [1].

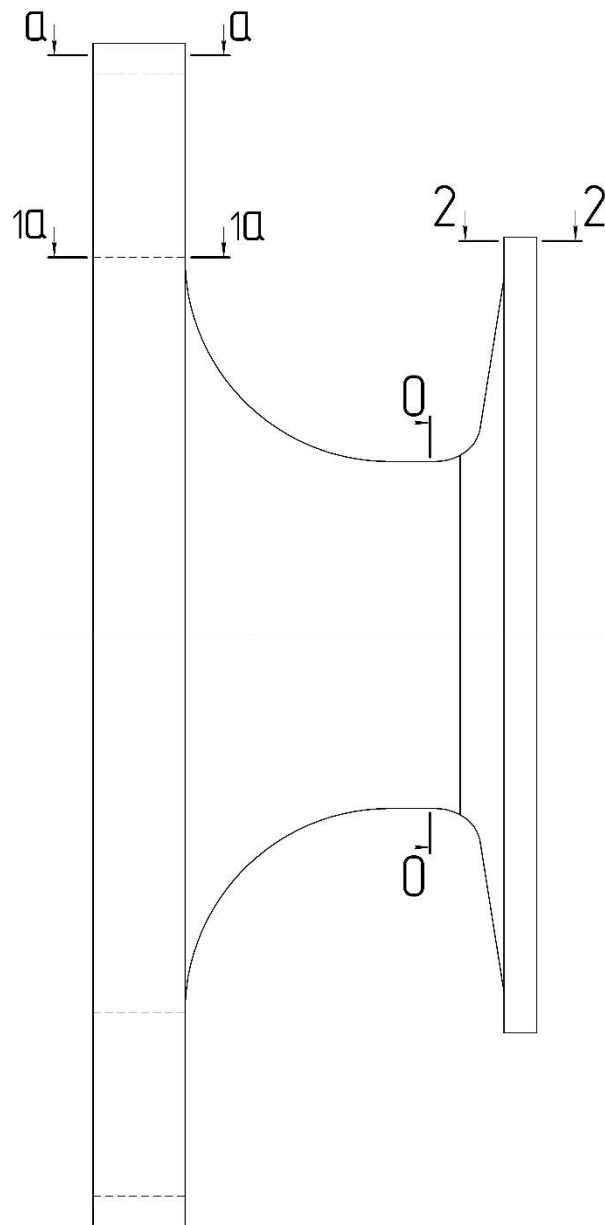


Рис. 3.17 Перетини для заміру параметрів

Значення масової витрати для розрахунку взято з експериментальних даних [1] і дорівнює $m=1.878$ кг/с. Для кожного кута нехилу вона змінювалась таким чином (Рис.3.18):

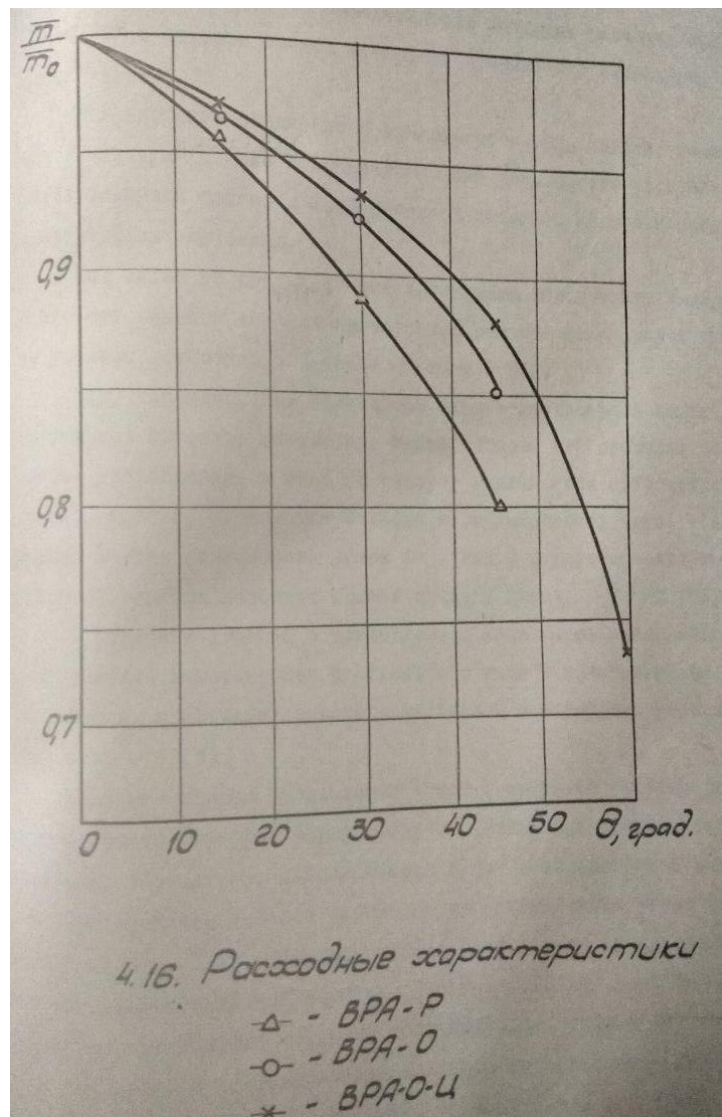


Рис. 3.18 Витратні характеристики

Таблица 3.1. Зміна масової витрати залежно від куту повороту лопаток ВРА.

Кут,	0	15	-15	30	-30	45	-45
Масова витрата, m , кг/с	1,878	1,80288	1,80288	1,65264	1,65264	1,5024	1,5024

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

66

3.3 Візуалізація потоку в ВРА-Р разом з РК в програмному комплексі ANSYS CFD.

В розділі представлені лінії току у кольоровій заливці швидкостей. Для кожного кута повороту були взяті 3 види: зі сторони основного диску РК, з меридіональної сторони і поздовжній вид. Також в розділі 3.4 представлені графіки і таблиці осереднених параметрів в контрольних перетинах.

3.3.1 Розрахунок ВРА-Р з кутом повороту лопаток 0° .

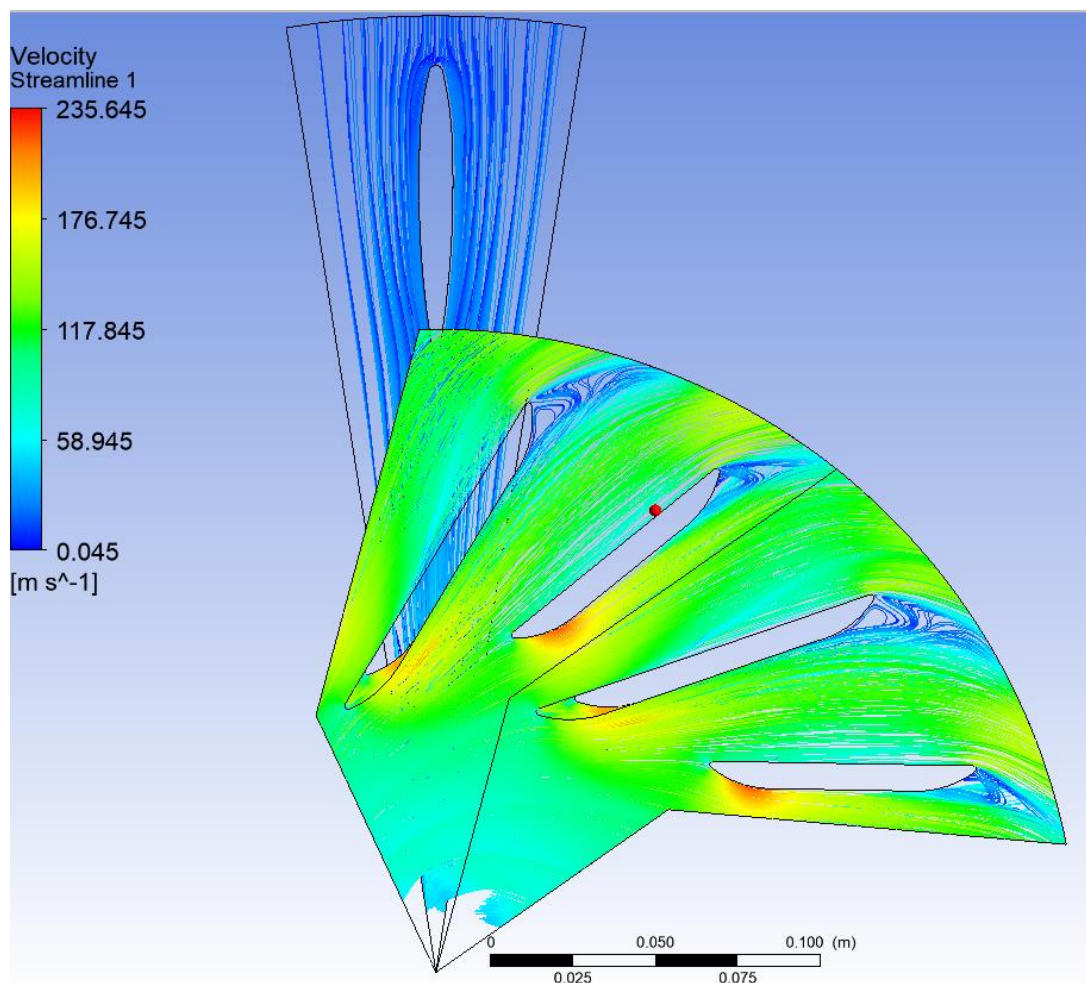


Рис. 3.19 Траєкторія ліній току при куті повороту 0° , зі сторони основного диску РК

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

67

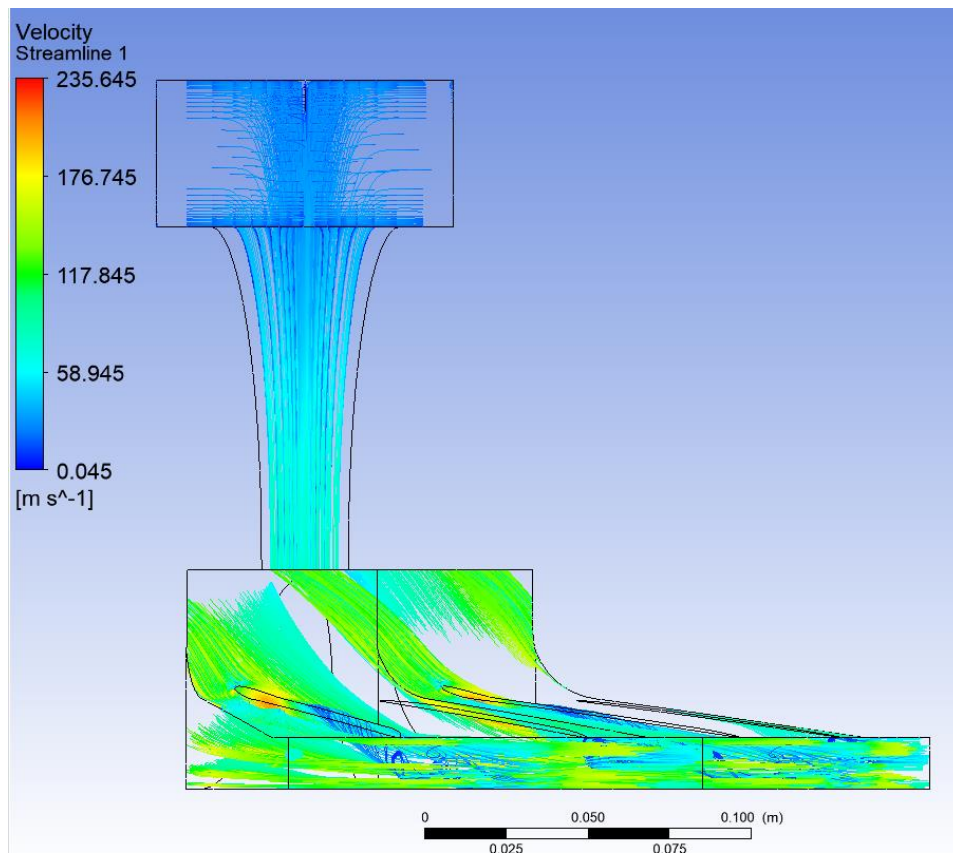


Рис. 3.20 Траєкторія ліній току при куті повороту 0°, поздовжній вид

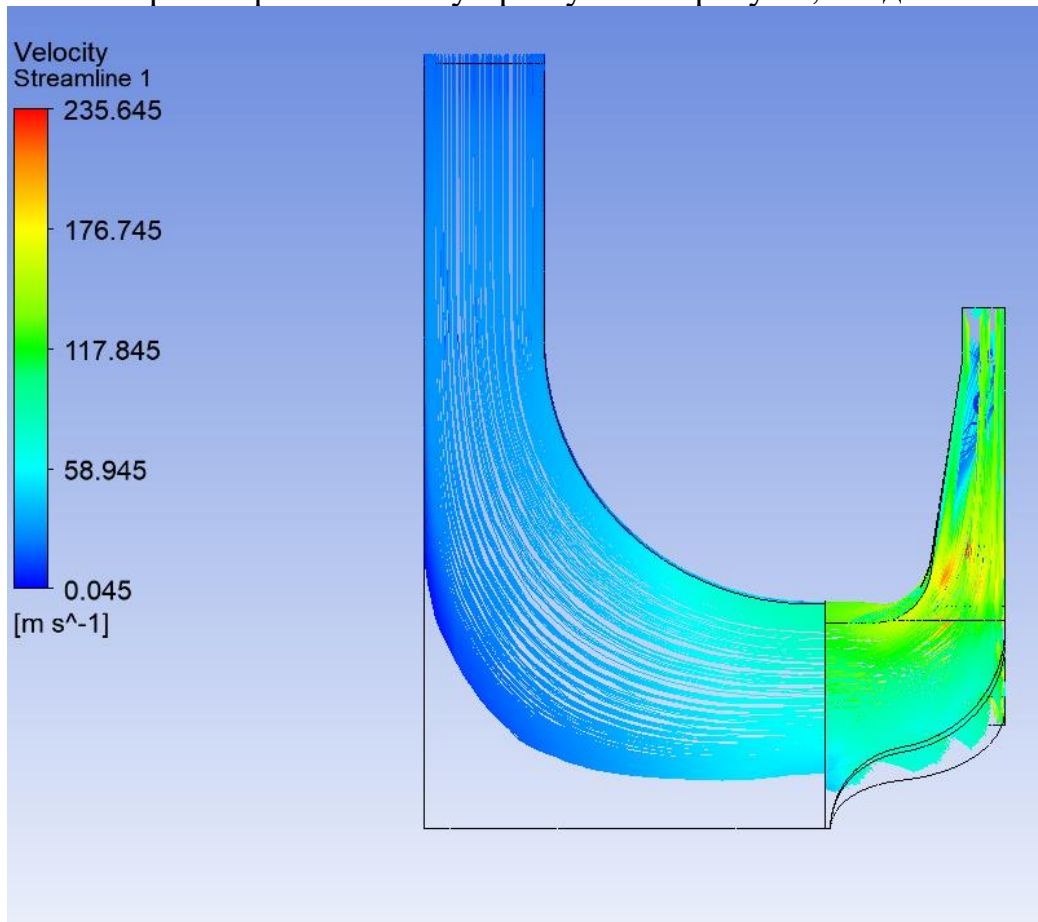


Рис. 3.21 Траєкторія ліній току при куті повороту 0°, з меридіональної сторони

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

68

3.3.2 Розрахунок ВРА-Р з кутом повороту лопаток 15°.

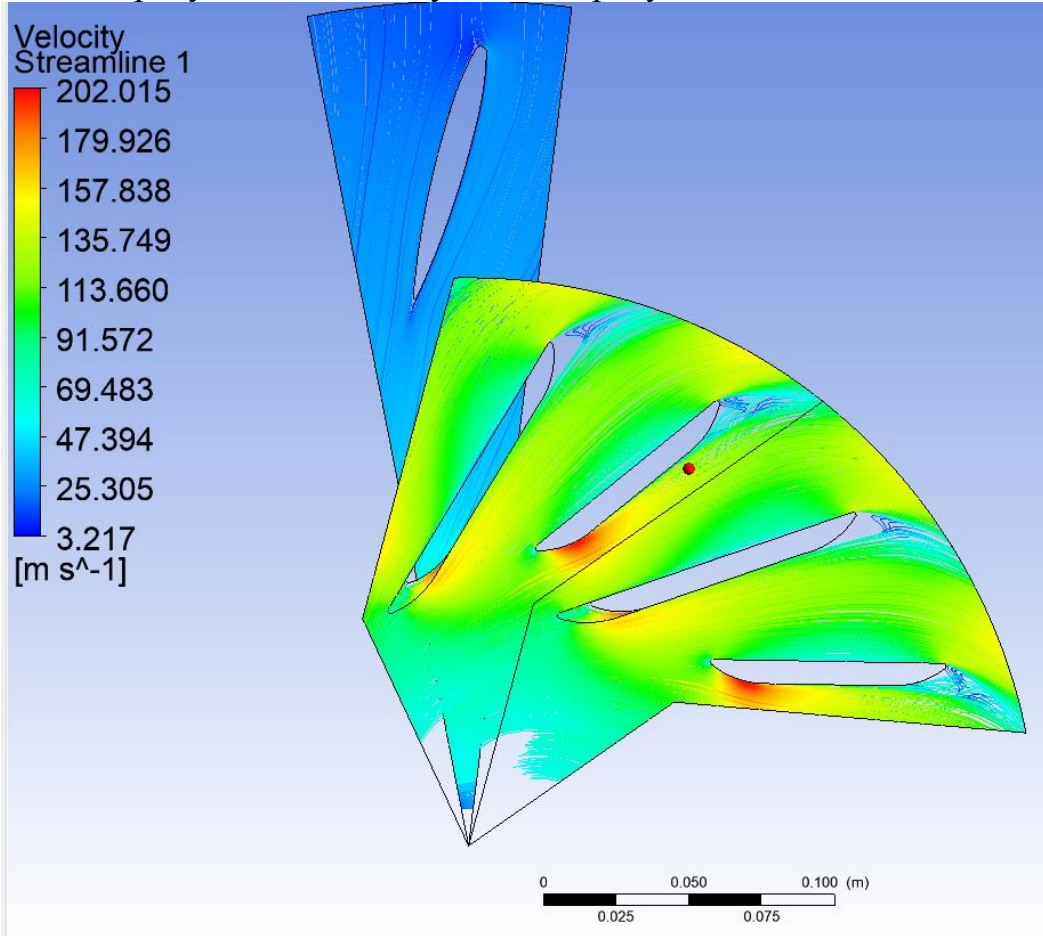


Рис. 3.22 Траекторія ліній току при куті повороту 15°, зі сторони основного диску РК

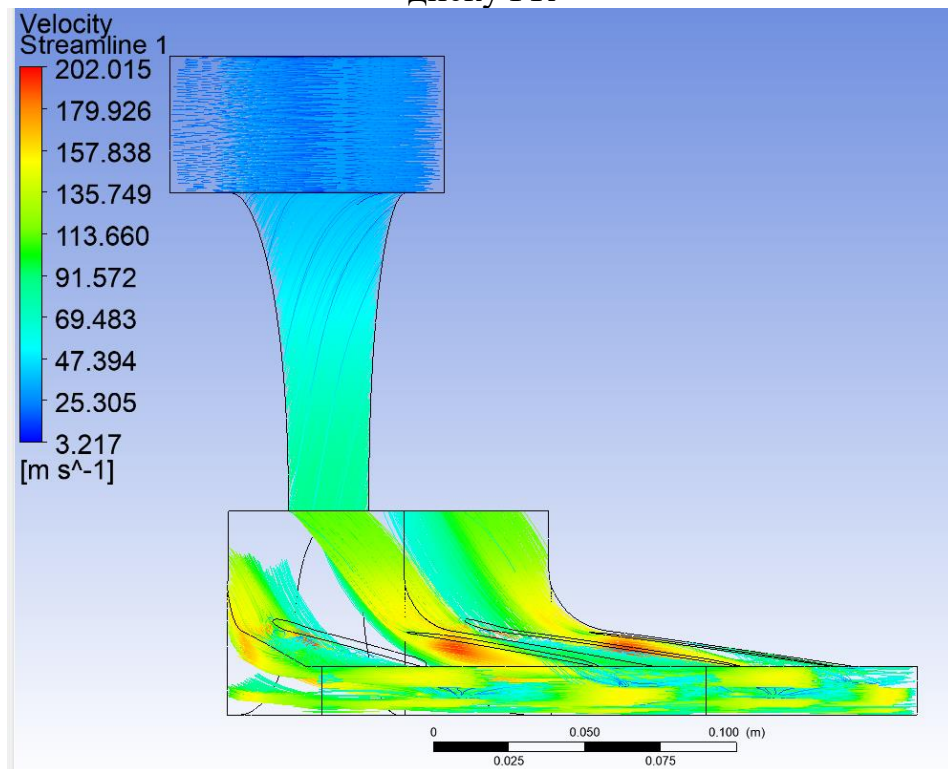


Рис. 3.23 Траекторія ліній току при куті повороту 15°, поздовжній вид

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

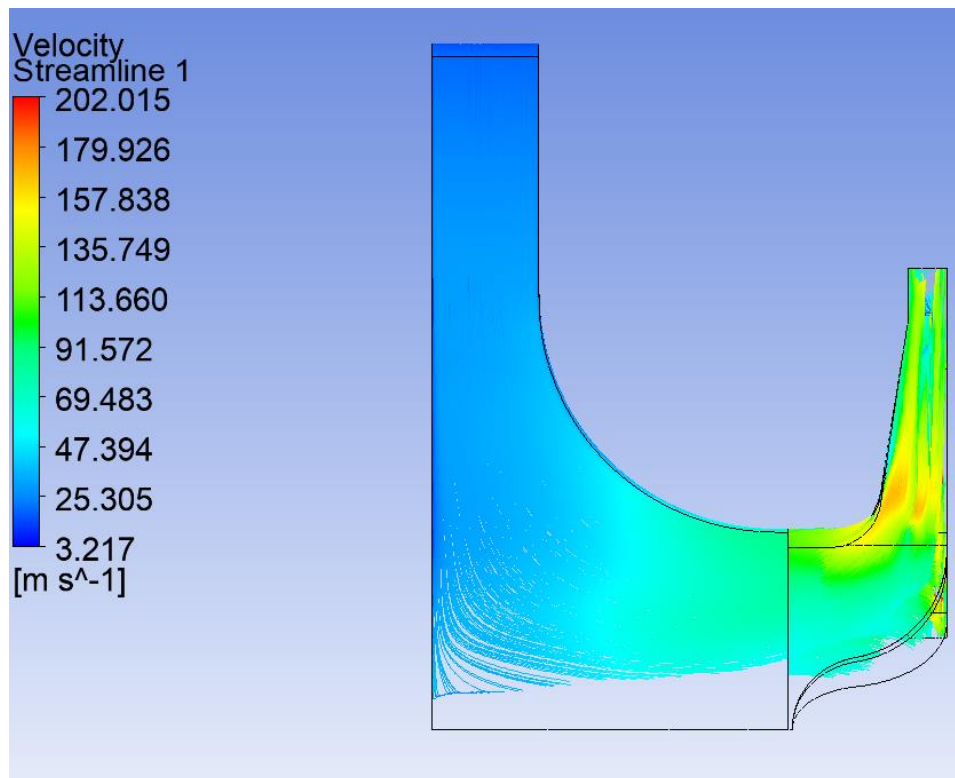


Рис. 3.24 Траекторія ліній току при куті повороту 15°, з меридіональної сторони

3.3.3 Розрахунок ВРА-Р з кутом повороту лопаток 30°.

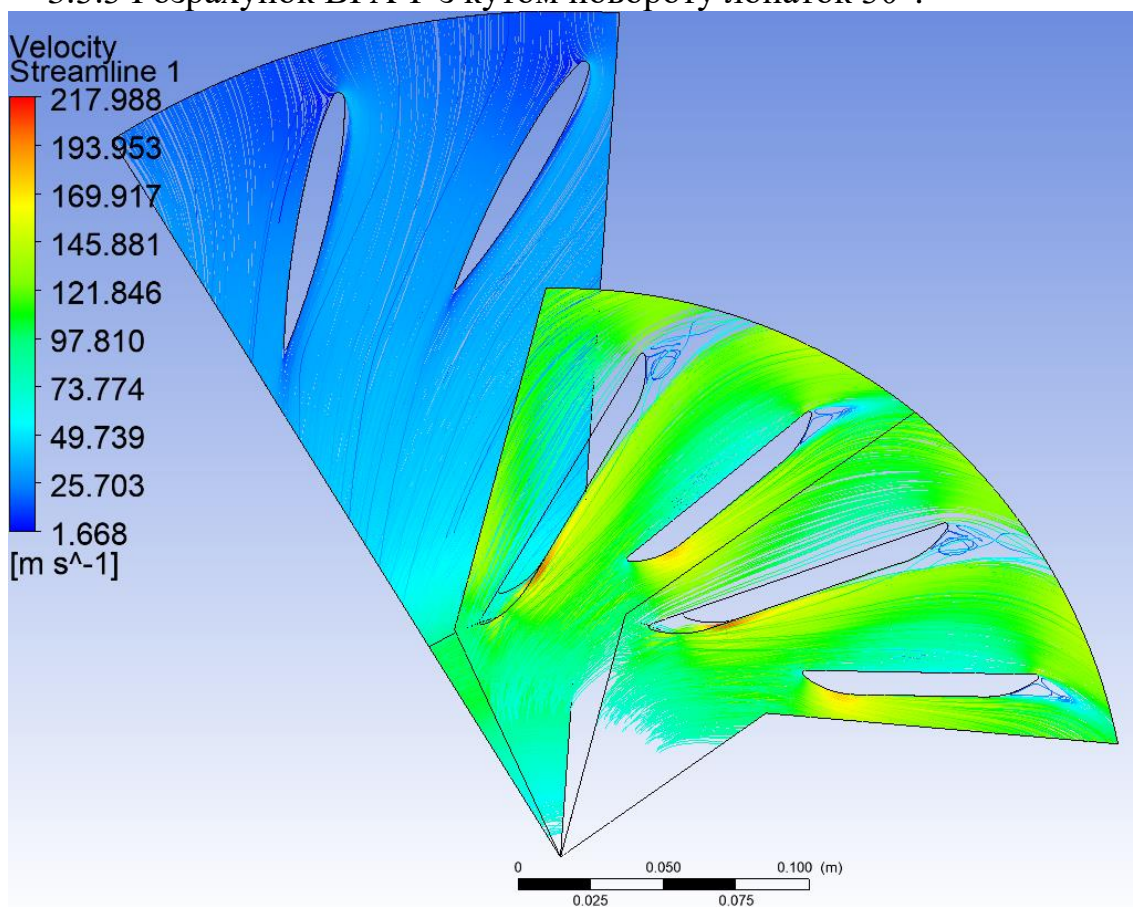


Рис. 3.25 Траекторія ліній току при куті повороту 30°, зі сторони основного диску РК

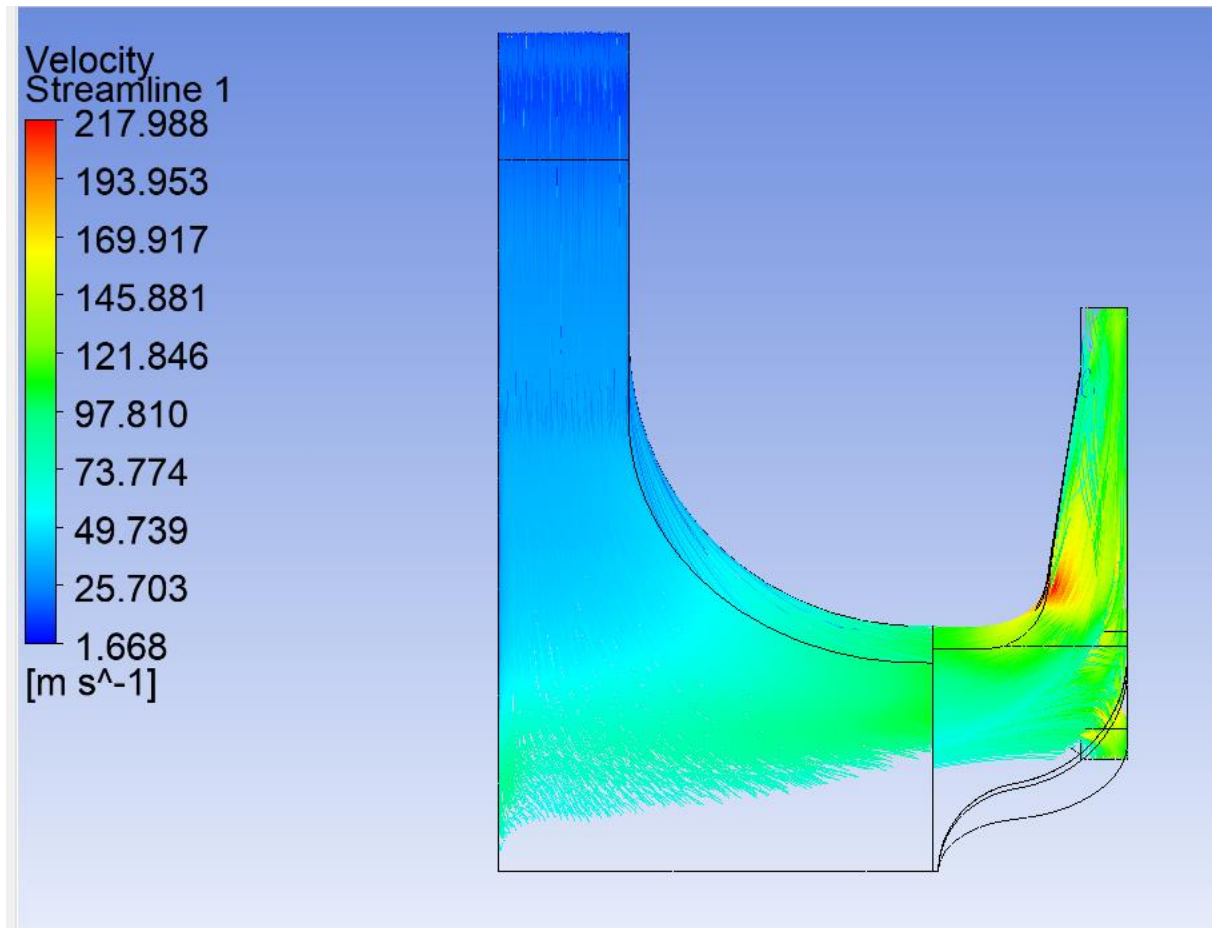


Рис. 3.26 Траекторія ліній току при куті повороту 30°, з меридіональної сторони

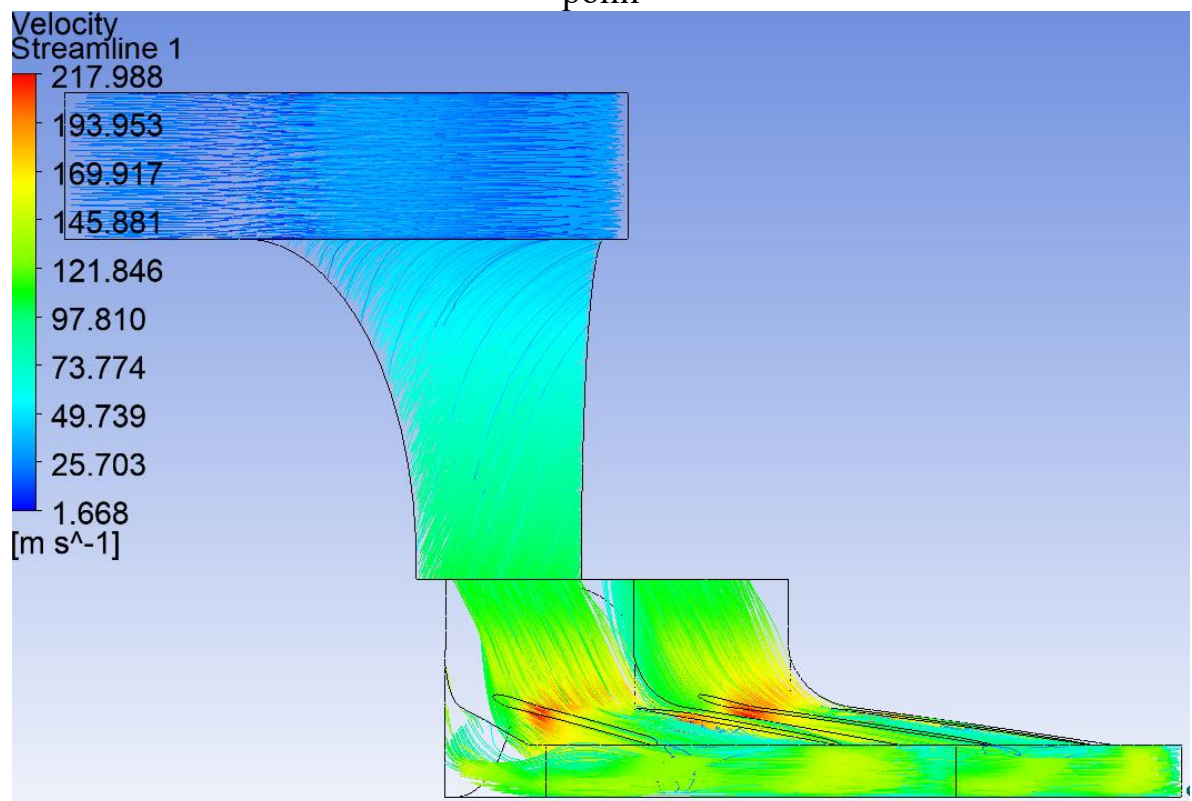


Рис. 3.27 Траекторія ліній току при куті повороту 30°, поздовжній вид

3.3.4 Розрахунок ВРА-Р з кутом повороту лопаток 45° .

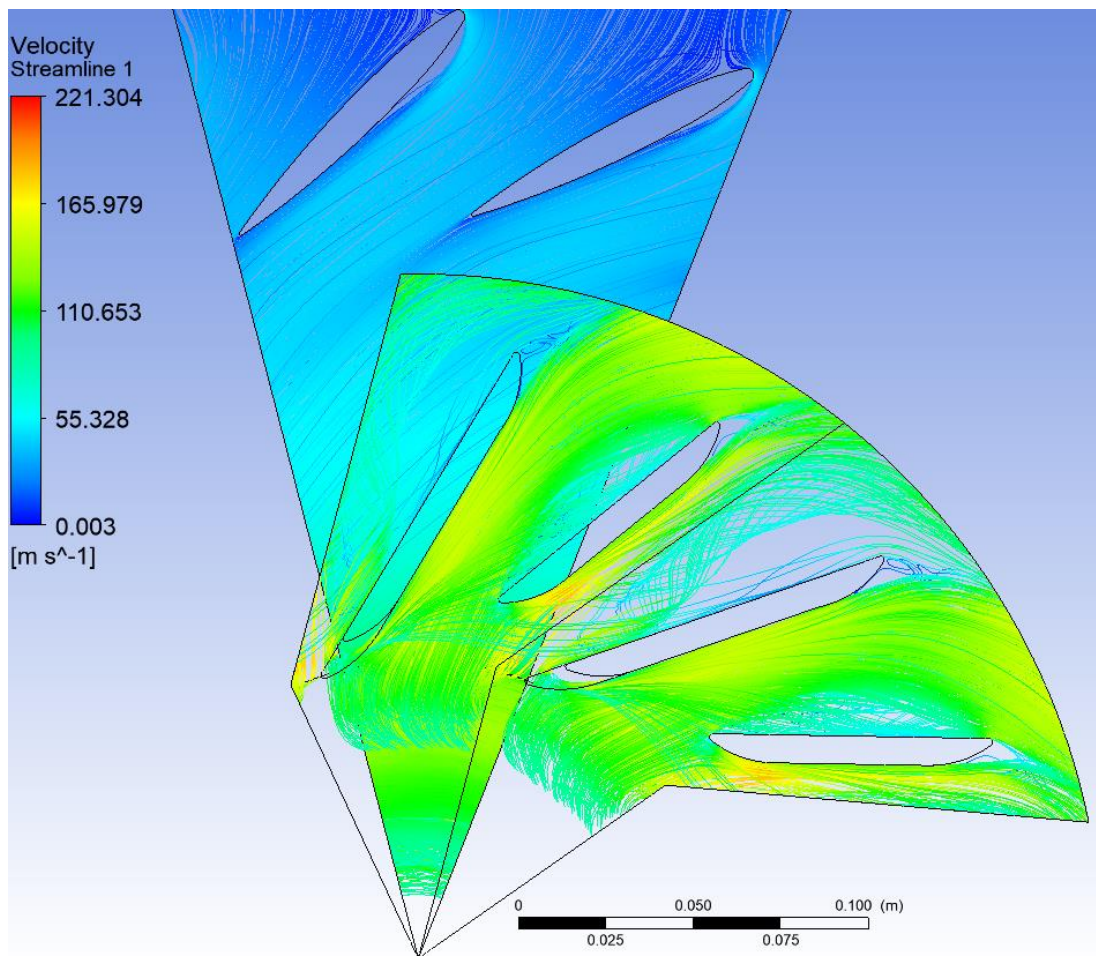


Рис. 3.28 Траекторія ліній току при куті повороту 45° , зі сторони основного диску РК

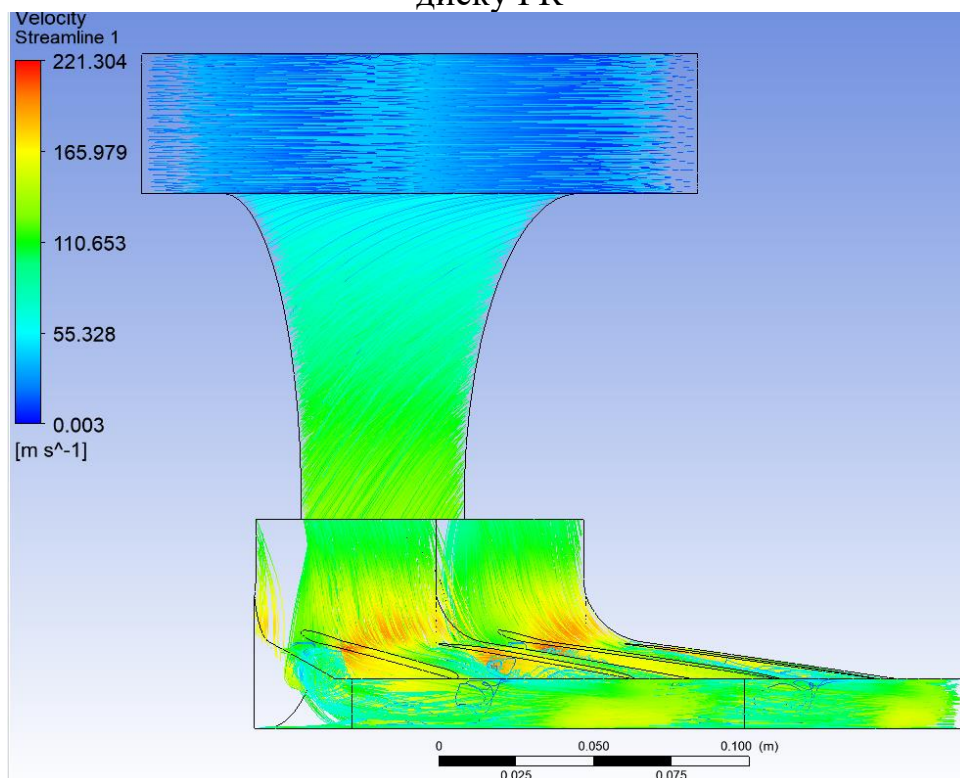


Рис. 3.29 Траекторія ліній току при куті повороту 45° , поздовжній вид

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		72

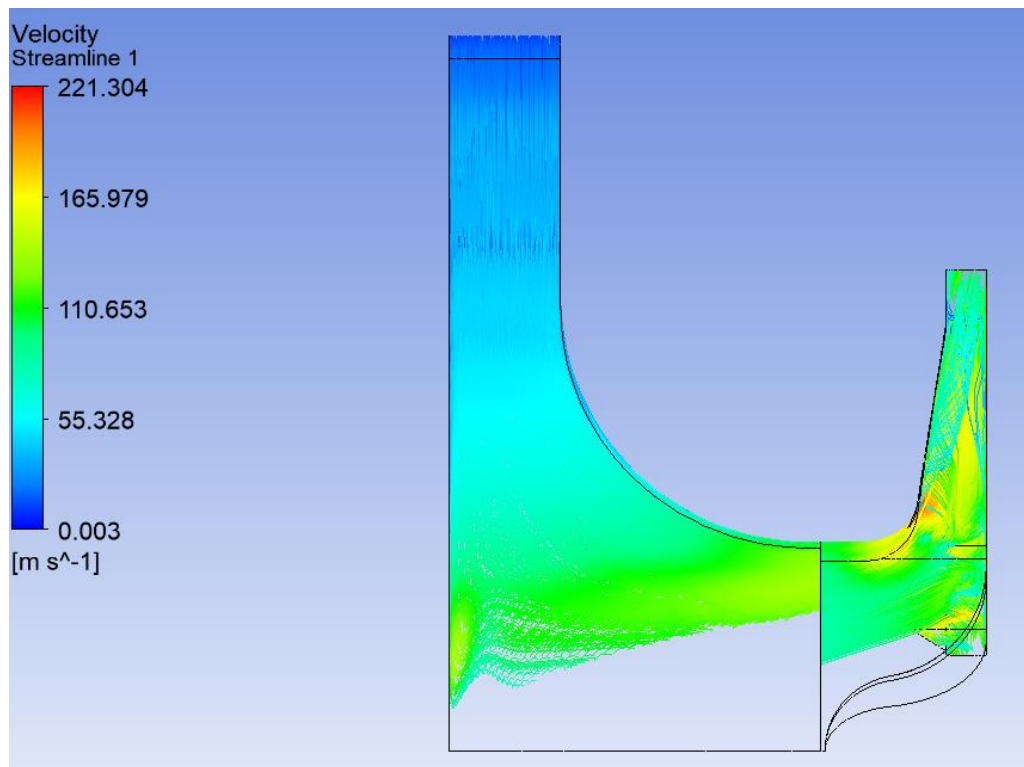


Рис. 3.30 Траекторія ліній току при куті повороту 45° , з меридіональної сторони

3.3.5 Розрахунок ВРА-Р з кутом повороту лопаток -15° .

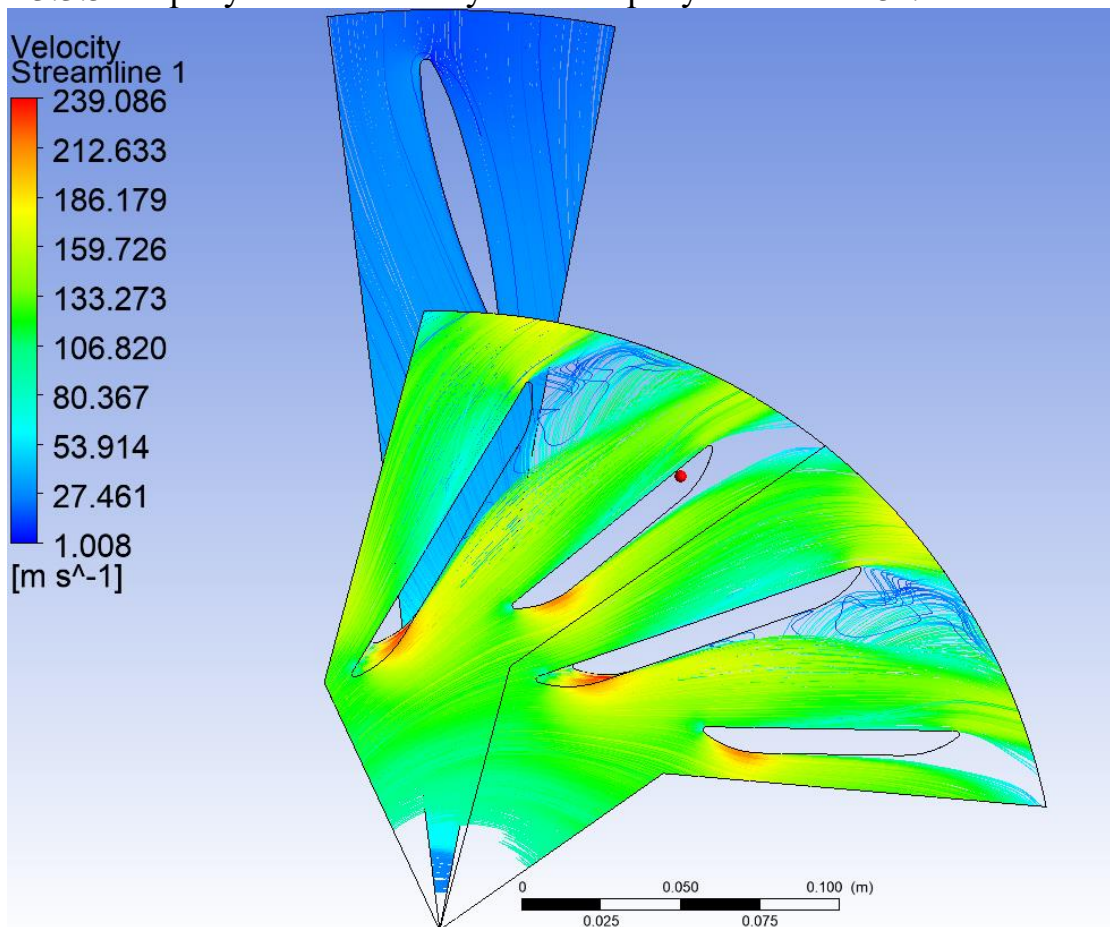


Рис. 3.31 Траекторія ліній току при куті повороту -15° , зі сторони основного диску РК

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

73

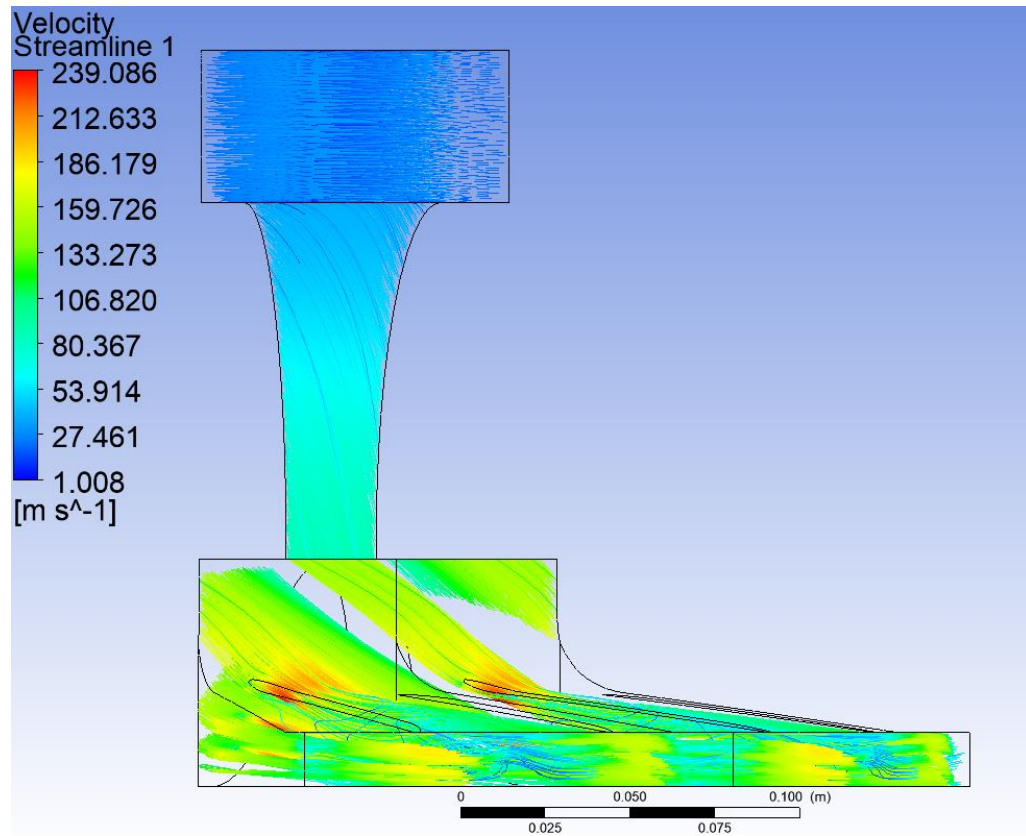


Рис. 3.32 Траекторія ліній току при куті повороту -15° , поздовжній вид

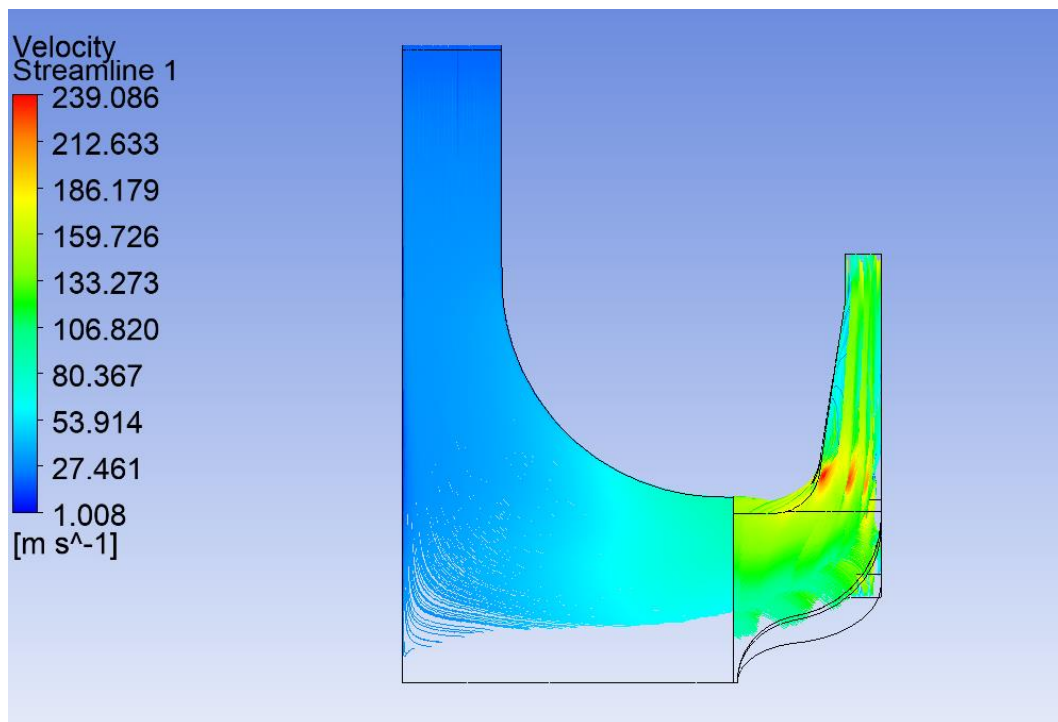


Рис. 3.33 Траекторія ліній току при куті повороту -15° , з меридіональної сторони

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

74

3.3.6 Розрахунок ВРА-Р з кутом повороту лопаток -30° .

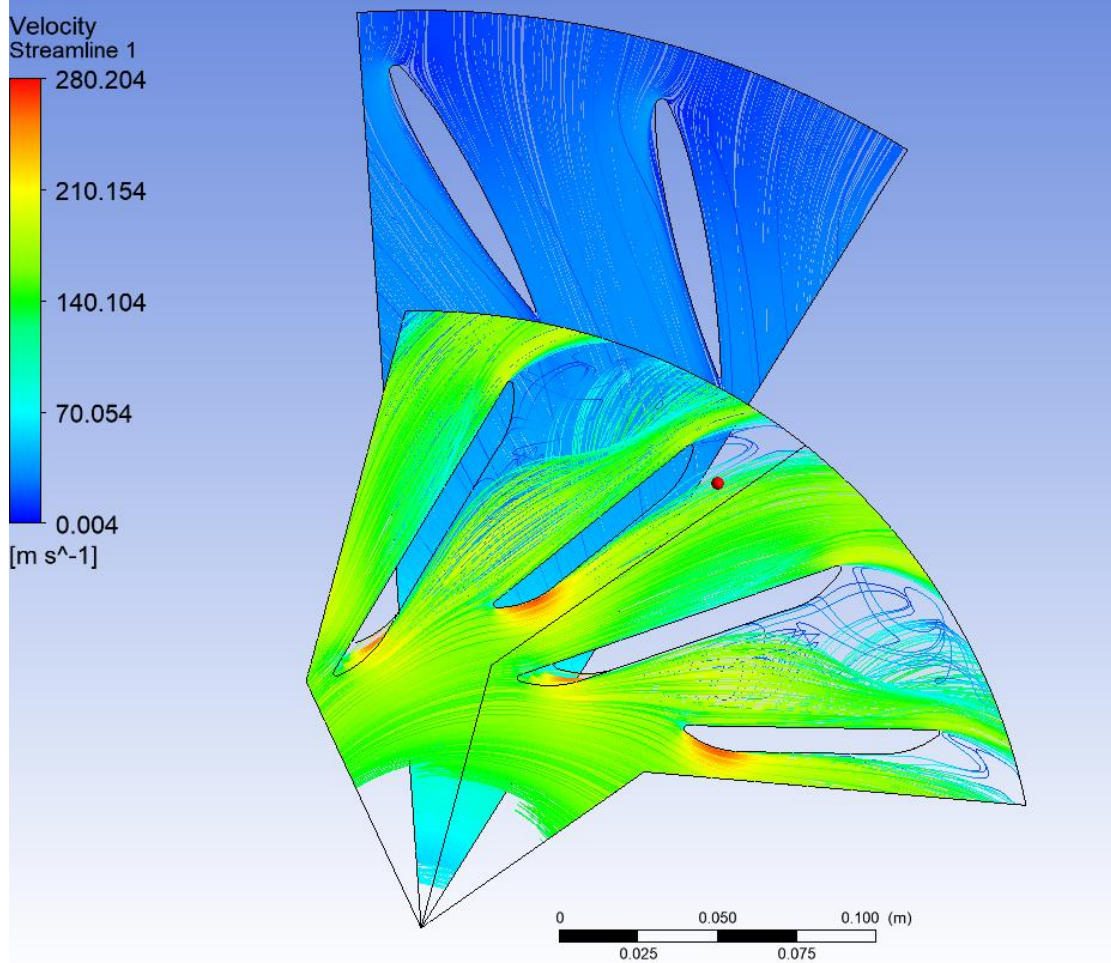


Рис. 3.34 Траєкторія ліній току при куті повороту -30° , зі сторони основного диску РК

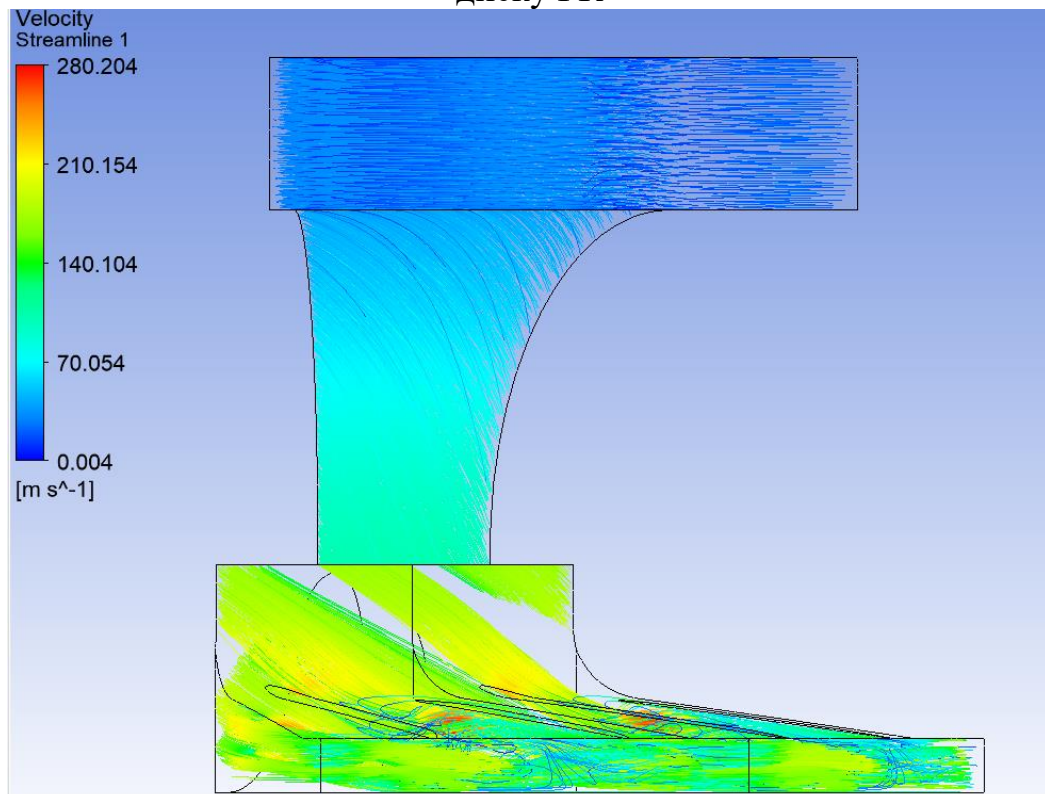


Рис. 3.35 Траєкторія ліній току при куті повороту -30° , поздовжній вид

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

75

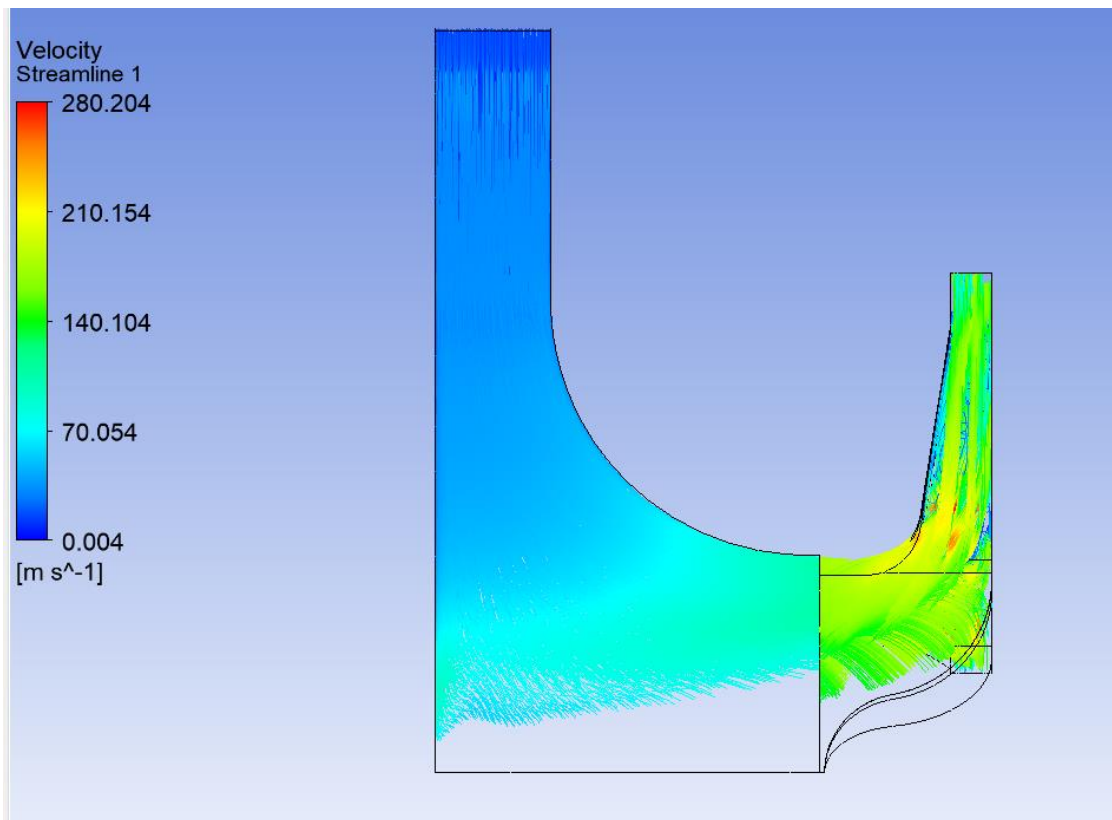


Рис. 3.36 Траєкторія ліній току при куті повороту -30° , з меридіональної сторони

3.3.7 Розрахунок ВРА-Р з кутом повороту лопаток -45° .

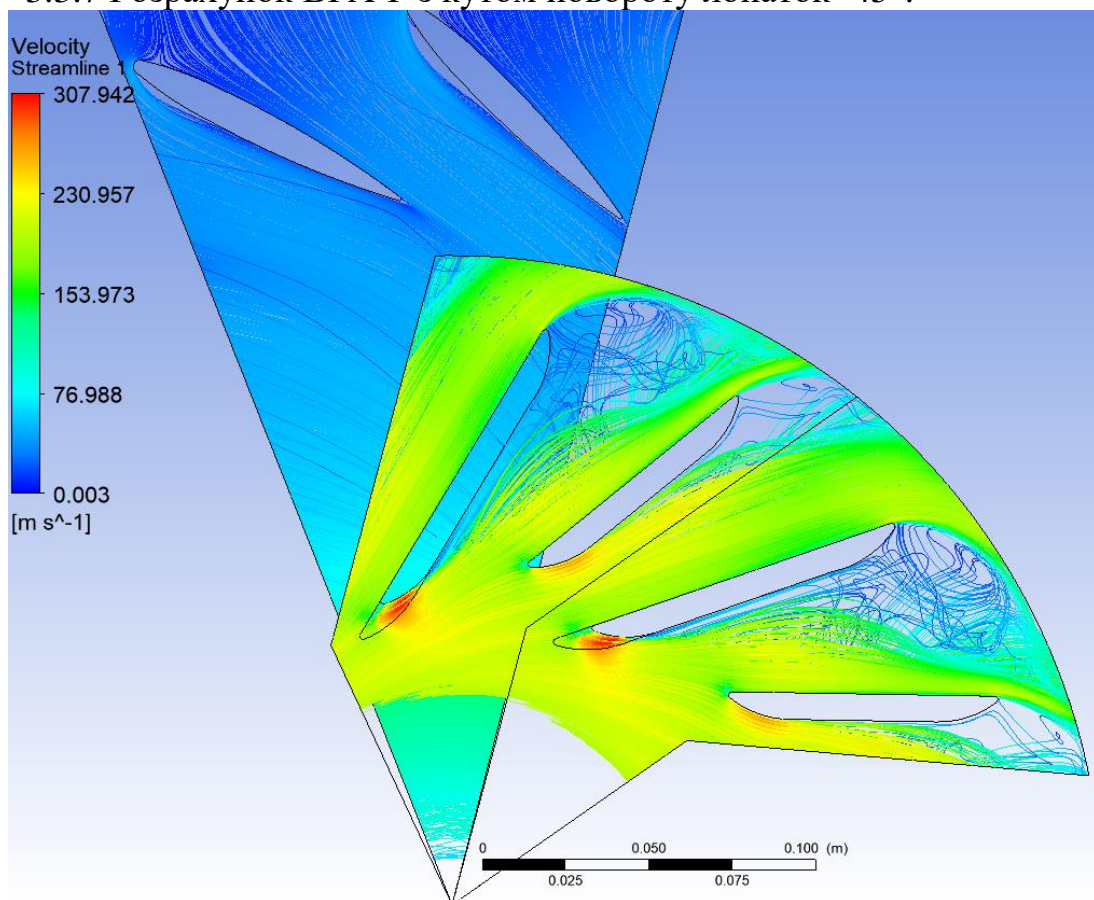


Рис. 3.37 Траєкторія ліній току при куті повороту -45° , зі сторони основного диску РК

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

Лист

76

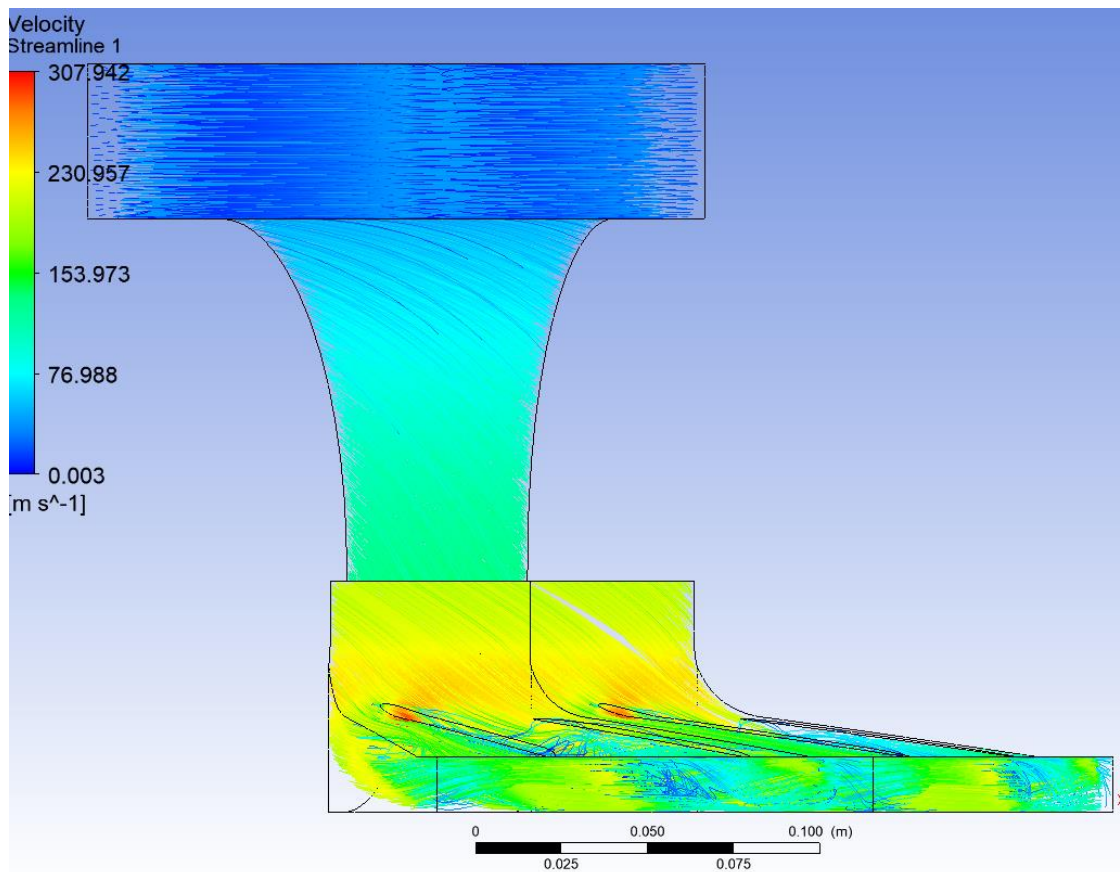


Рис. 3.38 Траекторія ліній току при куті повороту -45° , поздовжній вид

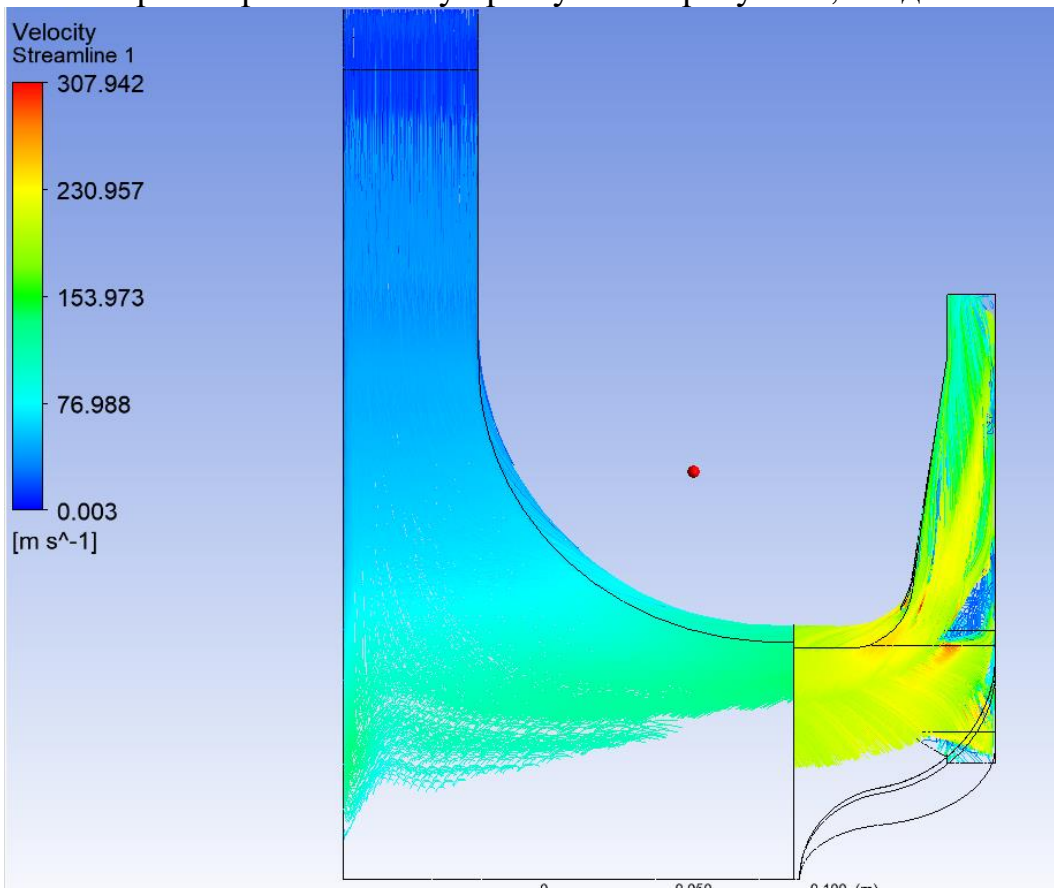


Рис. 3.39 Траекторія ліній току при куті повороту -45° , з меридіональної сторони

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

3.4 Осереднені значення основних параметрів в контрольних перерізах.

3.4.1 Осереднені значення основних параметрів на вході в ВРА-Р.

Таблиця 3.2. Осереднені значення основних параметрів на вході в ВРА-Р.

Кут, °	0	15	-15	30	-30	45	-45
Швидкість (абс), м/с	18,8	17,6	18,61	16,9	16,9	15,4	15,7
Густина, кг/м ³	1,223	1,224	1,224	1,224	1,224	1,224	1,224
Температура, К	288	288	288	288	288	288	288
Тиск(абс), Па	101325	101325	101325	101325	101325	101325	101325
Повний тиск (абс), Па	101325	101325	101325	101325	101325	101325	101325

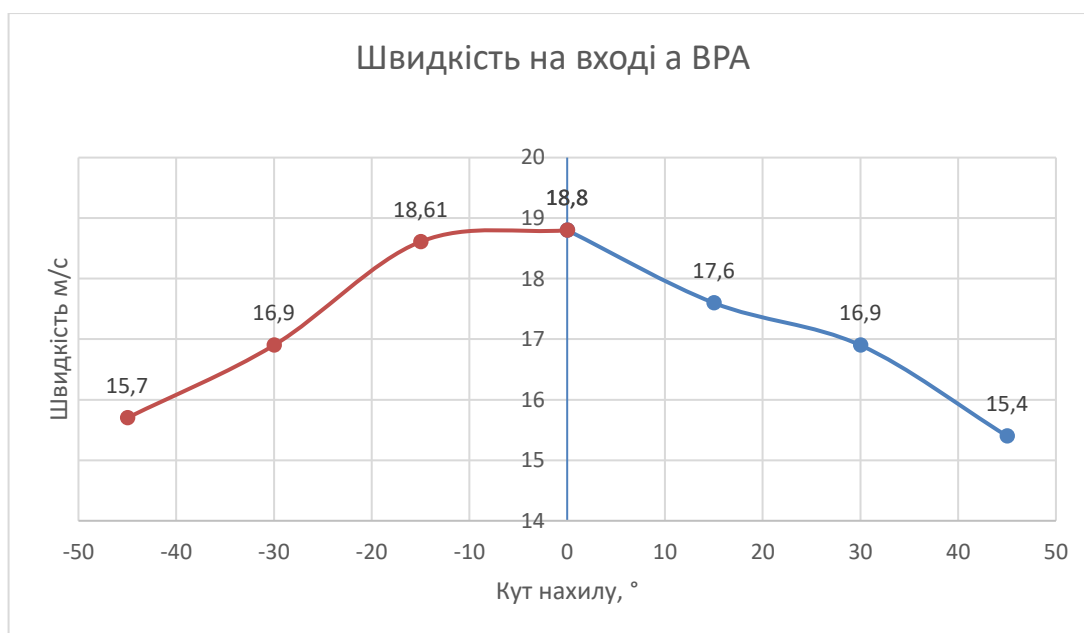


Рис. 3.1.1 Осереднені значення швидкості на вході в ВРА.

3.4.2 Осереднені значення основних параметрів на вході в РК.

Таблиця 3.3. Осереднені значення основних параметрів на вході в РК.

Кут, °	0	15	-15	30	-30	45	-45
Швидкість (абс), м/с	80,3	83,71	83,1	105,6	106,1	133,6	137,1
Густина, кг/м ³	1,203	1,184	1,182	1,12	1,144	1,094	1,095
Температура, К	284,2	284,6	286,1	282,1	285,9	280,1	279,6
Тиск(абс), Па	98165	96739,3	94957,4	90704,7	93870,7	87959,3	87924,6
Повний тиск (абс), Па	101187	100873	100966	100532	100498	99392	99419,2

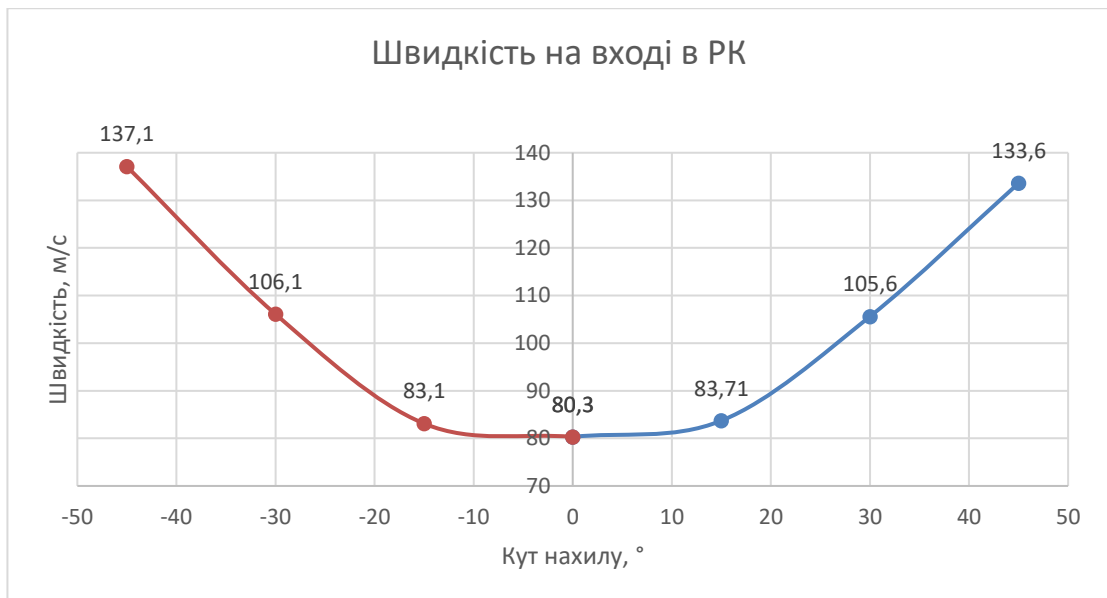


Рис. 3.1.2 Осереднені значення швидкості на вході в РК.

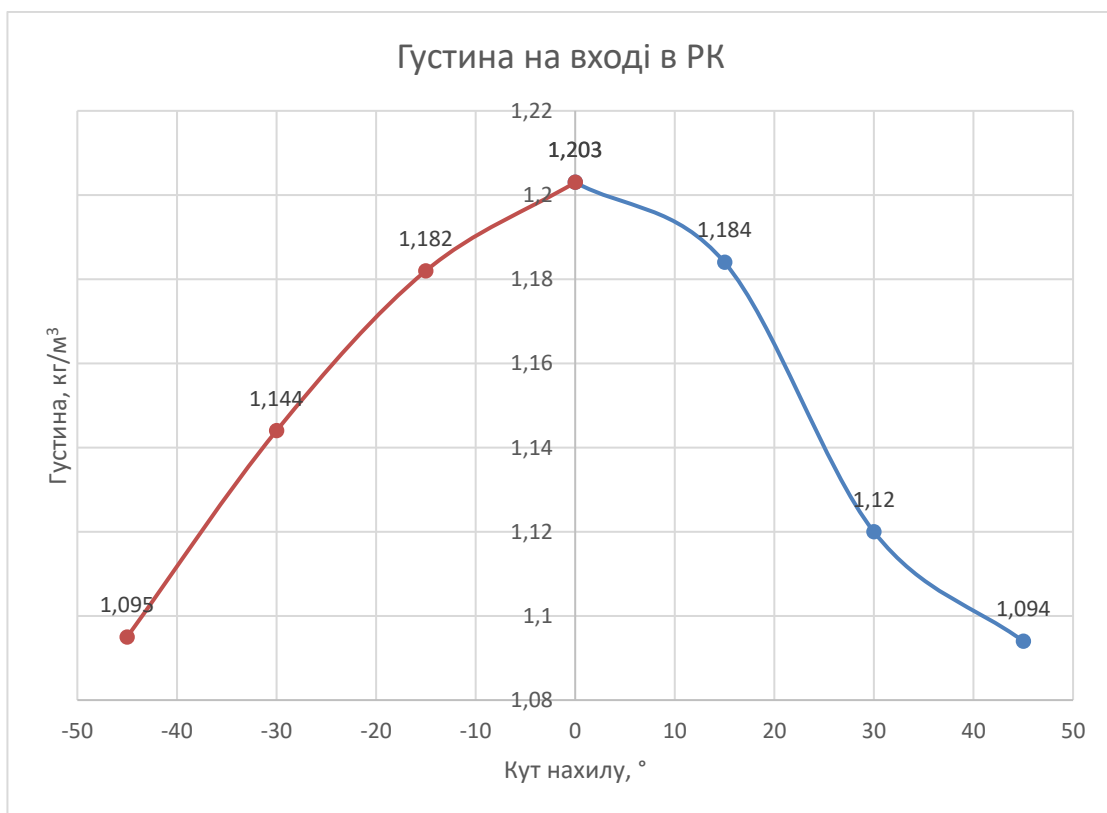


Рис. 3.1.3 Осереднені значення густини на вході в РК.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

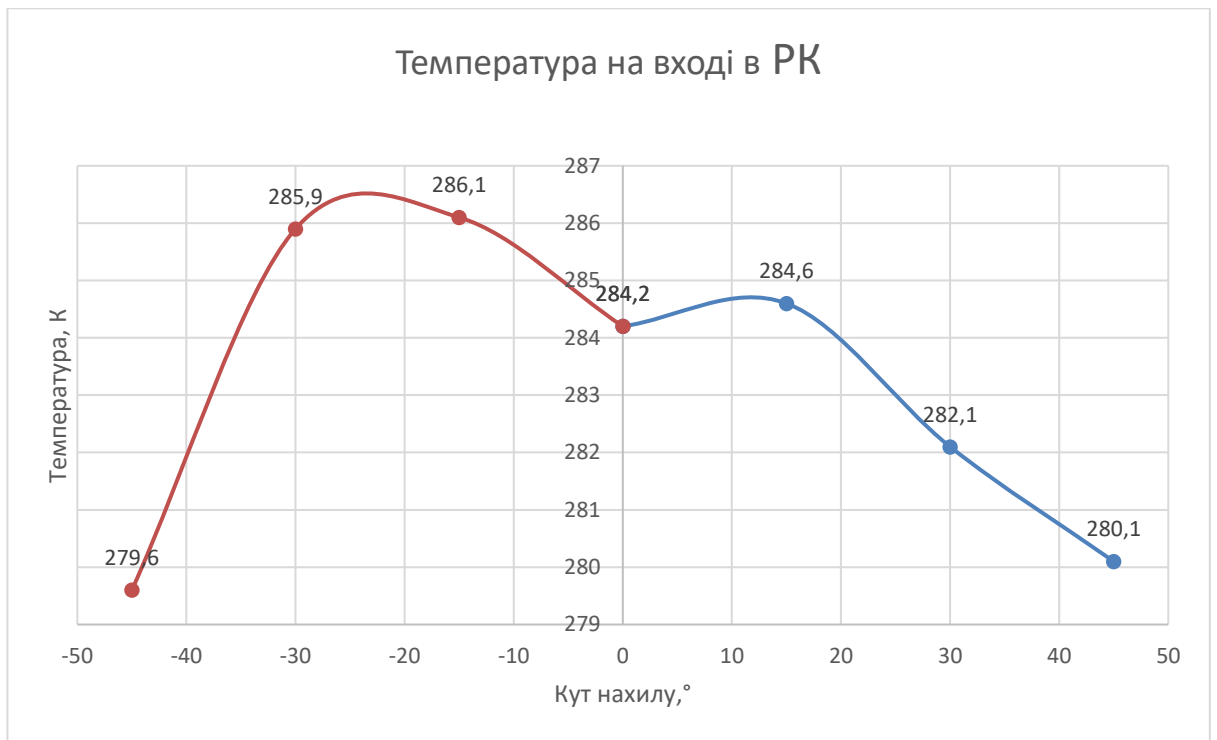


Рис. 3.1.4 Осереднені значення температури на вході в РК.

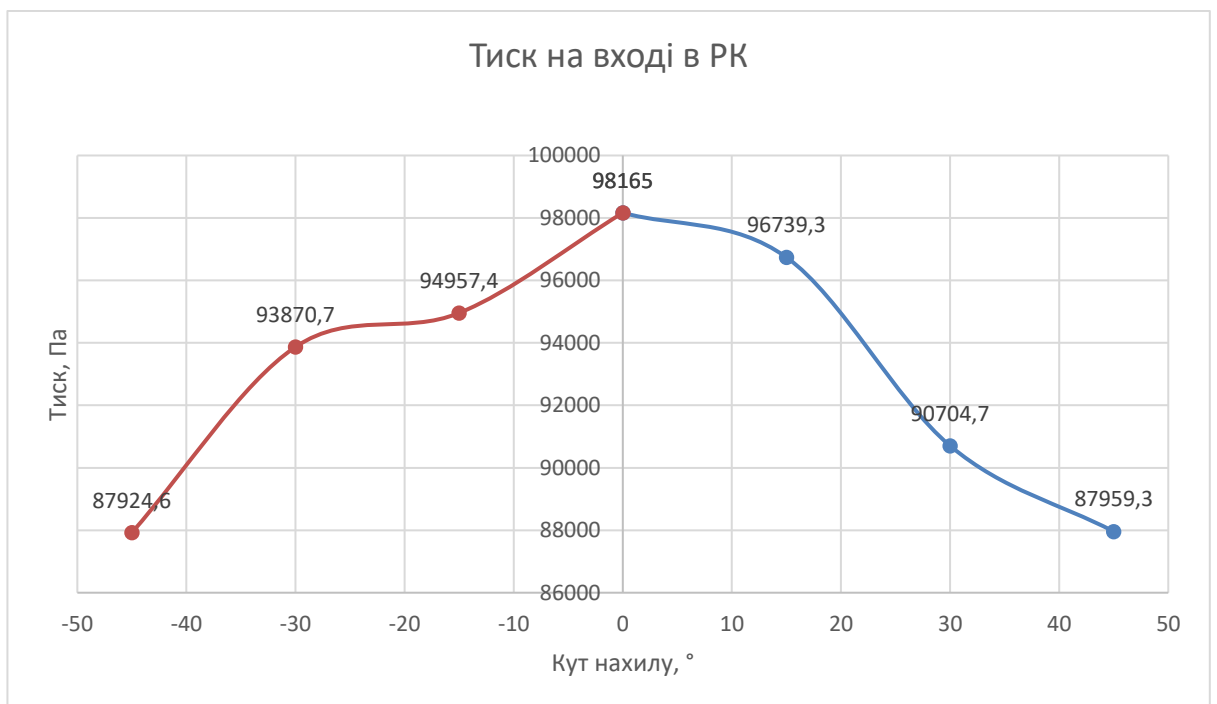


Рис. 3.1.5 Осереднені значення тиску на вході в РК.



Рис. 3.1.7 Осереднені значення повного тиску на вході в РК.

3.4.3 Осереднені значення основних параметрів на виході з РК.

Таблиця 3.4. Осереднені значення основних параметрів на виході з РК.

Кут, °	0	15	-15	30	-30	45	-45
Швидкість (абс), м/с	173	171,9	175,2	167,4	186,3	169,7	203,166
Густина, кг/м ³	1,359	1,337	1,346	1,314	1,285	1,254	1,21
Температура, К	305,5	304,6	308,8	302,8	312,3	299,3	314,6
Тиск(абс), Па	119187	116925	119334	114246	115170	107697	109278
Повний тиск (абс), Па	141750	138971	142645	134643	141631	127981	140345



Рис. 3.1.8 Осереднені значення швидкості на виході з РК.

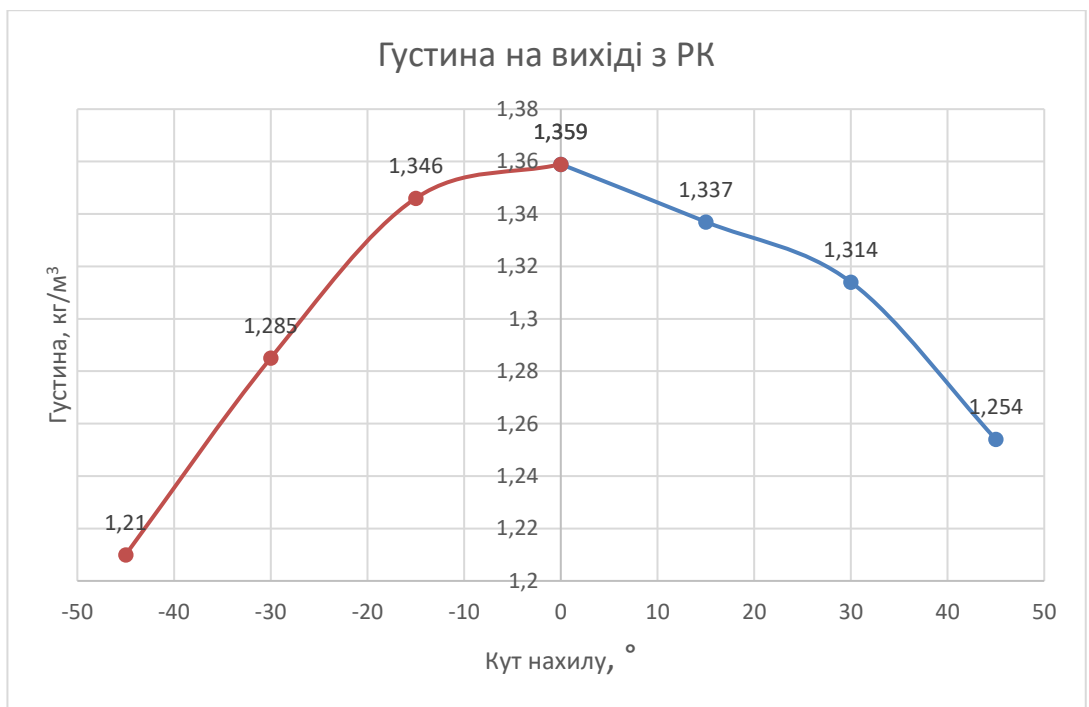


Рис. 3.1.9 Осереднені значення густини на виході з РК.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ

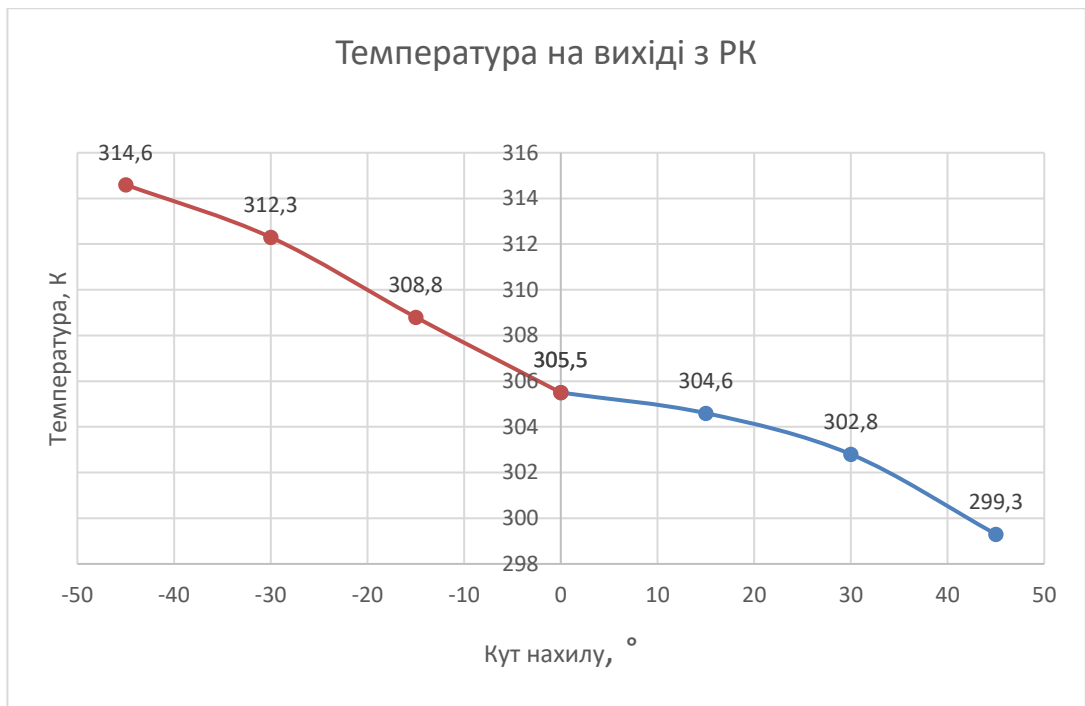


Рис. 3.1.10 Осереднені значення температури на виході з РК.



Рис. 3.1.11 Осереднені значення тиску на виході з РК.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КМ 06 00 00 00 ПЗ



Рис. 3.1.12 Осереднені значення повного тиску на виході з РК.

3.4.4 Зміна максимального ККД при різних кутах повороту лопаток ВРА-Р.

Таблиця 3.5. Максимальний ККД при різних кутах повороту лопаток ВРА-Р.

Кут, °	0	15	-15	30	-30	45	-45
Політропний ККД	93,9	93,2	91,6	90,4	85,9	81,5	73,5
Ізоентропний ККД	93,5	92,9	91,1	90	85,1	80,9	72,3

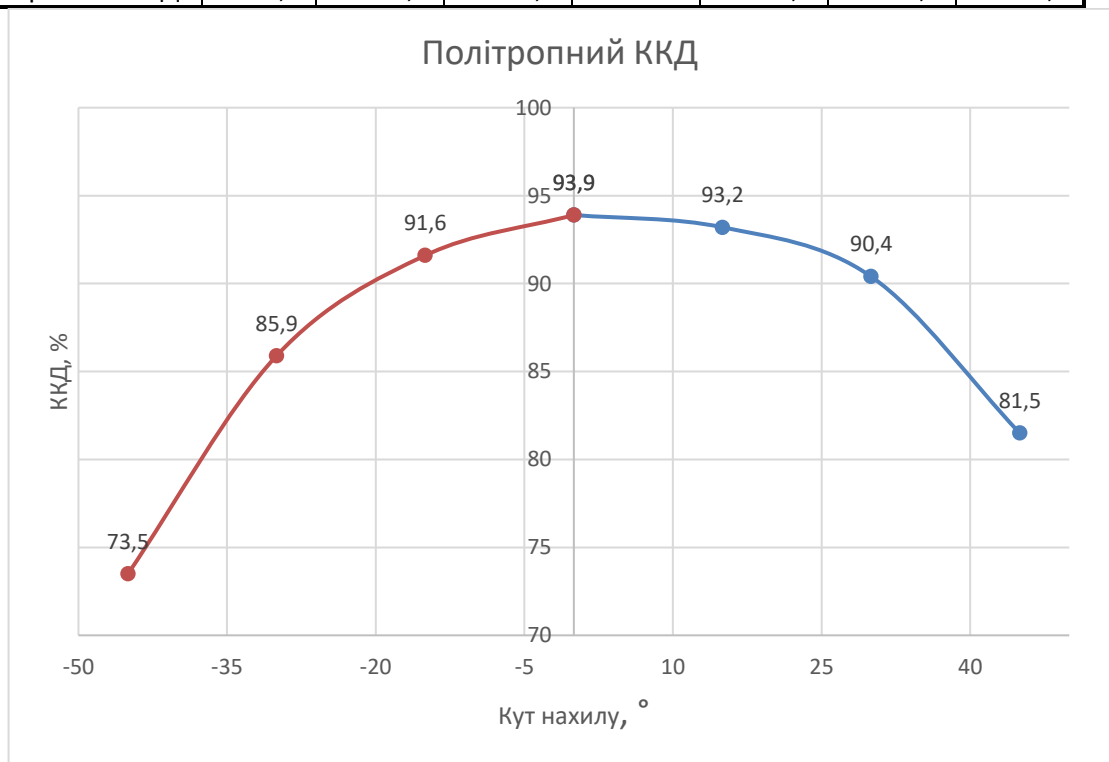


Рис. 3.1.13 Політропний ККД.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

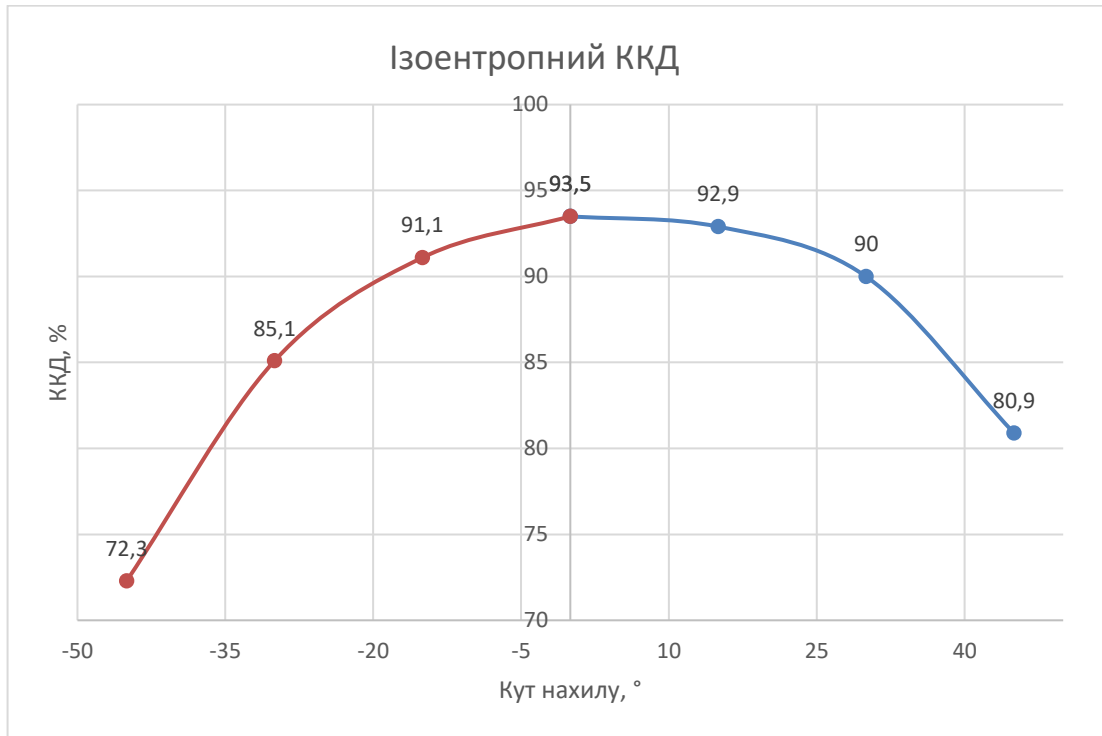


Рис. 3.1.14 Ізоентропний ККД.

Аналіз:

Розгляд характеристик ступені з ВРА-Р показує, що при всіх кутах повороту лопаток ККД нижче, ніж при куті 0°. При зміні кута в позитивну сторону ККД падає не так сильно, як при зміні в негативну сторону. Отже в позитивну сторону діапазон стійкої роботи більший, ніж в негативній.

3.5 Порівняння теоретичних і експериментальних результатів дослідження

Як можна побачити на графіку 3.15, що основна характеристика політропного ККД математичної моделі і експерименту має кількісний і якісний збіг, тому верифікацію розрахунку можна вважати задовільною. Розбіжність значень ККД в зоні оптимуму не перевищує 1,5%, в області негативних кутів закрутки і невеликих позитивних кутів закрутки розбіжність не перевищує 2,5%. Виключенням є режим при 45° повороту лопаток, там розходження становить 8,5%, однак як показує практика, такі кути зазвичай не використовуються.

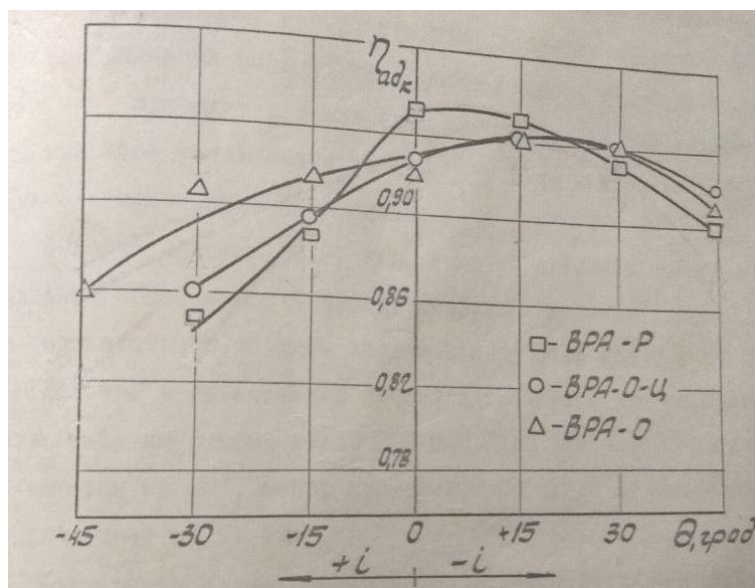


Рис. 3.1.15 Політропний ККД експерименту.

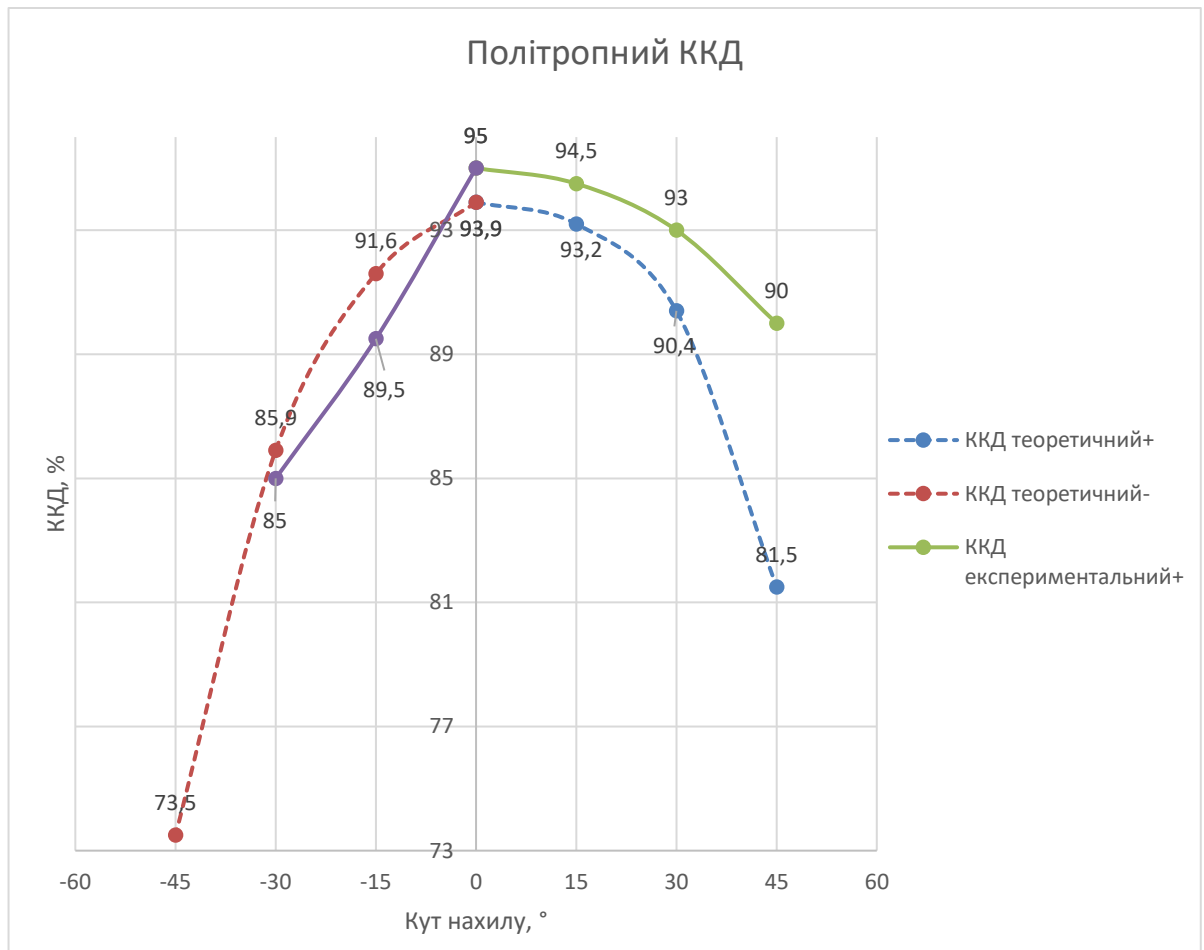


Рис. 3.1.16 Політропний ККД розрахунку.

3.6 Аналіз отриманих даних

Аналіз отриманих даних при куті повороту лопаток 0°

Лінії току стабільні, відриви потоку по довжині лопатки не спостерігаються. При цьому куті повороту маємо найвищий ККД серед інших кутів, тому порівнювати інші варіанти будемо з цим.

Аналіз отриманих даних при куті повороту лопаток 15°

Лінії току стабільні, відриви потоку по довжині лопатки не спостерігаються. ККД не сильно відрізняється від 1-го варіанту з кутом повороту 0° .

Аналіз отриманих даних при куті повороту лопаток 30°

Лінії току втрачають стабільність, по довжині лопатки на стороні вектору обертання колеса можна побачити відриви потоку, що негативно впливає на ККД колеса.

Аналіз отриманих даних при куті повороту лопаток 45°

Лінії току не стабільні, по довжині лопатки на стороні вектору обертання колеса можна побачити вихрові відриви потоку, що сильно впливають на ККД колеса.

Аналіз отриманих даних при куті повороту лопаток -15°

Лінії току втрачають стабільність, присутні відриви потоку по довжині лопатки на стороні протилежній вектору обертання робочого колеса, що негативно впливає на ККД колеса.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		88

Аналіз отриманих даних при куті повороту лопаток -30°

Лінії току не стабільні, присутні сильні відриви потоку по довжині лопатки на стороні протилежній вектору обертання робочого колеса, що сильно впливають на ККД колеса.

Аналіз отриманих даних при куті повороту лопаток -45°

Лінії току не стабільні, по довжині лопатки на стороні протилежній вектору обертання колеса можна побачити самі сильні відриви потоку із всіх представлених варіантів, що сильно впливають на ККД колеса.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		89

3.7 Розрахунок коефіцієнта напору для різних кутів повороту лопаток.

Коефіцієнт адіабатного напору визначаємо за наступною формулою (1):

$$\Psi_{ад} = \frac{h_{ад}}{\frac{U_2^2}{2}} \quad (1)$$

Де:

$h_{ад}$ -адіабатний напір, Дж/кг.

U_2 - колова швидкість, м/с ($U_2 = 216$ м/с).

Адіабатний напір визначаємо за наступною формулою (2):

$$h_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (2)$$

Де:

k – показник адіабати (для повітря $k = 1,4$)

R – питома газова стала, Дж/кг·К (для повітря $R = 287$ Дж/кг·К)

T_0 – температура на вході, К.

Π – ступінь підвищення тиску

Використовуючи формули 1 і 2, а також таблиці 3.3;3.4 створюємо програму в Excel для розрахунку коефіцієнту адіабатного напору.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	Лист
						90
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 3.6. Значення коефіцієнта напору для різних кутів повороту лопаток.

Кут, °	0	15	-15	30	-30	45	-45
$\Psi_{\text{адк}}$	0,589	0,518	0,593	0,433	0,462	0,218	0,271
$h_{\text{адк}}$, Дж/кг	13736,2	12081,7	13842,9	10092,5	10782,3	5085,24	6313,5
U_2 , м/с	216	216	216	216	216	216	216

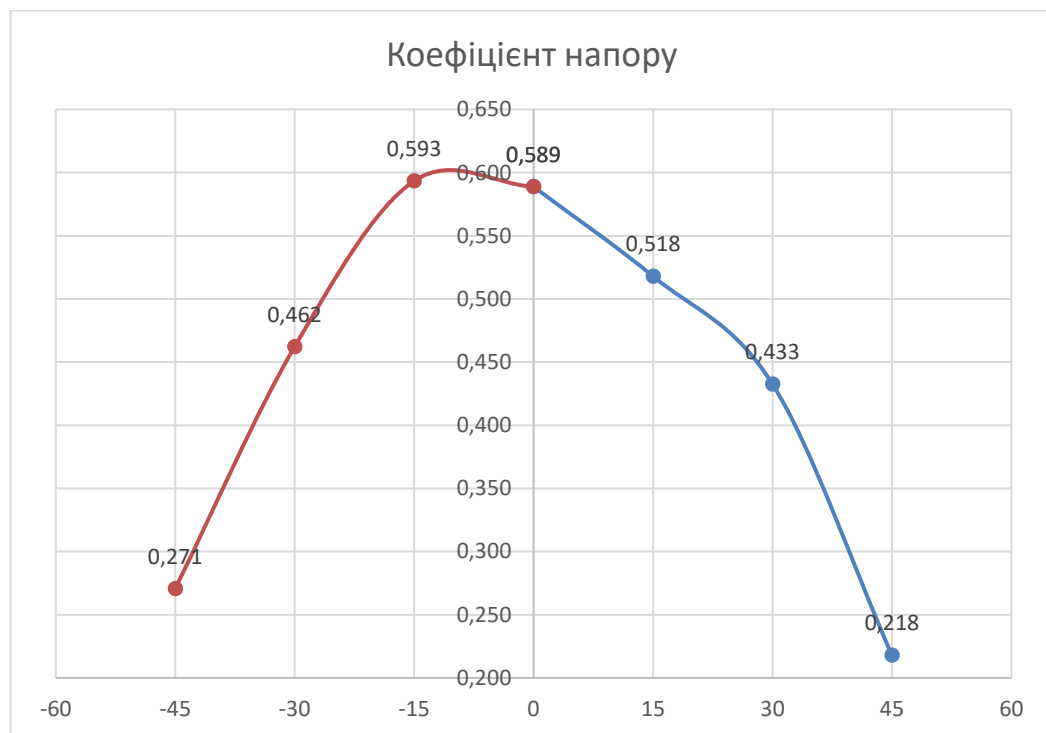


Рис. 3.1.17 Коефіцієнт напору для різних кутів повороту лопаток

3.8 Висновки розділу

1) Досліджено різні варіанти повороту лопаток ВРА-Р і їх вплив на ступінь методами обчислювальної гідродинаміки в прикладному програмному комплексі ANSYS. Наведено порівняння експериментальних даних і порохованих в програмному комплексі.

2) Аналіз результатів розрахунку показав, що при збільшені кута повороту ВРА-Р як в позитивну сторону, так і в негативну веде до зменшення ККД і коефіцієнту напору.

3) Аналіз кінематики потоку показав наступне, що при 0° повороту лопаток потік стабільніший за інші варіанти. При позитивних кутах повороту лопаток формуються вихрові відриви потоку по довжині лопатки, зі сторони вектору обертання колеса. При негативних кутах повороту лопаток формуються сильні відриви потоку по довжині лопатки, зі сторони протилежній вектору обертання колеса.

4) Аналіз перетинів показав якісний і кількісний збіг даних експерименту і чисельного розрахунку в прикладному програмному комплексі ANSYS CFD.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		92

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Небезпечні і шкідливі фактори компресорних установок

Небезпечним називається виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призводить до травми або іншого раптового різкого погіршення здоров'я. Якщо ж виробничий фактор призводить до захворювання або зниження працездатності, то його вважають шкідливим (ГОСТ 12.0.002-80 «Система стандартів безпеки праці. Терміни та визначення»).

Шкідливі чинники погіршують умови праці, знижують його продуктивність, а при тривалому впливі можуть стати причиною професійних захворювань, загострення захворювань, не пов'язаних з виробництвом, зниження опірності організму. Залежно від рівня і тривалості впливу шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним.

У ГОСТ 12.0.003-74 "ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація» наводиться класифікація елементів умов праці, які виступають в ролі небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Вони підрозділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливо тільки при суворому дотриманні санітарно-гігієнічних вимог і норм, визначених санітарними нормами (СН), відповідними главами будівельних норм і правил (СНиП) і Державними стандартами (ГОСТ).

Шкідливими називаються речовини, які при контакті з організмом людини в разі порушень вимог безпеки можуть викликати виробничі травми, професійні захворювання або відхилення в стані здоров'я, що визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь.

Основні небезпечні і шкідливі фактори:

- дія предметів, що розлітаються в результаті вибуху, або від значних статичних і динамічних навантажень (тиск газу або повітря, статичні і циклічні навантаження, вібрація);

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		93

- підвищена температура поверхні компресора і трубопроводів;
- віброшумовий вплив на працюючих;
- порушення чистоти повітря робочої зони (при наявності витоків газу і викиду відпрацьованих газів приводом);
- електромагнітний вплив на працюючих;
- підвищене значення напруги в електромережі, коротке замикання при якому електричний струм проходить через тіло людини;
- підвищена рухливість повітря;
- гострі кромки на поверхні деталей та інструменту.

Надійність і безпеку обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується при виготовленні, контролюється при експлуатації і відновлюється при ремонті.

Проектування, виготовлення, монтаж, налагодження, ремонт, випробування та експлуатація компресорного устаткування повинні проводитися підприємствами, які мають дозвіл на відповідний вид діяльності, яке видає Держнагляд охорони праці України.

Основними потенційними небезпеками при роботі компресора можуть бути: вибухонебезпечність; пожежонебезпека; ураження електричним струмом.

До потенційних вредностей відносять: шум при роботі агрегату; вібрація; підвищена запиленість, і загазованість повітря робочої зони; підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів; підвищена або знижена температура повітря робочої зони; підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні і його різка зміна; підвищена або знижена вологість повітря; підвищена або знижена рухливість повітря.

4.2 Характеристика робочого середовища

У проектуваному обладнанні робочим середовищем є атмосферне повітря наступного складу, %:

азот — 78,10 %, кисень — 20,93 %, аргон — 0,93 %, вуглекислий газ — 0,03 %, водень, гелій, неон, криптон, ксенон та ін. — 0,01 %.

4.3 Безпека експлуатації компресорів

4.3.1 Небезпека вибуху при стисненні газів

При стисненні газів виникають небезпеки, пов'язані з підвищенням тиску, температури і протіканням процесів, які можуть призвести до вибухів і травматизму[8].

Повітряні компресори не менше небезпечні, ніж газові, що обумовлено можливістю утворення вибухонебезпечних сумішей з продуктів розкладання мастил і кисню повітря.

Реальні процеси стиснення підкоряються закону, що характеризується рівнянням політропи:

$$P \cdot V^m = \text{const} .$$

При стисненні температура газу значно зростає, що видно з наступної формули:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} ,$$

де T_1 і T_2 – абсолютна температура газу до стиснення і після стиснення, К

P_1 і P_2 – абсолютний тиск газу до стиснення і після стиснення, Па
 m – показник політропи.

При стисненні повітря або будь-якого іншого газу без охолодження (адіабатний процес) температура буде різко підвищуватися.

Нижче показано, як змінюється температура повітря з ростом тиску:

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						95
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

Тиск, МПа 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 1,0; 2,0; 5,0;

Температура, °С 20; 45; 86; 131; 166; 195; 221; 300;

При підвищенні температури збільшується витрата енергії на стиснення газу, знижується міцність металу компресора; різко посилюється розкладання мастила і виникає можливість вибуху. Для усунення небезпеки необхідно застосовувати якісне мастило і надійне охолодження компресорів.

4.3.2 Мастило компресорних установок

Мастила при перегріванні піддаються термічному розкладанню з виділенням водню; граничних і ненасичених легких вуглеводневих газів, в тому числі і ацетилену, що утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші. При розкладанні мастила на стінках циліндра компресора, клапанних пристроїв і в трубопроводах відкладаються тверді продукти розкладання: сажа, смоли і кокс, асфальтени і карбоїди, утворюють «нагар». Якщо в стисливому газі присутній пил, окалина та продукти корозії, то різко посилюється утворення нагару, збільшується тертя, виникають місцеві перегріви, які можуть призвести до вибуху. Масла низької якості здатні утворювати з повітрям перекисні сполуки, легко розкладаються з вибухом.

Мастила при високій температурі частково випаровуються, а при надмірно рясному мастилі розпорошуються в стисливому повітрі у вигляді найдрібніших бризок – туману, утворюючи з повітрям вибухонебезпечні суміші. При вмісті в повітрі 6-11% масляної пари суміш може вибухати вже при 200 °С.

Характеристика мастильних речовин, які застосовуються в компресорах (температура спалаху, в'язкість, термічна стійкість і хімічні властивості), повинна задовольняти вимогам роботи компресорів в реальних умовах. Перед застосуванням мастил перевіряють їх температуру спалаху і випаровуваність.

Для змащення циліндрів повітряних компресорів вживають компресорні мастила з температурою спалаху 216-242 °С і температурою самозаймання близько 400 °С (АК-22; МС-20). З підвищенням тиску температура спалаху і

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						96
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

температура самозаймання знижується. Температура спалаху мастила повинна бути на 70 °С вище температури стисненого повітря. При високому тиску використовують термічно стійкі добре очищені масла здатні протистояти окисляє дії гарячого повітря. Замість масла застосовують розчини гліцеринового мила.

Мастило циліндрів повітряних компресорів строго обмежена (1 г. масла на кожні 400 м2 змащувати поверхні горизонтальних і 500 м2 - вертикальних компресорів). Нормальний витрата масла п становить (в г/ч):

$$g = \frac{2 \cdot 60}{400 + 500} \cdot \pi D s n ,$$

де π - діаметр циліндра ;

s-хід поршня, м;

n - число обертів в хв.

При компримування кисню абсолютно неприпустимо присутність мінерального масла так як при зіткненні його з нагрітим киснем реакція окислення супроводжується загорянням і вибухом. У цьому випадку в якості мастила застосовують дистильовану воду з 10% гліцерину або встановлюють самозмазуючі втулки і поршневі кільця з спресованого при 1600 °С графіту. Застосовують також суху вибухобезпечну графітну мастило, а також фторорганічні синтетичні масла марок ЗФ , 4Ф і інші, не окислюються киснем, оксидами азоту , хлором , олеумом , нитруючої сумішшю , перекисом водню при 100 °С і кілька більш високих , температурах. Високою стабільністю і стійкістю до окислювача відрізняються кремній-органічні масла.

4.3.3 Охолодження компресорів

Для безпечної роботи компресорних установок необхідно забезпечувати безперебійне і досить інтенсивне охолодження. У компресорах низького тиску і малої продуктивності обмежуються повітряним охолодженням.

У компресорах холодильних установок, де використовуються пари легко стискаються речовин, може з'явитися їх в циліндрі і розрив його під впливом

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	Лист
						97
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

гідравлічного удару. У таких випадках використовують тільки повітряне охолодження.

Оскільки зі збільшенням тиску температура спалаху мастила знижується, температура стисненого газу не повинна бути вище 160 °С в одноступінчатих компресорах і 140 °С в багатоступеневих. Водяне охолодження стінок і кришок циліндрів компресора при хорошій циркуляції води дозволяє забезпечити зниження температури стисненого газу до необхідної температури тільки при 4-6 кратному стисненні. При більш високого ступеня стиснення необхідно встановлювати проміжні виносні холодильники для газу після кожного ступеня стиснення. Сконденсована рідина (щоб уникнути руйнівних гідравлічних ударів) повинна безперервно або періодично виводитися з холодильників. Водяне охолодження включають до пуску компресора. При припиненні подачі води необхідно негайно зупинити компресор. Великі компресорні установки постачають автоматичною сигналізацією і блокувальними пристроями, вимикати установку при підвищенні температури зворотної води вище передбаченої за регламентом. Кількість і температуру води розраховують по тепловому балансу. Неприпустимо з'єднання: кількох паралельних відводів води від різних ступенів компресора або від різних компресорів в одну трубку із загальним зливом в воронку, так як при цьому може залишитися непоміченим відсутність води в одному з об'єктів охолодження.

4.3.4 Очищення повітря

Повітря, забруднене пилом, окалиною і продуктами корозії з трубопроводів, а також бризками масла, під час руху і компримування набуває заряд статичної електрики. При накопиченні великої заряду виникає іскра може спричинити займання газової суміші, нагару або масляного туману. Тому компресори та трубопроводи ретельно заземлюють.

Пил, осідаючи з мастилом, збільшує агар, при скупченні якого відбувається «заїдання» поршня і можливі аварії та вибухи. Засмоктуване повітря або

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						98
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

газ ретельно очищають від пилу в матер'яних (суконних, фетрових) фільтрах, в зрошуваних скруберах, в спеціальних фільтрах з насадкою, змоченою вісциновим маслом, або в керамічних фільтрах. Для попередження аварій періодично очищають від нагару і промивають мильним розчином внутрішні частини компресора і трубопроводи. Хорошим засобом для промивання є 2-3% -ний розчин сульфанола.

4.3.5 Арматура, конструкції та встановлення компресорів

З метою недопущення підвищення тиску вище робочого і можливих при цьому аварій на кожному ступені компресора встановлюють запобіжний клапан і манометр. При підвищенні тиску понад робочий надмірну кількість газу через запобіжний клапан закритого типу, розташований всередині корпусу компресора або на «шунтовий» (байпасній) лінії, повертається у всмоктувальну лінію компресора. При зменшенні або припинення витрат газу робота компресора автоматично перемикається «на самого себе». На повітряних компресорах і акумуляторах стисненого повітря застосовують запобіжні клапани відкритого типу з випуском надлишкового повітря в атмосферу.

Всі рухомі частини компресорів і приводів до них закривають огороженнями. Обертіві частини (колінчаті вали та ін.) ретельно балансують, щоб уникнути аварії. Після кожного ступеня стиснення встановлюють конденсатор-холодильник і сепаратор-відділювач зрідженого газу. Кожний ступінь постачають манометром, термометром і запобіжним клапаном.

Дуже велику небезпеку становить підсмоктування повітря компресорами і газодувками, компрімується ацетилен, метан, водень та інші гази, що утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші. Щоб уникнути підсосу повітря усмоктувальні лінії завжди слід тримати під невеликим надлишковим тиском газу з газгольдера. Перед пуском систему продувають інертним газом. Компрімуемий газ систематично аналізують на вміст кисню, застосовуючи

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		99

для цього безперервнодіючі автоматичні прилади, засновані на вимірі теплового ефекту від спалювання газу або на визначенні магнітних властивостей, характерних тільки для кисню. Для визначення вмісту кисню застосовують також фотоколориметричні і акустичні газоаналізатори, які постачають самопишущим реєструючим механізмом і сигналізацією.

При падінні тиску у всмоктувальній лінії, зменшенні запасу газу в газгольдері нижче допустимого, підвищенні тиску і температури в нагнітальному трубопроводі і збільшенні вмісту кисню компресор повинен автоматично вимикатися з подачею сигналу.

4.4 Герметичність

Герметичність - це непроникність рідинами і газами стінок і з'єднань, що обмежують внутрішні обсяги пристроїв і установок [19].

Принцип герметичності, тобто непроникності в тій чи іншій мірі, використовують практично у всіх пристроях і установках, в яких в якості робочого тіла застосовують рідина або газ. Цей принцип є також обов'язковим для вакуумних установок. Пристрої і установки, в яких використовується в процесі роботи принцип герметичності, можна скорочено назвати герметичними.

Внутрішні обсяги герметичних пристроїв і установок обмежують середу, яка може бути або робочим тілом, або виконувати роль того середовища, в якій протікають основні робочі процеси. Тому параметри її стану (як і саме середовище) різні. Так, середовище може бути сильно нагрітої (мати температуру кілька тисяч градусів) або бути сильно охолодженої (мати температуру, близьку до абсолютного нуля); тиск всередині пристрою може вимірюватися тисячами мегапаскалей або мати значення, характерні для глибокого вакууму.

У ряді випадків порушення герметичності, тобто розгерметизація пристроїв і установок, не тільки небажана з технічної точки зору, але і небезпечна для обслуговуючого персоналу і виробництва в цілому.

По-перше, порушення герметичності може бути пов'язано з вибухом.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						100
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

Тут слід розрізняти дві причини. З одного боку, вибух може бути наслідком порушення герметичності, наприклад, запалення вибухової суміші всередині установки. З іншого, порушення герметичності може стати причиною вибуху, наприклад, у разі порушення герметичності ацетиленового трубопроводу поблизу ділянок порушення утворюється ацетиленовоздушная суміш, яка може спалахнути найслабшими імпульсами. Непомічене тривале горіння призводить до такого сильного розігріву трубопроводу, що ацетилен в ньому самозаймається.

По-друге, при розгерметизації створюються небезпечні і шкідливі виробничі фактори, що залежать від фізико-хімічних властивостей робочого середовища, тобто виникає небезпека:

- отримання опіків під впливом високих або, навпаки, низьких температур (термічні опіки) і через агресивність середовища (хімічні опіки);
- травматизма, пов'язаного з високим тиском газу в системі, наприклад, порушення герметичності балона з газом при тиску 20 МПа з утворенням отвору діаметром 15 мм приведе до появи початкової реактивної тяги близько 3,5 кН; при масі балона 70 кг він може придбати прискорення 5g і переміститися на деяку відстань;
- радіаційна, що виникає, наприклад, при використанні в установках як теплоносій рідких радіоактивних металів, що володіють високим рівнем іонізуючого випромінювання;
- отруєння, пов'язані із застосуванням інертних і токсичних газів і ін.

4.5 Вибухонебезпечність

Джерелами виникнення вибуху може бути: недоброякісна мастило, гідропневмоудари, знаходження агрегату в зоні пожежі і вибухонебезпечних матеріалів.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		101

Виробничі процеси повинні розроблятися так, щоб ймовірність виникнення вибуху на будь-якому вибухонебезпечному ділянці протягом року не перевищувала в розрахунку на окремий пожежонебезпечний вузол (елемент) даного об'єкта або вибухонебезпечний ділянку (ГОСТ 12.1.010-76 «Вибухобезпека. Загальні вимоги»).

Вибухобезпека повинна бути забезпечена вибухопередженням і вибухозахисних, а також організаційно-технічними заходами.

Вимоги до взривопередження. Для попередження вибуху необхідно виключити: а) утворення вибухонебезпечного середовища; б) виникнення джерела ініціювання вибуху.

Вибухонебезпечне середовище можуть утворити: суміші речовин (газів, парів, пилю) з повітрям і іншими окислювачами (кисень, озон, хлор, оксиди азоту та ін.); речовини, схильні до вибухового перетворення (ацетилен, озон, гідрозин та ін.).

Джерелом ініціювання вибуху є: відкрите полум'я, палаючі і розпечені тіла; електричні розряди; теплові прояви хімічних реакцій і механічних впливів; іскри від удару і тертя; ударні хвилі; електромагнітні та інші випромінювання.

Запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища всередині технологічного обладнання необхідно забезпечити: герметизацією технологічного обладнання; підтриманням складу і параметрів середовища поза області і займання; застосуванням пригнічують (хімічно активних) і флегматизують (інертних) речовин; конструктивними і технологічними рішеннями, прийнятими при проектуванні виробничого обладнання та процесів.

Запобігання виникненню джерела ініціювання вибуху повинно бути забезпечено: регламентацією вогневих робіт; запобіганням нагріву обладнання до температури самозаймання вибухонебезпечного середовища; застосуванням засобів, що знижують тиск у фронті ударної хвилі; застосуванням матеріалів, які не створюють при зіткненні іскор; застосуванням засобів захисту від

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		102

атмосферного і статичної електрики, що не створюють струмів, струмів замикання на землю і т. д.; застосуванням вибухозахищеного обладнання; застосуванням швидкодіючих засобів захисного відключення можливих електричних джерел ініціювання вибуху; обмеженням потужності електромагнітних і інших випромінювань; усуненням небезпечних теплових проявів хімічних реакцій і механічних впливів.

Вимоги до вибухозахисту. Запобігання впливу на працюючих небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що виникають в результаті вибуху, і збереження матеріальних цінностей забезпечуються: встановленням невеликої кількості вибухонебезпечних речовин, які застосовуються в даних виробничих процесах; застосуванням вогнеперепинювачів, гідрозатворів, водяних і пилових заслонів, інертних що не підтримують горіння газових або парових завіс; застосуванням обладнання, розрахованого на тиск вибуху; обваловки і бункерування вибухонебезпечних ділянок виробництва або розміщення їх в захисних кабінах; захистом обладнання від руйнування під час вибуху за допомогою пристроїв аварійного скидання тиску (запобіжні мембрани і клапани); застосуванням швидкодіючих відсічних і зворотних клапанів; застосуванням систем активного придушення вибуху; застосуванням засобів попереджувальної сигналізації.

4.6 Пожежонебезпека

Основи протипожежного захисту підприємств визначені ДСТУ 2272-93 "Пожежна безпека. Терміни та визначення".

Протипожежний захист має забезпечуватися: засобами пожежогасіння; автоматичними установками пожежної сигналізації та пожежогасіння; засобами індивідуального та колективного захисту людей від небезпечних факторів пожежі.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		103

Основними вогнетривкими речовинами є вода, хімічна і повітряно-механічна піни, водні розчини солей, інертні і негорючі гази, водяна пара, галоїдновуглеводневі вогнегасительних склади і сухі вогнегасні порошки.

У виробничому приміщенні застосовуються, головним чином, вуглекислотні вогнегасники, перевагою яких є висока ефективність гасіння пожежі, схоронність електронного устаткування. Діелектричні властивості, дозволяють використовувати дані вогнегасники в разі неможливості знеструмлення агрегату.

4.7 Вібрація

Характерною шкідливістю для багатьох видів обладнання є вібрація. Вона виникає при роботі агрегату, при наявності в ньому неврівноважених силових взаємодій (найчастіше вони періодичні).

Джерелами виникнення вібрації є: неврівноважені обертові маси агрегату; удари деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли); дефекти і розпущеності з'єднань окремих частин машини.

Вимоги регламентуються ГОСТ 12.1.012-96 «Вібраційна безпека. Загальні вимоги».

Вібробезпечного праці повинна забезпечуватися: дотриманням правил і умов експлуатації; підтриманням належного технічного стану машини; своєчасним проведенням планово-попереджувальних ремонтів; застосуванням засобів індивідуального захисту від вібрацій.

4.8 Ураження електричним струмом

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів та засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, а також статичної електрики.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		104

Вимоги з електробезпеки регламентовані ГОСТ 12.1.030 - 81 «Електробезпека. Захисне заземлення. Занулення».

Основними джерелами ураження електричним струмом є:

- випадковий дотик до токонесущих частин, що знаходяться в даний момент під напругою;
- несправність захисних засобів, за допомогою яких відбувається контакт робочого з струмоведучими частинами;
- поява напруги на металевих частинах виробничого обладнання (огорожах, корпусах і ін.) нормально не знаходяться під напругою. Останнє відбувається в результаті пошкодження ізоляції струмоведучих частин електрообладнання;
- контакт металевого обладнання з приводом, що знаходяться під напругою.

Для забезпечення безпеки при обслуговуванні електрообладнання потрібно належна ізоляція проводів, застосування блокуючих пристроїв і елементів, застосування захисних засобів і заземлення. Захисного заземлення та занулення підлягають металеві частини, електроустановок, доступні для дотику людини і не мають інших видів захисту, що забезпечують електробезпеку.

Важливим засобом захисту від появи небезпечної напруги на металевих частинах технологічного устаткування є захисне відключення. Це відключення здійснюється за допомогою автоматичних вимикачів, контакторів і магнітних пускачів. У тих випадках, коли є відкриті електричні контакти вони обов'язково повинні бути закриті ізолюючими кришками.

Перед включенням напруги після монтажу або ремонту необхідно переконатися в справності заземлення.

4.9 Безпека при експлуатації трубопроводів

Безпека експлуатації трубопроводів забезпечується їх правильним прокладанням, якісним монтажем, встановленням компенсаторів і необхідної арматур, пристроєм в необхідних випадках обігрівання і дренажу, контролем їх

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		105

технічного стану і своєчасним ремонтом.

Трубопроводи повинні мати сигнальне пофарбування в такі кольори в залежності від виду робочого тіла:

вода - зелений;

пара - червоний;

повітря - синій;

гази горючі і негорючі - жовтий;

кислоти - помаранчевий;

лугу - фіолетовий;

рідини горючі і негорючі - коричневий;

інші речовини - сірий.

Для того щоб виділити вид небезпеки, на трубопроводи наносять сигнальні кольорові кільця.

Червоні кільця означають, що транспортуються вибухонебезпечні, вогненебезпечні, легкозаймисті речовини;

зелені - безпечне або нейтральне речовини;

жовті - токсичні речовини.

Крім того, жовтими кільцями позначають інші види небезпек (високий вакуум, високий тиск, наявність радіації). При нанесенні кільця жовтого кольору на трубопроводи з розпізнавальним фарбуванням газів і кислот і кільця зеленого кольору на трубопроводи з розпізнавальним фарбуванням кільця мають чорну або білу облямівку завширшки не менше 10 мм. Кількість запобіжних кільць відповідає ступеню небезпеки речовини, яке транспортується. Поруч з кольоровими сигнальними кільцями застосовуються також попереджувальні знаки, маркуються щитки і написи на трубопроводах, які розміщуються на найбільш відповідальних місцях комунікацій.

Наземне прокладання здійснюється на опорах, а надземне - на естакадах, стояках, кронштейнах, а також на колонах, стінах будинків. Трубопроводи наземного і надземного прокладання в 2,5 рази довше служать, ніж підземні. Мі-

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		106

німальна висота прокладання трубопроводів - не менше ніж 2,2 м, а над дорогами - не менш 4,5 м. Трубопроводи слід прокладати з деяким ухилом, проте, необхідно уникати знижених ділянок і тупиків, де залишається рідина. Паропроводи і газопроводи, в яких може утворюватися конденсат, повинні мати дренажні пристрої для відведення конденсату і води.

На трубопроводах повинні бути справними і належним чином відрегульованими зворотні, редукційні, запірні, запобіжні клапани.

Трубопроводи періодично підлягають зовнішньому огляду і гідравлічного випробування. При зовнішньому огляді визначається стан зварних і фланцевих з'єднань, сальників, перевіряються поклони, прогини, міцність несучих конструкцій. Здійснюється гідравлічне випробування встановленим тиском в залежності від матеріалу трубопроводу. Результати гідравлічного випробування вважаються задовільними, якщо тиск не знизилася, а в зварних швах, трубах, корпусах арматури не встановлені ознаки розривів, витікань або запотівання.

4.10 Запобіжні пристрої від підвищення тиску

Кожна посудина (порожнина комбінованої посудини) повинна забезпечуватися запобіжними пристроями від підвищення тиску вище допустимого значення.

Як запобіжні пристрої застосовуються:

- 1) пружинні запобіжні клапани;
- 2) важільно -вантажні запобіжні клапани;
- 3) імпульсні запобіжні пристрої (ІЗП), що складаються із головного запобіжного клапана (ГЗК) і керуючого імпульсного клапана (ІПК) прямої дії;
- 4) запобіжні пристрої з руйнівними мембранами (мембранні запобіжні пристрої);
- 5) інші пристрої, застосування яких узгоджено з Держнаглядом України.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		107

Конструкція пружинного клапана повинна виключати можливість затяжкі пружини понад встановлену величин, а пружина повинна бути захищена від неприпустимого нагрівання (охолодження) і безпосередньо дії робочого середовища, якщо вона погано впливає на матеріал пружини.

Конструкція пружинного клапана повинна передбачати пристрій для перевірки справності дії клапана в робочому стані способом примусового відкриття його під час роботи.

Допускається встановлення запобіжних клапанів без пристосування для примусового відкриття, якщо останнє є небажаним за властивостями середовища (вибухонебезпечна, горюча, а також речовина 1 і 2 класу небезпеки) або за умовами технологічного процесу. В цьому випадку перевірка спрацювання клапана повинна здійснюється на стендах.

Пропускна здатність запобіжного клапана визначається відповідно до ГОСТ 12.2.085 «Судини працюють під тиском. Запобіжні клапани. Вимоги безпеки».

Запобіжні пристрої повинні встановлюватись на патрубках або трубопроводах, безпосередньо до посудини. Приєднувальні трубопроводи запобіжних пристроїв (підвідні, відвідні, дренажні) мають бути захищені від замерзання в них робочого середовища.

Запобіжні пристрої повинні бути розміщені в місцях, доступних для їх обслуговування.

Установка запірної арматури між посудиною і запобіжним пристроєм, а також за ним не допускається.

При встановленні групи запобіжних клапанів та арматури перед (за) ними блокування повинна бути виконана таким чином, щоб при будь-якому передбаченому проектному варіанті відключення клапанів залишені включеними запобіжні клапани мали сумарну пропускну здатність передбачені пунктами цих правил.

Мембранні запобіжні пристрої встановлюються:

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		108

- 1) замість важільно-вантажних і пружинних запобіжних клапанів. Коли вони в робочих умовах конкретного середовища не можуть бути застосовані внаслідок їх інерційності або інших причин;
- 2) перед запобіжними клапанами у випадках коли запобіжні клапани не можуть надійно працювати внаслідок шкідливої дії робочого середовища (корозія, ерозія, полімеризація, кристалізація, прилипання, замерзання) або можливих витікань через закритий клапан вибухо- і пожежонебезпечних, токсичних, екологічно шкідливих речовин. У цьому випадку повинен бути передбачений пристрій, що дозволяє контролювати мембрани;
- 3) паралельно із запобіжним клапаном для збільшення пропускної здатності систем скидання тиску;
- 4) на вихідній стороні запобіжних клапанів для запобігання шкідливої дії робочих середовищ з боку скидної системи і для виключення впливу коливання проти тиску з боку цієї системи на точність спрацювання запобіжних клапанів.

4.11 Шум при роботі агрегату

Характеристики та допустимі рівні шуму на робочому місці. Є характеристики постійного шуму на робочих місцях є рівні звукового тиску в в октавних смугах з середньгеометричними частотами

Таблиця 4.1 - Нормування за граничним спектром шуму

Октавні смуги зі середньгеометричні частоти, Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Рівні звукового тиску, дБ	107	95	87	82	78	75	73	71	69

Також можна нормувати загальний рівень шуму, за шкалою А шумо-міра, використовується для орієнтовної оцінки постійного і непостійного шуму, в цьому випадку не враховується частотний спектр шуму.

Характеристикою непостійного шуму на робочих місцях є інтегральний критерій - еквівалентний (по енергії) рівень звуку в А, який визначається відповідно до довідковим додатком.

Додатково для коливного в часі і переривчастого шуму обмежують максимальні рівні звуку в А, виміряні на тимчасовій характеристиці «повільно», а для імпульсного шуму - максимальний рівень звуку в А1, виміряний на тимчасовій характеристиці «імпульс».

Допускається як характеристики непостійного шуму використовувати дозу шуму або відносну дозу шуму.

Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях слід приймати : для широко-смугового постійного та непостійного (крім імпульсного) шуму - по таблиці.

Забороняється навіть короткочасне перебування в зонах з октановими рівнями звукового тиску понад 135 дБ в будь-якій октановій смузі:

- для тонального та імпульсного шуму - на менше значень, вказаних в таблиці;
- для шуму, створюваного в приміщеннях установками кондиціонування повітря, вентиляції і повітряного опалення - на менше фактичних рівнів шуму в цих приміщеннях (виміряних або певних розрахунком), якщо останні не перевищують значень, зазначені в таблиці (поправку для тонального та імпульсного шуму в цьому випадку - знімати не слід), в інших випадках - на менше значень, зазначених в таблиці.

Захист від шуму. При розробці технологічних процесів, проектуванні, виготовленні та експлуатації машин, виробничих будівель і споруд, а також при організації робочого місця мають бути вжиті всі необхідні заходи щодо зниження шуму, що діє на людину на робочих місцях, до значень, що не пере-

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		110

вищують допустимі: розробкою шумобезопасной техніки; застосуванням засобів і методів колективного захисту по ГОСТ 12.1.029-80 «Засоби і методи захисту від шуму. Класифікація» ; застосуванням засобів індивідуального захисту по ДСТУ 352-1-2002 «Засоби індивідуального захисту органів слуху. Вимога безпеки і випробування».

Зони з рівнем звуку або еквівалентним рівнем звуку вище А повинні бути позначені знаками безпеки за ГОСТ 12.4.026-76 «Кольори сигнальні і знаки безпеки».

Працююча в цих зонах адміністрація зобов'язана забезпечувати засобами індивідуального захисту згідно з ДСТУ 352-1-2002.

На підприємствах, в організаціях та установах повинен бути забезпечений контроль значень шуму на робочих місцях не рідше одного разу на рік.

Зниження рівня звуку. При роботі компресорної установки шумстворюється зворотними клапанами, фільтрами на всмоктуючої лінії, що обертаються частинами, зубчастими передачами обладнання, що рухаються по трубопроводах повітрям, а також несправними та зношеними деталями. Шуми відбуваються також під час продування посудин і трубопроводів. При швидкості повітряного потоку більше з'являється додатковий шум у клапанах і вигинах трубопроводів. Шум від компресора зазвичай поширюється по повітропроводів, а також по їх стінках, каркасів будівлі компресорного підприємства. Шум шкідливо відбивається на здоров'ї обслуговуючого персоналу компресорних установок. Працюючи в умовах шуму, цей персонал часто поступово втрачає слух і працездатність. Якщо обслуговуючий персонал перестане чути сигнали контрольно-вимірювальних приладів, а також засобів автоматики, це може призвести до травм і до аварії компресорної установки.

Рівень звуку на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях і по території підприємств відповідно до санітарних норм проектування промислових підприємств і ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Загальні вимоги безпеки» при тривалій безперервній роботі компресорів не повинен перевищувати 85 за шкалою А. Якщо рівень звуку перевищує цей рівень, необхідно вжити заходів

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		111

до зниження виробничого шуму до встановленої величини. Це можна здійснити шляхом[19]:

- розміщення компресорів в звукоізоляційній камері;
- застосування віброізолюючих підстав будівельних конструкцій будівлі компресорної станції;
- застосування звукоізолюючих прокладок в місцях з'єднання компресора з повітропроводами і іншими частинами, а також спеціальних глушниківна повітропроводах продувки судин і вихлопу повітря в атмосферу;
- установки металевих щитів у фільтрів всмоктування повітря;
- покриття глушників, стін і дахів в приміщенні компресорної станції звукопоглинальними матеріалами;
- машиністам рекомендується застосовувати спеціальні шоломи.

4.12 Розрахунок шумоізоляції

У виробничому приміщенні, в якому рівень шуму 85дБ , планується зробити звуковбирну облицювання стін і стелі для зниження шуму до 75дБ. Площа стін $S_{стен} = 350 \text{ м}^2$, площа стелі $S_{потолка} = 300 \text{ м}^2$, площа підлоги - $S_{пол} = 300 \text{ м}^2$. Середній коефіцієнт звукопоглинання в приміщенні до облицювання дорівнює 0,1. Коефіцієнт звукопоглинання використаної облицювання 0,9. Визначити зниження шуму після використання облицювання.

Зниження шуму в приміщенні в результаті використання облицювання з більш високим коефіцієнтом звукопоглинання , можна визначити за формулою:

$$\Delta L_{обл} = 10 \lg \frac{B_2}{B_1} \quad (1)$$

де B_1 і B_2 - постійні приміщення відповідно до і після облицювання

У загальному випадку:

$$B = \frac{A}{1 - \alpha_{ср}} \quad (2)$$

						Лист
						112
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

де A - еквівалентна площа звукопоглинання, $A = S_{\text{пов}} \cdot \alpha_{\text{ср}}$;

$\alpha_{\text{ср}}$ – середній коефіцієнт звукопоглинання внутрішніх поверхонь приміщення площею $S_{\text{пов}}$

$$S_{\text{пов}} = S_{\text{пол}} + S_{\text{ст}} + S_{\text{пот}} = 300 + 350 + 300 = 950 \text{ м}^2$$

де $S_{\text{пол}}$ – площа підлоги;

$S_{\text{ст}}$ – площа стін;

$S_{\text{пот}}$ – площа стелі.

Еквівалентна площа до облицювання становить:

$$A_1 = S_{\text{пов}} \cdot \alpha_{\text{ср1}} = 950 \cdot 0,1 = 95 \text{ м}^2$$

Постійна приміщення до облицювання становить:

$$B_1 = \frac{A_1}{1 - \alpha_{\text{ср1}}} = \frac{95}{1 - 0,1} = 105,55$$

При визначенні постійної приміщення після облицювання необхідно звернути увагу на зміну середнього коефіцієнта звукопоглинання. До облицювання він складав для всіх внутрішніх поверхонь за умовою завдання $\alpha_{\text{ср1}} = 0,1$. Після облицювання підлога залишається з попереднім коефіцієнтом звукопоглинання ($\alpha_{\text{ср1}} = 0,1$), а у стелі та стін він буде дорівнювати $\alpha_2 = 0,9$. Середній коефіцієнт звукопоглинання після облицювання наступним чином:

$$\alpha_{\text{ср2}} = \frac{(S_{\text{ст}} + S_{\text{пот}}) \alpha_2 + S_{\text{пол}} \cdot \alpha_{\text{ср1}}}{S_{\text{ст}} + S_{\text{пот}} + S_{\text{пол}}} = \frac{(300 + 350) \cdot 0,9 + 300 \cdot 0,1}{950} = 0,65$$

Еквівалентна площа після облицювання становить:

$$A_2 = S_{\text{пов}} \cdot \alpha_{\text{ср2}} = 950 \cdot 0,65 = 617,5 \text{ м}^2$$

Постійна приміщення до облицювання становить:

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	Лист
						113
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$B_2 = \frac{A_2}{1 - \alpha_{cp2}} = \frac{617,5}{1 - 0,65} = 1764,3$$

Таким чином, зниження шуму в приміщенні в результаті використання облицювання:

$$\Delta L_{обл} = 10 \lg \frac{1764,3}{105,55} = 12,23 \text{ дБ}$$

Зниження шуму після використання облицювання становить 12,23 дБ. В результаті розрахунків рівень шуму в приміщенні буде рівним $85 - 12,23 = 72,77$ дБ, норма шуму в приміщенні 70-75 дБ. На підставі цього можна зробити висновок, що використання звукопоглинальних матеріалів є ефективним заходом боротьби з зашумленням приміщення.

4.13 Безпека в надзвичайних ситуаціях

До техногенних відносяться НС, походження яких пов'язане з виробничо-господарською діяльністю людини на об'єктах техносфери. Як правило, техногенні НС виникають внаслідок аварій, що супроводжуються мимовільним виходом в навколишній простір речовини і (або) енергії.

Базова класифікація НС техногенного характеру будується за типами і видам надзвичайних подій, що ініціюють НС:

1) транспортні аварії (катастрофи) - можуть бути двох видів: що відбуваються на виробничих об'єктах, не пов'язаних безпосередньо з переміщенням транспортних засобів (депо, станції, автовокзали, порти та ін.), і трапляються під час руху транспортних засобів. Перший вид носить загальний характер, другий - специфічний, пов'язаний здебільшого з важкими наслідками. Такі події, як видалення місця катастрофи від великих населених пунктів, складність доставки туди рятувальних формувань і велике число постраждалих, які потребують термінової хірургічної допомоги вважаються окремим типом НС;

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						114
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

2) пожежі, вибухи, загроза вибухів - найпоширеніші ЧС в сучасному індивідуальному суспільстві найбільш часто зустрічаються і, як правило, з важкими соціальними, економічними наслідками;

3) аварії з викидом (загрозою викиду) ХОВ - класифікація НС з ними може бути проведена, наприклад, за масштабом поширення отруйної речовини, його вражаючим властивостями, тривалості дії і т.д. Деякі токсичні речовини в певних умовах (при пожежах) в результаті хімічних реакцій можуть утворювати отруйні сполуки. Всі ці ситуації також вимагають окремого обліку;

4) аварії з викидом (загрозою викиду) РВ - відносяться до самостійного типу. Виникнення їх можливо на радіаційно-небезпечних об'єктах: атомні станції, підприємства з виготовлення і переробки ядерного палива, захоронення радіоактивних відходів, науково - дослідні і проектні організації, які мають ядерні реактори, практичні стенди, збірки і т.п. Серйозну небезпеку становить транспортування радіаційно-небезпечних матеріалів;

5) аварії з викидом (загрозою викиду) біологічно небезпечних речовин - не часте явище. Однак, з огляду на тяжкість наслідків в разі потрапляння чужих біологічно небезпечних речовин в навколишнє середовище, такі аварії відображені в класифікації окремо, але без великої деталізації;

б) раптове обвалення будівель, споруд - подібного типу події відбуваються не самі по собі, а ініціюються якими - то побічними факторами: велике скупчення людей на обмеженій площі, сильна вібрація, викликана проходять залізничними складами, надмірне навантаження на верхні поверхи будинків і т.д . Наслідки їх важко передбачувані. Зазвичай вони призводять до великих людських жертв.

5. ВИСНОВКИ РОБОТИ

1) Висновки по дослідженню в розділі 2 і в розділі 3 свідчать про те, що розроблена математична модель течії у ВРА-Р і у ступені разом с ВРА-Р досить коректні і можуть використовуватись в подальшому розрахунку.

2) З використаною математичною моделлю проведено комплексне чисельне дослідження по впливу зміни кутів повороту лопаток, кількості лопаток, впливу обтікача, впливу центрального тіла на потік та параметри ВРА-Р разом з РК, а також ізольовано від РК.

3) Отримані результати істотно доповнюють базу даних по дослідженню таких апаратів і ступенів разом з цими апаратами.

4) Одержані результати можуть бути використані при проектуванні одноступеневих повітря-газодувок і нагнітачів різного призначення.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		116

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Диссертация Г.Н. Зинкевич: "Исследование ступени центробежного нагнетателя с различными типами входных регулирующих аппаратов". 1975 г. Сумы.
2. Невельсон М. И., Кузнецов Н. И. Элеронное регулирование центробежных вентиляторов. Некоторые трудности его реализации и пути их преодоления. — Энергомашиностроение, 1977, № 12, с. 33—36.
3. N i c k o l J a h a n e s . Impulsdauermodulierte Abtastregleinrichtungenneue Möglichkeiten zum rationellen Verdichterbetrieb. — Pumpen und Verdichter Information», 1980, № 2, S. 28—33, 38—40.
4. L u t h e r W a r d . Determining centrifugal compressor performance. — Power, 1979, 123, 13, p. 77—79
5. Селезнев К. П.; Нуждин А. С. Перспективные направления научных исследований и конструкторских работ в компрессоростроении. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1981, № 9, с. 6—9.
6. Суттон Дж. П. Выбор насоса с минимальным расходом энергии. — Химия и переработка углеводородов, 1978, № 6, с. 11 — 13.
7. Довженко В. Н. Исследование центробежной компрессорной ступени с осевым регулирующим аппаратом и двухрядным диффузором. Автореферат дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук. — Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1978, 16 с.
8. Латыпов Г. Г. Исследование аэродинамики промежуточных ступеней центробежных компрессоров при изменении закрутки на входе. Автореферат дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук. — Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1981, 20 с.
9. Бондаренко Г. А., Зиневич Г. Н. Об экономичности работы ступени центробежного нагнетателя с различными типами входных регулирующих аппаратов. — Энергомашиностроение, 1982, № 2, с. 7—10.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		117

- 10.Страхович К.И. Центробежные компрессорные -машины Л.-М.,Машгиз, 1940, 385 с.
- 11.Ден Г.Н. Механика потока в центробежном компрессоре. Л., "Машиностроение", 1973, с.269.
- 12.Столярский М.Т. Об эффективности основных типов входных поворотных аппаратов центробежных компрессоров и нагнетателей. Труды ЦКТИ, вып. 102, 1970.
- 13.Пятахина Т.Т. Исследование эффективности регулирования центро- . бежных нагнетателей и компрессорных станций магистральных газопроводов с помощью входных направляющих аппаратов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., ВНИИгаз, 1972.
- 14.Степанов А.И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. Пер с англ. М., Машгиз, 1960, 463 с.
- 15.Калнинь И.М. О регулировании производительности холодильных турбокомпрессоров с помощью входных направляющих аппаратов. "Холодильная техника", 1970, №10.
- 16.Королев Н.А. Чебышева К.В. Экспериментальное исследование направляющих аппаратов, создающих закрученный поток. М., ТрудыДАГИ, вып. 405, 1939.
17. Левашов Л.Л. Исследование входных устройств центробежного компрессора. Л., ГКАТ институт им. П.И.Баранова, технический отчет М24.
- 18.Бондаренко Г.А., Довженко В.Н. Регулирование режима работы центробежных компрессорных установок, Цинтихимнефтемаш, 1982 г.
19. Справочник проектировщика. Защита от шума. Под ред. Е.Я.Юдина. М.: Стройиздат, 1974.

					<i>КМ 06 00 00 00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						118
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		