

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

БОГДАНОВ МИКОЛА ЮРІЙОВИЧ

УДК 681.513.6: 533.694.7: 629.735.035.3'7(043.5)

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ  
ГАЗОДИНАМІЧНОГО ВПЛИВУ НА ВІДРИВНУ ТЕЧІЮ В СТУПЕНЯХ  
ОСЬОВИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ

Спеціальність: 05.05.03 - Двигуни та енергетичні установки

Дисертація на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Науковий керівник:  
Терещенко Юрій Матвійович  
доктор технічних наук, професор

КИЇВ 2016

## ЗМІСТ

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ .....	4
УМОВНІ СКОРОЧЕННЯ .....	12
ВСТУП .....	13
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЬОВИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ .....	17
1.1. Аналіз аеродинамічних характеристик осьових вентиляторів .....	17
1.2. Методи зниження рівня кінцевих втрат в ступенях осьових вентиляторів .....	25
1.3. Методи дослідження характеристик осьових вентиляторів .....	30
1.4. Мета та постановка задач наукового дослідження .....	34
ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 1 .....	37
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В СТУПЕНІ ОСЬОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА .....	38
2.1. Моделювання течії в ступені осьового вентилятора .....	38
2.2. Розрахунок параметрів газодинамічного впливу на кінцеві вихрові течії в ступенях ОВ .....	45
ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 2 .....	56
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ РІВНЯ КІНЦЕВИХ ВТРАТ У ЛОПАТКОВИХ ВІНЦЯХ ОСЬОВИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ .....	57
3.1. Розробка методики розрахунку параметрів та характеристик рециркуляційних порожнин адаптивної системи .....	57
3.2. Формування узагальнених залежностей та математичної моделі адаптивної системи .....	65
3.3. Розробка методики розрахунку параметрів та характеристик рушійного елемента адаптивної системи .....	75
ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 3 .....	88

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЯ ОСЬОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА .....	89
4.1. Опис та технічні характеристики автоматизованого експериментального комплексу .....	89
4.2. Методологія проведення експериментальних досліджень ступеня осьового вентилятора .....	95
4.2.1. Розробка методики вимірювання витрати ступеня ОВ .....	95
4.2.2. Розробка методики визначення коефіцієнта корисної дії ступеня осьового вентилятора .....	98
4.2.3. Розробка методики визначення тяги ступеня ОВ .....	101
4.3. Метрологічне забезпечення експериментальних досліджень .....	104
4.3.1. Алгоритм обробки та форма представлення результатів прямих вимірювань .....	106
4.3.2. Алгоритм обробки та форма представлення результатів непрямих вимірювань .....	108
4.3.3. Методи перевірки нормальності розподілу результатів вимірювань .....	109
ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 4 .....	112
РОЗДІЛ 5. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ .....	113
5.1. Результати експериментального дослідження нестационарних характеристик ступеня осьового вентилятора .....	113
5.2. Результати експериментального дослідження параметрів ступеня осьового вентилятора з резонатором .....	120
5.3. Результати експериментального дослідження параметрів ступеня осьового вентилятора із застосуванням адаптивної системи.....	127
ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 5 .....	133
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	134
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	136

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

$\alpha_a$	Кут атаки;
$\zeta$	Загальні втрати в ступені ОВ;
$\zeta_{\text{проф}}$	Профільні втрати в ступені ОВ;
$\zeta_{\text{кін}}$	Кінцеві втрати в ступені ОВ;
$\pi_{\text{ст.в}}^*$	Степінь підвищення тиску;
$p_{\text{в.ст}}^*$	Повний тиск на вході в ступінь;
$p_{\text{с.ст}}^*$	Повний тиск на виході із ступеня;
$F_{\text{в.ст}}$	Площа поперечного перерізу проточної частини на вході в ступінь ОВ;
$F_{\text{с.ст}}$	Площа поперечного перерізу проточної частини на виході зі ступеня ОВ;
$p_{\text{в.ст}}^*(\bar{r})$	Повний тиск перед РК;
$p_{\text{с.ст}}^*(\bar{r})$	Повний тиск за СА;
$T_{\text{в.ст}}^*$	Повна температура на вході в ступінь;
$T_{\text{с.ст}}^*$	Повна температура на виході зі ступеня;
$T_{\text{в.ст}}^*(\bar{r})$	Повна температура перед РК;
$T_{\text{с.ст}}^*(\bar{r})$	Повна температура за СА;
$G_{\text{ст.в}}$	Масова витрата ступеня ОВ;
$p^*$	Повний тиск;
$p$	Статичний тиск;
$\gamma$	Питома теплоємність до повітря;
$M$	Число Маху;
$C_{\text{сер}}$	Швидкість в заданому об'ємі;
$a$	Місцева швидкість звуку;
$R$	Універсальна газова постійна;
$T$	Абсолютна термодинамічна температура;
$T^*$	Повна температура;
$\rho$	Густина робочого тіла в заданому об'ємі;

$S_{ex}$	Площа поперечного перерізу в розрахунковій області;
$R_k$	Радіус облопаченого робочого колеса;
$r_{em}$	Радіус втулки;
$C_m$	Місцева осьова швидкість;
$b$	Товщина направляючої лопатки;
$C_{ex}$	Осьова швидкість на вході в ступінь;
$\delta_m$	Коефіцієнт втрати повного тиску;
$X_n - X_0$	Довжина зони вдуву;
$\Delta x$	Крок розміщення щілинних пристроїв;
$\theta$	Товщина втрати імпульсу вдуву;
$U_m$	Швидкість струменя вдуву;
$m$	Відношення швидкостей;
$\delta$	Товщина примежового шару;
$\tau$	Коефіцієнт пропорційності;
$\Delta$	Відношення безрозмірної швидкості;
$t$	Час;
$X, X_1, Y, Y_1$	Координати зони зміщення примежового шару;
$ma Y_2$	
$D_{cm.в}$	Діаметр струменя вдуву;
$m_в$	Маса робочого тіла, що задіяна у вихорі;
$h_{вих}$	Висота зони вихроутворення по висоті лопатки;
$\frac{\delta}{2}$	Радіус зони вихроутворення;
$\Gamma$	Формпараметр А. Бурі;
$\delta^{**}$	Товщина втрати імпульсу;
$\eta_2$	Формпараметр Є. Грушвітца;
$\omega$	Швидкість набігаючого потоку;
$\omega_{\delta^{**}}$	Швидкість набігаючого потоку з урахуванням товщини втрати імпульсу;
$D_k$	Формпараметр Ф. Клаузера;

$Re$	Число Рейнольдса;
$\eta_{\partial}$	Динамічна в'язкість;
$D_{гид}$	Гідравлічний діаметр;
$f$	Частота коливань потоку;
$b_{дис}$	Параметр розсіювання;
$St$	Число Струхалія;
$f$	Частота коливань потоку;
$b_x$	Довжина хорди направляючої лопатки;
$Wo$	Число Уомерслі;
$F^*$	Зведена частота збудження потоку;
$X_{\sigma}$	Характерний розмір масштабу відривної зони;
$T$	Період сходження вихорів;
$U_{\sigma}$	Швидкість струменя вдуву;
$C_B$	Коефіцієнт вдуву;
$T_{\sigma}^*$	Повна температура струменя вдуву;
$p_{\sigma}^*$	Повний тиск струменя вдуву;
$\rho_{\sigma}$	Густина струменя вдуву;
$C_{\mu}$	Коефіцієнт імпульсу вдуву;
$J_{ш}$	Імпульс секундної маси вдуву робочого тіла щілинними пристроями;
$J_o$	Імпульс секундної маси робочого тіла в ступені;
$S_{пер}$	Площа поперечного перерізу розрахункової області;
$n_{ст}$	Частота обертання ступеня ОВ;
$V_n$	Об'єм порожнини;
$h_2$	Довжина (висота) горла;
$r_2$	Радіус горла;
$S_2$	Площа поперечного перетину горла порожнини;
$M_{ам}$	Акустична маса;
$R_{а0}$	Акустичний опір;
$\mu$	Коефіцієнт в'язкості;

$a_{щ}$	Довжина щілини;
$c_{щ}$	Висота щілини;
$b_{щ}$	Ширина щілини;
$Z_{aH}$	Акустичний імпеданс;
$j$	Уявна одиниця;
$\omega$	Кутова частота коливань;
$C_{a\epsilon}$	Акустична ємність;
$L_{кат}$	Індуктивність;
$R_{eO}$	Електричний опір;
$U$	Напруга;
$C_{e\epsilon}$	Електрична ємність;
$q$	Заряд електричної ємності;
$T_{KA}$	Кінетична енергія акустичної системи;
$\dot{X}$	Витрата в середовищі;
$T_{KE}$	Кінетична енергія електричної системи;
$i$	Сила струму;
$V_{PA}$	Потенційна енергія акустичної системи;
$X$	Об'єм, що виштовхується рушійним елементом;
$V_{PE}$	Потенційна енергія електричної системи;
$W_A$	Загальна енергія акустичної системи;
$W_E$	Загальна енергія електричної системи;
$D_A$	Розсіювання для щілинних пристроїв;
$D_E$	Розсіювання, що перетворюється в тепло;
$Z_{eH}$	Електричний імпеданс;
$f_{рез.A}$	Резонансна частота акустичної системи;
$f_{рез.E}$	Резонансна частота електричної системи;
$f_{в.к}$	Частота власних коливань;
$n_{щ}$	Кількість щілинних пристроїв на поверхні лопатки;
$J_{щ,n}$	Імпульс секундної маси вдуву робочого тіла;

$\rho_{\omega}$	Густина робочого тіла в щілині;
$\vartheta_{\omega}$	Швидкість робочого тіла задіяного в щілині;
$r_{\omega}$	Радіус щілини;
$H_{aH}$	Загальний імпеданс адаптивної системи;
$f_{\Pi}$	Частота коливань системи порожнин після перетворення по Блекстоку;
$Z_{aH1}$	Акустичний імпеданс першої ділянки;
$Z_{aH2}$	Акустичний імпеданс другої ділянки;
$Z_{aH3}$	Акустичний імпеданс третьої ділянки;
$Z_{aH4}$	Акустичний імпеданс четвертої ділянки;
$H_{aH}$	Загальний акустичний імпеданс;
$\dot{X}_1$	Витрата першої ділянки;
$\dot{X}_2$	Витрата другої ділянки;
$\dot{X}_3$	Витрата третьої ділянки;
$\dot{X}_4$	Витрата четвертої ділянки;
$\dot{X}_0$	Загальна витрата системи;
$d_z$	Діаметр горла;
$d_n$	Діаметр порожнини;
$r_n$	Радіус порожнини;
$h_m$	Висота еластичної мембрани рушійного елемента;
$r_m$	Радіус еластичної мембрани рушійного елемента;
$h_p$	Висота рушійного елемента;
$r_p$	Радіус рушійного елемента;
$Z_{eH.PE}$	Імпеданс електричного навантаження рушійного елемента;
$\phi$	Коефіцієнт трансформації опору;
$Z_{aO.BX}$	Вхідний акустичний імпеданс системи;
$R_{aO}$	Акустичний опір порожнини;
$C_{aK3}$	Акустична відповідність короткому замиканню рушійного елемента;
$R_{aO.поз.PE}$	Акустичний опір рушійного елемента;



$M_{aM.PE}$	Акустична маса п'єзоелектричного рушійного елемента;
$M_{aM.виш.PE}$	Акустична маса, що виштовхується рушійним елементом;
$C_{eE.PE}$	Електрична ємність п'єзоелектричного рушійного елемента;
$C_{aE.PE}$	Акустична ємність п'єзоелектричного рушійного елемента;
$Z_{aH.PE}$	Імпеданс акустичного навантаження рушійного елемента;
$s$	Величина приведення значення кутової частоти коливань до комплексного числа;
$C_{a.ЕК}$	Акустична ємність конденсатора;
$Z_{к1}$	Імпеданс першого коливального контуру;
$f_{к1}$	Частота коливань першого коливального контуру;
$\Delta_{к1}$	Коефіцієнт розсіювання першого коливального контуру ;
$\Omega_{к1}$	Коефіцієнт налаштування першого коливального контуру;
$\epsilon_{\omega к1}$	Ваговий коефіцієнт першого коливального контуру;
$Z_{к2}$	Імпеданс другого коливального контуру;
$C_{EH}$	Ємнісне навантаження, що прикладене до рушійного елемента;
$C_2$	Фактор для визначення коефіцієнта зв'язку, що відповідає ємнісному навантаженні рушійного елемента;
$K$	Коефіцієнт зв'язку двох коливальних контурів;
$\alpha$	Масове відношення між горлом порожнини та п'єзоелектричним рушійним елементом;
$f_{PE}$	Частота коливань рушійного елемента після перетворення по Блекстоку;
$Z_{aH.PE.ЄH}$	Акустичний опір рушійного елемента при ємнісних навантаженнях;
$Z_{aH.PE.PH}$	Акустичний опір рушійного елемента при резистивних навантаженнях;
$M_{aM.PE.ефект}$	Ефективна акустична маса п'єзоелектричного рушійного елемента при резистивних налаштуваннях;
$Z_{aH.PE.ЄH}$	Акустичний опір рушійного елемента при індукційних навантаженнях;

$t$	Час роботи адаптивної системи;
$m$	Коефіцієнт, що враховує теплофізичні властивості повітря;
$q(\lambda_c)$	Відносна густина потоку в перерізі "с";
$q(\lambda_v)$	Відносна густина потоку в перерізі "в";
$A_c$	Коефіцієнт зміни площі поперечного перерізу розрахункової ділянки;
$C_{p,n}$	Теплоємність повітря;
$L_{ст.в}$	Робота, що витрачається на привід ступеня вентилятора;
$k$	Показник адіабати;
$Q_{ст.в}$	Об'ємна витрата ступеня ОВ;
$n_{ст.в}$	Частота обертання ступеня ОВ;
$N_{ст.в}$	Потужність, що витрачається на привід ступеня ОВ;
$M_{ст.в}$	Крутний момент на валу;
$\omega_p$	Частота обертання валу;
$\eta_m$	Механічний ККД вентилятора;
$c$	Коефіцієнт, що визначається конструктивними параметрами електродвигуна;
$R_{я}$	Опір якоря електродвигуна;
$I_{я}$	Сила струму якоря електродвигуна;
$\Phi$	Магнітний потік;
$k_1$	Коефіцієнт пропорційності муфти електродвигуна;
$P$	Тяга ступеня ОВ;
$C_T$	Коефіцієнт тяги ступеня ОВ;
$G_{ст.в\Sigma}$	Сумарна витрата повітря через ступінь ОВ;
$C_{вих}$	Швидкість потоку на виході з ступеня ОВ;
$F_1, F_2$	Сили, що діють на досліджуваний ступінь ОВ;
$a, b$	Плечі силової схеми ступеня ОВ;
$\eta_{ст.в}^*$	ККД ступеня ОВ;
$\eta_{вн}$	Внутрішній ККД ступеня ОВ;
$\eta_{тяг}$	Тяговий ККД ступеня ОВ;

$V$	Швидкість польоту;
$P_{\partial}$	Довірча ймовірність;
$\tilde{x}$	Середнє арифметичне значення;
$S_{n\tilde{x}}$	Середнє квадратичне відхилення;
$\Delta x_{np}$	Допустима похибка приладу;
$S_{np}$	Відхилення результатів вимірювань;
$S_{\Sigma}$	Результуюча середньоквадратична похибка;
$\alpha$	Коефіцієнта надійності;
$t_{\alpha,n}$	Коефіцієнта Стюдента;
$\Delta x, \Delta w$	Похибка вимірювання;
$\delta x, \delta w$	Відносна похибка вимірювання;
$n$	Число вимірювань;
$\chi^2$	Критерій збіжності Пірсона;
$\omega^2$	Критерій збіжності Мізена-Смірнова;
$q_{\sigma}$	Рівень значимості критерію;
$k$	Число степеней свободи;
$L$	Число інтервалів;
$x_{i0}$	Середина інтервалу вимірювань;
$\tilde{\varphi}_i$	Число спостережень;
$z_i$	Нормований інтервал вимірювань;
$f(z_i)$	Функція щільності вірогідності.

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ОВ – осьовий вентилятор;  
ККД – коефіцієнт корисної дії;  
LEBU – Large Eddy Break Up;  
RANS – Reynolds Averaged Navier Stokes;  
LES – Large Eddy Simulation;  
DES – Detached Eddy Simulation;  
DDES – Delayed Detached Eddy Simulation;  
IDDES – Improved Delayed Detached Eddy Simulation;  
CFD – Computational Fluid Dynamics;  
ВНА – вхідний направляючий апарат;  
НА – направляючий апарат;  
РК – робоче колесо;  
РЛ – робочі лопатки;  
СЛ – спрямляючі лопатки;  
САПР (CAD) – система автоматичного проектування;  
ЕРС – електрорушійна сила;  
ЕК – експериментальний комплекс;  
ГДС – газодинамічний стенд;  
РКК – розрахунковий комплекс керування;  
ПК – персональний комп'ютер;  
ППТ – приймач повітряного тиску;  
ПТО – платиновий термометр опору;  
СКЕ – система керування експериментом;  
PLC – Programmable Logical Controllers;  
ПЗО – пристрій зв'язку з об'єктом;  
PCI – Peripheral Component Interconnect;  
АЦП – аналогово-цифровий перетворювач;  
ЦАП – цифро-аналоговий перетворювач.

## ВСТУП

**Актуальність теми дисертації.** Осьові вентилятори широко використовуються в якості рушіїв на пілотованих і безпілотних літальних апаратах (UAV) та на апаратах вертикального зльоту (VTOL). Значного застосування осьові вентилятори набули в якості вентиляційних установок на залізничному транспорті і промислових об'єктах.

Враховуючи високі вимоги до технічних та енергетичних характеристик літальних апаратів, а також значну вартість їх виробництва, одним з основних напрямків у сучасному авіадвигунобудуванні є аеродинамічне вдосконалення осьових вентиляторів. Одним із шляхів аеродинамічного вдосконалення осьових вентиляторів є зменшення рівня кінцевих втрат обумовлених вихровими течіями у проточній частині вентиляторів. Аналіз попередніх досліджень показав, що одним з напрямків їх вдосконалення є застосування методів активного та пасивного впливу.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню науково-прикладної задачі зі створення методичного апарату для розрахунку параметрів та характеристик адаптивної системи впливу на відривну течію у проточній частині вентиляторів. Тема дисертаційної роботи є актуальною та має важливе науково-практичне значення.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дана робота є складовою частиною досліджень, що проводяться на кафедрі авіаційних двигунів Національного авіаційного університету і спрямована на покращення параметрів та характеристик ступенів осьових вентиляторів. Дослідження проводилось у рамках наступних науково-дослідних робіт:

- № 703-X10 «Дослідження методів впливу на течію в лопаткових вінцях компресорів ГТД для забезпечення удосконалення їх параметрів та характеристик»;
- № 736-X11 «Розробка методики розрахунків величин тяги авіаційних двоконтурних ТРД за термогазодинамічними параметрами, замір'яємими у процесі роботи двигунів на землі в умовах їх компоновки на крилі літака, так і на випробувальних стендах»;

– № 733-ДБ-11 «Вдосконалення газодинамічної стійкості багаторежимних газотурбінних двигунів»;

– № 3.07.01.03 «Розробка та дослідження методів покращення економічності ГТД шляхом застосування щілинних лопаткових вінців в осьовому компресорі»;

– № 7.07.01.03 «Розробка та дослідження методів покращення економічності ГТД шляхом вдосконалення робочого процесу в його елементах».

**Метою дослідження** є підвищення ефективності ступенів осьових вентиляторів із застосуванням адаптивної системи газодинамічного впливу на відривну течію в широкому діапазоні їх експлуатації.

**Задачі дослідження** впливають з поставленої в роботі мети:

1. Проведення аналізу сучасного стану результатів дослідження методів покращення параметрів та характеристик ступенів осьових вентиляторів;

2. Розробка методики розрахунку параметрів та характеристик адаптивної системи (адаптивного акустичного резонатору);

3. Проведення дослідження впливу адаптивної системи на характеристики ступеня осьового вентилятора;

4. Розробка рекомендацій щодо застосування адаптивної системи в ступені осьового вентилятора.

*Об'єктом дослідження* є робочий процес у ступені осьового вентилятора.

*Предметом дослідження* є кінцеві вихрові течії в ступені осьового вентилятора.

*Методи дослідження* - методи чисельної газодинаміки, метод електрогазодинамічної подібності.

**Наукова новизна одержаних результатів:**

– вперше обґрунтовано доцільність застосування адаптивної системи для зменшення рівня кінцевих вихрових течій;

– вперше розроблено методику розрахунку параметрів та характеристик адаптивної системи;

– вперше отримано узагальнені залежності для розрахунку параметрів та характеристик адаптивної системи;

– вперше проведено оцінку зміни параметрів ефективності ступеня осьового вентилятора із застосуванням адаптивної системи.

**Практичне значення одержаних результатів.** Побудовані автором моделі та методика розрахунку параметрів та характеристик адаптивної системи можуть бути рекомендовані для використання при проектуванні перспективних вентиляторів провідними КБ. Практичне значення мають:

– методика розрахунку параметрів та характеристик адаптивної системи (адаптивного акустичного резонатору);

– методика розрахунку геометричних параметрів спрямляючої лопатки з рециркуляцією примежового шару, що може бути рекомендована для використання на перспективних осьових вентиляторах;

– випробувальний стенд дослідження характеристик вентилятора з адаптивною системою, що може бути рекомендовано для впровадження в навчальний процес у «Національному авіаційному університеті».

**Особистий внесок здобувача.** Результати експериментальних досліджень, методики, узагальнені залежності для розрахунку параметрів та характеристик адаптивної системи, а також оцінка зміни параметрів ефективності ступеня осьового вентилятора при її застосуванні, отримані здобувачем самостійно з урахуванням рекомендацій наукового керівника.

У наукових статтях, що були надруковані у співавторстві, автору дисертації належить:

– у роботі [1] запропоновано метод розрахунку профілю лопаток осьового компресора;

– у роботах [2, 5] розроблено методику моделювання та представлені результати дослідження нестационарних характеристик ступеня осьового вентилятора;

– у роботі [3] запропоновано методику розрахунку параметрів та характеристик комплексного акустичного резонатору;

– у роботі [4] розроблено підходи до методики налаштування параметрів рушійного елемента;

– у роботі [6] представлено результати чисельного моделювання турбулентних течій та розглянуто вплив пасивних методів керування примежовим шаром на аеродинамічні характеристики.

**Апробація результатів дисертації.** Отримані результати дисертаційного дослідження доповідались і отримали позитивну оцінку на: засіданнях кафедри авіаційних двигунів Національного авіаційного університету м. Київ; X Міжнародній науково-технічній конференції «АВІА-2011» 19–21 квітня 2011 р. м. Київ; V Міжнародній науково-технічній конференції молодих спеціалістів авіамоторобудівельної галузі «Молодь в авіації: нові рішення та передові технології» 16–20 травня 2011 р. Україна, Запоріжжя-Алушта; XII Міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» 11–13 жовтня 2011 р. м. Донецьк; Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу», ІФНТУНГ 15–18 травня 2012 р. м. Івано-Франківськ; XIII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» 19–20 вересня 2012 р. м. Чернігів; V Всесвітній конгрес «Авіація у XXI столітті» – «Безпека в авіації та космічні технології» 25–27 вересня 2012 р. м. Київ; XI Міжнародній науково-технічній конференції «АВІА-2013» 21–23 травня 2013 р. м. Київ; VI Всесвітній конгрес «Авіація у XXI столітті» – «Безпека в авіації та космічні технології» 23–25 вересня 2014 р. м. Київ.

**Публікації.** Основні результати дисертаційної роботи повно та в установлені строки опубліковано у 13 друкованих працях, у тому числі 6 наукових праць опубліковано у виданнях, що входять до переліку фахових видань ДАК МОН України з технічних наук, з яких 4 публікації у виданнях, які включено до міжнародних наукометричних баз та можуть прирівнюватися до публікацій у наукових періодичних виданнях інших держав, та 7 тез доповідей.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел. Загальний обсяг дисертації становить 150 сторінки основного тексту, 61 рисунок і 15 таблиць, список використаних джерел складається із 154 найменувань на 16 сторінках.



## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЬОВИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ

У даному розділі представлено аналіз результатів досліджень аеродинамічних характеристик та параметрів ступенів осьових вентиляторів, що наявні у відкритих літературних джерелах. Підрозділ 1.1. присвячено попереднім дослідженням аеродинамічних характеристик осьових вентиляторів. Підрозділ 1.2. відображає методи зниження рівня кінцевих втрат у ступенях осьових вентиляторів. Підрозділ 1.3. присвячено методам дослідження характеристик осьових вентиляторів. Підрозділ 1.4. присвячено формуванню мети та постановці задач наукового дослідження.

#### 1.1. Аналіз аеродинамічних характеристик осьових вентиляторів

Осьові вентилятори широко використовуються в якості рушіїв для сучасних літальних апаратів. Вони є універсальними пристроями створення тяги, що застосовуються в цивільній та військовій авіації для встановлення на пілотовані, безпілотні літальні апарати (UAV), а також апарати вертикального зльоту (VTOL) [1-3]. Окрім цього осьові вентилятори широко застосовуються в якості елементу авіаційних ГТД [4-6]. Значного застосування осьові вентилятори набули в якості вентиляційних установок на залізничному транспорті і промислових об'єктах [7, 8] (рис. 1.1.1).

Осьові вентилятори ідеально підходять в якості рушіїв для малорозмірних літальних апаратів цивільної та військової авіації наступного покоління.



Airbus Group's E-Fan



Rolls-Royce LiftSystem



Bell X 22-A



Boeing-Sikorsky RAH-66



Eurocopter AS 365N



AVX Helicopter



Sikorsky Cypher 1



iSTAR



Sikorsky MARINER Cypher 11



Airlift 1060P



Industrial ventilation



Hiller 1031 Flying Platform

Рис. 1.1.1 – Область застосування осьових вентиляторів

Враховуючи значну універсальність, широку вживаність та перспективність застосування осьових вентиляторів, все більше наукових програм націлено на вдосконалення аеродинамічних та екологічних (акустичних) характеристик вентиляторів.

Вдосконалення аеродинамічних характеристик осьових вентиляторів можливе при досягненні умов зменшення рівня гідравлічних втрат. Усі втрати в ступені осьового вентилятора, що зменшують  $p_{ст.в}^*$  та  $\eta_{ст.в}^*$ , поділяють на внутрішні та зовнішні. Внутрішні поділяються на профільні  $\zeta_{проф}$  та кінцеві втрати  $\zeta_{кін}$  (рис. 1.1.2).

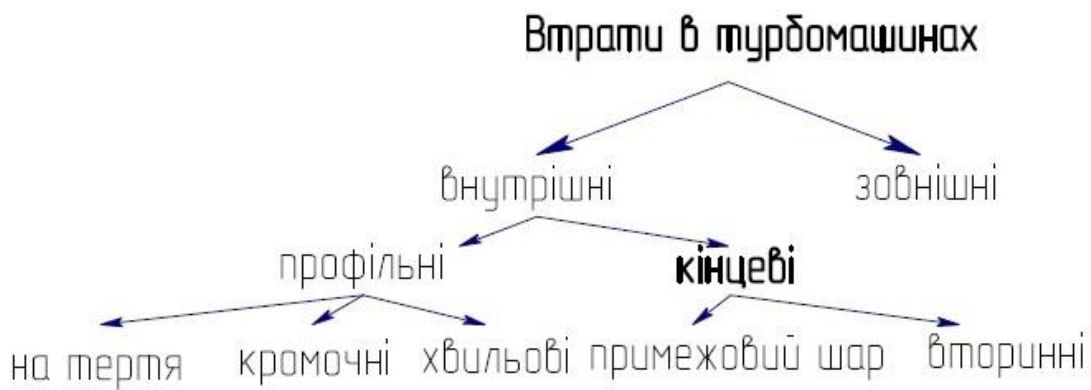


Рис. 1.1.2 – Класифікація втрат в турбомашинах

Профільні втрати  $\zeta_{проф}$  виникають при обтіканні ступенів реальним потоком робочого тіла та зумовлені тертям і збуренням межового шару на поверхні аеродинамічного профілю. Відносний рівень профільних втрат у лопаткових вінцях ступенів осьових вентиляторів визначається коефіцієнтом втрат [9]

$$\zeta_{проф} = \frac{p_{в.ст}^* - p_{с.ст}^*}{\rho \omega^2 / 2}, \quad (1.1.1)$$

де  $p_{в.ст}^*$  - повний тиск на вході в ступінь,  $p_{с.ст}^*$  - повний тиск на виході зі ступеня,  $\rho$  - густина робочого тіла в заданому об'ємі,  $\omega$  - швидкість набігаючого потоку.

Відповідно до рекомендацій [10], профільні втрати  $\zeta_{проф}$  складаються з втрат на тертя  $\zeta_{тр}$ , кромочних  $\zeta_{кр}$  та хвильових втрат  $\zeta_{хв}$

$$\zeta_{проф} = \zeta_{тр} + \zeta_{кр} + \zeta_{хв} . \quad (1.1.2)$$

Втрати на тертя  $\zeta_{тр}$  пов'язані безпосередньо з утворенням примежового шару на коритці та спинці профілю та його взаємодією з основним потоком.

Кромочні втрати  $\zeta_{кр}$  - із взаємодією потоків з різними швидкостями за вихідною кромкою профілю. Чисельно кромочні втрати дорівнюють роботі сил тертя на вирівнювання потоку.

Одним з основних факторів, що впливають на аеродинамічні характеристики осьових вентиляторів є втрати, що локалізуються на периферії профілю - кінцеві втрати  $\zeta_{кін}$  [11, 12]. Перша група кінцевих втрат пов'язана з утворенням примежового шару на поверхнях, що обмежують міжлопатковий канал та приводять до зміни параметрів робочого тіла поблизу обмежуючих поверхонь.

Кінцеві втрати також обумовлюються вторинними течіями в лопаткових каналах і залежать від величини подовження лопаток, зворотного градієнту тиску в проточній частині ступеня та радіального зазору між кожухом та кінцем лопатки (рис.1.1.3). Вищевказані фактори сприяють руху робочого тіла від коритця профілю до його спинки, з утворенням вихрової течії. Найбільшого значення даний вид втрат набуває в лопатках вентиляторів малого подовження, що знаходять широке застосування на малорозмірних літальних апаратах та обумовлюють їх вибір в якості об'єкта дослідження [13, 14].

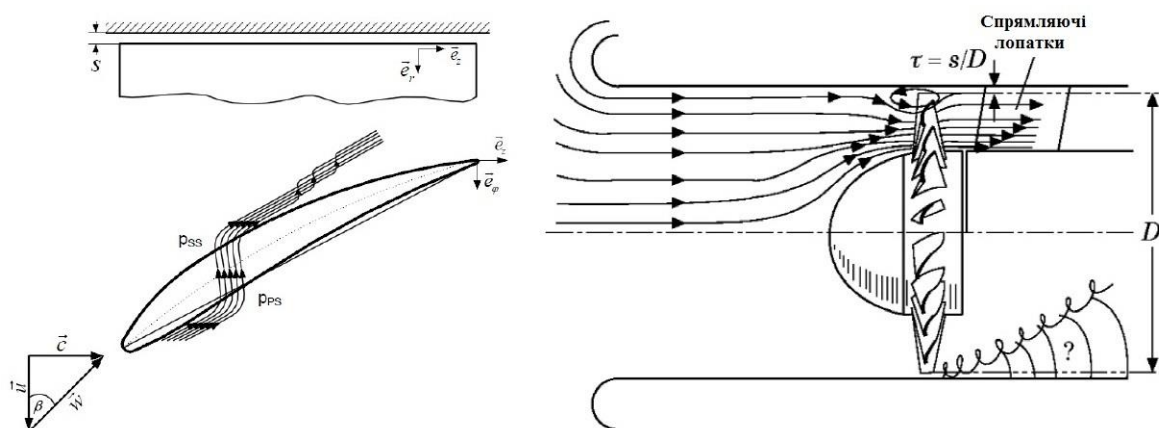


Рис. 1.1.3 – Схематичне зображення руху течії та утворення вихору

Кінцеві втрати в ступенях осьових вентиляторів пов'язані з явищами в течії біля кінців лопаток та дорівнюють різниці сумарних та профільних втрат в ступені (рівн. 1.1.3) [15]

$$\zeta_{кін} = \zeta - \zeta_{проф}, \quad (1.1.3)$$

де  $\zeta$  – загальні втрати,  $\zeta_{проф}$  – профільні втрати в ступені ОВ.

Максимального значення кінцеві втрати набувають за умови витрати ступеня, що дорівнює нулю. При цьому потік, який проходить через ступінь, стає все більш радіально направлений, що призводить до збільшення кінцевих вихрових структур [16]. Кінцеві вихрові течії в ступенях осьових вентиляторів можуть приймати наступний вигляд (рис. 1.1.4) [17].

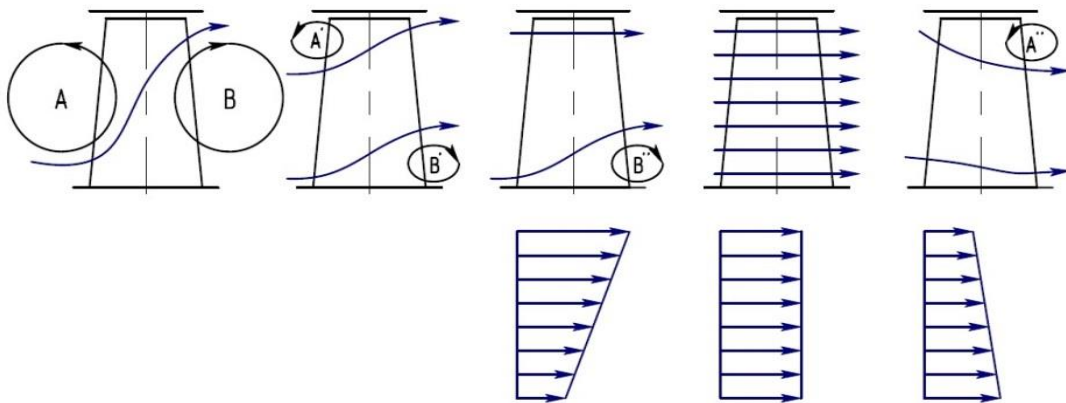


Рис. 1.1.4 – Схематичне зображення руху течії та утворення вихору

Коефіцієнт корисної дії ступеня осьового вентиляторів, який характеризує гідравлічні втрати на різних режимах можна позначити за допомогою формули:

$$\eta_{ст.в}^* = 1 - \zeta_{проф} - \zeta_{кін}. \quad (1.1.4)$$

Ефективність ступенів осьових вентиляторів визначається значенням повного ККД ступеня  $\eta_{ст.в}^*$ , що є добутком внутрішнього та тягового ККД (рівн. 1.1.4)

$$\eta_{ст.в}^* = \eta_{вн} \cdot \eta_{тяг}, \quad (1.1.5)$$

де  $\eta_{вн}$  – внутрішній ККД,  $\eta_{тяг}$  – тяговий ККД.

Внутрішній ККД називається відношення корисної роботи до потужності, що витрачається на привід ступеня ОВ [18]

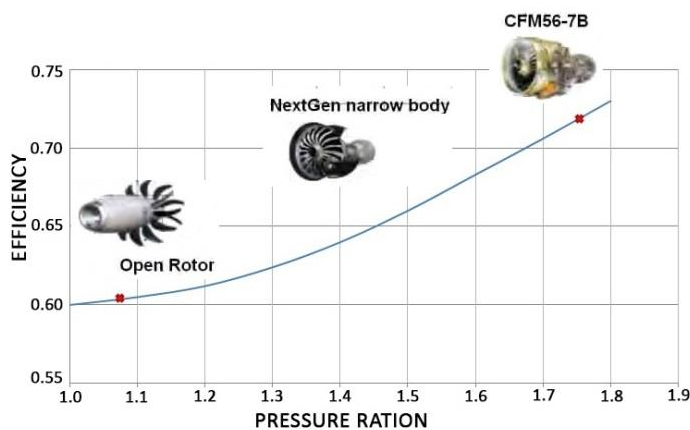
$$\eta_{вн} = \frac{Q_{ст.в}/\rho \cdot p_{ст.в}^*}{N_{ст.в}} \quad (1.1.6)$$

Тяговий ККД ступеня – це відношення корисної (тягової) роботи, яку виконує ступінь для пересування у просторі літального апарату, до внутрішньої роботи циклу (приросту кінетичної енергії потоку робочого тіла) [19]

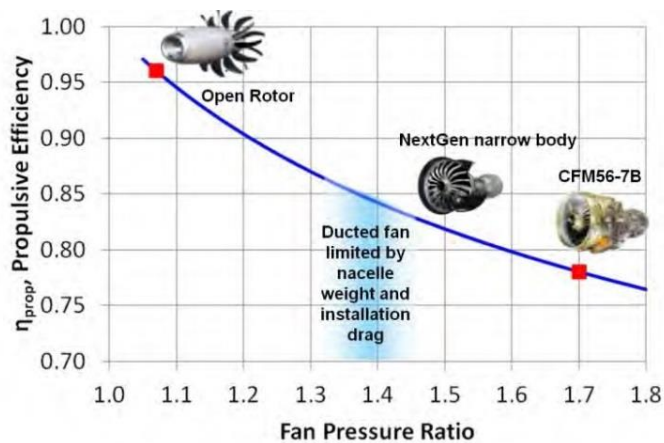
$$\eta_{тяги} = \frac{2}{(1+c_c/V)} \quad (1.1.7)$$

Під час роботи ступеня на землі, коли  $V = 0$ , тяговий  $\eta_{тяги} = 0$ , оскільки тягова робота дорівнює нулю. У випадку, коли  $c_c = V$ , тяговий  $\eta_{тяги} = 1$ , оскільки не існує втрат із вихідною швидкістю (відносно землі усі частинки робочого тіла, що виходять зі ступеня будуть нерухомі).

В реальних низьконапірних ступенях ОВ, виходячи з режиму експлуатації літального апарату, тяговий ККД  $\eta_{тяги} = 0,78 \div 0,96$  [20], а внутрішній ККД  $\eta_{вн} = 0,63 \div 0,75$  (рис.1.1.5).



а) Залежність внутрішнього  $\eta_{вн}$  від  $\pi_{ст.в}^*$



б) Залежність тягового  $\eta_{тяги}$  від  $\pi_{ст.в}^*$

Рис. 1.1.5 – Залежність відносних профільних та кінцевих втрат в ступені ОВ від коефіцієнта  $\bar{c}_a$

Виходячи з вищевказаних даних, підвищення ефективності осьових вентиляторів доцільно проводити шляхом зменшення інтенсивності кінцевих втрат,



підвищуючи тим самим значення внутрішнього ККД ступеня, оскільки значення тягового ККД ступеня має досить високе значення. Пошук точки оптимуму між  $\eta_{вн}$  та  $\eta_{тяги}$  - актуальна наукова задача, вирішення якої надасть змогу розширити ефективність осьових вентиляторів у широкому діапазоні їх експлуатаційних режимів.

На даний час існує значна кількість робіт присвячених дослідженням просторової течії кінцевих вихрових структур у ступенях осьових вентиляторів, проте у цих роботах не визначається частка кінцевих втрат [21-23].

У роботі [24] було проведено дослідження природи кінцевих вихрових течій в ступені вентилятора та встановлено, що виникнення вихрових структур формується в точці з найбільшим значенням різниці статичних тисків, що розміщена на приблизно 12% хорди від вхідної кромки профілю нижче за потоком.

Стаття [25] присвячена чисельному дослідженню кінцевих вихрових течій в ступені ОВ, що проводилося за допомогою вирішення системи рівнянь Нав'є-Стокса осереднених за Рейнольдсом (RANS). В якості моделі турбулентності була вибрана  $k - \omega$  модель. Встановлено, що розвиток вихрових структур призводить до збільшення коефіцієнта втрати повного тиску  $\zeta_p$  та закупорки каналу ступеня на 20% (рис. 1.1.6).

У статті [26] представлені результати дослідження впливу величини радіального зазору на величину кінцевих втрат ступеня осьового вентилятора V/STOL UAV. Результати дослідження показують, що

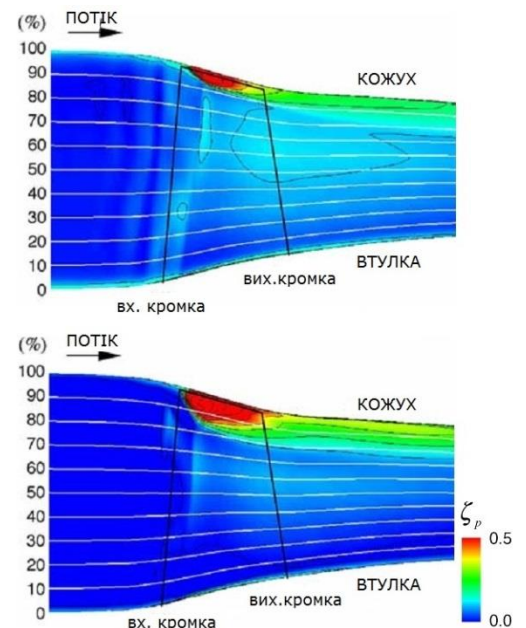


Рис. 1.1.6 – Розподіл коефіцієнта втрати повного тиску на меридіональній площині ступеня

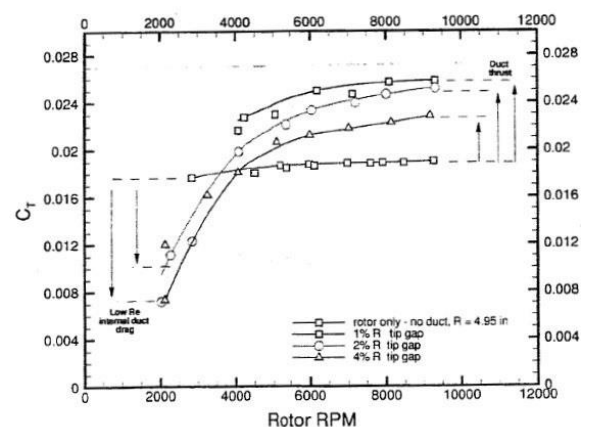


Рис. 1.1.7 – Залежність коефіцієнта тяги  $C_T$  від частоти обертання та величини радіального зазору

зменшення величини зазору призводить до зменшення кінцевих втрат та, як наслідок, збільшення коефіцієнта тяги ступеня (рис. 1.1.7). Відповідно до [27] коефіцієнт тяги ступеня можна записати у вигляді рівняння:

$$C_T = \frac{P}{\rho n_{cm}^3 D_{zid}^5} \cdot \quad (1.1.8)$$

Комплексний взаємозв'язок між ротором, кінцевими вихровими структурами та внутрішньою поверхнею кожуху ступеня підтверджується як вимірами з допомогою термоанемометра, так і методом візуалізації течії.

Аеродинамічні характеристики ступенів осьових вентиляторів досліджувались в роботі [28], застосовуючи PIV метод. Встановлено, що потік на вході в ступінь симетричний при вертикальному зльоті, проте при горизонтальному польоті, в результаті виникнення кінцевих втрат, спостерігається асиметрія потоку, що впливає на вихідні параметри ступеня. У подальших дослідженнях автора було встановлено вплив величини радіального зазору на характеристики ступеня [29].

Автор у роботі [30] провів дослідження радіального зазору та кінцевих вихрових течій в ступені осьового компресора та вентилятора. Розглянуто вплив величини радіального зазору, геометричних параметрів кожуху, різних варіантів потоншень лопаток, методів активного контролю в радіальному зазорі на розширення діапазону безвідривного обтікання ступеня. Встановлено, що лопатки з проточками на потоншенні та вінглетами зменшують кінцеві втрати.

У статті [31] досліджується вплив вінглетів на структуру кінцевих вихрових течій. Результати дослідження показують, що вінглети забезпечують зменшення інтенсивності кінцевих втрат ступеня. Також, результати показують, збільшення середнього значення кінетичної енергії потоку на виході зі ступеня осьового вентилятора за рахунок збільшення його середньої осьової швидкості.

У роботі [32] проведено дослідження двох варіантів виконання ступеня осьового вентилятора. У першому варіанті, було зроблено проточку під робочі лопатки в кожусі ступеня, у другому варіанті - периферійну частину робочого колеса було розміщено в каналі (рис. 1.1.8). Результати чисельного дослідження



показують збільшення інтенсивності всмоктування робочого тіла на обтічнику, а також приріст аеродинамічних характеристик ступеня.

Підводячи підсумок проведеного аналізу літературних джерел, можна зробити висновок про те, що значного підвищення ефективності ступеня можна досягти за рахунок зниження рівня кінцевих втрат, що локалізуються в радіальному зазорі.

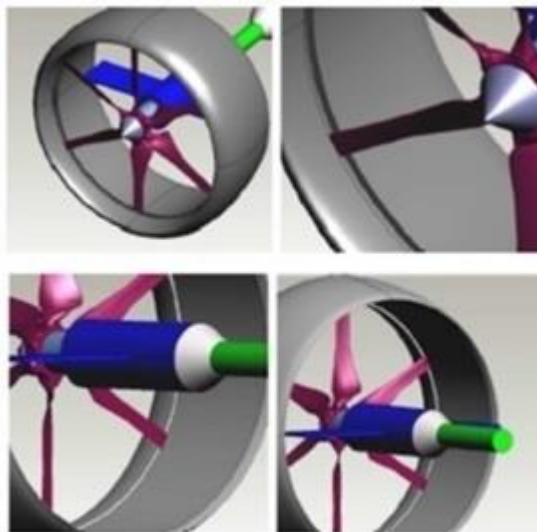


Рис. 1.1.8 – Схеми виконання ступеня ОВ

На даний час, у відкритих джерелах існує обмежена кількість методів впливу на інтенсивність кінцевих вихрових течій в ступенях ОВ, що визначає необхідність їх поглибленого вивчення.

## 1.2. Методи зниження рівня кінцевих втрат в ступенях осьових вентиляторів

Методи зниження втрат у ступенях осьових вентиляторів умовно поділяються на пасивні та активні.

Пасивні методи керування передбачають перерозподіл енергії в потоці без внесення додаткової енергії з інших джерел [33]. Пасивний вплив на аеродинамічні характеристики ступенів ОВ здійснюються застосовуючи:

- щілинні пристрої і повздожні канавки;
- турбулізатори;
- пристрої руйнування вихорів;
- генератори вихорів;
- акустичні резонатори.

Пасивні методи управління в ступенях ОВ, знаходять більш широке застосування в порівнянні з активними, оскільки не вимагають додаткових джерел енергії. Слід також зауважити, що пасивні методи керування відривними течіями характеризуються обмеженим діапазоном ефективності в порівнянні з активними

методами.

Спосіб активного керування здійснюється методом вдуву додаткової маси робочого тіла в примежовий шар із залученням джерел енергії або відсмоктуванням частини примежового шару через щілинну чи пористу поверхню аеродинамічних профілів [34, 35].

До способів активного керування примежовим шаром можна віднести:

- метод імпульсної інжекції або вдув робочого тіла;
- відсмоктування примежового шару;
- рухомі стінки;
- синтетичні струмені.

Розглянемо деякі варіанти використання пасивних методів керування відривними течіями.

Для підвищення ефективної роботи ступеня ОВ, поглиблено вивчаються та досліджуються стратегії пасивного керування, що передбачають застосування щілинних пристроїв [36, 37]. Метою використання щілинних пристроїв є перерозподіл градієнтів тиску, зменшення інтенсивності вихроутворення та погашення оберткової нестабільності ступеня.

Турбулізатори - спроектовані фізичні перешкоди для прискорення або зміни потоку, що встановлюються перед лінією зриву потоку для перешкоджання його утворенню [38-41]. Складність використання даного методу полягає у необхідності максимально уникати надмірної товщини примежового шару. Застосування турбулізаторів при низьких числах Рейнольдса та високому опорі призводить до покращення газодинамічних характеристик ступенів.

Пристрої руйнування вихроутворень, відомі як "LEBU", розроблені для руйнування значних вихроутворень, що формуються на краях турбулентних примежових зон. Зазвичай, такі пристрої мають вигляд скупчень невеликих аеродинамічних профілів [42] або плоских поверхонь [43]. За результатами чисельних досліджень встановлено механізм впливу "LEBU" на турбулентну течію. Зроблено висновок, про значне зниження в'язкого тертя та послаблення турбулентних пульсацій, але позитивний результат спостерігається лише при малих

числах Рейнольдса, що не є актуальним по відношенню до їх практичного застосування.

Генератори вихорів, як і турбулізатори, встановлюються перед лінією можливого зриву потоку. Часто, розміщаються парно та утворюють вихори, що обертаються в протилежних або однакових напрямках, внаслідок чого, утворюється потік з високим обертовим моментом, який взаємодіє з набігаючим потоком у ступені. Розрізняють механічні і струменеві генератори вихорів.

Проведені дослідження впливу генераторів вихорів на характеристики ступенів ОВ [44-46], дозволяють зробити висновок про те, що їх використання збільшує степінь підвищення тиску на 2 %, ККД на 5-7%. Однак, такі результати досягаються при умові оптимального розташування генераторів вихорів на поверхні профілю. Тому, визначення місця розташування, їх кількості та реальних геометричних параметрів потребує поглиблених досліджень.

Також проводились дослідження впливу акустичних резонаторів на можливість управління відривними течіями. У дослідженнях [47, 48] встановлено механізм взаємодії звукової хвилі та відривної течії. Результати досліджень показують, що на початку зони зриву виникають власні нестійкі коливання, під дією звукової течії акустичного резонатору відбувається посилення даних коливань, що призводить до приєднання потоку по всій довжині профілю, а при вимкненні – знову виникає відрив. На даний час існує обмежена кількість досліджень у відкритих літературних джерелах щодо впливу акустичних резонаторів на аеродинамічні характеристики ступенів ОВ, тому питання оптимальних геометричних характеристик резонатору і методики його розрахунку залишається відкритим.

Дієвими засобами, що використовуються для покращення характеристик ступенів ОВ є пристрої активного керування відривними течіями.

Одним із методів активного керування потоком є метод імпульсної інжекції або вдув робочого тіла [49]. Раніше даний метод не вивчався через його високу вартість та значні енергетичні затрати, але представляє значний науковий інтерес. Вчені NASA [50, 51] встановили, що мікровдув повітря через пористу стінку заданої

геометрії є ефективним засобом впливу на відривні течії. Мікродув зменшує коефіцієнт поверхневого тертя на 40 % та збільшує показники інтегральних характеристик примежового шару. Недоліком роботи є проведення досліджень для плоскої пластини із мікроотворами, тоді як реальні співвідношення між геометрією отворів і параметрами пограничного шару потребують детального вивчення.

Дослідженнями ефективності використання пристроїв активного керування: відсмоктування примежового шару та використання рухомих стінок, займались російські вчені [52]. В результаті дослідження встановлено, що енергетичні затрати для рухливої сітки менші в порівнянні з відсмоктуванням примежового шару. Було досягнуто безвідривні умови обтікання профілю NASA 0012 при куті атаки  $\alpha_a = 14^\circ$ , але такі умови справедливі лише у випадку використання крилового профілю NASA 0012.

Також відомо використання синтетичних струменів, як способу керування кінцевими вихровими течіями [53-55]. Типовий пристрій синтетичних струменів зображений на рис. 1.2.1.

Пристрій складається з невеликої порожнини, об'єм якої змінюється в залежності від руху еластичної мембрани, та отвору (горла) для всмоктування і видуву робочого тіла.

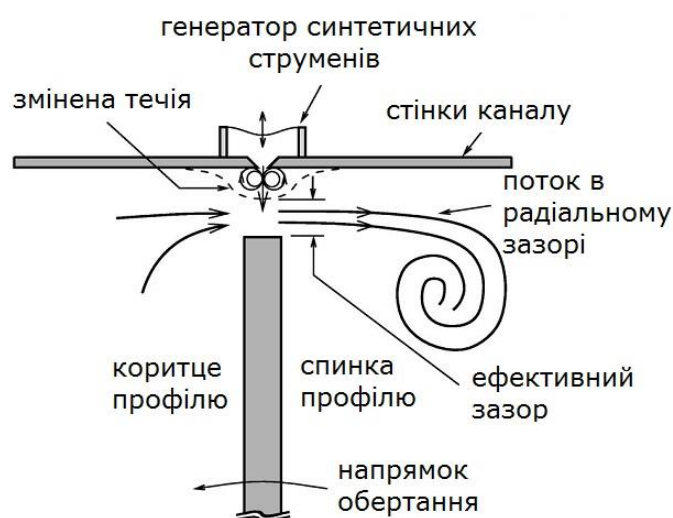


Рис. 1.2.1 – Схематичне зображення пристрою синтетичних струменів

Результати досліджень дії синтетичних струменів на відривні вихрові течії показують позитивний вплив, проте в представлених роботах відсутнє дослідження фізичної суті дії синтетичних струменів на багатокomпонентну складову вихрових течій.

Характерною особливістю осьових вентиляторів є періодична окружна нерівномірність потоку, що обумовлена взаємодією кільцевих вихрових течій робочого колеса (РК) та їх взаємодією з елементами спрямляючого апарату (СА). Оскільки окружна нерівномірність має багатокomпонентну структуру, то для її усунення необхідно застосовувати комплексний підхід, що в рівній степені буде впливати на кінцеві вихрові структури ступеня ОВ.

Отже, активні і пасивні методи мають свої недоліки і переваги. Позитивними аспектами пасивних методів є їх незалежність від джерел підводу енергії, простота впровадження, відсутність механічних або електромеханічних вузлів (деталей). Активних - пристосованість до різних режимів течії, можливість керування та наявність зворотного зв'язку.

Недоліками пасивних способів керування відривними течіями є їх неоднозначний вплив на енергетичні параметри ступенів та однорежимність. Вагомим недоліком активних методів є їх залежність від зовнішніх джерел підводу енергії.

Підсумовуючи результати аналізу методів управління примежовим шаром, можна зробити висновок про те, що застосування активних і пасивних методів має безпосередній вплив на енергетичні параметри ступенів ОВ. Проте, враховуючи загальну картину кінцевих вихрових течій ступенів ОВ, використання одного методу управління є недостатнім, оскільки характеризується обмеженим діапазоном ефективності, тому виникає необхідність у формуванні комплексного підходу усунення явища відриву. В свою чергу, забезпечення можливості управління відривом потоку в певному експлуатаційному діапазоні формує підґрунтя до адаптивної складової методу управління. Тому подальше дослідження буде направлене на формування комплексного підходу впливу на кінцеві вихрові структури.

### 1.3. Методи дослідження характеристик осьових вентиляторів

Для проведення дослідження аеродинамічних характеристик у ступенях ОВ використовують експериментальні та розрахункові методи, останні, в свою чергу, поділяються на аналітичні і чисельні.

Вибір метода для дослідження аеродинамічних характеристик відіграє важливу роль, адже хибний вибір не лише може звести нанівець всі розрахунки, а й значно загальмувати процес дослідження [56].

Найбільш прийнятним для опису потоку в сучасних ступенях вентиляторів є застосування прямого та спрощеного чисельного моделювання для вирішення системи нестационарних рівнянь Нав'є-Стокса [57].

Вирішення повних тривимірних нестационарних рівнянь Нав'є-Стокса практично неможливо, не дивлячись на прогрес обчислювальної техніки. Тому, для чисельного моделювання нестационарних відривних течій застосовуються осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса в поєднанні з моделями турбулентної в'язкості для їх замикання [58]. Найпоширеніші способи замикання осереднених за Фавром-Рейнольдсом рівнянь базуються на гіпотезі Буссінеска, відповідно до якої турбулентні напруги лінійно пов'язані зі швидкостями деформації. Також при осередненні по часові в рівняннях з'являються нові члени, які є градієнтами "рейнольдсової" (турбулентної) в'язкості [59].

Для визначення коефіцієнта в'язкості використовуються диференціальні та алгебраїчні моделі турбулентності. На даний час таких моделей існує велика кількість, але для найбільш точних результатів потрібно користуватися моделями, що є апробованими, простими і зручними для розрахунків, та мають високу розрахункову ефективність. Найбільш прийнятною алгебраїчною моделлю, в наш час, є модель Болдуїна-Ломакса [60], а диференціальною - Менгера [61].

Модель Болдуїна-Ломакса - це удосконалена та адаптована для чисельного моделювання тривимірних течій модель Себесі-Сміта, що представляє собою двошарову алгебраїчну модель вихрової в'язкості. Недоліком даної моделі є неможливість вибору максимуму функції завихреності, тобто нездатність розкласти

завихреність на компоненти у випадковій точці течії [62].

Більшої популярності набула однопараметрична модель Спаларта-Алмараса. Дана модель добре описує перехід від ламінарної до турбулентної течії, а також течії в примежовому шарі при наявності значного градієнту тиску та теплообміні, а також є розумним компромісом між розрахунковими витратами та точність отриманих результатів [63]. Модель Спаларта-Алмараса вимагає застосування густої розрахункової сітки в межах примежового шару, що не завжди є можливим, а тому є недоліком її застосування.

Диференційні одно- або двопараметричні моделі турбулентності завжди вважалися більш точними за алгебраїчні. Найбільш використовуваною є двопараметрична модель  $k$ - $\varepsilon$ , основана на визначенні кінетичної енергії турбулентних пульсацій  $k$  при застосуванні рівнянь переносу швидкості дисипації енергії  $\varepsilon$  [64]. Суттєвим недоліком даної моделі є її неузгодженість із законом стінки.

Ще однією двопараметричною моделлю турбулентності є  $k$ - $\omega$  модель Уїлкокса, що базується на визначенні кінетичної енергії турбулентних пульсацій  $k$  при застосуванні рівнянь питомої швидкості дисипації енергії  $\omega$  [65]. Модель добре описує пристінкові течії, але є надто чутливою до найменших змін величини  $\omega$  в потоці на вході.

Найбільш перспективною є модель, що основана на заміні пристінкових функцій на двошарові моделі турбулентності - модель Ментера [61]. Тобто це синопсис кращих рис моделей  $k$ - $\varepsilon$  і  $k$ - $\omega$ , в результаті чого, отримано модель, що однаково добре працює як поблизу стінок, так і при віддаленні від неї. По мірі віддалення від твердої стінки і наближення до межі примежового шару функція прагне до нуля, а поблизу стінки приймає значення одиниці.

Загальним недоліком для усіх двопараметричних диференційних моделей є припущення про ізотропію турбулентної в'язкості та моделювання її як величини скалярної, але вдало підібрані емпіричні константи здатні компенсувати відсутність впливу анізотропії.

Отже, при моделюванні кінцевих вихрових течій потрібно враховувати не тільки розмір самого відриву, але й товщину примежового шару безпосередньо

перед відривом.

Для моделювання течій, в яких зона зриву набагато менша ніж примежовий шар, тобто течій зі слабким відривом, можна застосовувати найбільш універсальні підходи: чисельне моделювання на базі рівнянь Рейнольдса (Reynolds Averaged Navies Stokes, RANS) та замкнуті тою чи іншою статистичною напівемпіричною моделлю турбулентності [66].

Течії з потужним відривом доцільно моделювати з використанням гібридних моделей: метод моделювання крупних вихорів (Large Eddy Simulation, LES), від'єднаних вихорів (Detached Eddy Simulation, DES) та його новітніми модифікаціями DDES (Delayed Detached Eddy Simulation) і IDDES (Improved Delayed Detached Eddy Simulation). Найбільш перспективним та раціональним для моделювання потужних відривів вважають метод від'єднаних вихорів [67].

Моделювання течії та проектування вузлових елементів із змінною геометрією - призвели до розвитку цілого комплексу програмного забезпечення. З широкого числа програмних продуктів, враховуючи задачі наукового дослідження, можна відокремити наступні:

- комплекси розрахункової гідродинаміки (CFD - Computational Fluid Dynamics) FLUENT і GAMBIT розроблені компанією Creare, Inc. (США) разом з групою вчених із Шеффілдського університету (Sheffield University, Великобританія) [68];
- спеціалізованим пакетом для генерацій диференційних рівнянь першого порядку PANSYM, що були розроблені на базі комп'ютерів Macintosh [69];
- розробкою російських вчених компанії "ТЕСИС" програмного пакету FlowVision [70];
- гідрогазодинамічним пакетом програм Ansys CFX розробки ANSYS, INC, США [71];
- modeFRONTIER - мультизадачне та багатоцільове програмне забезпечення, що визначається синхронізацією з будь-якою системою автоматизованого проектування [72].

Використання приведенного програмного забезпечення дозволяє користувачеві



не занурюватись у тонкощі чисельної математики, а також відкидає необхідність проводити об'ємні та трудомісткі заходи по розробці алгоритмів розрахунку і програм для їх реалізації.

Програмне забезпечення класифікується за методом проектування наступним чином:

- метод прямого проектування, формулюється як об'єкт-характеристики (BLWF, FLUENT, GAMBIT, FlowVision, ANSYS CFX);
- методи оберненого проектування, формулюється як характеристики-об'єкт;
- методи чисельної оптимізації, що представлені програмним забезпеченням modeFRONTIER.

Процес проектування ділиться на чотири основні етапи:

- підготовка об'єкта дослідження (профілювання геометрії об'єкта досліджень, визначення граничних умов, формування розрахункової сітки);
- етап проведення розрахунків;
- проведення заходів обробки результатів (формування візуалізації результатів розрахунку, визначення і збереження числових значень розрахунків їх апробація та верифікація);
- впровадження методів оптимізації (за необхідності).

До програмних продуктів, що дозволяють підготувати об'єкт досліджень можна віднести САД пакети та генератори сіток, відомі як САПР. Серед таких програмних продуктів можна виділити пакет автоматизації конструкторської та технологічної підготовки SolidWorks [73] компанії Dassault Systemes та цілу низку програмного забезпечення компанії Autodesk. До переваг цього програмного забезпечення можна віднести їх універсальність та можливість створення параметричних двовимірних та тривимірних моделей.

Слід зауважити, що на теперішній час існує ряд програмного забезпечення, що призначене для конструювання геометрії та орієнтовані на сектор двигунобудування. До них можна віднести GAMBIT та CFX-BladeGen. До

програмного забезпечення, що виконує функцію генераторів сіток слід віднести універсальний програмний комплекс ICEM CFD та орієнтовані пакети - TGrid, GAMBIT, CFX-TurboGrid. До недоліків спеціалізованих програм, при їх використанні під час вирішення науково-дослідних задач, потрібно віднести значні труднощі при моделюванні елементів ступенів ОВ змінної геометрії.

Сучасний підхід до розвитку програмного забезпечення процесу проектування визначається в їх мультизадачністю. Досить популярним при проведенні автоматизованих розрахунків є програмний пакет ANSYS. Програмний комплекс має широкі можливості при вирішенні задач за рахунок додаткових розрахункових модулів: ANSYS-BladeModeler - модуль конструювання та внесення зміни геометричної моделі аеродинамічних профілів; ANSYS-TurboGrid - модуль генерації структурованої гексагональної розрахункової сітки для аеродинамічних профілів.

Підводячи підсумок, необхідно зауважити, що використання чисельного експерименту для вивчення складних газодинамічних процесів в проточних частинах ступенів ОВ, формує можливості для докладнішого вивчення присутніх їм фізичних явищ.

#### 1.4. Мета та постановка задач наукового дослідження

На основі проведеного дослідження аеродинамічних характеристик ступенів ОВ, враховуючи методи покращення аеродинамічних характеристик ступенів, була сформульована мета наукового дослідження, що полягає в підвищенні ефективності ступенів осьових вентиляторів із застосуванням адаптивної системи газодинамічного впливу на відривну течію в широкому діапазоні їх експлуатації.

Адаптивна система (адаптивний акустичний резонатор) представляє собою спрямляючу лопатку ступеня ОВ із рядом щілин, що безпосередньо з'єднані з першою порожниною, при цьому перша порожнина має зв'язок із другою за допомогою горла, друга порожнина оснащена рушійним елементом. Спрямляючі лопатки ОВ можуть набиратись в сегменти з незалежними надстаторними порожнинами та встановлюватись із загальною надстаторною порожниною. У

найприйнятнішому прикладі виконання адаптивної системи, рушійний елемент може бути виключеним із конструкції, при відсутності необхідності його використання (рис. 1.4.1).

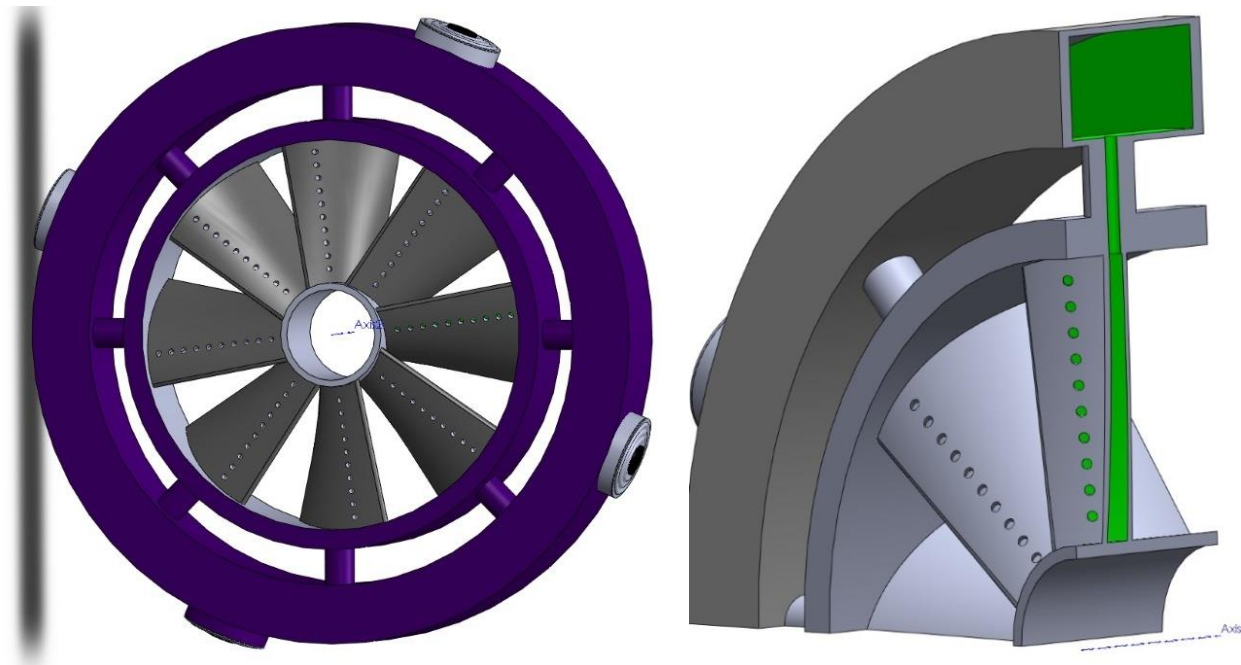


Рис. 1.4.1 – Ступінь ОВ з адаптивним акустичним резонатором

Із поставленої в роботі мети сформуємо задачі дослідження:

1. Проведення аналізу сучасного стану результатів дослідження методів покращення параметрів та характеристик ступенів осьових вентиляторів;
2. Розробка методики розрахунку параметрів та характеристик адаптивної системи (адаптивного акустичного резонатору);
3. Проведення дослідження впливу адаптивної системи на характеристики ступеня осьового вентилятора;
4. Розробка рекомендацій щодо застосування адаптивної системи в ступені осьового вентилятора.

Задачі наукового дослідження вирішуються в наступній послідовності.

На першому етапі проводиться аналіз результатів досліджень аеродинамічних характеристик та параметрів ступенів осьових вентиляторів.

Другим етапом є розробка методики розрахунку параметрів та характеристик адаптивного акустичного резонатору.

Третім - проведення чисельного та експериментального досліджень впливу адаптивного акустичного резонатору на характеристики ступеня осьового вентилятора.

Четвертим етапом є розробка рекомендацій щодо застосування адаптивного акустичного резонатору в ступені осьового вентилятора.

Результати вирішення задач наукового дослідження дозволять отримати:

1. Методику розрахунку геометричних параметрів та характеристик адаптивного акустичного резонатору;
2. Результати чисельного та експериментального дослідження впливу адаптивного акустичного резонатору на характеристики ступеня осьового вентилятора;
3. Рекомендації щодо застосування адаптивного акустичного резонатору в ступені осьового вентилятора.

## ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 1

1. Проведено аналіз результатів наукових досліджень аеродинамічних характеристик та параметрів осьових вентиляторів, що наявні у відкритих літературних джерелах, а також активних та пасивних методів управління відривними течіями. Встановлено, що для усунення кінцевих вихрових течій в ступенях ОВ, необхідно застосовувати комплексний підхід, оскільки усі з досліджених методів впливу на течію характеризуються обмеженим діапазоном ефективності.
2. Визначено мету наукового дослідження, що полягає в підвищенні ефективності ступенів осьових вентиляторів із застосуванням адаптивної системи газодинамічного впливу на відривну течію в широкому діапазоні їх експлуатації.
3. Сформовано задачі наукового дослідження:
  - проведення аналізу сучасного стану результатів дослідження методів покращення параметрів та характеристик ступенів осьових вентиляторів;
  - розробка методики розрахунку параметрів та характеристик адаптивної системи (адаптивного акустичного резонатору);
  - проведення дослідження впливу адаптивної системи на характеристики ступеня осьового вентилятора;
  - розробка рекомендацій щодо застосування адаптивної системи в ступені осьового вентилятора.

## РОЗДІЛ 2

## МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В СТУПЕНІ ОСЬОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

У розділі 2 представлено методику моделювання течії в ступені осьового вентилятора (ОВ), а також визначено особливості газодинамічного впливу на відривні течії. Підрозділ 2.1. присвячено моделюванню течії в ступені ОВ. Підрозділ 2.2. присвячено дослідженню газодинамічного впливу на кінцеві вихрові течії в ступенях ОВ.

## 2.1. Моделювання течії в ступені осьового вентилятора

Як зазначалось раніше, об'єктом дослідження в даній дисертаційній роботі є осьовий вентилятор. Геометричні характеристики лопаток ступеня ОВ були одержані шляхом проведення його термогазодинамічного розрахунку. Дослідна ступінь складається з шести робочих (РЛ) та семи спрямних лопаток (СЛ) (рис. 2.1.4). Енергетичні параметри змодельованого ступеня ОВ представлені в табл. 2.1.1. Об'ємне зображення ступеня та геометричні параметри лопаткового вінця показано на рис. 2.1.1.

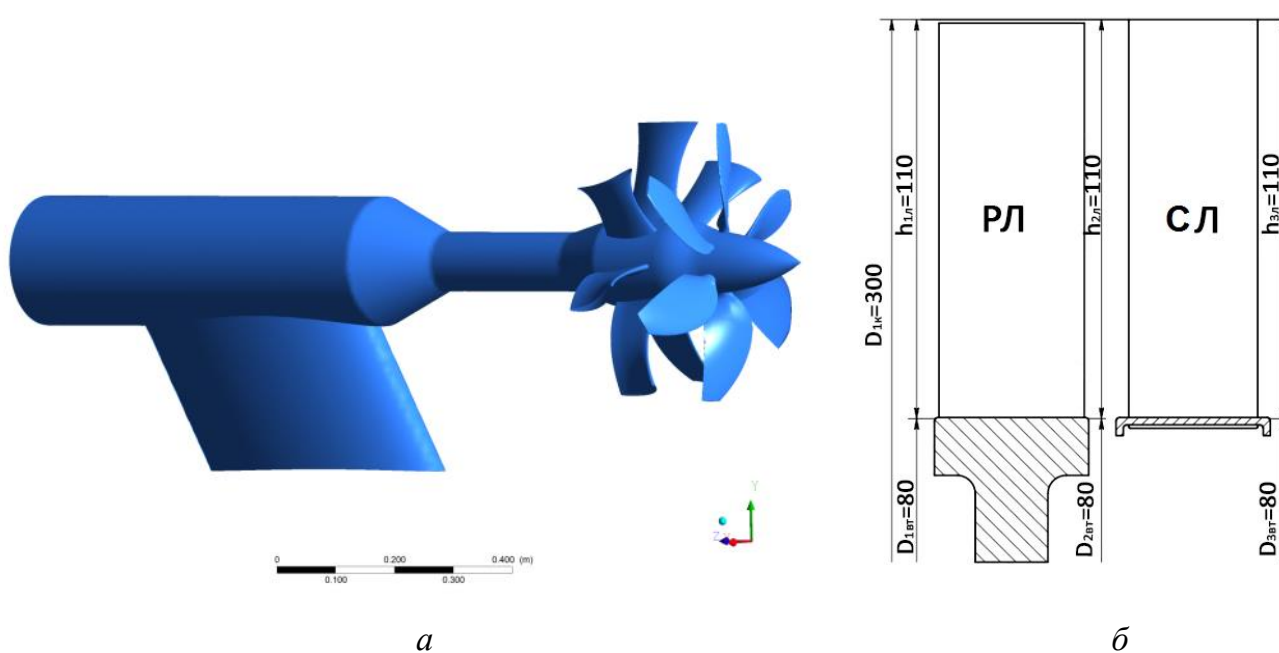


Рис. 2.1.1 – Ступінь осьового вентилятора:  
а - об'ємне зображення; б - геометрія лопаткового вінця

## Значення енергетичних параметрів ступеня ОВ

Параметр	Значення
$C_{сер}$ , [м/с]	35.0
$G_{ст.в}$ , [кг/с]	7.32
$\eta_{ст.в}^*$	0.63

Дослідження параметрів ефективності ступеня ОВ проводилось у відповідності з наступною розрахунковою схемою (рис. 2.1.2).

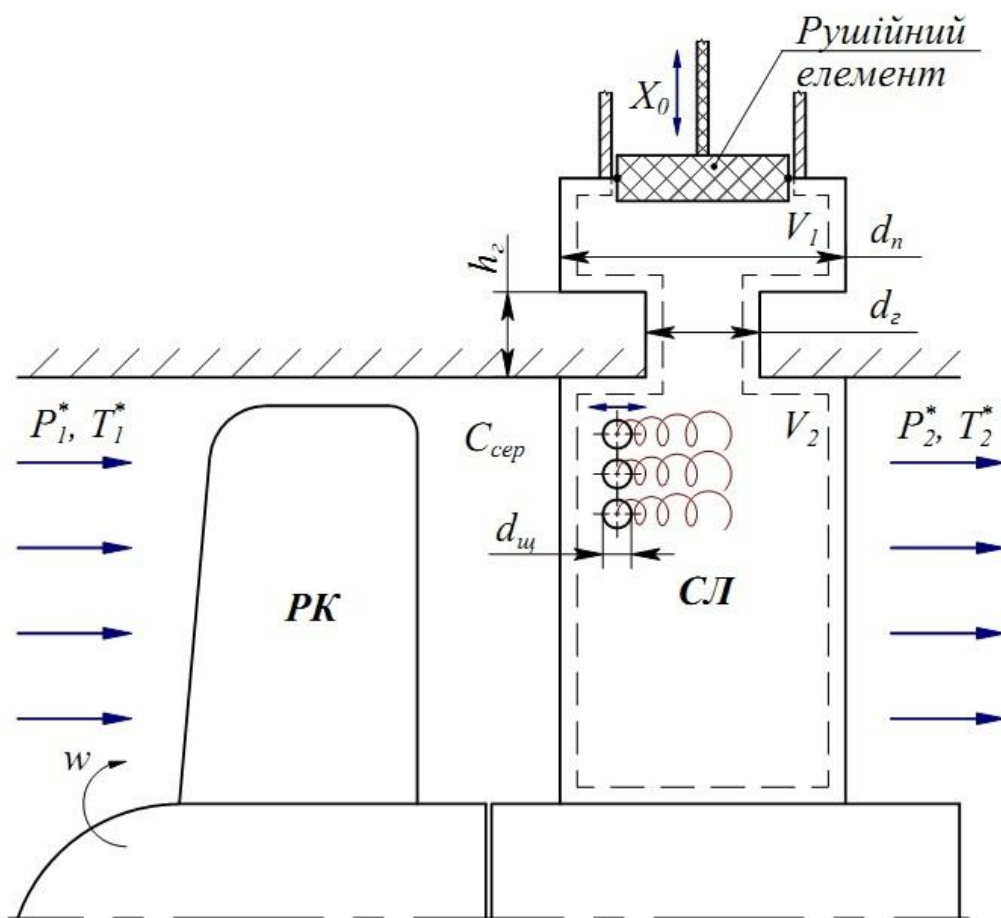


Рис. 2.1.2 – Схема адаптивної системи керування кінцевими відривними течіями в ступені ОВ

Під час чисельного дослідження ступеня ОВ визначались зміни значень його енергетичних параметрів: степінь підвищення тиску  $\pi_{ст.в}^*$  (рівн. 2.1.1), витрата  $G_{ст.в}$  (рівн. 4.2.10), коефіцієнт корисної дії  $\eta_{ст.в}^*$  (рівн. 2.1.6) та тяга ступеня ОВ  $P$  (рівн. 4.2.24).

Степінь підвищення тиску визначається за допомогою залежності

$$\pi_{cm}^* = \frac{p_{c.cm}^*}{p_{в.cm}^*}, \quad (2.1.1)$$

де  $p_{в.cm}^*$  - значення повного тиску на вході в ступінь;  $p_{c.cm}^*$  - значення повного тиску на виході зі ступеня.

Значення повних тисків знаходяться за допомогою рівнянь

$$p_{в.cm}^* = \frac{2\pi}{F_0} \int_{0.5}^1 \bar{r} p_{в.cm}^*(\bar{r}) d\bar{r} \quad (2.1.2)$$

$$p_{c.cm}^* = \frac{2\pi}{F_2} \int_{0.5}^1 \bar{r} p_{c.cm}^*(\bar{r}) d\bar{r}, \quad (2.1.3)$$

де  $F_0, F_2$  - площа поперечного перерізу проточної частини на вході та виході ступеня ОВ відповідно;  $p_{в.cm}^*(\bar{r}), p_{c.cm}^*(\bar{r})$  - повний тиск перед РК та за СА ступеня на заданому радіусі.

Значення повних тисків на заданому радіусі знаходимо за допомогою рівнянь

$$p_{в.cm}^*(\bar{r}) = \frac{1}{t(\bar{r})} \int_0^{t(\bar{r})} p_{в.cm}^*(\bar{r}, t) dt \quad (2.1.4)$$

$$p_{c.cm}^*(\bar{r}) = \frac{1}{t(\bar{r})} \int_0^{t(\bar{r})} p_{c.cm}^*(\bar{r}, t) dt. \quad (2.1.5)$$

Коефіцієнт корисної дії визначається залежністю [144]

$$\eta_{cm.в}^* = \frac{T_{в.cm}^* \left( \pi_{cm.в}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right)}{T_{c.cm}^* - T_{в.cm}^*}, \quad (2.1.6)$$

де  $T_{в.cm}^*, T_{c.cm}^*$  - середнє значення повної температури на вході та на виході зі ступеня записується у вигляді

$$T_{в.cm}^* = \frac{2\pi}{F_0} \int_{0.5}^1 \bar{r} T_{в.cm}^*(\bar{r}) d\bar{r} \quad (2.1.7)$$

$$T_{c.cm}^* = \frac{2\pi}{F_2} \int_{0.6}^1 \bar{r} T_{c.cm}^*(\bar{r}) d\bar{r}, \quad (2.1.8)$$



де  $T_{в.см}^*(\bar{r})$ ,  $T_{с.см}^*(\bar{r})$  - середня повна температура перед РК та за СА ступеня на заданому радіусі.

Значення середньої і повної температури на заданому радіусі знаходимо за допомогою рівнянь

$$T_{в.см}^*(\bar{r}) = \frac{1}{t(\bar{r})} \int_0^{t(\bar{r})} T_{в.см}^*(\bar{r}, t) dt \quad (2.1.9)$$

$$T_{с.см}^*(\bar{r}) = \frac{1}{t(\bar{r})} \int_0^{t(\bar{r})} T_{с.см}^*(\bar{r}, t) dt . \quad (2.1.10)$$

Наступним етапом моделювання течії в ступені ОВ була побудова розрахункової області та визначення граничних умов. В якості розрахункової області був прийнятий ступінь ОВ, що містить шість робочих лопаток, сім спрямляючих лопаток та адаптивну систему (рис. 2.1.3), на які в програмному середовищі Gambit наносилася розрахункова сітка (рис. 2.1.4) [74-76].

Розрахункова сітка має блочну структуру та складається зі структурованої сітки із чотирикутними елементами в межах примежового шару і неструктурованої сітки з трикутними елементами в усій розрахунковій зоні. Загальна кількість елементів розрахункової сітки складала в середньому  $7 \cdot 10^6$  елементів усіх розрахункових перерізів (рис. 2.1.4).

Граничні умови на вході в ступінь ОВ задавались за параметрами потоку, що були одержані в результаті проведення газодинамічного розрахунку. Під час проведення чисельного дослідження ступеня ОВ застосовувалась модель турбулентної в'язкості  $k - \omega$  Ментера з стандартним набором констант:  $\alpha_\infty^* = 1$ ,  $\alpha_\infty = 0.52$ ,  $\alpha_0 = 1/9$ ,  $\alpha_1 = 0.31$ ,  $\beta_\infty^* = 0.09$ ,  $\beta_{i1} = 0.075$ ,  $\beta_{i2} = 0.0828$ ,  $\sigma_{k1} = 1.176$ ,  $\sigma_{k2} = 1.0$ ,  $\sigma_{\omega1} = 2.0$ ,  $R_\beta = 8$ ,  $R_k = 6$ ,  $\zeta^* = 1.5$ ,  $M_{t0} = 0.25$  [77, 78]. В'язкість газу моделювалась за законом Свізерленда [77].

Граничні умови на виході зі ступеня задавались з екстраполяцією всіх параметрів потоку по параметрам на вході "opening", а також у випадку визначення швидкості на вході задавались значення швидкості "inlet".

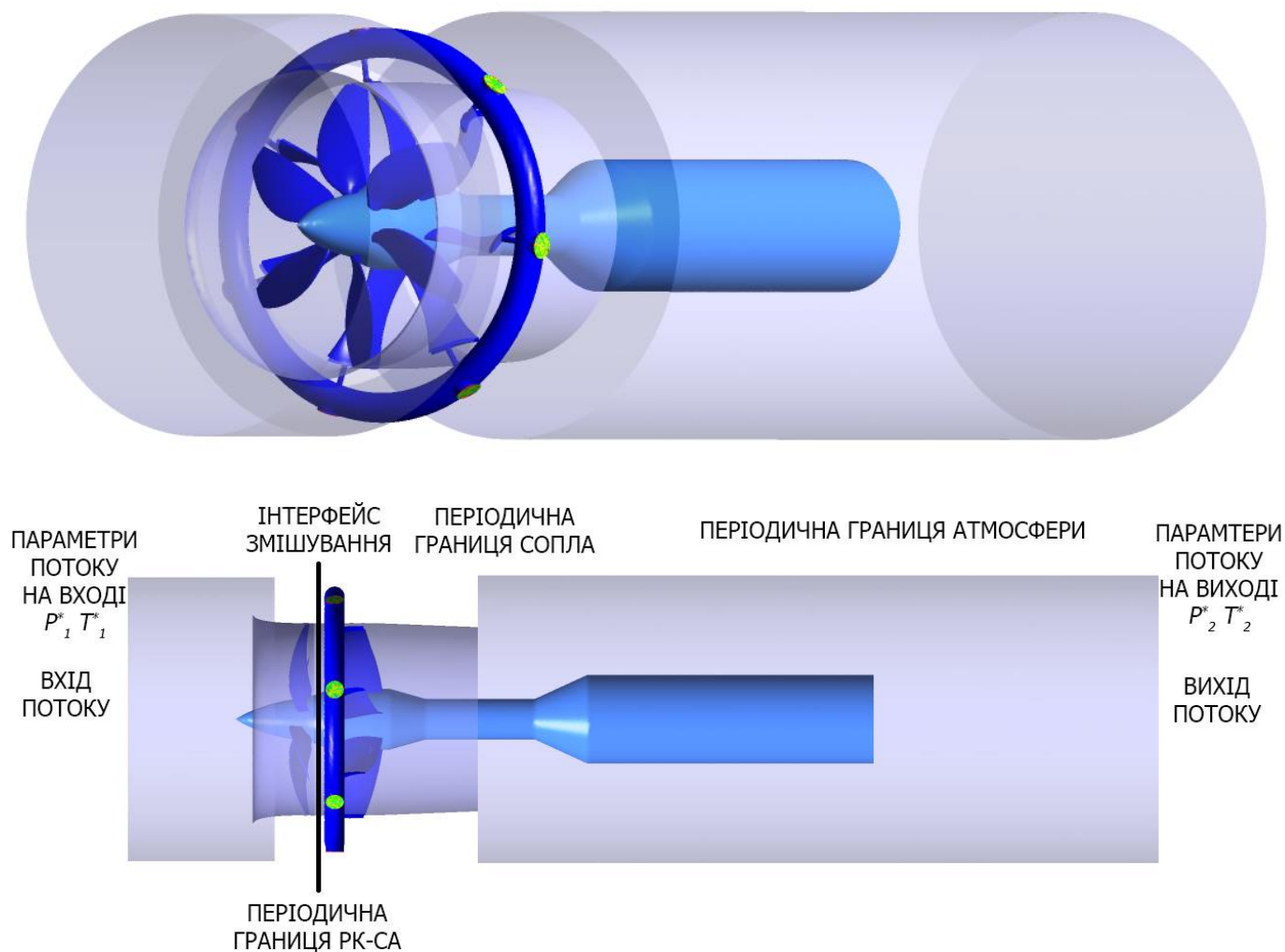


Рис. 2.1.3 - Схема розрахункової області ступеня ОВ

На періодичних границях розрахункової області, визначались умови періодичного інтерфейсу між боковими сторонами розрахункової області решітки.

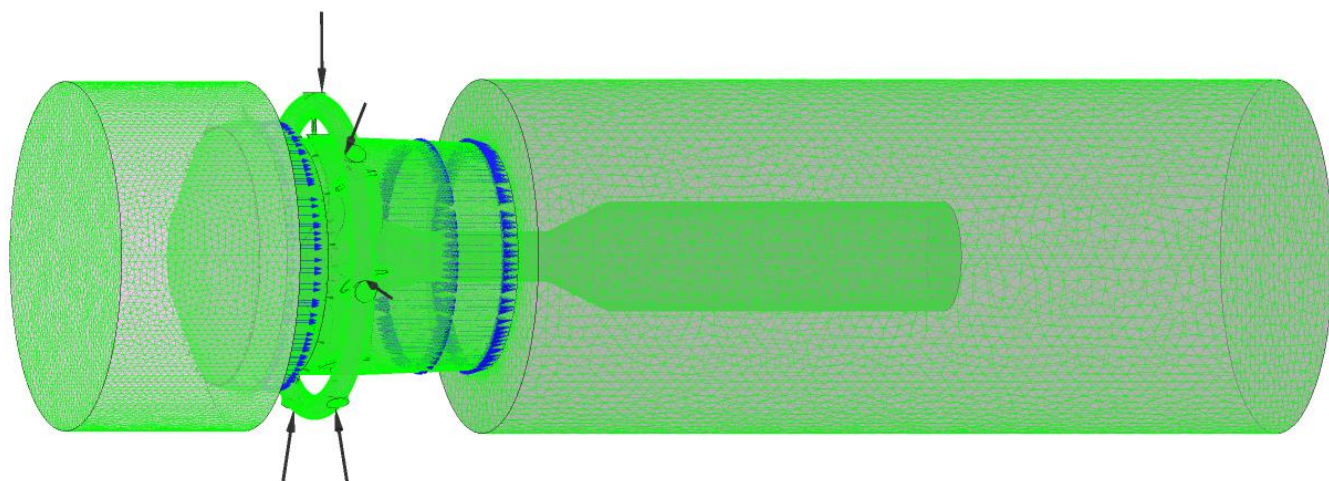


Рис. 2.1.4 - Розрахункова сітка поверхні ступеня ОВ

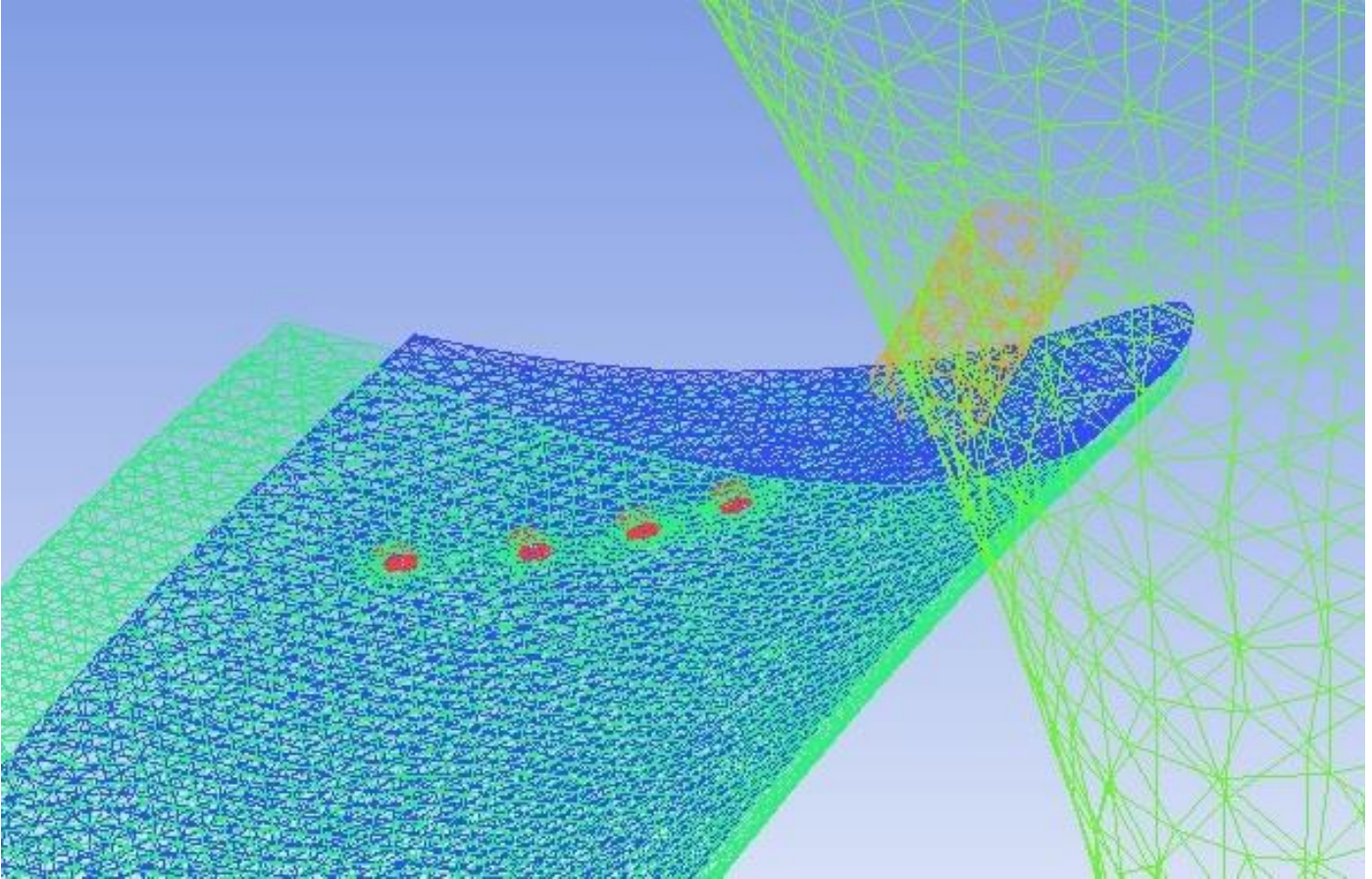


Рис. 2.1.5 - Згущення розрахункової сітки в зоні розміщення щілин

Розбивка поверхні лопаток на елементи сітки проводилась з однаковим інтервалом, що становить 0,5. На розрахункових областях "носка", вихідної кромки лопаток та області горл адаптивної системи (щілин), проводилося згущення сітки за бі-експонентним законом із коефіцієнтом згущення рівним 0,7 [79]. На границях розрахункової області, розбивка проводилась з інтервалом рівним 1. На поверхні лопаток в області примежового шару, проводилось згущення сітки з висотою першого ряду сітки 0,01, фактором росту 1,2 та кількістю рядів, що становить 15 (рис. 2.1.5).

Граничні умови визначались на усіх поверхнях розрахункової області, включали умови на поверхні лопаток, умови на вході і на виході та періодичні умови. Граничні умови на поверхні ступеня ОВ були визначені як умови прилипання гладкої адіабатичної стінки.

## Основні залежності підрозділу 2.1.

№ п/п	Характеристика	Представлення у вигляді залежності	№ рівн.
1.	Ступінь підвищення тиску	$\pi_{cm}^* = \frac{p_{c.cm}^*}{p_{в.cm}^*}$	(2.1.1)
2.	Повний тиск на вході в ступінь	$p_{в.cm}^* = \frac{2\pi}{F_0} \int_{0.5}^1 \bar{r} p_{в.cm}^*(\bar{r}) d\bar{r}$	(2.1.2)
3.	Повний тиск на виході зі ступеня	$p_{c.cm}^* = \frac{2\pi}{F_2} \int_{0.5}^1 \bar{r} p_{c.cm}^*(\bar{r}) d\bar{r}$	(2.1.3)
4.	Повний тиск на вході по середньому радіусу	$p_{в.cm}^*(\bar{r}) = \frac{1}{t(\bar{r})} \int_0^{t(\bar{r})} p_{в.cm}^*(\bar{r}, t) dt$	(2.1.4)
5.	Повний тиск на виході по середньому радіусу	$p_{c.cm}^*(\bar{r}) = \frac{1}{t(\bar{r})} \int_0^{t(\bar{r})} p_{c.cm}^*(\bar{r}, t) dt$	(2.1.5)
6.	ККД ступеня	$\eta_{cm.в}^* = \frac{T_{в.cm}^* \left( \pi_{cm.в}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_{c.cm}^* - T_{в.cm}^*}$	(2.1.6)
7.	Повна температура на вході в ступінь	$T_{в.cm}^* = \frac{2\pi}{F_0} \int_{0.5}^1 \bar{r} T_{в.cm}^*(\bar{r}) d\bar{r}$	(2.1.7)
8.	Повна температура на виході зі ступінь	$T_{c.cm}^* = \frac{2\pi}{F_2} \int_{0.6}^1 \bar{r} T_{c.cm}^*(\bar{r}) d\bar{r}$	(2.1.8)
9.	Повна температура на вході по середньому радіусу	$T_{в.cm}^*(\bar{r}) = \frac{1}{t(\bar{r})} \int_0^{t(\bar{r})} T_{в.cm}^*(\bar{r}, t) dt$	(2.1.9)
10.	Повна температура на виході по середньому радіусу	$T_{c.cm}^*(\bar{r}) = \frac{1}{t(\bar{r})} \int_0^{t(\bar{r})} T_{c.cm}^*(\bar{r}, t) dt$	(2.1.10)



## 2.2. Розрахунок параметрів газодинамічного впливу на кінцеві вихрові течії в ступенях ОВ

Розрахунок факторів, що регулюють характер течії, яка необхідна для забезпечення безвідривності потоку та забезпечення ефективного впливу на аеродинамічні сліди на всіх режимах експлуатації, визначає завдання газодинамічного керування течією в лопаткових вінцях осевих вентиляторів.

Відрив течії умовно можна розділити на певні ділянки (рис. 2.2.1). Перша зона - перехід від ламінарного режиму течії до турбулентного, друга - зона ламінарного відриву, третя - область відриву турбулентної течії, четверта - безпосередньо зона відриву потоку [80-82]. Найбільш раціональні характеристики лопаткових машин досягаються в умовах що наближені

до відриву течії. Проте, у випадку відриву потоку збільшуються втрати енергії, саме тому виникає необхідність у можливості керуванням процесом обтікання, для зменшення негативного ефекту вихроутворення та відриву. Якщо відрив є небажаним, його необхідно зменшувати або ліквідувати, але коли дія відриву потоку є корисною, тоді необхідно з максимальною ефективністю використовувати його позитивний вплив.

Швидкість потоку та масову витрату можемо визначити з рівняння ідеального газу, при цьому приймаючи відношення питомої теплоємності до повітря  $\gamma = 1,4$ . Відношення повного та статичного тиску буде мати вигляд:

$$\frac{p^*}{p} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, \quad (2.2.1)$$

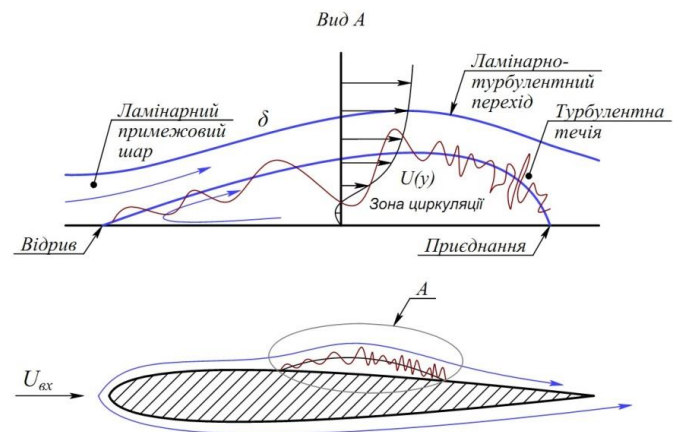


Рис. 2.2.1 – Обтікання аеродинамічного профілю та умови переходу режиму течії

де  $M$  - число Маху.

Рівняння визначення швидкості потоку в заданому об'ємі з урахуванням чисел Маху, згідно [83], матиме вигляд:

$$C_{сер} = aM, \quad (2.2.2)$$

де  $a$  - місцева швидкість звуку, що визначається рівнянням

$$a = \sqrt{\gamma RT}, \quad (2.2.3)$$

де  $R = 8,31 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$  - універсальна газова стала,  $T$  - абсолютна термодинамічна температура.

За вхідну температуру приймаємо температуру навколишнього середовища, тоді абсолютна термодинамічна температура буде визначатись за формулою

$$T = \frac{T^*}{\left(\frac{p^*}{p}\right)^\gamma}, \quad (2.2.4)$$

де  $T^*$  - повна температура.

Підставляючи (рівн. 2.2.1, 2.2.3 та 2.2.4) в (рівн. 2.2.2) отримаємо формулу для визначення швидкості руху течії

$$C_{сер} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \gamma RT^* \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{p^*}{p}\right)^\gamma}\right)}. \quad (2.2.5)$$

Для визначення масової витрати ступеня необхідно записати рівняння стану ідеального газу у вигляді

$$\rho = \frac{p}{RT}, \quad (2.2.6)$$

та провести множення площі поперечного перерізу на вході в ступінь ОВ на (рівн. 2.2.5 та 2.2.6). Після множення, масову витрату записуємо у вигляді

$$G_{cm.6} = pS_{6x} \sqrt{\frac{2\gamma}{RT^*(\gamma-1)} \left(\frac{p^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left( \left(\frac{p^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}, \quad (2.2.7)$$

де  $S_{6x} = \pi(R_k^2 - r_{6m}^2)$  - площа поперечного перерізу в розрахунковій області,  $R_k$  - радіус облопаченого робочого колеса,  $r_{6m}$  - радіус втулки.

Рівняння (2.2.5) може бути записане, враховуючи (рівн. 2.2.6 та 2.2.7), у вигляді

$$C_{сер} = \frac{G_M}{\rho S_{6x}}. \quad (2.2.8)$$

Враховуючи рекомендації [83], швидкість руху течії в зоні розміщення щілин адаптивної системи (рис. 2.1.4) формується відношенням місцевої осьової швидкості  $C_M$  до осьової швидкості на вході в ступінь вентилятора  $C_{6x}$  та записується у вигляді залежності:

$$\frac{C_M}{C_{6x}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{p_{6.cm}^*}{p^*}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left( \left(\frac{p^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\left( \left(\frac{p_{6.cm}^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}}. \quad (2.2.9)$$

Одним із параметрів, що визначає ефективність використання адаптивної системи є коефіцієнт втрати повного тиску  $\delta_m$  [83]. Коефіцієнт буде визначатись інтегруванням зони впливу адаптивної системи на відрив течії у вигляді повного тиску. Дискретизована форма коефіцієнта втрати повного тиску, має вигляд

$$\delta_m = \left( \frac{\sum_{i=0}^n \left(1 - \frac{p_i^*}{p_{6.cm}^*}\right) \Delta X}{X_n - X_0} \right), \quad (2.2.10)$$

де  $X_n - X_0$  - довжина зони вдуву,  $\Delta X$  - крок розміщення щілинних пристроїв.

Для визначення енергетичного впливу адаптивної системи на відрив течії в лопаткових вінцях ОВ вводяться поняття товщини примежового шару  $\delta$ , товщини імпульсу вдуву  $\theta$  та зони зміщення потоку (рис. 2.2.3).

Так, струмінь вдуву зі швидкістю  $U_m$  взаємодіє з потоком в ступені вентилятора із швидкістю  $C_{сер}$ .

Згідно номенклатури Абрамовича [84], відношення  $U_m$  до  $C_{сер}$  можна записати наступним чином:

$$m = \frac{U_m}{C_{сер}}, \quad (2.2.11)$$

при  $m = 0$  вихідний струмінь розчиняється в середовищі, що знаходиться в стані спокою. На рис. 2.2.3 пунктирними лініями представлено потенціал ядра вдуву потоку.

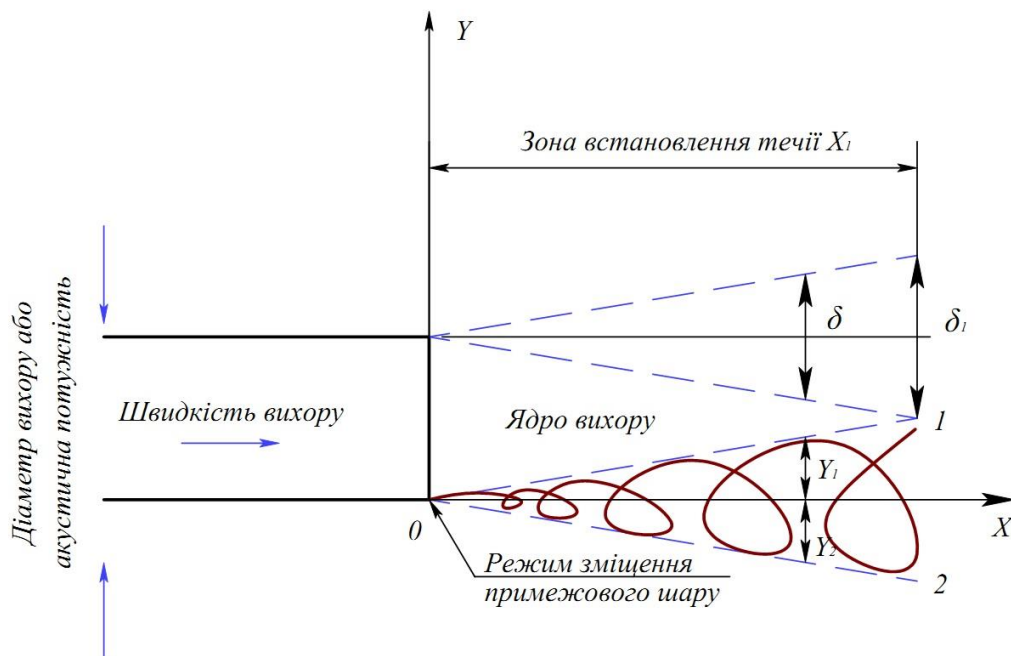


Рис. 2.2.3 – Зони течії та область зміщення потоку

У процесі набігання потоку, товщина примежового шару  $\delta$  починає пропорційно зростати [85] в координатах  $X$ , що виражається залежністю

$$\delta = \pm \tau X \left( \frac{1-m}{1+m} \right). \quad (2.2.12)$$

Коефіцієнт пропорційності  $\tau$  є експериментальним [84] та коливається в межах 0,15 та 0,3. Малі значення  $\tau$  приймаються у випадку однакового вектору направленості швидкостей  $C_{сер}$  та  $U_m$ , якщо ж напрямки швидкостей неоднорідний -



приймаються відповідно більші значення  $\tau$ . Виходячи з вище вказаного, рівн. 2.2.12 матиме вигляд:

$$\delta = \pm \tau X \Delta, \quad (2.2.13)$$

де  $\Delta$  - відношення безрозмірної швидкості, що визначається наступним рівнянням

$$\Delta = \frac{C_{cep} - U_m}{C_{cep} + U_m}. \quad (2.2.14)$$

Від'ємних значень рівн. 2.2.12 та 2.2.13 набувають у випадку, коли швидкість набігаючого потоку більша, ніж швидкість струменя вдуву, а величина  $m$  становить  $m > 1$ .

Товщина втрати імпульсу вдуву  $\theta$  буде визначатися із вказаних залежностей, як одна четверта величини зміщення примежового шару. Також, слід зауважити, що значення втрати імпульсу, так само залежне від координати  $X$ , тоді рівн. 2.1.13 може бути представлене у вигляді

$$\theta = \pm \frac{\tau X \Delta}{4}, \quad (2.2.15)$$

а рівняння зміщення примежового шару та товщини імпульсу вдуву

$$\begin{aligned} \frac{d\delta}{dX} &= \tau \Delta \\ \frac{d\theta}{dX} &= \frac{\tau \Delta}{4} \end{aligned} \quad (2.2.16)$$

Величина зміщення примежового шару визначена координатами  $Y_1$  та  $Y_2$  (див. рис. 2.2.3)

$$\begin{aligned} \frac{Y_1}{\delta} &= 0,416 + 0,134m \\ \frac{Y_2}{\delta} &= -0,584 + 0,134m. \end{aligned} \quad (2.2.17)$$

Отже, товщина зони зміщення потоку приймає вигляд

$$\frac{\delta}{D_{ст.в}} = \frac{1}{2(0,416+0,134m)} . \quad (2.2.18)$$

Для рівн. 2.2.13 довжина зони вдуву плоских струменів визначається, як

$$\frac{X_1}{D_{ст.в}} = \frac{(1+m)}{2\tau(1-m)(0,416+0,134m)} , \quad (2.2.19)$$

де  $D_{ст.в}$  - діаметр струменя вдуву.

Характерною відмінністю області вихроутворення є маса робочого тіла, що задіяна у вихорі

$$m_v = \rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{\delta}{2}\right)^2 \cdot h_{вих} , \quad (2.2.20)$$

де  $\frac{\delta}{2}$  - радіус зони вихроутворення,  $h_{вих}$  - висота зони вихроутворення по висоті лопатки.

Як зазначалось у [86], розрахунок параметрів струменя, що видувається через щілинні канали адаптивної системи і забезпечує безвідривне обтікання на поверхні лопатки визначається формпараметрами А. Бурі, Є. Грушвітца та Ф. Клаузера, рівн. 2.2.21, 2.2.22 та 2.2.23 відповідно:

$$\Gamma = \frac{\delta^{**}}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{dx} \cdot \sqrt{\frac{\tau\omega}{\rho\omega}} , \quad (2.2.21)$$

де  $\delta^{**}$  - товщина втрати імпульсу,  $\omega$  - швидкість набігаючого потоку,

$$\eta_z = 1 - \left(\frac{\omega_{\delta^{**}}}{\omega}\right)^2 , \quad (2.2.22)$$

де  $\omega_{\delta^{**}}$  - швидкість набігаючого потоку з урахуванням товщини втрати імпульсу,

$$D_k = \frac{2}{3} \cdot \frac{\delta}{\omega} \sqrt{\frac{\tau\omega}{\rho\omega}}. \quad (2.2.23)$$

Безрозмірною характеристикою режиму руху течії є число Рейнольдса, що у відповідності до [87], можна записати рівнянням

$$Re = \frac{\rho C_{сер} D_{zid}}{\eta_\delta}, \quad (2.2.24)$$

де  $D_{zid}$  - гідравлічний діаметр,  $\eta_\delta$  - динамічна в'язкість середовища.

Число Рейнольдса для кількісної оцінки співвідношення коливальних характеристик течії в каналі (рівн. 2.2.24) може бути записане у вигляді [88]

$$Re = \frac{\rho a C_{сер}}{2\pi f b_{disc}}, \quad (2.2.25)$$

де  $f$  - частота коливань потоку,  $b_{disc}$  - параметр розсіювання.

Для нестационарного руху течії, при обтіканні лопаткових вінців ступеня ОВ, характерне періодичне сходження вихорів. Вихрова картина течії має вигляд структурованого сліду, що складається зі структур, які сходять поперемінно з кожної лопатки вінця і, як наслідок, утворюють перемежовуючу структуру. Така картина більш чітко проявляється при значеннях числа  $Re > Re_{кр}$ , проте, відповідно до [88], її можна спостерігати також і у випадках коли  $Re < Re_{кр}$ .

Дослідження частоти сходження вихорів ґрунтується на працях Струхалія та, відповідно до [89], визначається рівнянням:

$$St = \frac{f D_{zid}}{C_{сер}}. \quad (2.2.26)$$

Рівняння 2.2.26 можна записати враховуючи рівн. 2.2.24 та 2.2.25

$$St = \frac{\sqrt{Re}}{2\pi}, \quad (2.2.27)$$

при цьому частота коливань потоку визначається залежністю

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{Re} \cdot \frac{C_{cep}}{b_x}, \quad (2.2.28)$$

де  $b_x$  - довжина хорди направляючої лопатки.

Комплексним параметром, що поєднує значення чисел Рейнольдса та Струхаля, відповідно до [90], є параметр Уомерслі  $Wo$ :

$$Wo = \sqrt{2\pi \cdot Re \cdot St}. \quad (2.2.29)$$

З рівн. 2.2.28, відповідно до [91, 92], зведена частота збудження потоку  $F^*$ :

$$F^* = \frac{f X_g}{C_{cep}}, \quad (2.2.30)$$

де  $X_g$  - характерний розмір масштабу відривної зони, де є приєднані або нестационарні вихори (відстань від місця установки виконавчого механізму до задньої кромки профілю).

Оскільки картина течії ступеня ОВ має пульсуючий характер, тоді справедливим буде твердження, що вихороутворення мають визначений інтервал сходження [93]. Так, беручи до уваги рівн. 2.2.28, період сходження має вигляд

$$T = \frac{1}{f}. \quad (2.2.31)$$

Значення величини швидкості струменя вдуву, що виштовхується зі щілин адаптивної системи керування відривом потоку, буде залежати від величин температури і тиску, а також від швидкості руху течії. Формула величини швидкості струменя вдуву буде мати вигляд [94-96]:

$$\frac{U_g}{C_{ex}} = \sqrt{\frac{T_{g.cm}^* \left(\frac{p_g^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(\left(\frac{p_g^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{T_g^* \left(\frac{p_{g.cm}^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(\left(\frac{p_{g.cm}^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}}, \quad (2.2.32)$$

де  $U_g$  - швидкість струменя вдуву.

Це відношення має істотне значення для визначення ефективності вдуву

робочого тіла в примежовий шар, оскільки з його допомогою можна визначити режим роботи, при якому адаптивна система керування відривними течіями буде "захлинатися". Рівняння 2.2.32 буде надавати більш точні значення у випадку врахування густини потоку.

Коефіцієнт вдуву буде визначатись як добуток густини потоку імпульсу вдуву та його швидкості. Залежність буде записуватись рівнянням

$$C_B = \frac{\rho_e U_e}{\rho C_{cep}} = \sqrt{\frac{T_{e,cm}^* \left(\frac{p_e^*}{p_{e,cm}^*}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(\left(\frac{p_e^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{T_e^* \left(\frac{p_e^*}{p_{e,cm}^*}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(\left(\frac{p_{e,cm}^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}}. \quad (2.2.33)$$

Момент вдуву робочого тіла в примежовий шар визначається ще одним важливим параметром - коефіцієнтом імпульсу вдуву  $C_\mu$ . Коефіцієнт імпульсу вдуву досліджувався багатьма вченими різних наукових шкіл. Наприклад, Науман записував формулу для визначення коефіцієнта імпульсу вдуву, як відношення добутку густини робочого тіла та швидкості [83]

$$C_\mu = \frac{(\rho C_{cep}^2)_e}{(\rho C_{cep}^2)_{cm}} = \frac{\left(\frac{p_e^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{p_{e,cm}^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}. \quad (2.2.34)$$

Коефіцієнт імпульсу вдуву  $C_\mu$  може бути також записаний у вигляді представленому Терещенком та Сайфертом [86, 87, 96-100]

$$C_\mu = \frac{J_{uc}}{J_o}, \quad (2.2.35)$$

де  $J_{uc}$  - імпульс секундної маси вдуву робочого тіла щілинними пристроями,  $J_o$  - імпульс секундної маси робочого тіла в ступені (аеродинамічному каналі).

Коефіцієнт імпульсу секундної маси робочого тіла в ступені визначається рівнянням

$$J_o = \rho \pi^2 S_{пер} \cdot \frac{\delta}{2} \cdot C_{сер}^2, \quad (2.2.36)$$

де  $S_{пер}$  - площа поперечного перерізу розрахункової області.

Розрахунок вентиляторної решітки з керуванням відривними течіями (газодинамічним впливом на кінцеві вихрові течії) умовно поділяється на ряд етапів:

- розрахунок вентиляторної решітки без керування обтіканням. Для таких розрахунків можуть використовуватись рекомендації [16, 18, 19];
- розрахунок характеру течії в решітках, а також розрахунок параметрів прилежового шару на профілях [17, 84, 121, 145];
- визначення теоретичного коефіцієнту імпульсу вдуву  $C_\mu$  (рівн. 2.2.34 і 2.2.35), що забезпечує безвідривне обтікання лопаток, відповідно до формул [17, 86, 87, 91, 94], знаходиться в межах  $C_\mu = 0,001 \div 0,005$ , а значення зведеної частоти збудження потоку (рівн. 2.2.30) -  $F^* = 0,8$ .

## Основні залежності підрозділу 2.2.

№ п/п	Характеристика	Представлення у вигляді залежності	№ рівн.
1.	Масова витрата	$G_{cm.в} = pS_{вх} \sqrt{\frac{2\gamma}{RT^*(\gamma-1)} \left(\frac{p^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(\left(\frac{p^*}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}$	(2.2.7)
2.	Площа поперечного перерізу в розрахунковій області	$S_{вх} = \pi(R_k^2 - r_{вм}^2)$	
3.	Швидкість руху потоку в ступені	$C_{сеп} = \frac{G_M}{\rho S_{вх}}$	(2.2.8)
4.	Маса робочого тіла у вихорі	$m_в = \rho \cdot \pi \cdot (\delta/2)^2 \cdot h_{вих}$	(2.2.20)
5.	Число Рейнольдса	$Re = \frac{\rho a C_{сеп}}{2\pi f b_{дис}}$	(2.2.25)
6.	Число Струхала	$St = \frac{f D_{зид}}{C_{сеп}}$	(2.2.26)
7.	Частота коливань потоку в ступені ОВ	$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{Re} \cdot \frac{C_{сеп}}{b_x}$	(2.2.28)
8.	Зведена частота збудження потоку	$F^* = \frac{f_b X_b}{C_{сеп}}$	(2.2.30)
9.	Коефіцієнт імпульсу вдуву	$C_\mu = \frac{J_{и}}{J_o}$	(2.2.35)
10.	Коефіцієнт імпульсу секундної маси робочого тіла в ступені	$J_o = \rho \pi^2 h_{вих} \cdot \frac{\delta}{2} \cdot C_{сеп}^2$	(2.2.36)

## ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 2

1. Розроблена та реалізована за допомогою програмного пакету SolidWorks розрахункова модель ступеня осьового вентилятора, з урахуванням основних геометричних параметрів ступеня.
2. Наведена методика проведення чисельних досліджень характеристик ступенів осьових вентиляторів, встановлені граничні умови в розрахунковій області ступеня.
3. Наведена методика розрахунку газодинамічного впливу на кінцеві вихрові течії в ступенях ОВ, що умовно поділяється на ряд етапів:
  - розрахунок вентиляторної решітки без керування обтіканням. Для таких розрахунків можуть використовуватись рекомендації [16, 18, 19];
  - розрахунок характеру течії в решітках, а також розрахунок параметрів примежового шару на профілях [17, 84, 121, 145];
  - визначення теоретичного коефіцієнту імпульсу вдуву  $C_\mu$  (рівн. 2.2.34, 2.2.35), що забезпечує безвідривне обтікання лопаток, відповідно до формул [17, 86, 87, 91, 94], знаходиться в межах  $C_\mu = 0,001 \div 0,005$ , а значення зведеної частоти збудження потоку (рівн. 2.2.30) -  $F^* = 0,8$ .



## РОЗДІЛ 3

### МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ РІВНЯ КІНЦЕВИХ ВТРАТ У ЛОПАТКОВИХ ВІНЦЯХ ОСЬОВИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ

У розділі 3 представлена розробка методики проектування адаптивної системи для зменшення рівня кінцевих втрат у лопаткових вінцях ступенів осьових вентиляторів. Підрозділ 3.1. присвячений розробці методики розрахунку параметрів та характеристик рециркуляційних порожнин адаптивної системи; підрозділ 3.2. присвячений формуванню узагальнених залежностей та математичної моделі адаптивної системи; підрозділ 3.3. присвячений методиці налаштування параметрів та характеристик рушійного елемента адаптивної системи.

#### 3.1. Розробка методики розрахунку параметрів та характеристик рециркуляційних порожнин адаптивної системи

Розрахунок параметрів та характеристик адаптивної системи для зменшення рівня кінцевих втрат ґрунтується на методі газодинамічних аналогій. Аналогії використовуються, коли необхідно порівняти систему що досліджується, з більш дослідженою системою. Також аналогії дають змогу перенести розроблені методи аналізу в досі не досліджені області [101].

Розробку методики розрахунку параметрів та характеристик адаптивної системи, можна розділити на дві частини: побудова диференційної системи рівнянь, виходячи з постановки задачі, і вирішення системи диференційних рівнянь.

Для побудови системи рівнянь, необхідно описати та визначити елементи та параметри, що формують адаптивну систему. Елементи та параметри в адаптивній системі визначають процеси, що проходять в системі. Одним з елементів системи є акустична порожнина (рис. 3.1.1 зображення *a*). До геометричних параметрів порожнини слід віднести: об'єм  $V_n$ , довжину горла  $h_2$ , площу поперечного перетину горла  $S_2$ . До параметрів оточуючого середовища, де розміщена порожнина слід

віднести: швидкість потоку в заданому об'ємі  $C_{сер}$  та його тиск  $p$  [102].

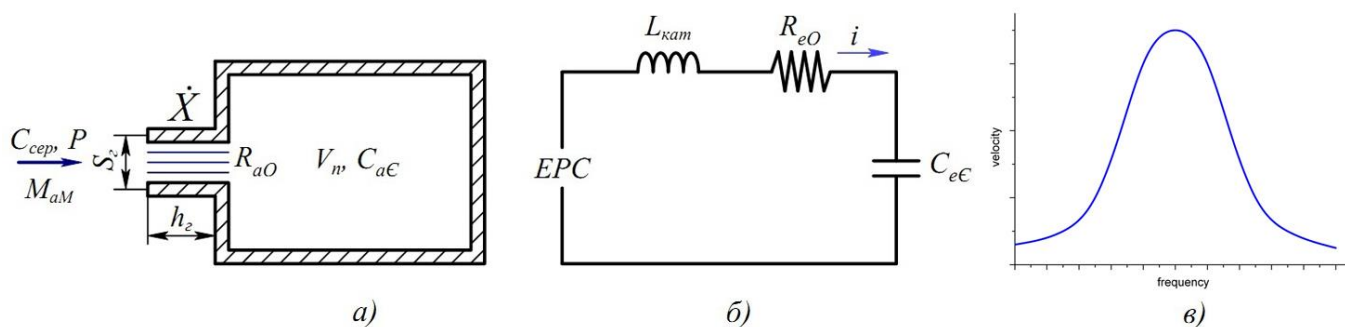


Рис. 3.1.1 – Зображення акустичної порожнини *a)*, еквівалентної електричної схеми *б)*, залежності частоти власних коливань системи *в)*

В акустичній системі тиск  $p$  діє послідовно на акустичну масу  $M_{aM}$  та акустичний опір  $R_{aO}$ , що відповідає опору робочого тіла в порожнині, з'єднаного з об'ємом  $V_n$ , який в свою чергу,

характеризується акустичною ємністю  $C_{aE}$  (рис. 3.1.2). Акустична маса  $M_{aM}$  визначається робочим тілом, що знаходиться в об'ємі, де всі його частини під дією тиску  $p$  рухаються синфазно, тобто з

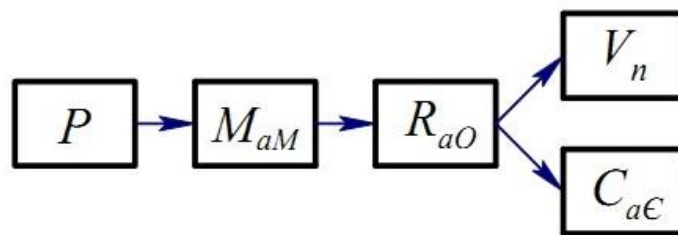


Рис. 3.1.2 – Взаємодія параметрів акустичної порожнини

однаковим знаком за амплітудою та фазою. Для каналу круглого перерізу, акустичну масу можна визначити рівнянням

$$M_{aM} = \frac{\rho h_2}{\pi r_2^2} . \quad (3.1.1)$$

Акустичний опір  $R_{aO}$  порожнини зображується вузькими щілинами, що спричиняють втрати енергії при проходженні через них робочого тіла, внаслідок сил в'язкості. Для щілини прямокутного перерізу акустичний опір, у відповідності до [103], записується формулою

$$R_{aO} = \frac{12\mu a_{щ}}{c_{щ}^3 b_{щ}} , \quad (3.1.2)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт в'язкості,  $[\text{кг}/\text{м}^3]$ ,  $a_{щ}$  - довжина щілини по нормалі до потоку,  $[\text{м}]$ ,  $c_{щ}$  - висота щілини по нормалі до потоку,  $[\text{м}]$ ,  $b_{щ}$  - ширина щілини по нормалі до потоку,  $[\text{м}]$ .

Слід зауважити, що щілинні пристрої, окрім активного опору, також характеризуються реактивним опором, який витікає з рівняння акустичного імпедансу [104]

$$Z_{aH} = \frac{12\mu a_{щ}}{c_{щ}^3 b_{щ}} + j \frac{6\rho a_{щ}\omega}{5b_{щ}c_{щ}}, \quad (3.1.3)$$

де  $\omega = 2\pi f$  - кутова частота коливань,  $[\text{Гц}]$ ,  $j$  - уявна одиниця.

Акустична потенційна енергія пов'язана з властивостями робочого тіла стискатись. Енергія системи збільшується при компримуванні робочого тіла, знижується - при його дроселюванні, та залишається постійною - при постійному значенні тиску. Акустична ємність  $C_{a\epsilon}$ , в свою чергу, є елементом системи, що протидіє зміні тиску і визначається відношенням

$$C_{a\epsilon} = \frac{V_n}{\rho a}. \quad (3.1.4)$$

Для еквівалентної електричної схеми (рис. 3.1.1 зображення б), справедливо наступне: електрорушійна сила (ЕРС) діє на послідовно з'єднані індуктивність  $L$ , електричний опір  $R_{eO}$  та електричну ємність  $C_{e\epsilon}$  (рис. 3.1.3).

Індуктивність  $L_{кам}$  - представляє собою елемент електричної схеми, який протидіє зміні сили струму. Величина індуктивності:

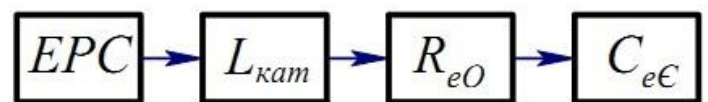


Рис. 3.1.3 – Взаємодія параметрів електричної схеми

$$ЕРС = L_{кам} \frac{di}{dt}, \quad (3.1.5)$$

де  $L_{кам}$  - індуктивність,  $[\text{Гн}]$ ,  $\frac{di}{dt}$  - зміна струму  $[\text{А}/\text{сек}]$ .

Елементом системи, що призводить до втрати енергії є електричний опір  $r_E$ , який, згідно до закону Ома [105], записується рівнянням:

$$R_{eO} = \frac{U}{i}, \quad (3.1.6)$$

де  $U$  - напруга,  $[B]$ ,  $i$  - сила струму,  $[A]$ .

Електрична ємність  $C_{e\epsilon}$  є елементом системи, що перешкоджає зміні напруги, записується у вигляді [101]

$$i = C_{e\epsilon} \frac{de}{dt}, \quad (3.1.7)$$

де  $\frac{de}{dt}$  - зміна напруги,  $[B/\text{сек}]$ .

Рівняння 3.1.7 можна записати в інтегральній формі через заряд електричної ємності  $q$ :

$$EPC = \frac{1}{C_{e\epsilon}} \int i dt = \frac{q}{C_{e\epsilon}}. \quad (3.1.8)$$

Обидві з вище представлених систем характеризуються передачею енергії, що може бути в трьох видах: кінетична, потенційна і теплова. Кінетична енергія обумовлюється швидкістю, тоді як потенційна енергія обумовлюється конфігурацією та деформацією системи.

Для акустичної системи, кінетична енергія  $T_{KA}$  обумовлюється акустичною масою та записується як

$$T_{KA} = \frac{1}{2} M_{aM} \dot{X}^2, \quad (3.1.9)$$

де  $\dot{X}$  - витрата в середовищі,  $[M^3/\text{сек}]$ .

Запишемо кінетичну енергію для електричної системи  $T_{KE}$  рівнянням

$$T_{KE} = \frac{1}{2} L_{\text{кат}} i^2. \quad (3.1.10)$$

Рівняння потенційної енергії акустичної системи, що обумовлене зміною акустичної ємності має вигляд

$$V_{PA} = \frac{1}{2} \frac{X^2}{C_{a\epsilon}}, \quad (3.1.11)$$

де  $X$  - об'єм, що витісняється рушійним елементом,  $[M^3]$ .

Для електричної системи потенційна енергія має вигляд

$$V_{PE} = \frac{1}{2} \frac{q^2}{C_{e\epsilon}}. \quad (3.1.12)$$

Загальна енергія системи - сума кінетичної та потенційної енергії. Для акустичної системи загальна енергія приймає вигляд

$$W_A = T_{KA} + V_{PA}, \quad (3.1.13)$$

або підставивши (рівн. 3.1.9 та 3.1.11) в (рівн. 2.2.13) отримаємо:

$$W_A = \frac{1}{2} \left( M_{aM} \dot{X}^2 + \frac{X^2}{C_{a\epsilon}} \right). \quad (3.1.14)$$

Для еквівалентної електричної схеми рівняння загальної енергії наступне

$$W_E = \frac{1}{2} \left( L_{kam} i^2 + \frac{q^2}{C_{e\epsilon}} \right). \quad (3.1.15)$$

Оскільки одним із елементів адаптивної системи є щілинні пристрої, тоді необхідно визначити розсіювання енергії, яка перетворюється в тепло при проходженні щілинних каналів. Отже, рівняння розсіювання для щілинних каналів

$$D_A = R_{aO} \dot{X}^2. \quad (3.1.16)$$

Для електричної системи електромагнітна енергія, що перетворюється в тепло має вигляд

$$D_E = R_{eO} i^2. \quad (3.1.17)$$

Рівняння руху для акустичної системи записується, виходячи з міркувань, що енергетична потужність, яка підводиться до системи, має вигляд  $\dot{X} P \varepsilon^{j\omega t} = p \dot{X}$ . В

свою чергу, сума похідної від повної енергії системи дорівнює  $d \frac{(T_K + V_P)}{dt}$ . Отже, для акустичної системи диференціальне рівняння руху записується як:

$$\begin{aligned} M_{aM} \dot{X} \ddot{X} + R_{aO} \dot{X}^2 + \frac{X \dot{X}}{C_{aE}} &= p \varepsilon^{j\omega t} \dot{X} \\ M_{aM} \ddot{X} + R_{aO} \dot{X} + \frac{X}{C_{aE}} &= p \varepsilon^{j\omega t} \end{aligned} \quad (3.1.18)$$

Вирішення системи диференціальних рівнянь 2.2.18 для вимушених коливань

$$\dot{X} = \frac{p \varepsilon^{j\omega t}}{R_{aO} + j\omega M_{aM} - \frac{j}{\omega C_{aE}}} = \frac{p}{Z_{aH}} \quad (3.1.19)$$

Аналогічно, для електричної системи, диференціальне рівняння руху має вигляд

$$\begin{aligned} L \dot{q} \ddot{q} + R_{eO} \dot{q}^2 + \frac{q \dot{q}}{C_{eE}} &= E \varepsilon^{j\omega t} \dot{q} \\ L \ddot{q} + R_{eO} \dot{q} + \frac{q}{C_{eE}} &= E \varepsilon^{j\omega t} \end{aligned} \quad (3.1.20)$$

Система диференціальних рівнянь 2.2.20 для вимушених коливань

$$q = i = \frac{E \varepsilon^{j\omega t}}{R_{eO} + j\omega L_{кат} - \frac{j}{\omega C_{eE}}} = \frac{EPC}{Z_{eH}} \quad (3.1.21)$$

Дослідження систем показують, що при певній визначеній частоті коливань уявні складові імпедансів дорівнюють нулю. При такій частоті відношення, витрати в середовищі  $\dot{X}$  до тиску  $P$  для акустичної системи, та сили струму  $i$  до напруги  $U$  для електричної системи, співпадають по фазам.

Значення величини резонансної частоти для акустичної системи (рис.3.1.1 зображення в) визначаються рівнянням

$$f_{рез.A} = \frac{1}{2\pi \sqrt{M_{aM} C_{aE}}}, \quad (3.1.22)$$

або підставивши (рівн. 3.1.1 та 3.1.4) в (рівн. 3.1.22) отримаємо

$$f_{рез.A} = \frac{1}{2\pi \sqrt{\frac{h_2 V_n}{\pi r^2 a}}}. \quad (3.1.23)$$

Аналогічно, для електричної системи визначимо резонансну частоту коливань

$$f_{рез.Е} = \frac{1}{2\pi\sqrt{L_{кам}C_{eC}}} \quad (3.1.24)$$

Адаптивна система зменшення рівня кінцевих втрат, відповідно до [106], представляє собою відкрито-замкнуту систему, для якої частота власних коливань записується формулою

$$f_{в.к} = \frac{a}{4X_e} (2n_{щ} - 1), \quad (3.1.25)$$

де  $n_{щ}$  - кількість щілинних пристроїв на поверхні лопатки.

Для побудови диференційного рівняння акустичної системи скористаємося, відповідно до [107], принципом Д'Аламбера. Тиск, що протидіє акустичній масі, записується у вигляді  $-M_{aM} \frac{d^2X}{dt^2}$ ; тиск, що протидіє акустичному опору  $-R_{aO} \frac{dX}{dt}$ ; тиск, що обумовлений акустичною ємністю  $-\frac{X}{C_{aC}}$ . Слід зауважити, що крім вище зазначених тисків, необхідно врахувати тиск, що прикладається ззовні  $p = p\varepsilon^{j\omega t}$ , тоді загальне рівняння буде мати вигляд

$$M_{aM} \frac{d^2X}{dt^2} + R_{aO} \frac{dX}{dt} + \frac{X}{C_{aC}} = p\varepsilon^{j\omega t}. \quad (3.1.26)$$

Диференційне рівняння електричного ланцюга (рис. 3.1.1 зображення б) можна сформулювати використовуючи закон Кірхгофа [108]

$$L_{кам} \frac{d^2q}{dt^2} + R_{eO} \frac{dq}{dt} + \frac{q}{C_{aC}} = E\varepsilon^{j\omega t}. \quad (3.1.27)$$

Отже, рівн. 3.1.26 та 3.1.27 визначають аналогію між акустичними та електричними елементами систем. Також, необхідно зазначити, що рівняння імпульсу секундної маси вдуву робочого тіла  $J_0$  (рівн. 2.2.38), враховуючи елементи акустичної системи визначені рівняннями 3.1.1 - 3.1.4, для акустичної системи буде мати вигляд

$$J_{ц.н} = \rho_{ц} \vartheta_{ц}^2 \pi r_{ц}^2, \quad (3.1.28)$$

де  $\vartheta_{ц}$  - швидкість робочого тіла в щілині, [м/с],  $r_{ц}$  - радіус щілини, [м].

Таблиця 3.1.1

### Основні залежності підрозділу 3.1.

№ п/п	Характеристика	Представлення у вигляді залежності	№ рівн.
1.	Акустична маса	$M_{aM} = \frac{\rho h_2}{\pi r_2^2}$	(3.1.1)
2.	Акустичний опір	$R_{aO} = \frac{12\mu a_{ц}}{c_{ц}^3 b_{ц}}$	(3.1.2)
3.	Акустичний імпеданс	$Z_{aH} = \frac{12\mu a_{ц}}{c_{ц}^3 b_{ц}} + j \frac{6\rho a_{ц} \omega}{5b_{ц} c_{ц}}$	(3.1.3)
4.	Акустична ємність	$C_{a\epsilon} = \frac{V_n}{\rho a}$	(3.1.4)
5.	Загальна енергія системи	$W_A = \frac{1}{2} \left( M_{aM} \dot{X}^2 + \frac{X^2}{C_{a\epsilon}} \right)$	(3.1.14)
6.	Розсіювання для щілинних каналів	$D_A = R_{aO} \dot{X}^2$	(3.1.16)
7.	Витрата акустичної системи	$\dot{X} = \frac{p \varepsilon^{j\omega t}}{R_{aO} + j\omega M_{aM} - \frac{j}{\omega C_{a\epsilon}}} = \frac{p}{Z_{aH}}$	(3.1.19)
8.	Резонансна частота	$f_{рез.A} = \frac{1}{2\pi \sqrt{\frac{h_2}{\pi r_2^2} \frac{V_n}{a}}}$	(3.1.23)
9.	Частота власних коливань	$f_{в.к} = \frac{a}{4X_g} (2n_{ц} - 1)$	(3.1.25)
10.	Імпульсу секундної маси вдуву робочого тіла	$J_{ц.н} = \rho_{ц} \vartheta_{ц}^2 \pi r_{ц}^2$	(3.1.28)



### 3.2. Формування узагальнених залежностей та математичної моделі адаптивної системи

Метою даного підрозділу є розробка узагальнених залежностей та формування математичної моделі адаптивної системи, для зменшення рівня кінцевих втрат ступеня осьового вентилятора. Адаптивна система буде представлена у вигляді акустичної моделі з рушійним елементом та еквівалентного їй електричного коливального контуру. Також, підрозділ ставить на меті визначити взаємозв'язок між параметрами системи та сформувані їх графічні залежності. Основуючись на методі газодинамічних аналогій для електричної та акустичної системи, можемо записати наступне [109]: сила струму  $i$  - аналогічна витраті в середовищі  $\dot{X}$ , електрорушійна сила  $EPC$  - аналогічна тиску  $p$ , електричний опір  $R_{eO}$  - аналогічний акустичному опору  $R_{aO}$ , індуктивність  $L_{кат}$  - аналогічна акустичній масі  $M_{aM}$ , акустична ємність  $C_{aЄ}$  - аналогічна електричній ємності  $C_{eЄ}$ .

Отже, адаптивна система буде формуватись з послідовно з'єднаних рециркуляційних порожнин (рис. 3.1.1 зображення *a*), остання з яких буде оснащена рушійним елементом (рис. 3.3.1). Електрична система буде формуватись у відповідності з рисунком 3.1.1 зображення *б*, рисунками 3.3.3 та 3.3.4 зображення *a*, *б* та *в*. Загальне відображення адаптивної системи в декартовій системі координат буде мати вигляд (рис. 3.2.1)

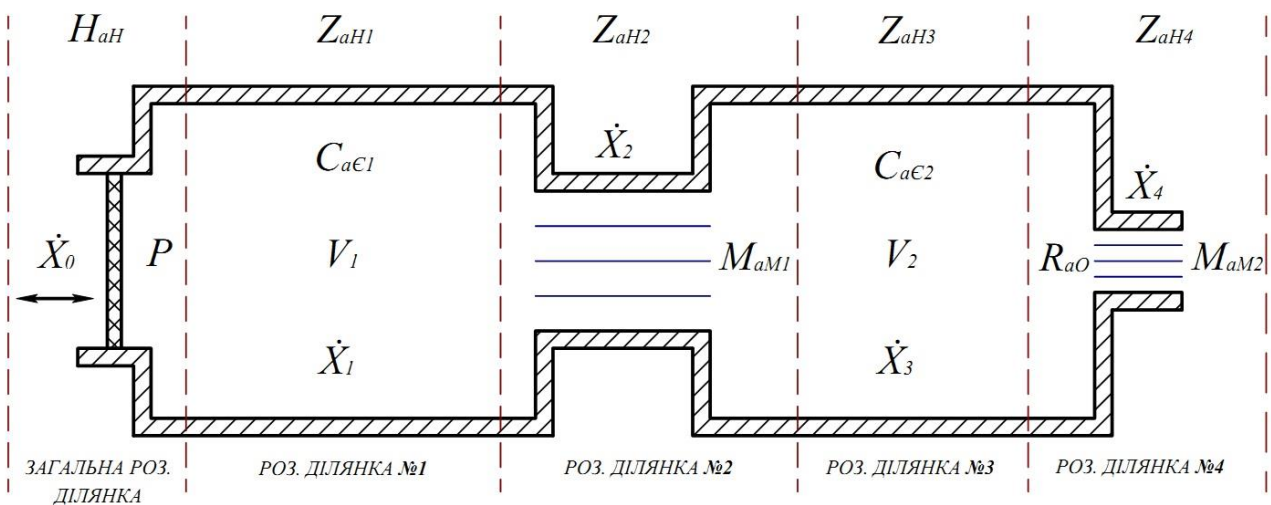


Рис. 3.2.1 – Розрахункові ділянки рециркуляційних порожнин адаптивної системи

Відповідно до акустичної системи, зображення її еквівалентного електричного контуру та частотної характеристики буде мати вигляд (рис. 3.2.2)

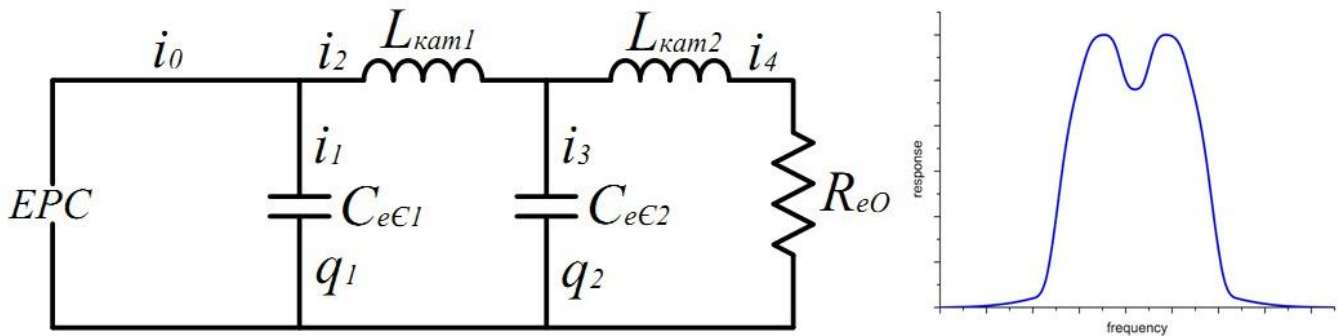


Рис. 3.2.2 – Еквівалентний електричний контур та частотна характеристика адаптивної системи

Для елементів системи зображених на рисунках 3.2.1 та 3.2.2 аналогічними будуть: індуктивність  $L_{kam1}$  до акустичної маси  $M_{aM1}$ , індуктивність  $L_{kam2}$  до акустичної маси  $M_{aM2}$ , електрична ємність  $C_{e\epsilon1}$  до акустичної ємності  $C_{a\epsilon1}$ , електрична ємність  $C_{e\epsilon2}$  до акустичної ємності  $C_{a\epsilon2}$  та електричний опір  $R_{eO}$  до акустичного опору  $R_{aO}$ . Також, справедливим буде:  $i_0, i_1, i_2, i_3$  та  $i_4$ , аналогічна до  $\dot{X}_0, \dot{X}_1, \dot{X}_2, \dot{X}_3$  та  $\dot{X}_4$ .

Наступним кроком буде формування узагальнених залежностей адаптивної системи зменшення рівня кінцевих втрат. Запишемо значення акустичного імпедансу першої ділянки акустичної системи (рис. 3.2.1) [110]

$$Z_{aH1} = \frac{1}{j\omega C_{a\epsilon1}}. \quad (3.2.1)$$

Для другої розрахункової ділянки, значення електричного імпедансу має вигляд

$$Z_{aH2} = j\omega M_{aM1}. \quad (3.2.2)$$

Електричний імпеданс для третьої розрахункової ділянки

$$Z_{aH3} = \frac{1}{j\omega C_{a\epsilon2}}. \quad (3.2.3)$$

Для ділянки розміщення щілинних пристроїв акустичний імпеданс прийматиме вигляд

$$Z_{aH4} = R_{aO} + j\omega M_{aM2} . \quad (3.2.4)$$

Загальний імпеданс адаптивної системи записується як [111-113]

$$H_{aH} = Z_{aH1}Z_{aH3}Z_{aH4} + Z_{aH1}Z_{aH2}(Z_{aH3} + Z_{aH4}) . \quad (3.2.5)$$

Витрата першої розрахункової ділянки записується у вигляді

$$\dot{X}_1 = \frac{p[Z_{aH2}(Z_{aH3} + Z_{aH4}) + Z_{aH3}Z_{aH4}]}{H_{aH}} . \quad (3.2.6)$$

Витрата другої розрахункової ділянки -

$$\dot{X}_2 = \frac{pZ_{aH1}(Z_{aH3} + Z_{aH4})}{H_{aH}} . \quad (3.2.7)$$

Витрата третьої розрахункової ділянки -

$$\dot{X}_3 = \frac{pZ_{aH1}Z_{aH4}}{H_{aH}} . \quad (3.2.8)$$

Витрата четвертої ділянки розміщення щілинних пристроїв -

$$\dot{X}_4 = \frac{pZ_{aH1}Z_{aH3}}{H_{aH}} . \quad (3.2.9)$$

Загальна витрата адаптивної системи записується у вигляді [114]

$$\dot{X}_0 = \frac{p[(Z_{aH1} + Z_{aH2})(Z_{aH3} + Z_{aH4})Z_{aH3}Z_{aH4}]}{H_{aH}} . \quad (3.2.10)$$

Рівняння 3.2.1 - 3.2.10 - є узагальненими залежностями адаптивної системи. При необхідності зміни конструкції адаптивної системи, її характеристики потрібно визначати, виходячи з даних рівнянь.

Формування математичної моделі адаптивної системи проведемо у відповідності до рівнянь визначених в підрозділах 3.1 та 3.3, враховуючи узагальнені залежності 3.2.1 - 3.2.10.

Так, для першої розрахункової ділянки акустичний імпеданс рівняння 3.2.1, враховуючи рівн. 3.1.3 та 3.1.4, буде мати вигляд

$$Z_{aH1} = \frac{\rho a}{2\pi j f_{\Pi} V_{n1}}, \quad (3.2.11)$$

де  $V_{n1}$  - об'єм першої рециркуляційної порожнини,  $[M^3]$ .

Підставляючи рівняння 3.1.1 в рівняння 3.2.2, отримаємо значення акустичного імпедансу другої розрахункової ділянки

$$Z_{aH2} = \frac{2j f_{\Pi} \rho h_2}{r_2^2}. \quad (3.2.12)$$

Акустичний імпеданс третьої розрахункової ділянки записується аналогічно до рівняння 3.2.11

$$Z_{aH3} = \frac{\rho a}{2\pi j f_{\Pi} V_{n2}}, \quad (3.2.13)$$

де  $V_{n2}$  - об'єм другої рециркуляційної порожнини,  $[M^3]$ .

Акустичний імпеданс четвертої розрахункової ділянки, враховуючи рівн. 3.1.1, 3.1.2 та рівняння 3.2.4, записується у вигляді

$$Z_{aH4} = \frac{12\mu a_{цц}}{c_{цц}^3 b_{цц}} + \frac{2j f_{\Pi} \rho c_{цц}}{r_{цц}^2}. \quad (3.2.14)$$

Виходячи з рівнянь 3.2.10 - 3.2.13, загальний імпеданс адаптивної системи рівняння 3.2.5 запишемо як:

$$H_{aH} = \frac{\rho^2 a^2}{4\pi^2 j^2 f_{\Pi}^2 V_{n1} V_{n2}} \cdot \left( \frac{12\mu a_{цц}}{c_{цц}^3 b_{цц}} + \frac{2j f_{\Pi} \rho c_{цц}}{r_{цц}^2} \right) + \frac{2j f_{\Pi} \rho^2 h_2}{2\pi j f_{\Pi} V_{n1} r_2^2} \cdot \left[ \frac{\rho a}{2\pi j f_{\Pi} V_{n2}} + \left( \frac{12\mu a_{цц}}{c_{цц}^3 b_{цц}} + \frac{2j f_{\Pi} \rho c_{цц}}{r_{цц}^2} \right) \right]. \quad (3.2.15)$$

Наступним кроком у формуванні математичної моделі адаптивної системи, буде підстановка значень акустичних імпедансів рівняння 3.2.11 - 3.2.15 в рівняння 3.2.6 - 3.2.10.

Витрата першої розрахункової ділянки записується наступним чином

$$\dot{X}_1 = \frac{p \left[ \frac{2jf_{\Pi}\rho h_z}{r_z^2} \left( \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}} + \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) \right) + \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}} \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) \right]}{\frac{\rho^2 a^2}{4\pi^2 j^2 f_{\Pi}^2 V_{n1} V_{n2}} \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) + \frac{2jf_{\Pi}\rho^2 h_z}{2\pi jf_{\Pi}V_{n1} r_z^2} \left[ \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}} + \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) \right]}. \quad (3.2.16)$$

Витрата другої розрахункової ділянки записується у вигляді формули

$$\dot{X}_2 = \frac{p \cdot \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n1}} \left( \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}} + \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) \right)}{\frac{\rho^2 a^2}{4\pi^2 j^2 f_{\Pi}^2 V_{n1} V_{n2}} \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) + \frac{2jf_{\Pi}\rho^2 h_z}{2\pi jf_{\Pi}V_{n1} r_z^2} \left[ \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}} + \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) \right]}. \quad (3.2.17)$$

Витрата третьої розрахункової ділянки приймає вигляд

$$\dot{X}_3 = \frac{p \cdot \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n1}} \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right)}{\frac{\rho^2 a^2}{4\pi^2 j^2 f_{\Pi}^2 V_{n1} V_{n2}} \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) + \frac{2jf_{\Pi}\rho^2 h_z}{2\pi jf_{\Pi}V_{n1} r_z^2} \left[ \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}} + \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) \right]}. \quad (3.2.18)$$

Витрата четвертої розрахункової ділянки записується співвідношенням

$$\dot{X}_4 = \frac{p \cdot \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n1}} \cdot \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}}}{\frac{\rho^2 a^2}{4\pi^2 j^2 f_{\Pi}^2 V_{n1} V_{n2}} \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) + \frac{2jf_{\Pi}\rho^2 h_z}{2\pi jf_{\Pi}V_{n1} r_z^2} \left[ \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}} + \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) \right]}. \quad (3.2.19)$$

Загальна витрата комплексного акустичного адаптивної системи записується у вигляді

$$\dot{X}_0 = \frac{p \left[ \left( \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n1}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho h_z}{r_z^2} \right) \left( \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}} + \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) \right) \cdot \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}} \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) \right]}{\frac{\rho^2 a^2}{4\pi^2 j^2 f_{\Pi}^2 V_{n1} V_{n2}} \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) + \frac{2jf_{\Pi}\rho^2 h_z}{2\pi jf_{\Pi}V_{n1} r_z^2} \left[ \frac{\rho a}{2\pi jf_{\Pi}V_{n2}} + \left( \frac{12\mu a_{\text{цц}}}{c_{\text{цц}}^3 b_{\text{цц}}} + \frac{2jf_{\Pi}\rho c_{\text{цц}}}{r_{\text{цц}}^2} \right) \right]}. \quad (3.2.20)$$

Отже, система рівнянь 3.2.11 - 3.2.15 та 3.2.16 - 3.2.20 визначає особливості математичної моделі адаптивної системи.

Першочерговий аналіз математичної моделі показує наступний взаємозв'язок її елементів. При збільшенні частоти коливань  $f$  системи, акустичний імпеданс надстаторного кільця  $Z_{aH1}$

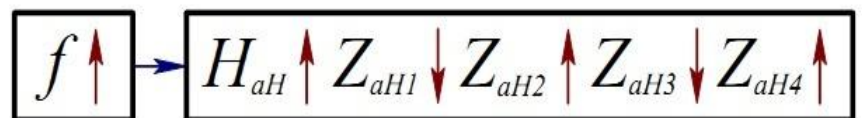


Рис. 3.2.3 – Вплив частоти коливань на імпеданси ділянок адаптивної системи

зменшується, акустичний імпеданс горла  $Z_{aH2}$  зростає, акустичний імпеданс в тілі

спрямляючої лопатки  $Z_{aH3}$  зменшується, акустичний імпеданс щілинних пристроїв  $Z_{aH4}$  збільшується, загальний імпеданс системи  $H_{aH}$  зростає (рис. 3.2.3).

При збільшенні значення частоти коливань  $f$  адаптивної системи, спостерігається зменшення витрати на всіх розрахункових ділянках (рис. 3.2.4).

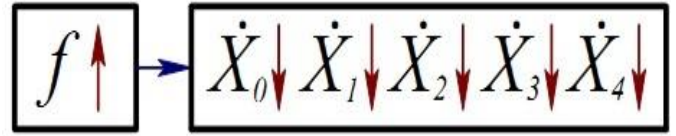


Рис. 3.2.4 – Вплив частоти коливань на витрати ділянок адаптивної системи

Також, слід зауважити, що при збільшенні частоти коливань  $f$  значення

витрати горла системи  $\dot{X}_2$  та рециркуляційної порожнини в тілі спрямляючої лопатки  $\dot{X}_3$  відрізняються на соті частки цілого числа, тобто  $\dot{X}_2 \cong \dot{X}_3$ . Дослідження значень витрати надстаторного кільця  $\dot{X}_1$  та витрати рушійного елемента  $\dot{X}_0$ , показують також незначні зміни їхніх значень, тобто  $\dot{X}_0 \cong \dot{X}_1$ .

Геометричні характеристики адаптивної системи змінюються у відповідності до наступного. При збільшенні

довжини горла системи  $h_2$ ,



Рис. 3.2.5 – Вплив висоти горла на параметри адаптивної системи

спостерігається зниження частоти коливань системи  $f$ , збільшення

акустичної маси горла  $M_{aM1}$  та акустичного імпедансу  $Z_{aH2}$ , витрата горла  $\dot{X}_2$  зменшується, загальний опір системи  $H_{aH}$  збільшується, і спостерігається зменшення загальної витрати  $\dot{X}_0$  (рис. 3.2.5).

Збільшення радіусу горла  $r_2$  призводить до збільшення частоти коливань системи  $f$ , зменшення акустичної

маси горла  $M_{aM1}$  та акустичного



Рис. 3.2.6 – Вплив радіусу горла на параметри адаптивної системи

імпедансу  $Z_{aH2}$ , витрата горла  $\dot{X}_2$  збільшується, загальний опір

системи  $H_{aH}$  зменшується, і спостерігається збільшення загальної витрати  $\dot{X}_0$  (рис. 3.2.6).

Збільшення об'єму надстаторного кільця  $V_{n2}$  призведе до зменшення частоти коливань системи  $f$ , збільшення акустичної ємності  $C_{aC2}$ , збільшення імпедансу ділянки  $Z_{aH3}$  та загального імпедансу системи  $H_{aH}$ , витрати ділянки  $\dot{X}_3$  і загальні

витрати  $\dot{X}_0$  зменшуються (рис. 3.2.7).

При збільшенні довжини щілини системи  $h_{щ}$ , спостерігається зниження частоти коливань системи  $f$ , збільшення акустичної маси щілини  $M_{aM2}$ , зменшення акустичного імпедансу  $Z_{aH4}$ , витрата щілини  $\dot{X}_4$  збільшується, загальний опір системи  $H_{aH}$



Рис. 3.2.7 – Вплив об'єму надстаторного кільця на параметри адаптивної системи

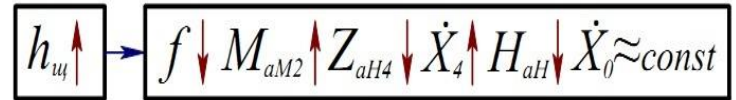


Рис. 3.2.8 – Вплив висоти щілини на параметри адаптивної системи

зменшується, і спостерігається постійні загальні витрати  $\dot{X}_0 \cong const$  (рис. 3.2.8).

Збільшення радіусу щілини  $r_{щ}$ , призводить до зменшення частоти коливань системи  $f$ , зменшення акустичної маси горла  $M_{aM2}$  та акустичного імпедансу  $Z_{aH4}$ , витрата горла  $\dot{X}_4$  збільшується, загальний опір системи  $H_{aH}$  зменшується, і спостерігається постійні загальні витрати  $\dot{X}_0 \cong const$  (рис. 3.2.9).

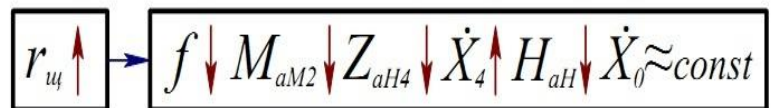


Рис. 3.2.9 – Вплив радіусу щілини на параметри адаптивної системи

На рисунку 3.2.10 зображено алгоритм розрахунку параметрів адаптивної системи.

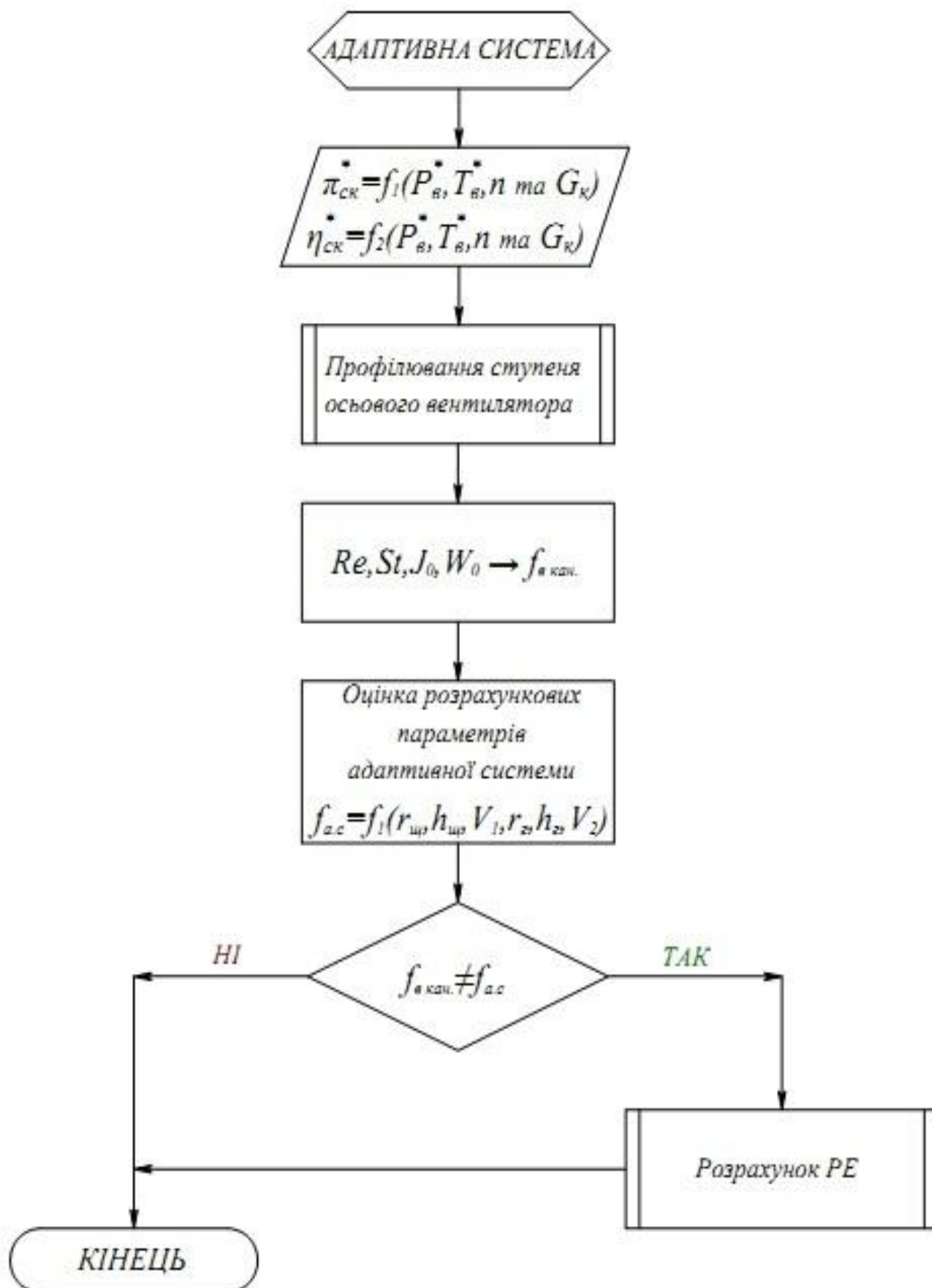


Рис. 3.2.10 – Алгоритм розрахунку параметрів адаптивної системи



Блок-схему адаптивної системи керування кінцевими відривними течіями в ступені осового вентилятора представлено на рисунку 3.2.11.

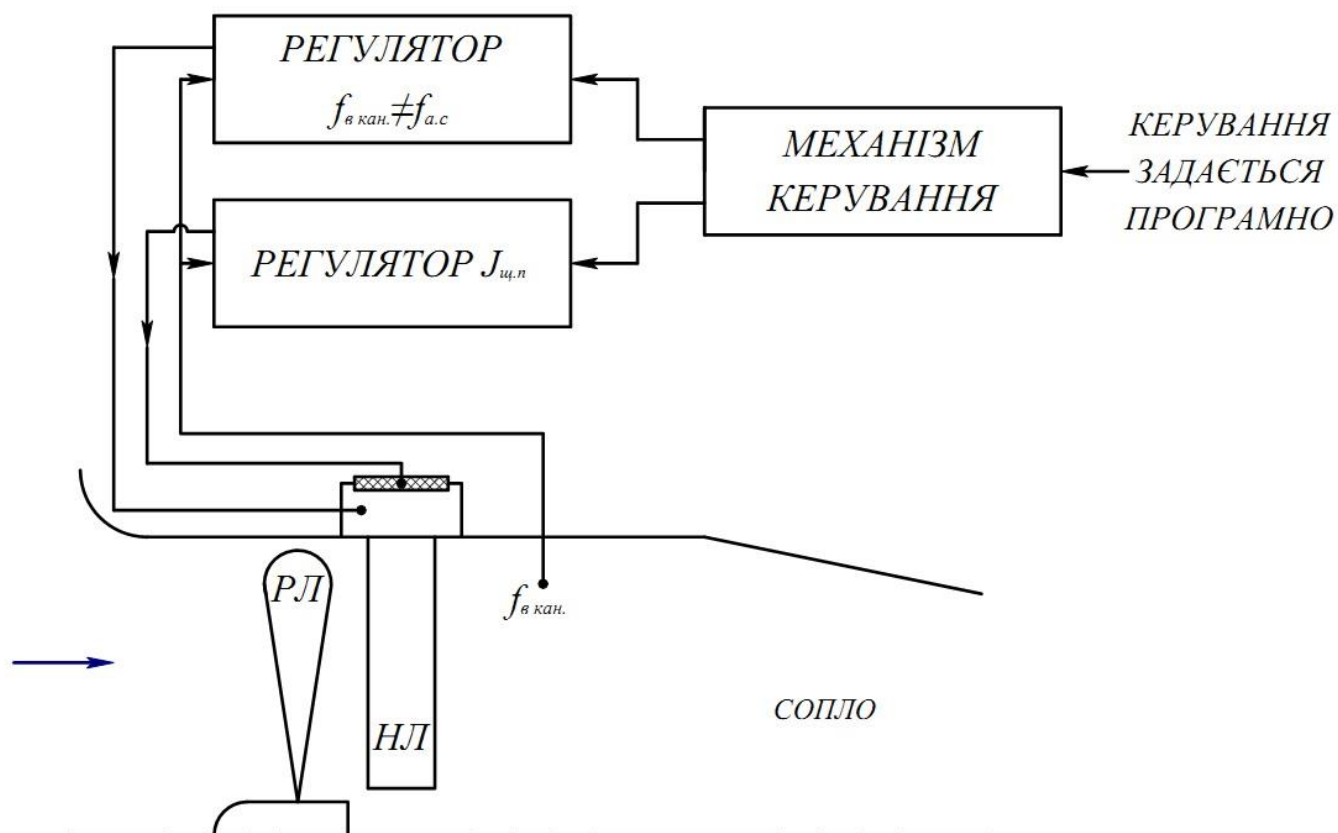


Рис. 3.2.11 – Блок-схема адаптивної системи керування кінцевими відривними течіями в ступені ОВ

## Основні залежності підрозділу 3.2.

№ п/п	Характеристика	Представлення у вигляді залежності	№ рівн.
1.	Акустичний імпеданс першої ділянки	$Z_{aH1} = \frac{1}{j\omega C_{a\epsilon 1}}$	(3.2.1)
2.	Акустичний імпеданс другої ділянки	$Z_{aH2} = j\omega M_{aM1}$	(3.2.2)
3.	Акустичний імпеданс третьої ділянки	$Z_{aH3} = \frac{1}{j\omega C_{a\epsilon 2}}$	(3.2.3)
4.	Акустичний імпеданс четвертої ділянки	$Z_{aH4} = R_{aO} + j\omega M_{aM2}$	(3.2.4)
5.	Загальний акустичний імпеданс	$H_{aH} = Z_{aH1}Z_{aH3}Z_{aH4} + Z_{aH1}Z_{aH2}(Z_{aH3} + Z_{aH4})$	(3.2.5)
6.	Витрата першої ділянки	$\dot{X}_1 = \frac{p[Z_{aH2}(Z_{aH3} + Z_{aH4}) + Z_{aH3}Z_{aH4}]}{H_{aH}}$	(3.2.6)
7.	Витрата другої ділянки	$\dot{X}_2 = \frac{pZ_{aH1}(Z_{aH3} + Z_{aH4})}{H_{aH}}$	(3.2.7)
8.	Витрата третьої ділянки	$\dot{X}_3 = \frac{pZ_{aH1}Z_{aH4}}{H_{aH}}$	(3.2.8)
9.	Витрата четвертої ділянки	$\dot{X}_4 = \frac{pZ_{aH1}Z_{aH3}}{H_{aH}}$	(3.2.9)
10.	Загальна витрата системи	$\dot{X}_0 = \frac{p[(Z_{aH1} + Z_{aH2})(Z_{aH3} + Z_{aH4})Z_{aH3}Z_{aH4}]}{H_{aH}}$	(3.2.10)

### 3.3. Розробка методики розрахунку параметрів та характеристик рушійного елемента адаптивної системи

Як зазначалось в підрозділі 3.1., частота коливань акустичної системи (див. рис. 3.1.1 зображення *в*) приймає значення, визначене залежностями резонансної частоти коливань  $f_{рез.А}$  - рівняння 3.1.23 та частоти власних коливань  $f_{в.к}$  - рівняння 3.1.25.

Відповідно до [115], адаптивна система зменшення рівня кінцевих втрат має

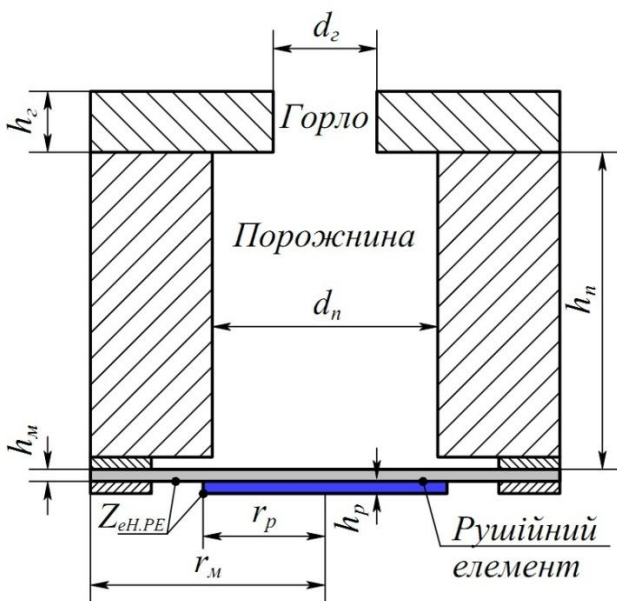


Рис. 3.3.1 – Акустична система оснащена рушійним елементом

значну ефективність при режимах роботи, що близькі до резонансних. Тому забезпечення гнучкості адаптивної системи та можливості її налаштування під задані режими роботи ступеня осьового вентилятора чи компресора, значно розширить діапазон її ефективності. Таку гнучкість можна забезпечити за допомогою рушійного елемента, що буде виконувати функцію збудника коливань системи, тим самим налаштовуючи її на необхідний діапазон

частот та, за необхідністю, може виконувати роль діагностичного елемента системи.

На рис. 3.3.1 представлена порожнина, аналогічна до простої акустичної системи (рис. 3.1.1 зображення *а*), задня стінка якої замінена на електромеханічний рушійний елемент, що прикріплений до пасивної електричної мережі [116].

Акустична система без електромеханічного рушійного елемента, характеризується одним ступенем свободи [117], в порівнянні із системами обладнаними електромеханічним елементом, що мають два або більше ступеней свободи. Це пояснюється можливістю налаштовувати ємність конденсатора, опір та індуктивність рушійного елемента електричної системи.

Застосовуючи метод газодинамічних аналогій, на рис. 3.3.2 представлено електричну модель у вигляді електричного коливального контуру, що є

еквівалентною до акустичної системи (рис. 3.3.1).

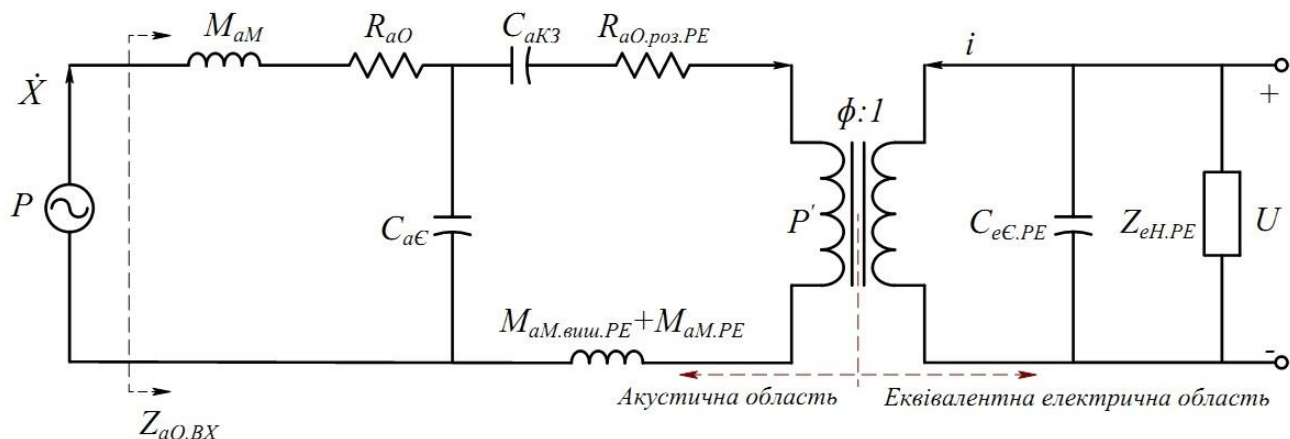


Рис. 3.3.2 – Еквівалентна електрична схема акустичної системи, що оснащена рушійним елементом

Так,  $Z_{aO.BX}$  - вхідний акустичний імпеданс системи,  $M_{aM}$  та  $R_{aO}$  - акустична маса та акустичний опір порожнини, відповідно,  $C_{a\epsilon}$  - акустична ємність порожнини, величини  $C_{aKЗ.ПЕ}$  та  $R_{aO,роз.ПЕ}$  - визначають акустичну відповідність короткому замиканню та акустичний опір рушійного елемента, що включає в себе акустичний опір розсіювання та інші конструктивні втрати затухання. Також, акустична система характеризується акустичною масою п'єзоелектричного рушійного елемента  $M_{aM.ПЕ}$  та  $M_{aM.виш.ПЕ}$  - акустичною масою, що виштовхується рушійним елементом. Зрештою, для еквівалентної електричної системи  $C_{e\epsilon.ПЕ}$  - електрична ємність п'єзоелектричного рушійного елемента,  $Z_{eH.ПЕ}$  - опір електричного навантаження рушійного елемента та  $\phi$  - коефіцієнт трансформації опору.

Проведемо перетворення енергії між акустичною та електричною областями згідно [118, 119], враховуючи коефіцієнт трансформації опору  $\phi$ . Тоді, рівняння акустичної ємності п'єзоелектричного рушійного елемента  $C_{a\epsilon.ПЕ}$  та акустичний імпеданс  $Z_{aH.ПЕ}$  запишемо у вигляді

$$C_{a\epsilon.ПЕ} = \frac{C_{e\epsilon.ПЕ}}{\phi^2}, \quad (3.3.1)$$

$$Z_{aH.ПЕ} = \phi^2 Z_{eH.ПЕ}. \quad (3.3.2)$$

Схема спрощеного відображення електричного коливального контуру (рис. 3.3.2) з перетворенням електричного імпедансу рушійного елемента  $Z_{eH.PE}$  у відповідний йому акустичний  $Z_{aH.PE}$  представлена на (рис. 3.3.3).

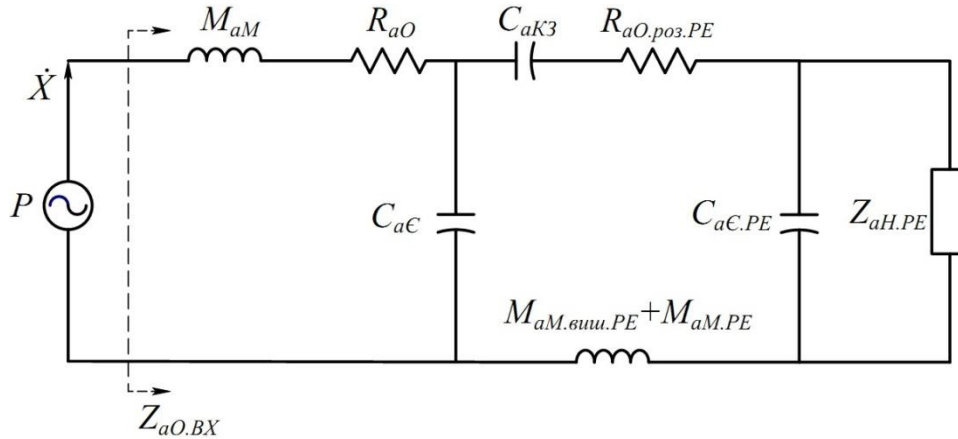


Рис. 3.3.3 – Схема спрощеного відображення порожнини оснащеної рушійним елементом

Вхідний акустичний імпеданс системи, згідно [118] та рівн. 3.1.3, буде мати вигляд

$$Z_{aO.BX} = R_{aO} + sM_{aM} \frac{\frac{1}{sC_{a\epsilon}} \left( \frac{1}{sC_{aK3}} + R_{aM.вишл.PE} + s(M_{aM.PE} + M_{aM.вишл.PE}) + \frac{Z_{aH.PE}}{1 + sC_{a\epsilon.PE}Z_{aH.PE}} \right)}{\frac{1}{sC_{a\epsilon}} + \frac{1}{sC_{aK3}} + R_{aM.вишл.PE} + s(M_{aM.PE} + M_{aM.вишл.PE}) + \frac{Z_{aH.PE}}{1 + sC_{a\epsilon.PE}Z_{aH.PE}}}, \quad (3.3.3)$$

де  $s = j\omega$ .

Рівняння 3.3.3 показує, що зміна налаштування рушійного елемента відображається на значенні вхідного акустичного імпедансу акустичної системи  $Z_{aO.BX}$ .

Як зазначалось раніше, адаптивність системи забезпечується визначеним режимом роботи рушійного елемента. Визначення режиму рушійного елемента буде полягати у визначенні типу його навантаження. Налаштування коливального контуру, еквівалентного рушійному елементу, буде характеризуватись визначенням необхідного значення ємнісного  $\frac{\phi^2}{C_{EK}}$ , резистивного  $\phi^2 R_{eO.нав}$  та індуктивного  $\phi^2 L_{кат}$  навантаження.

На рисунку 3.3.4 (зображення *а*, *б* та *в*) представлені варіанти налаштування

коливальних контурів, що еквівалентні рушійному елементу.

Подальше формування методики розрахунку параметрів та характеристик рушійного елемента адаптивної системи, має на меті формування залежностей еквівалентних коливальних контурів. Акустична система буде визначатись першим еквівалентним коливальним контуром, а параметри рушійного елемента - характеристиками другого коливального контуру. Проте, у випадку індуктивного налаштування  $\phi^2 L_{кат}$  рушійного елемента, його параметри будуть також залежати від третього коливального контуру, який відповідає котушці індуктивності, що в свою чергу, має власну частотну характеристику.

На рисунку 3.3.4 (зображення а) представлено систему ємнісного налаштування коливального контуру, що еквівалентний рушійному елементу.

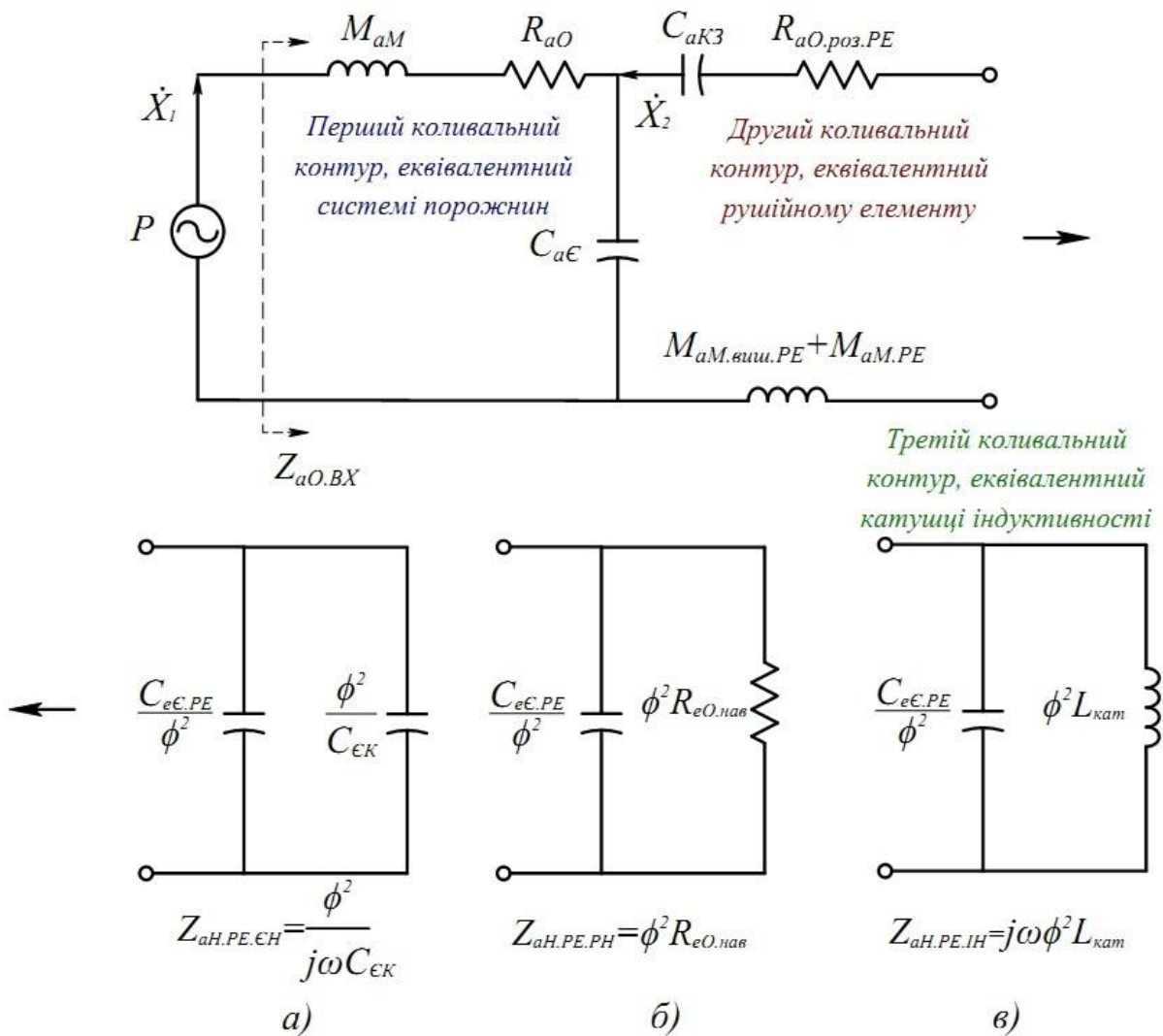


Рис. 3.3.4 – Еквівалентні коливальні контури моделі з а) ємнісним, б) резистивним та в) індуктивним налаштуванням

Акустичний імпеданс першого коливального контуру, відповідно до ємнісного налаштування, приймає вид

$$Z_{\kappa 1} = R_{aO} + j \left( \omega M_{aM} - \frac{1}{\omega C_{aC}} \right) = R_{aO} + j \sqrt{\frac{M_{aM}}{C_{aC}}} \left( \omega \sqrt{M_{aM} C_{aC}} - \frac{1}{\omega \sqrt{M_{aM} C_{aC}}} \right) = \varepsilon_{\omega \kappa 1} \left( \frac{R_{aO}}{Z_{\kappa 1}} + j \left( \frac{f_{рез.А}}{f_{\kappa 1}} - \frac{f_{\kappa 1}}{f_{рез.А}} \right) \right) = \varepsilon_{\omega \kappa 1} (\Delta_{\kappa 1} + j \Omega_{\kappa 1}) , \quad (3.3.4)$$

де робоча частота коливань першого коливального контуру  $f_{\kappa 1}$ , враховуючи рівняння 3.1.22, записується у вигляді

$$f_{\kappa 1} = \frac{1}{2\pi \sqrt{M_{aM} C_{aC}}} . \quad (3.3.5)$$

Згідно [119], коефіцієнт розсіювання  $\Delta_{\kappa 1}$ , що представляє собою відношення потужності розсіювання до збереженої енергії, записується рівнянням:

$$\Delta_{\kappa 1} = \frac{R_{aO}}{\sqrt{M_{aM} / C_{aC}}} . \quad (3.3.6)$$

Коефіцієнт налаштування  $\Omega_{\kappa 1}$ , який визначається відхиленням робочої частоти коливань першого коливального контуру  $f_{\kappa 1}$  від його резонансної частоти  $f_{рез.А}$

$$\Omega_{\kappa 1} = \frac{f_{рез.А}}{f_{\kappa 1}} - \frac{f_{\kappa 1}}{f_{рез.А}} . \quad (3.3.7)$$

Ваговий коефіцієнт  $\varepsilon_{\omega \kappa 1}$  характеризує відмінність систем, що мають той самий коефіцієнт розсіювання  $\Delta_{\kappa 1}$  та резонансну частоту коливань  $f_{рез.А}$ , але відрізняються одна від одної. Формула визначення вагового коефіцієнта має вигляд

$$\varepsilon_{\omega \kappa 1} = \sqrt{\frac{M_{aM}}{C_{aC}}} . \quad (3.3.8)$$

Для другого коливального контуру система рівнянь запишеться аналогічно

$$Z_{\kappa 2} = \varepsilon_{\omega \kappa 2} (\Delta_{\kappa 2} + j \Omega_{\kappa 2}) , \quad (3.3.9)$$

$$f_{k2} = \frac{1}{2\pi\sqrt{(M_{aM.PE}+M_{aM.виш.ПЕ})C_2}}, \quad (3.3.10)$$

$$\Delta_{k2} = \frac{R_{aO.поз.ПЕ}}{\sqrt{(M_{aM.PE}+M_{aM.виш.ПЕ})/C_2}}, \quad (3.3.11)$$

$$\Omega_{k2} = \frac{f_{рез.А}}{f_{k2}} - \frac{f_{k2}}{f_{рез.А}}, \quad (3.3.12)$$

$$\varepsilon_{\omega k2} = \sqrt{\frac{M_{aM.PE}+M_{aM.виш.ПЕ}}{C_2}}, \quad (3.3.13)$$

$$C_2 = \frac{(C_{a\epsilon.ПЕ}+C_{a.\epsilon K})C_{aK3}C_{a\epsilon}}{(C_{a\epsilon.ПЕ}+C_{a.\epsilon K})C_{aK3}+(C_{a\epsilon.ПЕ}+C_{a.\epsilon K}+C_{aK3})C_{a\epsilon}}. \quad (3.3.14)$$

Загальний акустичний імпеданс системи для двох коливальних контурів, враховуючи [119-121], буде мати вигляд

$$Z_{aO.BX} = Z_{k1} - \frac{1}{Z_{k2}} \left( \frac{1}{j\omega_k C_{a\epsilon}} \right)^2. \quad (3.3.15)$$

Зв'язок між частотою коливань акустичної системи та рушійним елементом досліджувався Фішером [122]. Було визначено, що відношення енергії коливань, яка сконцентрована в зоні взаємозв'язку між рушійним елементом та акустичною системою порожнин, визначається коефіцієнтом зв'язку  $K$ , що записується у вигляді

$$K = \sqrt{\frac{C_{a\epsilon}C_2}{C_{a\epsilon}^2}}. \quad (3.3.16)$$

У випадку, коли резонансна частота коливань системи дорівнює нулю  $f_{рез.А} = 0$ , робочі частоти двох коливальних контурів можна записати як

$$f_{1,2}^2 = \frac{(f_{k1}^2+f_{k2}^2) \pm \sqrt{(f_{k1}^2+f_{k2}^2)^2 - 4(1-K^2)(f_{k1}f_{k2})^2}}{2}. \quad (3.3.17)$$



Після підстановки, рівняння 2.3.17 набуває вигляду

$$\begin{aligned}
 f_{k1}^2 + f_{k2}^2 &= \frac{1}{4\pi^2} \left( \frac{1}{M_{aM}C_{aC}} + \frac{1}{(M_{aM.PE} + M_{aM.вишл.РЕ})C_2} \right) = \\
 &= \frac{1}{4\pi^2} \left( \left( \frac{1}{M_{aM}} + \frac{1}{M_{aM.PE} + M_{aM.вишл.РЕ}} \right) \frac{1}{C_{aC}} + \frac{C_{aC.PE} + C_{a.ЕК} + C_{aK3}}{(M_{aM.PE} + M_{aM.вишл.РЕ})(C_{aC.PE} + C_{a.ЕК})C_{aK3}} \right) = \\
 &= \frac{1}{4\pi^2} \left( \frac{1}{M_{aM}C_{aC}} (1 + \alpha) + \frac{C_{aC.PE} + C_{a.ЕК} + C_{aK3}}{(M_{aM.PE} + M_{aM.вишл.РЕ})(C_{aC.PE} + C_{a.ЕК})C_{aK3}} \right) = (1 + \alpha)f_{\Pi}^2 + f_{PE}^2,
 \end{aligned} \tag{3.3.18}$$

де масове відношення між горлом порожнини та п'єзоелектричним рушійним елементом  $\alpha$  записується формулою

$$\alpha = \frac{M_{aM}}{M_{aM.PE} + M_{aM.вишл.РЕ}}. \tag{3.3.19}$$

Враховуючи дослідження Блекстока [123], частоту коливань першого коливального контуру можна записати у вигляді

$$f_{\Pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{M_{aM}C_{aC}}}, \tag{3.3.20}$$

а рівняння визначення частоту коливань п'єзоелектричного рушійного елемента у вигляді

$$f_{PE} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{aC.PE} + C_{a.ЕК} + C_{aK3}}{(M_{aM.PE} + M_{aM.вишл.РЕ})(C_{aC.PE} + C_{a.ЕК})C_{aK3}}}. \tag{3.3.21}$$

Відповідно до Прасада [124], акустична маса рушійного елемента  $M_{aM.PE}$  буде мати вигляд

$$M_{aM.PE} = \frac{2\pi}{V_n} \cdot \int_0^{r_m} \rho \omega(r)^2 r_n dr. \tag{3.3.22}$$

де  $\omega(r)$  - поперечне переміщення еластичної мембрани, [м].

Загальне рівняння, що поєднує коливальний контур акустичної системи та рушійного елемента записується наступним чином

$$f_{k1}^2 - f_{k2}^2 = (1 - \alpha)f_{\Pi}^2 - f_{PE}^2. \tag{3.3.23}$$

Частота коливань рушійного елемента для розімкнутого коливального контуру  $C_{a.ЕК} = 0$  або  $Z_{aH.PE.ЄH} = 1/sC_{a.ЕК} \rightarrow \infty$  має вигляд

$$(f_{PE})_{роз} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{a.Є.PE} + C_{aK3}}{(C_{a.ЕК} + M_{aM.виш.PE})C_{a.Є.PE}C_{aK3}}}. \quad (3.3.24)$$

Для короткого замикання, режим роботи системи порожнин з п'єзоелектричним рушійним елементом  $C_{a.ЕК} = \infty$  або  $Z_{aH.PE.ЄH} = 1/sC_{a.ЕК} \rightarrow 0$

$$(f_{PE})_{кор} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{(M_{aM.PE} + M_{aM.виш.PE})C_{aK3}}}, \quad (3.3.25)$$

де  $C_{aK3}$ , відповідно до [124], записується рівнянням

$$C_{aK3} = \int_0^{r_m} \frac{2\pi r_n \omega(r)}{p} dr. \quad (3.3.26)$$

Акустичну масу, що виштовхується рушійним елементом  $M_{aM.виш.PE}$  можна записати у вигляді

$$M_{aM.виш.PE} = \frac{8\rho}{3\pi^2 r_m}. \quad (3.3.27)$$

Частота коливань рушійного елемента при ємнісному навантаженні  $C_{a.ЕК} = \phi^2/C_{ЄK}$  записується

$$(f_{PE})_{ЄH} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{a.Є.PE} + C_{a.ЄK} + C_{aK3}}{(C_{a.ЄK} + M_{aM.виш.PE})(C_{a.Є.PE} + C_{a.ЄK})C_{aK3}}}. \quad (3.3.28)$$

Аналізуючи рівняння (3.3.24), (3.3.25) та (3.3.28) очевидно, що

$$(f_{PE})_{кор} < (f_{PE})_{ЄH} < (f_{PE})_{роз}. \quad (3.3.29)$$

Отже, рівняння 3.3.28 показує яким чином відбувається налаштування та визначення режиму роботи п'єзоелектричного рушійного елемента з ємнісними навантаженнями. Рівняння

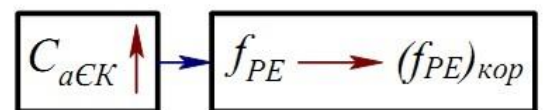


Рис. 3.3.5 – Взаємодія параметрів при ємнісному навантаженні

3.3.24 та 3.3.25 будуть визначати границі ємнісного налаштування, що відповідають розімкнутому коливальному контуру та короткозамкнутому. Також, необхідно зауважити, що при збільшені ємності конденсатора, частота коливань другого коливального контуру буде зміщуватись до значень, які відповідають його короткому замиканню (рис. 3.3.5).

На рисунку 3.3.4 (зображення б) представлена система резистивного налаштування коливального контуру, що являє собою модель з двома степенями свободи. Резистивне налаштування коливального контуру є складним для визначення його параметрів в математичному вигляді, тому далі представлено орієнтовну математичну модель коливального контуру з резистивним налаштуванням рушійного елемента.

У випадку коли рушійний елемент системи акустичних порожнин характеризується резистивним налаштуванням, мають місце перетворення ефективних навантажень, що записуються у вигляді акустичного імпедансу еквівалентному імпедансу накопичення енергії резистором

$$Z_{aH.PE.PH} = \frac{1}{\phi^2} \frac{R_{eO}}{1 + j\omega C_{eC.PE} R_{eO}}. \quad (3.3.30)$$

У випадку короткого замикання електричний опір системи наближається до нуля  $R_{eO} \rightarrow 0$ , а у випадку розімкнутого коливального контуру електричний опір прямує до нескінченності  $R_{eO} \rightarrow \infty$ . Частота коливань системи для незначного діапазону опору електричного навантаження  $R_{eO}$  буде записуватись залежністю

$$f_{k1} \ll \frac{1}{2\pi C_{eC.PE} R_{eO}}. \quad (3.3.31)$$

Апроксимація рівняння 3.3.30, враховуючи рівняння 3.3.31, буде мати вид

$$Z_{aH.PE.PH} = \frac{1}{\phi^2} R_{eO} (1 - j\omega_k C_{eC.PE} R_{eO}). \quad (3.3.32)$$

Рівняння 3.3.32 показує, що резистивні навантаження зменшують акустичну масу п'єзоелектричного рушійного елемента  $M_{aM.PE}$  на величину  $-j\omega_k C_{eC.PE} R_{eO} / \phi^2$ , тобто ефективна акустична маса п'єзоелектричного рушійного елемента має вигляд

$$M_{aM,PE.ефект} = M_{aM,PE} - j\omega_k C_{eC,PE} R_{eO} / \phi^2 . \quad (3.3.33)$$

Таким чином, частота коливань акустичної системи  $f_{\Pi}$  визначається аналогічно рівнянню 3.3.20, а частота коливань другого контуру, що еквівалентний рушійному елементу запишеться у вигляді

$$(f_{PE})_{PH} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{(M_{aM,PE} + M_{aM,вишн. PE} - C_{eC,PE} R_{eO} / \phi^2) C_{aK3,PE}}} . \quad (3.3.34)$$

Отже, при збільшенні резистивних навантажень, частота коливань рушійного елемента  $f_{PE}$  набуває більш відмінних значень від частоти коливань короткозамкненого еквівалентного коливального контуру рушійного елемента  $(f_{PE})_{кор}$  та наближається до значень частоти коливань рушійного елемента, що еквівалентні значенням розімкненого коливального контуру  $(f_{PE})_{роз}$  (рис. 3.3.6).

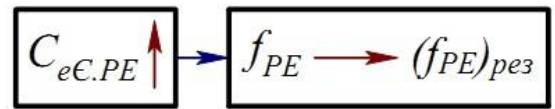


Рис. 3.3.6 – Взаємодія параметрів при резистивному навантаженні

Слід зауважити, що при великих значеннях опору електричного навантаження  $R_{eO}$  припущення визначене рівнянням 3.3.31 не виконується, а рівняння 3.3.34 не відображає резистивного налаштування п'єзоелектричного рушійного елемента.

Індуктивне налаштування акустичної системи (див. рис. 3.3.4 зображення в) буде характеризуватись слабо-затухаючими коливаннями котушки індуктивності та утворить систему з трьома степенями свободи. Для спрощення задачі відображення індуктивного налаштування коливального контуру, еквівалентного п'єзоелектричному рушійному елементу, приймається, що система порожнин при індуктивному навантаженні, характеризується незначними затуханнями коливального контуру. Тоді акустичний імпеданс коливальному контуру котушки індуктивності записується у вигляді залежності

$$Z_{к3} = \frac{[\phi^2 / (j\omega C_{eC,PE})] j\omega \phi^2 L_{кат}}{[\phi^2 / (j\omega C_{eC,PE})] + j\omega \phi^2 L_{кат}} . \quad (3.3.35)$$

Після апроксимації рівняння 3.3.35 буде мати вигляд

$$Z_{кз} \cong j\omega\phi^2 L_{кат} . \quad (3.3.36)$$

Частота коливань буде визначатись залежністю

$$f \ll \frac{1}{2\pi\sqrt{C_{eC.PE}L_{кат}}} = f_{кз} , \quad (3.3.37)$$

де  $f_{кз}$  - частота коливань третього коливального контуру.

Фізично, третій коливальний контур еквівалентний котушці індуктивності, додає до другого коливального контуру еквівалентного рушійному елементу додаткову масу, що визначається як  $\phi^2 L_{кат}$ .

Отже, частота коливань акустичної системи  $f_{\Pi}$  визначається аналогічно рівнянню 3.3.20, а частота коливань другого контуру, що еквівалентний рушійному елементу запишеться у вигляді

$$(f_{PE})_{IH} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{(M_{aM.PE} + M_{aM.вух.PE} + \phi^2 L_{кат}) C_{aK3.PE}}} . \quad (3.3.38)$$

При даному навантаженні, збільшення значення  $\phi^2 L_{кат}$  - призводить до зміщення значень частоти коливань другого контуру, що еквівалентний рушійному елементу  $f_{PE}$  від значень частоти коливань короткозамкненої системи  $(f_{PE})_{кор}$  (рис. 3.3.7).

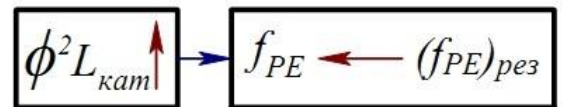


Рис. 3.3.7 – Взаємодія параметрів при індуктивному навантаженні

Отже, визначення значень частоти коливань акустичної системи  $f_{\Pi}$  та рушійного елемента  $f_{PE}$  є досить складною та багатопараметричною задачею. Характеристика резонансної частоти коливань акустичної системи  $f_{рез.A}$  відображується рівняннями 3.1.23 та 3.3.20, частота власних коливань  $f_{в.к}$  знаходиться у відповідності до рівняння 3.1.25. Частотні характеристики рушійного елемента описуються рівняннями виходячи з його налаштування, так, при ємнісному навантаженні, частота коливань рушійного елемента  $f_{PE}$  записується рівнянням 3.3.28, при резистивному - рівнянням 3.3.34, при індуктивному - рівнянням 3.3.38.

Оскільки режим роботи рушійного елемента має періодичний характер, тоді рівняння 3.1.28 набуває вигляду

$$J_{\mu,n} = \rho_{\mu} \pi r_{\mu}^2 \vartheta_{\mu}^2 \sin\left(\frac{\pi t}{T}\right), \quad (3.3.39)$$

де  $t$  - час роботи адаптивної системи, [сек],  $T = 1/f$  - період коливань, [сек].

Частотні характеристики акустичної системи та рушійного елемента слід налаштовувати у відповідності до необхідної величини секундної маси вдуву робочого тіла  $J_{\mu,n}$  - рівняння 3.3.39, що при відношенні його до коефіцієнту імпульсу секундної маси робочого тіла в ступені  $J_o$ , забезпечить значення коефіцієнта імпульсу вдуву  $C_{\mu}$  в межах  $0,001 \div 0,005$ .

## Основні залежності підрозділу 3.3.

№ п/п	Характеристика	Представлення у вигляді залежності	№ рівн.
1.	Частота коливань акустичної системи	$f_{\Pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{M_{aM}C_{a\epsilon}}}$	(3.3.20)
2.	Акустична маса рушійного елемента	$M_{aM,PE} = \frac{2\pi}{V_n} \cdot \int_0^{r_m} \rho\omega(r)^2 r_n dr$	(3.3.22)
3.	Акустична маса, що виштовхується рушійним елементом	$M_{aM,вишв. PE} = \frac{8\rho}{3\pi^2 r_m}$	(3.3.27)
4.	Акустичний імпеданс рушійного елемента при ємнісних навантаженнях	$Z_{aH,PE,CH} = \frac{\phi^2}{j\omega C_{CK}}$	(рис. 3.3.4 зображення а)
5.	Акустичний імпеданс рушійного елемента при резистивних навантаженнях	$Z_{aH,PE,PH} = \phi^2 R_{eO}$	(рис. 3.3.4 зображення б)
6.	Акустичний імпеданс рушійного елемента при індукційних навантаженнях	$Z_{K3} \cong j\omega\phi^2 L_{кат}$	(рис. 3.3.4 зображення в)
7.	Частота коливань рушійного елемента при ємнісних навантаженнях	$(f_{PE})_{CH} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{aC,PE} + C_{a,CK} + C_{aK3}}{(C_{a,CK} + M_{aM,вишв. PE})(C_{aC,PE} + C_{a,CK})C_{aK3}}}$	(3.3.28)
8.	Частота коливань рушійного елемента при резистивних навантаженнях	$(f_{PE})_{PH} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{(M_{aM,PE} + M_{aM,вишв. PE} - C_{eC,PE}R_{eO}/\phi^2)C_{aK3,PE}}}$	(3.3.34)
9.	Частота коливань рушійного елемента при індукційних навантаженнях	$(f_{PE})_{IH} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{(M_{aM,PE} + M_{aM,вишв. PE} + \phi^2 L_{кат})C_{aK3,PE}}}$	(3.3.38)
10.	Імпульс секундної маси вдуву робочого тіла	$J_{\omega, n} = \rho_{\omega} \pi r_{\omega}^2 \vartheta_{\omega}^2 \sin\left(\frac{\pi t}{T}\right)$	(3.3.39)

## ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 3

1. Розроблено методику розрахунку параметрів та характеристик елементів коливального контуру адаптивної системи зменшення рівня кінцевих втрат, визначено аналогію між акустичними та електричними його елементами.
2. Сформовано узагальнені залежності та розроблено математичну модель адаптивної системи. Визначено взаємозв'язок параметрів системи, розроблено алгоритм розрахунку її геометричних параметрів та алгоритм адаптації системи до ступеня ОВ.
3. Розроблено методику розрахунку параметрів та характеристик рушійного елемента адаптивної системи.
4. Для верифікації та апробації математичної моделі та сформованих узагальнених залежностей адаптивної системи, доцільно провести експериментальне дослідження. Результати дослідження визначать рівень впливу системи на газодинамічні параметри ступеня осьового вентилятора.



## РОЗДІЛ 4

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЯ ОСЬОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

У розділі 4 представлено методику проведення експериментального дослідження впливу адаптивної системи на газодинамічні параметри ступеня осьового вентилятора. Підрозділ 4.1. відображає опис та технічні характеристики автоматизованого експериментального комплексу. У підрозділі 4.2. наведена методологія проведення експериментальних досліджень ступеня осьового вентилятора. Підрозділ 4.3. присвячено метрологічному забезпеченню експериментальних досліджень ступеня осьового вентилятора.

#### 4.1. Опис та технічні характеристики автоматизованого експериментального комплексу

Експериментальний комплекс дослідження ступеня осьового вентилятора (ОВ) складається з газодинамічного стенда (ГДС) та розрахункового комплексу керування (РКК) на базі персонального комп'ютера (ПК).

Газодинамічний стенд дослідження ступеня ОВ представляє собою аналог мотогондоли двигуна, закріплений на опорну стійку, що є аналогом пілону [125-128].

Метою проведення експериментальних досліджень є апробація та верифікація результатів чисельних досліджень енергетичних характеристик ступеня ОВ, при його "базовому" виконанні та з системою зменшення рівня кінцевих втрат. Дослідження впливу системи на енергетичні параметри ступеня ОВ проводились виключно чисельними методами дослідження, що обумовлено складністю постановки натурного експерименту.

Розроблений в процесі експериментального дослідження ГДС дозволяє визначати тягу ступеня ОВ прямим методом вимірювання. Стенд простий в експлуатації та має невеликі габаритні розміри [129, 130].

Принципова схема газодинамічного стенду (ГДС) представлена на рис. 4.1.1.

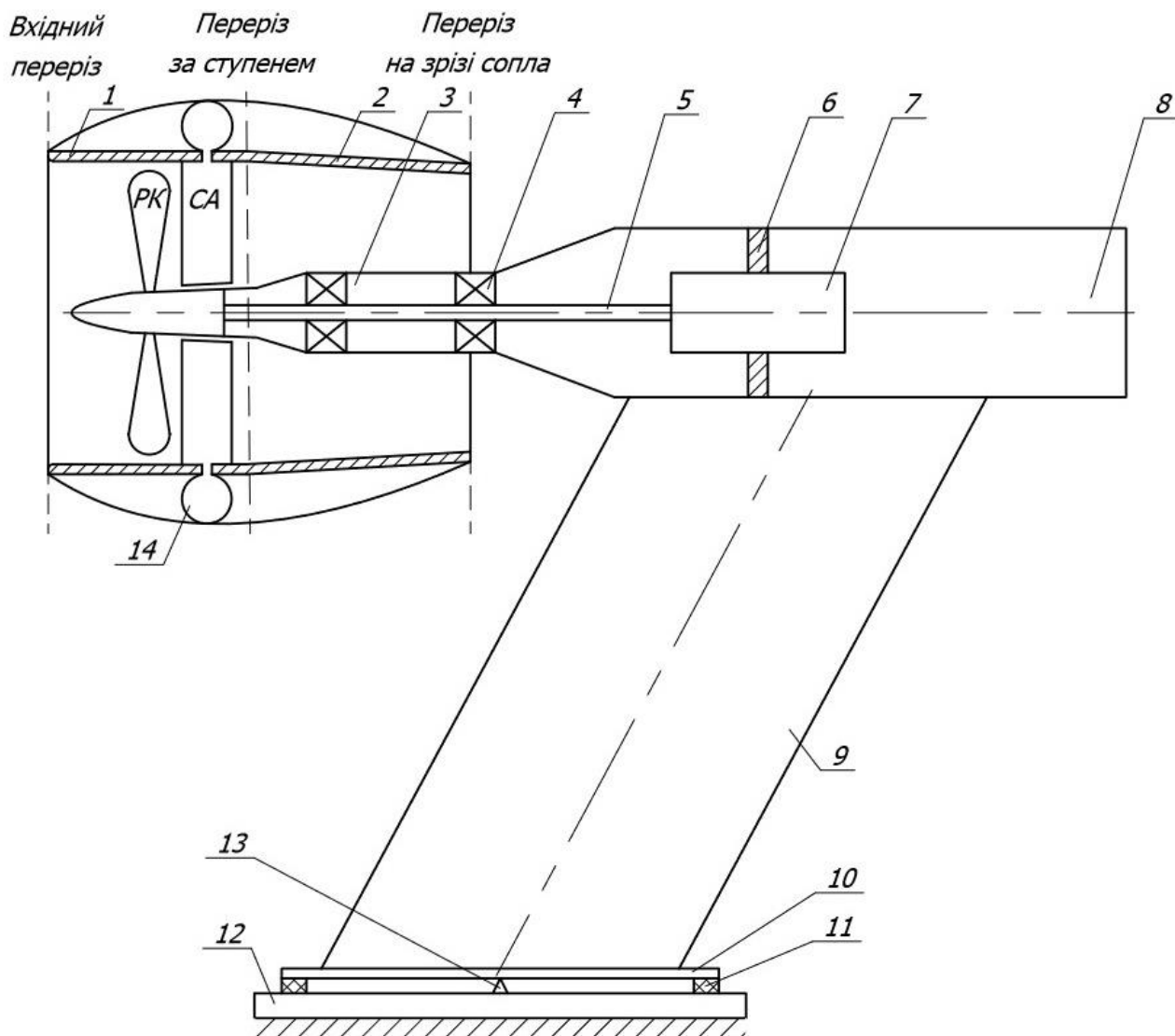


Рис. 4.1.1 - Газодинамічний експериментальний стенд дослідження параметрів ступеня ОВ

Стенд складається з основних функціональних систем та вузлів: обтікаемого повітрязабірного пристрою 1, змінного сопла 2, кожуху розміщення валу 3; опорних підшипників 4; валу 5; опори електродвигуна 6; корпусу розміщення електродвигуна 7, тарувальної системи 8, опорної стійки 9, кріпильної плити 10, датчиків навантаження 11, важеля 13, опорної плити 12 та вузла розміщення елементів адаптивної системи 14. В якості електроприводу в даному експериментальному газодинамічному стенді використовувався електричний двигун постійного струму типу СТГ-3, технічні дані якого представлені в табл.4.1.1.

### Основні технічні характеристики СТГ-3

Напруга, В	Номинальний струм, А	Номинальна потужність, Вт	Діапазон зміни частоти обертання, об/хв.	Маса, кг	Тип щіток	Кількість щіток
28,5	100	3000	6250÷11250	16	МГС-7	8

ГДС оснащений датчиками сили типу U10M. Підключення датчиків представленого типу можна провести за допомогою кабелю КАВ 157-3 з байонетним замком або за допомогою кабелю КАВ 158-3 з гвинтовим замком [131].

В ході проведення експериментальних досліджень проводилось вимірювання повного  $p^*$  і статичного тиску  $p$ , а також повної температури  $T^*$  у відповідних реперних точках на вході в ступінь і на зрізі сопла. Для вимірювання тиску використовувався приймач повітряного тиску (ППТ). Вимірювання температури проводилось за допомогою платиногового термометру опору (ПТО) типу ПТС-10М, технічні дані якого представлено в табл. 4.1.2.

Таблиця 4.1.2

### Основні технічні характеристики ПТС-10М

Номинальний опір при 0 °С, Ом	Інтервал між повіркою, років	Матеріал корпусу	Діапазон вимірювальних температур, °С	Похибка не більше, °С	Кількість щіток
$10 \pm 0,2$	2	кварцове скло	0 ... + 660,323	0,010	8

Дослідження ступеня ОВ проводилося в наступній послідовності:

1. Монтаж спрямляючого апарату (СА) ступеня ОВ;
2. Встановлення робочих лопаток (РЛ) у відповідні посадкові місця втулки робочого колеса (РК);
3. Монтування елементів адаптивної системи на вінець спрямляючих лопаток (СЛ);
4. За допомогою зважувальної системи, встановлення вісі розміщення

ступеня в горизонтальне положення, відносно опорної плити;

5. Встановлення датчиків тиску у відповідні місця на опорній плиті;
6. Встановлення вимірювального обладнання у відповідних реперних точках (рис. 4.1.2);
7. Налаштування системи керування експериментом (СКЕ);
8. Перевірка справності вимірювальної апаратури ГДС;
9. Проведення пуску ГДС.

Повний перелік реперних точок ГДС наведено на рисунку 4.1.2. Реперні точки розміщувались згідно рекомендацій [132-134].

Керування ГДС, під час проведення експериментальних досліджень, проводилось за допомогою СКЕ, яка призначена для збору інформації, що надходить від датчиків, її обробки, а також відображення на моніторі робочої станції оператора необхідної інформації про стан експерименту, формування технологічних звітів з їх послідуною передачею на засоби виводу [135].

Оснoву СКЕ (рис. 4.1.3) складає блок оператора. На цьому рівні відбувається обробка даних, які надходять від датчиків, диспетчеризація і візуалізація всієї інформації про стан експерименту, формування керуючих сигналів для управління зовнішніми механізмами,

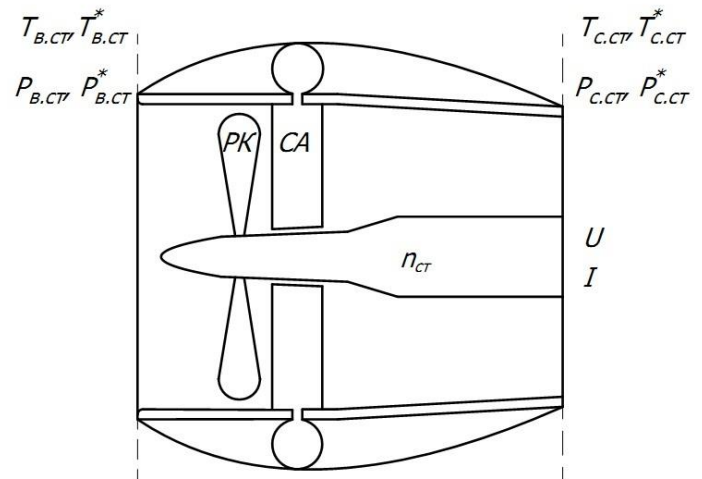


Рис. 4.1.2 - Схема робочої частини ГДС з розміщенням реперних точок

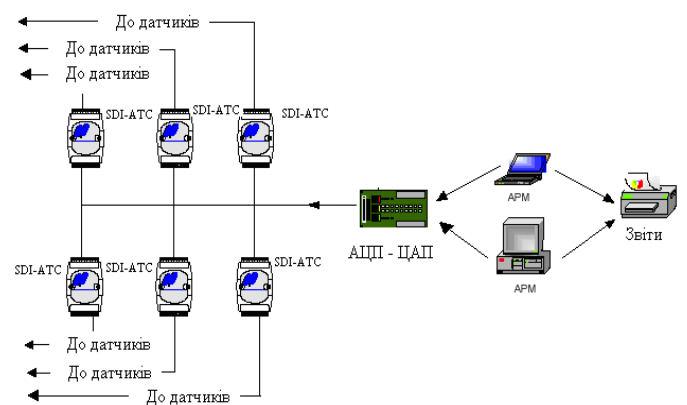


Рис. 4.1.3 - Спрощена блок-схема системи

формування звітів. Блок оператора базується на використанні промислового контролера.

Промислові контролери можна умовно розділити на дві основні групи: контролери, що підлягають програмуванню PLC (Programmable Logical Controllers) та промислові контролери, побудовані на основі ПК.

В даному експериментальному дослідженні використовувались контролери на основі ПК. Особливістю ПК контролерів є відкрита структура, що дає можливість користувачеві самостійно проводити наступні операції:

- проектування структури промислового контролера шляхом вибору придатних інтерфейсних компонентів;
- вибір процесорної плати для побудови процесорного ядра необхідної потужності і функціональних характеристик, практично не маючи обмежень в обсязі використовуваної оперативної і програмної пам'яті;
- програмування ПК контролера на будь-якій мові програмування;
- проведення швидкої зміни властивостей програмного компонента;
- просте і швидке підключення ПК контролерів на основі стандартних протоколів мережі.

Вимірювальний комплекс ГДС експериментального дослідження повинен вирішувати ряд задач, а саме: реєстрацію параметрів датчиків тиску; реєстрацію параметрів температури; з використанням апаратних засобів відображаються градієнти тисків, температур, швидкостей та крутних моментів. В якості первісних перетворювачів використовувались п'ятиканальні аеродинамічні зонди. Перетворення сигналу від аеродинамічних зондів здійснюється за допомогою кременевих датчиків тиску типу MPXV5004GVP компанії Freescale Semiconductor.

До переваг вищезазначених датчиків можна віднести малі геометричні розміри, забезпечення вихідного сигналу в межах від 1 до 5 [В]. При цьому похибка вимірювання значень тиску становить  $\pm 1$  [Па], що дозволяє їхнє використання без додаткового підсилюючого сигналу і значно знижує інструментальну похибку. Технічні характеристики датчиків типу MPXV5004GVP представлені в табл. 4.1.3.

### Основные технические характеристики MPXV5004GVP

Напряга, В	Номинальный ток, А	Чувствительность, В/кПа	Диапазон измерения давления, Па	Відносна похибка не більше, %
4,75 ÷ 5,25	10	1,0	0 ÷ 4000	1,5

В якості аналогових пристроїв зв'язку з датчиками, використовувались модулі гальванічної розв'язки типу ADC-1293G виробництва компанії HOLIT Data Systems. Нормалізація вихідних сигналів за допомогою аналогових пристроїв зв'язку з об'єктом (ПЗО) може здійснюватись як по силі струму так і по напрузі.

Для перетворення сигналів в даній СКЕ застосовувались чотириканальні модулі. Даний модуль є функціонально закінченим пристроєм, що забезпечує перетворення вхідного сигналу, формування вихідного нормованого сигналу напруги та гальванічну ізоляцію модуля живлення.

На рисунку 4.1.4 (зображення *а*, *б*) представлено функціональну схему чотириканального модуля та схему його підключення.

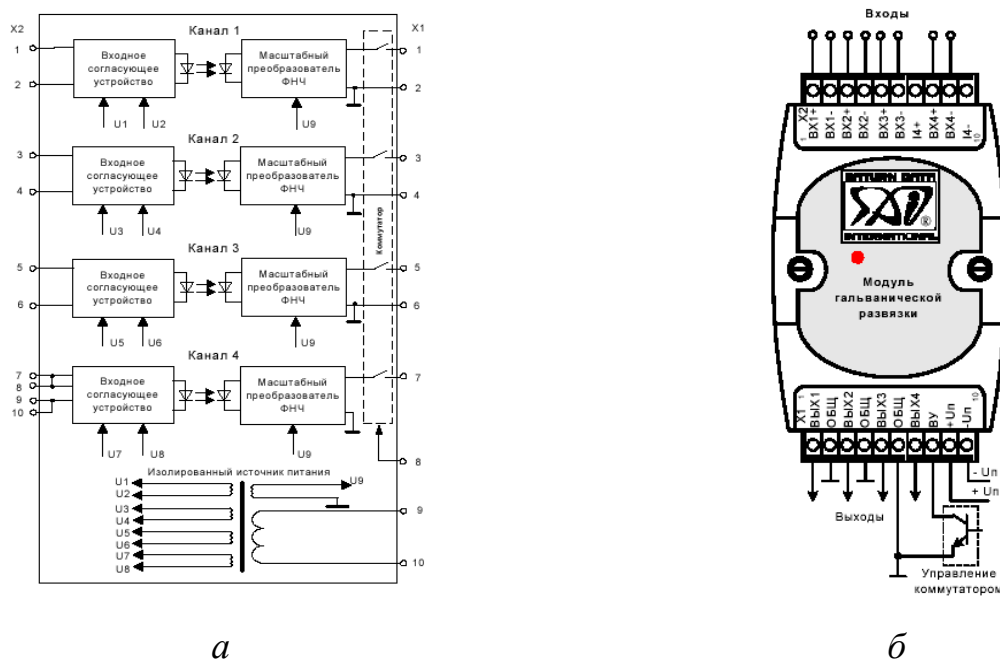


Рис. 4.1.4 - Аналоговий модуль SDI: *а* - функціональна схема; *б* - схема підключення модуля

Далі аналогові модулі з'єднуються в загальну мережу та підключаються до плати аналогового і цифрового вводу-виводу (рис 4.1.3), що у свою чергу через PCI слот підключаються до ПК.

Аналогові модулі характеризуються наступними характеристиками:

- живлення від джерела постійного струму в діапазоні від 10 до 30 [В];
- передбачено захист по входу від короткого замкнення;
- напруга гальванічної ізоляції 2500 [В];
- основна похибка  $\pm 0,2 \dots 0,5\%$ ;
- діапазон робочих температур від -30 до + 60 [°C].

Реєстрація і візуалізація всіх сигналів забезпечується програмними пакетами типу "електронний осцилограф", що мають функцію формування файлу даних.

## 4.2. Методологія проведення експериментальних досліджень ступеня осьового вентилятора

У підрозділі 4.2. наведена методологія визначення енергетичних параметрів ступеня ОВ під час проведення експериментальних досліджень. В 4.2.1. представлено розробку методики вимірювання витрати ступеня ОВ. Пункт 4.2.2. відображає розробку методики визначення ККД ступеня ОВ. У пункті 4.2.3. наведено методику визначення тяги ступеня ОВ.

### 4.2.1. Розробка методики вимірювання витрати ступеня ОВ

Під час проведення досліджень ступеня ОВ визначалась витрата повітря, що проходить через ступінь.

Відомий спосіб визначення витрати повітря шляхом вимірювання газодинамічних параметрів у встановленому на вході в ступінь ОВ лемніскатному насадку, що виконує функцію повітрязабірного пристрою [136]. Проте, вимірювання таким способом негативно відображається на ефективній тязі ступеня та призводить до збільшення його масогабаритних показників, оскільки встановлення приймачів

повного тиску та температури в проточній частині лемніскатного насадку зменшує площу його прохідного перерізу, що в свою чергу, призводить до зниження витрати повітря та збільшенню гідравлічних втрат ступеня.

Іншим способом вимірювання витрати повітря є вимірювання витрати за різницею статичних тисків на дросельних витратомірах [137]. Такий спосіб вимірювання має ряд недоліків, а саме: під час встановлення в канал повітрязабірного пристрою дросельного витратоміра збільшується вага досліджуваного ступеня, а також даний спосіб характеризується низькою точністю вимірювань.

Недоліки вказаних методів вимірювання витрати повітря не дозволили їх використання в процесі проведення експериментальних досліджень.

Вимірювання витрати повітря проводилось шляхом використання математичної залежності функції статичного тиску, що відбирався на вимірювальній ділянці (рис. 4.1.2). Такий спосіб забезпечив високу точність вимірювань та дозволив виміряти витрату повітря через ступінь в процесі експериментальних досліджень на всіх режимах роботи.

Математична залежність вимірювання витрати повітря відповідно до [138] для перерізу "с"

$$G_{cm.в} = m \frac{p_{c.cm}^*}{\sqrt{T_{c.cm}^*}} F_{c.cm} q(\lambda_c), \quad (4.2.1)$$

де  $m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k-1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$  - коефіцієнт, що враховує теплофізичні властивості повітря,

$p_{c.cm}^*$  - значення повного тиску в перерізі "с",  $T_{c.cm}^*$  - повна температура в перерізі "с",

$F_{c.cm}$  - площа поперечного перерізу "с",  $q(\lambda_c)$  - відносна густина потоку в перерізі "с".

Відповідно до [139] виразимо  $q(\lambda_c)$  через  $\pi_{cm}^*$  та отримаємо:

$$q(\lambda_c) = \left(\frac{k+1}{k}\right)^{\frac{1}{k-1}} \pi_{cm}^*^{-\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\pi_{cm}^* \frac{k-1}{k}}\right)}, \quad (4.2.2)$$



врахуємо, що  $p_{c.cm}^* = \pi_{cm}^* p_{c.cm}$ ,  $p_{c.cm}$  - статичний тиск на зрізі сопла.

Підставляючи відносну густину потоку  $q(\lambda_c)$  у формулу (4.2.1) отримаємо

$$G_{cm.в} = m \frac{p_{c.cm}}{\sqrt{T_{c.cm}^*}} F_{c.cm} q \left( \frac{k+1}{k} \right)^{\frac{1}{k-1}} \pi_{cm}^*^{-\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{cm}^* \frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (4.2.3)$$

Далі запишемо рівняння 4.2.3 без врахування  $p_{c.cm}$ , для цього запишемо рівняння витрати робочого тіла в перерізах "в" та "с"

$$G_{cm.в} = m \frac{p_{в.cm}^*}{\sqrt{T_{в.cm}^*}} F_{в.cm} q(\lambda_в), \quad G_{cm.в} = m \frac{p_{c.cm}^*}{\sqrt{T_{c.cm}^*}} F_{c.cm} q(\lambda_c), \quad (4.2.4)$$

де  $p_{в.cm}^*$  - повне значення тиску в перерізі "в",  $T_{в.cm}^*$  - повна температура в перерізі "в",  $F_{в.cm}$  - площа поперечного перерізу "в",  $q(\lambda_в)$  - відносна густина потоку в перерізі "в".

Слід зауважити, що  $p_{c.cm}^* = \sigma_c p_{с.cm}^*$ , де  $\sigma_c$  - коефіцієнт збереження повного тиску на ділянці від перерізу "в" до перерізу "с". Коефіцієнт збереження повного тиску відповідно до [140] приймається рівним 1,0.

Враховуючи умову відсутності теплообміну потоку зі стінкою каналу ступеня, відносну густину потоку через переріз "в" можна записати у вигляді

$$q(\lambda_в) = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left( \frac{p_{в.cm}^*}{p_{с.cm}^*} \right)^{-\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left( 1 - \left( \frac{p_{в.cm}^*}{p_{с.cm}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \quad (4.2.5)$$

де  $p_{с.cm}^*$  - статичний тиск у вхідному перерізі.

Враховуючи рівн. 4.2.6 та 4.2.2, залежність 4.2.4 можна записати у вигляді

$$F_{в.cm} = \sqrt{1 - \left( \frac{p_{в.cm}^*}{p_{с.cm}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = F_{с.cm} \sigma_c \left( \frac{p_{в.cm}^*}{p_{с.cm}^*} \sigma_c \right)^{-\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left( \frac{p_{с.cm}^*}{p_{с.cm}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (4.2.6)$$

де

$$\frac{p_{в.cm}^*}{p_{с.cm}^*} = \frac{p_{в.cm}^*}{p_{с.cm}^*} \sigma_c \frac{p_{с.cm}^*}{p_{с.cm}^*} = \frac{p_{в.cm}^*}{p_{с.cm}^*} \sigma_c \frac{p_{с.cm}^*}{p_{с.cm}^*}. \quad (4.2.7)$$

Рівняння 4.2.7 можна відобразити у наступній формі

$$1 - \left(\frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c\right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{1}{\pi_{с.в}^* \frac{k-1}{k}} = \left(\frac{F_{с.см}}{F_{в.см}} \sigma_c\right)^2 \left(\frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c\right)^{-\frac{2}{k}} \left(1 - \frac{1}{\frac{k-1}{k} \pi_{с.в}^*}\right). \quad (4.2.8)$$

З рівняння 4.2.8 витікає, що

$$\pi_{с.в} = \frac{\left[\left(\frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c\right)^{\frac{k+1}{k}} - A_c\right]}{\left(\frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c\right)^{\frac{2}{k}} - A_c}, \quad (4.2.9)$$

де  $A_c = \left(\frac{F_c}{F_\delta} \sigma_c\right)^2$  - коефіцієнт зміни площі поперечного перерізу розрахункової ділянки. В першому наближенні проведення експериментального дослідження приймаємо значення  $A_c = const$ .

Тоді, підставивши  $p_{с.см}$  з формули 4.2.9 в рівняння 4.2.3, отримаємо формулу для розрахунку витрати повітря ступеня

$$G_{с.в} = m \frac{p_{с.см}}{\sqrt{T^*}} F_{в.см} q \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{\left(\frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c\right)^{\frac{k+1}{k}} - A_c}{\left(\frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c\right)^{\frac{2}{k}} - A_c} \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[\frac{\left(\frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c\right)^{\frac{2}{k}} - A_c}{\left(\frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c\right)^{\frac{k+1}{k}} - A_c}\right]}. \quad (4.2.10)$$

Отже, представлені вище формули вказують на те, що для визначення та оцінки витрати повітря, яке проходить через ступінь ОВ, необхідно провести вимірювання статичного тиску на ділянці перерізу "в" і "с", а також повної температури навколишнього середовища  $G_{с.в} = f(p_{с.см}, p_{в.см}, T^*)$ .

4.2.2. Розробка методики визначення коефіцієнта корисної дії ступеня осьового вентилятора

Існує декілька методик визначення ККД в процесі експериментальних досліджень [141-143], заснованих на вимірюванні повної температури на вхідному перерізі, ступеня підвищення тиску, витрати повітря через ступінь та роботи, що

витрачається на привід осьового вентилятора.

Робота, що витрачається на привід осьового вентилятора, визначається як різниця між загальною роботою та роботою, яка витрачається на подолання механічних втрат.

Формула визначення ККД ступеня вентилятора записується

$$\eta_{ст.в}^* = \frac{C_{p,n} T^* \left( \pi_{ст.в}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{L_{ст.в}}, \quad (4.2.11)$$

де  $C_{p,n}$  - теплоємність повітря,  $L_{ст.в}$  - робота, що витрачається на привід ступеня вентилятора,  $k$  - показник адіабати.

Використання рівняння 4.2.11 для визначення ККД ступеня вентилятора під час його експериментального дослідження ускладнюється неможливістю вимірювання зміни роботи ступеня з достатнім ступенем точності.

Ще одним способом визначення ККД ступеня ОВ, який заснований на вимірюванні повної температури, відповідно до [144], є

$$\eta_{ст.в}^* = \frac{T_{с.см}^* \left( \pi_{ст.в}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{(T_{с.см}^* - T_{в.см}^*)}. \quad (4.2.12)$$

У ході експериментального дослідження ступеня ОВ, визначення ККД способом представленим у рівнянні 4.2.12 є досить складним, що пояснюється складністю виміру температури з достатньою точністю, яка в свою чергу, пояснюється інертністю вимірювальних приладів [137].

Найбільш прийнятним для експериментального дослідження є метод визначення ККД ступеня ОВ [16, 18, 19], що ґрунтується на вимірюванні повних тисків на входному перерізі, частоти обертання валу та крутного моменту на валу ступеня вентилятора.

В такому випадку, ККД ступеня ОВ визначається як відношення потрібної потужності до затраченої та записується рівнянням

$$\eta_{cm.в}^* = \frac{Q_{cm.в} / \rho \cdot p_{c.cm}^*}{N_{cm.в}}, \quad (4.2.13)$$

де  $Q_{cm.в}$  - об'ємна витрата ступеня ОВ,  $N_{cm.в}$  - потужність, що витрачається на привід ступеня ОВ.

Потужність, що витрачається на обертання ступеня ОВ визначається за наступною формулою

$$N_{cm.в} = \frac{\pi n_{cm.в}}{30} \cdot M_{cm.в}, \quad (4.2.14)$$

де  $M_{cm.в}$  - крутний момент на валу досліджуваного ступеня,  $n_{cm.в}$  - частота обертання ступеня осьового вентилятора.

Так само потужність, що витрачається на обертання ступеня ОВ, можна записати залежністю

$$N_{cm.в} = U \cdot I, \quad (4.2.15)$$

де  $U$  – напруга, що підводиться до електродвигуна,  $I$  – сила струму.

Прирівнявши формули (4.2.14) та (4.2.15), крутний момент електродвигуна буде мати вигляд

$$M_{cm.в} = \frac{30UI}{\pi n_{cm.в}}. \quad (4.2.16)$$

Враховуючи формулу (4.2.14), рівняння (4.2.13) приймає вигляд

$$\eta_{cm.в}^* = \frac{Q_{cm.в} / \rho \cdot p_{c.cm}^*}{UI}. \quad (4.2.17)$$

Отже, представлені вище формули вказують на те, що  $\eta_{cm.в}^* = f(n_{np}, G_{cm.в})$ , а також, що за формулою 4.2.17, можна визначити значення  $\eta_{cm.в}^*$  на всіх досліджуваних режимах роботи ступеня.

### 4.2.3. Розробка методики визначення тяги ступеня ОВ

Одним з основних показників ефективності ступеня ОВ є сила тяги  $P$ , що визначається як рівнодійна сил тиску на усі елементи конструкції всередині ступеня. У випадку коли виконується умова ( $p_{c.cm}^* \neq p_{в.см}^*$ ) силу тяги ступеня ОВ можна записати наступним чином

$$P = G_{ст.в\Sigma}(C_{вих} - V) + F_{c.cm}(p_{c.cm}^* - p_{в.см}^*), \quad (4.2.18)$$

де  $V$  – швидкість польоту,  $F_{c.cm}$  – площа вихідного перерізу сопла.

У випадку, коли виконується умова ( $p_{c.cm}^* = p_{в.см}^*$ ), (рівн. 4.2.18) можна записати у вигляді

$$P = G_{ст.в\Sigma}(C_{вих} - V). \quad (4.2.19)$$

Враховуючи, що дослідження ступеня ОВ проводились в стендових умовах, буде справедливою умова ( $V = 0$ ), тоді рівняння 4.2.19 набуває вигляду

$$P = G_{ст.в\Sigma} \cdot C_{вих}. \quad (4.2.20)$$

Розроблений в ході дисертаційного дослідження ГДС, дозволяє проводити вимірювання тяги ступеня ОВ прямим методом. Для цього необхідно визначити суму усіх моментів та сил, що діють на ступінь ОВ.

На рисунку 4.1.5 представлена силова схема ГДС дослідження ступеня ОВ.

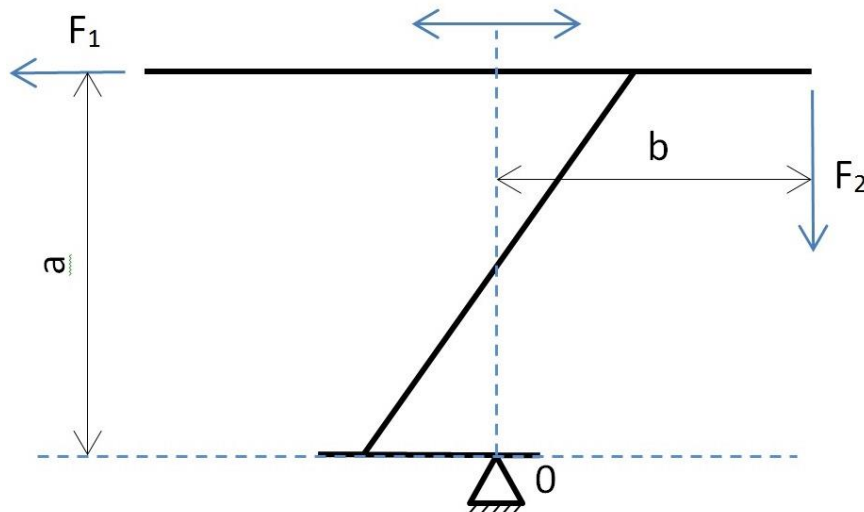


Рис. 4.1.5 – Силова схема ГДС дослідження ступеня ОВ

Сума усіх моментів та сил, що вказані на рис. 4.1.5 записується залежністю

$$\sum M_0 = 0, -F_1 a + F_2 b = 0 \rightarrow F_2 b = F_1 a \rightarrow \frac{F_2}{F_1} = \frac{a}{b}, \quad (4.2.21)$$

де  $F_1, F_2$  – сили, що діють на досліджуваний ступінь ОВ,  $a, b$  – плечі силової схеми ступеня ОВ.

Слід зауважити, що оцінка параметрів витрат повітря  $G_{ст.в}$ , ККД  $\eta_{ст.в}^*$  та сили тяги  $P$  ступеня ОВ під час проведення експериментальних досліджень визначалась у відносних величинах, тоді рівняння 4.2.10, 4.2.17 та 4.2.20 набувають вигляду

$$\bar{G}_{ст.в}^* = \frac{G_{ст.в.реж}^*}{G_{ст.в.роз}^*}, \quad (4.2.22)$$

де  $G_{ст.в.роз}^*$  – витрата повітря ступеня ОВ на розрахунковому режимі,  $G_{ст.в.реж}^*$  – витрата повітря ступеня ОВ на заданому режимі.

Відповідно ККД  $\eta_{ст.в}^*$  ступеня ОВ

$$\bar{\eta}_{ст.в}^* = \frac{\eta_{ст.в.реж}^*}{\eta_{ст.в.роз}^*}, \quad (4.2.23)$$

де  $\eta_{ст.в.роз}^*$  – ККД ступеня ОВ на розрахунковому режимі,  $\eta_{ст.в.реж}^*$  – ККД ступеня ОВ на заданому режимі.

Відповідно сили тяги  $P$  ступеня ОВ

$$\bar{P} = \frac{P_{реж}}{P_{роз}}, \quad (4.2.24)$$

де  $P_{роз}$  – сила тяги ступеня ОВ на розрахунковому режимі,  $P_{реж}$  – сила тяги ступеня ОВ на заданому режимі.

Отже, розроблена методологія дослідження енергетичних параметрів ступеня ОВ дозволяє провести апробацію та верифікацію результатів чисельного дослідження. Результати чисельного та натурального експериментів показують високу збіжність та відтворюваність результатів, що пояснюється вірністю вибору методу дослідження.

## Основні залежності підрозділу 4.2.

№ п/п	Характеристика	Представлення у вигляді залежності	№ рівн.
1.	Степінь підвищення тиску в ступені ОВ	$\pi_{ст.в} = \left[ \frac{\left( \frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c \right)^{\frac{k+1}{k}} - A_c}{\left( \frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c \right)^{\frac{2}{k}} - A_c} \right]$	(4.2.9)
2.	Витрата повітря ступеня ОВ	$G_{ст.в} = m \frac{p_{с.см}}{\sqrt{T^*}} F_{в.см} q \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{\left( \frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c \right)^{\frac{k+1}{k}} - A_c}{\left( \frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c \right)^{\frac{2}{k}} - A_c} \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[ \frac{\left( \frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c \right)^{\frac{2}{k}} - A_c}{\left( \frac{p_{в.см}}{p_{с.см}} \sigma_c \right)^{\frac{k+1}{k}} - A_c} \right]}$	(4.2.10)
3.	Крутний момент на валу ст. ОВ	$M_{ст.в} = \frac{30UI}{\pi n_{ст.в}}$	(4.2.16)
4.	ККД ступеня ОВ	$\eta_{ст.в}^* = \frac{Q_{ст.в} / \rho \cdot p_{с.см}^*}{UI}$	(4.2.17)
5.	Тяга ступеня ОВ	$P = G_{ст.в} \Sigma \cdot C_{вих}$	(4.2.20)
6.	Сума моментів та сил, що діють на ст. ОВ	$\Sigma M_0 = 0, -F_1 a + F_2 b = 0 \rightarrow F_2 b = F_1 a \rightarrow \frac{F_2}{F_1} = \frac{a}{b}$	(4.2.21)

### 4.3. Метрологічне забезпечення експериментальних досліджень

У процесі проведення експериментальних досліджень за допомогою СКЕ, проводиться визначення чисельних значень фізичних величин параметрів ступеня ОВ. Чисельне значення фізичних величин знаходились в результаті вимірювання.

За способом отримання результату вимірювання розрізняють прямі, непрямі, сукупні та сумісні. Під час проведення експериментальних досліджень параметрів ступеня ОВ визначались числові значення параметрів ККД  $\eta_{ст.в}^*$  та тяги  $P$  ступеня непрямыми, сукупними та сумісними методами вимірювання.

Вхідні дані отримані в ході проведення замірів містять похибки, які виникають в результаті недосконалості методу вимірювання - методичні похибки, а також такі, що обумовлені недосконалістю засобів вимірювання - інструментальні похибки. За характером виявлення, похибки можна умовно розділити на систематичні, випадкові та грубі (промахи) [150-152].

Систематичні похибки виникають в результаті дії факторів, які діють впорядкованим чином. До таких факторів можна віднести похибку вимірювальної апаратури, недосконалість методу вимірювання, а також похибку експериментальної установки. Слід зауважити, що систематичні похибки часто виникають під час повірки приладів, з їх наступним врахуванням в процесі статистичної обробки даних.

Випадкові похибки, що виникають в ході проведення експерименту, залежать від великої кількості випадкових факторів, вплив яких в кожному досліді різний та не може бути врахований. Виникають випадкові похибки в результаті того, що умови в яких проводиться експеримент не залишаються постійними. Усунути випадкові похибки неможливо, проте за допомогою методів теорії імовірності можна оцінити їхню величину.

Грубі похибки (промахи) зазвичай викликані несправністю приладів та неуважністю експериментатора. Такі похибки легко виявити, оскільки відповідні результати суттєво відрізняються від інших. Якщо така похибка виявлена, то такий результат виключається з подальшої обробки.



До метрологічних характеристик вимірювань відносяться поняття збіжності та відтворюваність. Збіжність відображує схожість результатів вимірювань, що проводились в однакових умовах. Відтворюваність вимірювання відображує схожість результатів вимірювання, що виконувались в різний час, різних місцях та різними методами.

Таким чином, в ході проведення експериментальних досліджень на експериментальному газодинамічному стенді, виникають помилки апаратної частини, збої живлення, помилки оператора і т.д. Задача експериментатора полягає в оцінці їхньої величини. Це можна досягти, застосовуючи спеціальні алгоритми обробки даних.

Виходячи з вимог чинних нормативів [148, 149], вимірювальні системи газодинамічних стендів повинні забезпечувати вимір параметрів ступеня вентилятора, що досліджується при довірчій імовірності  $P_0 = 0,95$ .

Типовий вимірювальний канал загалом складається з перетворювача фізичної величини в електричний сигнал, ліній зв'язку, пристроїв фіксації, компіляції, комутації, вторинного перетворення електричного сигналу в цифровий код (рис. 4.1.3) [146-148].

Перелік елементів вимірювальних каналів та їхні похибки представлені в таблиці 4.3.1.

Для забезпечення адекватності експериментального дослідження, проводилось багаторазове градування вимірювальної апаратури, задаючи еталонні значення фізичної величини, як у порядку зростання, так і в порядку їх зменшення, що дозволило виявити можливий гістерезис градуювальних характеристик пристроїв вимірювального каналу [133, 135, 137].

### Елементи вимірювальних каналів та їх похибки

№ п/п	Вимірювальний параметр	Од. виміру	Первинний перетворювач		Похибка ПЗО	АЦП-ЦАП	
			Діапазон виміру	Похибка		Тип	Похибка
1.	Статичний тиск на вході в ступінь та на зрізі сопла	Па	$0 \div 3 \cdot 10^3$	$\pm 0,4\%$	$\pm 0,5 - 0,1\%$	ADC-1293G	$\pm 0,003 \div 0,8\%$
2.	Повний тиск на вході в ступінь та на зрізі сопла	Па	$0 \div 3 \cdot 10^3$	$\pm 0,6\%$	$\pm 0,5 - 0,1\%$		$\pm 0,003 \div 0,8\%$
3.	Повна температура на вході в ступінь та на зрізі сопла	К	$-30 \div +30^\circ$	$\pm 0,5^\circ$	$\pm 0,2 - 0,5$		$\pm 0,003 \div 0,8\%$
4.	Частота обертання ротора ст. ОВ	об/хв	$0 \div 1,26 \cdot 10^4$	$\pm 0,4\%$	$\pm 0,5 - 0,1\%$		$\pm 0,003 \div 0,8\%$

4.3.1. Алгоритм обробки та форма представлення результатів прямих вимірювань

Послідовність обробки результатів прямих вимірювань під час проведення досліджень наступна:

1. Отримані результати окремих вимірювань величин  $x_1, \dots, x_n$  заносяться до таблиці.
2. Визначається середнє арифметичне значення величин, що вимірювались за формулою

$$\tilde{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i . \quad (4.3.1)$$

Величину  $\tilde{x}$  приймають за результат вимірювання.

3. Визначається середнє квадратичне відхилення результатів вимірювань

$$S_{n\tilde{x}} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \tilde{x})^2} . \quad (4.3.2)$$

4. За паспортом приладу визначається межа допустимої похибки приладу, що використовується  $\Delta x_{np}$  та визначається відхилення результатів вимірювань  $S_{np}$  за формулою [150]

$$S_{np} = \Delta x_{np} / 2. \quad (4.3.3)$$

5. У випадку коли виконується умова  $S_{np} > 2S_{n\bar{x}}$  ( $\Delta x_{np} > 4S_{n\bar{x}}$ ), тоді кінцевий результат представляється у вигляді  $x = \bar{x} \pm \Delta x_{np}$ , і обробка результатів на цьому завершується.
6. В разі коли виконується рівність  $S_{np} \approx S_{n\bar{x}}$ , знаходиться результуюча середньоквадратична похибка вимірювання

$$S_{\Sigma} = \sqrt{S_{n\bar{x}}^2 + \left(\Delta x_{np} / 2\right)^2}. \quad (4.3.4)$$

7. В разі коли виконується рівність  $S_{np} < S_{n\bar{x}} / 2$ , п. 6 не враховується, а в подальшому виконується умова  $S_{\Sigma} = S_{n\bar{x}}$ .
8. Задається значення коефіцієнта надійності  $\alpha$  (в межах  $0,9 \div 0,95$ ) і, згідно [151], визначається значення коефіцієнта Стюдента  $t_{\alpha, n}$ , що відповідає числу проведених вимірювань та вибраному  $\alpha$ .
9. Знаходиться похибка результату вимірювання за формулою

$$\Delta x = t_{\alpha, n} \cdot S_{\Sigma}. \quad (4.3.5)$$

10. Кінцевий результат представляється у вигляді

$$x = \bar{x} \pm \Delta x ; \alpha \quad (4.3.6)$$

11. Відносна похибка знаходиться за наступною формулою

$$\delta x = \Delta x / \bar{x} \cdot 100\%. \quad (4.3.7)$$

#### 4.3.2. Алгоритм обробки та форма представлення результатів непрямих вимірювань

Будь-яке непряме вимірювання в кінцевому випадку зводиться до сукупності прямих вимірювань, тому алгоритм обробки та форма представлення результатів непрямих вимірювань має вигляд:

1. Відповідно до алгоритму обробки та форми представлення результатів прямих вимірювань визначається середнє значення  $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}, \dots$  величин, що вимірюються, та оцінюється їхня похибка  $\Delta x, \Delta y, \Delta z, \dots$ . При цьому для усіх величин, що вимірюються, задається те саме значення довірчої імовірності  $\alpha$ .
2. Вираховується середнє значення величини непрямих вимірювань  $\bar{w} = w(\Delta x, \Delta y, \Delta z, \dots)$ .
3. Проводиться оцінка похибки  $\Delta w$ , величини непрямого вимірювання, відповідно до табл.4.3.2 та формули

$$(\Delta w)^2 = \left(\frac{\delta w}{\delta x}\right)^2 \Big|_{\substack{x=\bar{x} \\ y=\bar{y} \\ \dots}} (\Delta x)^2 + \left(\frac{\delta w}{\delta y}\right)^2 \Big|_{\substack{x=\bar{x} \\ y=\bar{y} \\ \dots}} (\Delta y)^2 + \dots \quad (4.3.8)$$

Величина  $\left(\frac{\delta w}{\delta x}\right) \Big|_{\substack{x=\bar{x} \\ y=\bar{y} \\ \dots}}$  позначає часткову похідну функції  $w$  по змінній  $x$ , що

приймалась при значеннях аргументів  $x = \bar{x}, y = \bar{y}, z = \bar{z}, \dots$ .

4. Кінцевий результат представляється у вигляді

$$w = \bar{w} \pm \Delta w; \alpha. \quad (4.3.9)$$

5. Визначається відносна похибка результату непрямого вимірювання за наступною формулою

$$\delta w = \Delta w / \bar{w} \cdot 100\%. \quad (4.3.10)$$

### 4.3.3. Методи перевірки нормальності розподілу результатів вимірювань

Під час обробки результатів вимірювань ставиться гіпотеза про те, що дані вимірювання можна вважати результатами випадкової величини з вибраною формою функції розподілу [153]. Після чого, методами математичної статистики проводиться верифікація гіпотези  $H_0$ , за результатами, вона приймається чи спростовується.

У випадку, коли число вимірювань  $n > 50$ , найбільш прийнятним для згрупованих вимірювань є критерій збіжності Пірсона  $\chi^2$ , для незгрупованих вимірювань - критерій Мізеса-Смірнова  $\omega^2$  [153, 154].

Відповідно до критерію збіжності Пірсона  $\chi^2$ , перевіряється відхилення гістограми експериментальних даних, порівнюючи її з гістограмою, що містить число інтервалів побудованих на основі нормального розподілу. Сума квадратів різниці частот по інтервалам не повинна перевищувати значень  $\chi^2$ , що визначається у відповідності від рівня значимості критерію  $q_\alpha$  та числа степеней свободи  $k = L - 3$ ,  $L$  – число інтервалів.

Алгоритм проведення розрахунків наступний:

1. Вираховуємо середнє арифметичне за результатами дослідження та проводимо оцінку його середньо квадратичного відхилення за формулами (4.3.1) і (4.3.2).
2. Проводимо групування результатів вимірювань по інтервалам. Для кожного інтервалу знаходимо середину  $x_{i0}$  та вираховуємо число спостережень  $\tilde{\varphi}_i$ , що потрапили в кожний інтервал.
3. Вираховуємо число спостережень для кожного з інтервалів, яке відповідає нормальному розподілу. Для цього, враховуючи рівняння 4.3.2, від значень  $x_{i0}$  переходимо до нормованих  $z_i$

$$z_i = \frac{x_{i0} - \bar{x}}{S_{n\bar{x}}}. \quad (4.3.11)$$

Далі для кожного значення  $z_i$  знаходимо значення функції щільності

вірогідності

$$f(z_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{z_i^2}{2}}. \quad (4.3.12)$$

Значення параметру  $f(z_i)$  приймаються у відповідності з [153].

Далі визначається та частина  $\varphi_i$  загального числа вимірювань, яка теоретично присутня в кожному з інтервалів

$$\varphi_i = n \frac{h}{S_{n\bar{x}}} f(z_i), \quad (4.3.13)$$

де  $h = x_{i0+1} - x_{i0}$  – довжина інтервалу, що прийнята при побудові гістограми.

4. У випадку коли інтервал вимірювань становить менше 5 результатів, тоді його в обох гістограмах об'єднують з сусіднім інтервалом. Після чого визначають число степеней свободи  $k$ .
5. Визначаємо показник різниці частот  $\chi^2$  за формулою:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^L \chi_i^2, \quad \chi_i^2 = \frac{(\tilde{\varphi}_i - \varphi_i)^2}{\varphi_i}. \quad (4.3.14)$$

6. Визначаємо рівень значимості критерію  $q_\alpha$  виходячи з умови

$$P_\alpha = \{\chi^2 > \chi_{q_\alpha}^2\} = q_\alpha. \quad (4.3.15)$$

Вірогідність того, що одержане значення  $\chi^2$  перевищує  $\chi_{q_\alpha}^2$  незначна. Тому, у випадку, коли виконується умова  $\chi^2 > \chi_{q_\alpha}^2$  - гіпотеза про нормальність спростовується. У випадку  $\chi^2 < \chi_{q_\alpha}^2$  - гіпотеза приймається.

Використовуючи вищенаведені методики, були одержані результати відносних похибок параметрів, що вимірювались у ході проведення експериментального дослідження та сформовано тарувальну таблицю вимірювальних каналів.

**Відносні похибки вимірювальних каналів**

№ п/п	Параметр, що вимірюється	Відносна похибка, %
1.	Статичний тиск на вході в ступінь та на зрізі сопла	0,49
2.	Повний тиск на вході в ступінь та на зрізі сопла	0,72
3.	Повна температура на вході в ступінь та на зрізі сопла	0,81
4.	Частота обертання ротора ст. ОВ	0,85

Ґрунтуючись на даних таблиць 4.3.1 та 4.3.2, можна зробити висновок про те, що похибки вимірювальних каналів ГДС відповідають нормативним вимогам [147-149] та відповідають істинним значенням енергетичних параметрів ступеня ОВ.

## ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 4

1. Наведено методики визначення енергетичних параметрів ступеня осьового вентилятора, що використовувались під час проведення експериментальних досліджень. Визначено формули для розрахунку витрати  $G_{ст.в}$ , ККД  $\eta_{ст.в}^*$  та тяги  $P$  ступеня ОВ, що використовуватимуться для оцінки ефективності адаптивної системи зменшення рівня кінцевих втрат.
2. Проведено метрологічну оцінку похибок вимірювань. Представлено алгоритми обробки результатів прямих і непрямих вимірювань та наведена форма представлення результатів експериментального дослідження. Вказано метод перевірки нормальності розподілу результатів вимірювань. Сформовано тарувальну таблицю вимірювальних каналів, зазначено, що похибки вимірювальних каналів ГДС відповідають нормативним вимогам та можуть бути прийняті як істинні значення вимірювальних параметрів ступеня ОВ.



## РОЗДІЛ 5

### ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ

У розділі 5 представлено результати оцінки ефективності адаптивної системи зменшення рівня кінцевих втрат ступеня осьового вентилятора. Підрозділ 5.1. відображає результати експериментального дослідження нестационарних характеристик дослідного ступеня осьового вентилятора. Підрозділ 5.2. присвячено результатам експериментального дослідження параметрів ступеня осьового вентилятора з резонатором. В підрозділі 5.3. висвітлено результати експериментального дослідження параметрів ступеня осьового вентилятора із застосуванням адаптивної системи. У висновках, підсумовані загальні результати використання адаптивної системи ступеня осьового вентилятора та розширення його експлуатаційного діапазону.

#### 5.1. Результати експериментального дослідження нестационарних характеристик ступеня осьового вентилятора

Для проведення досліджень нестационарних характеристик ступеня в дисертаційній роботі був змодельований ступінь осьового вентилятора (ОВ), що складається з 6-ти робочих та 7-ми спрямних лопаток (рис. 5.1.1).

Аналіз отриманих даних дослідження показує, що при номінальному режимі роботи ступеня зміна значень повного тиску  $p^*$  та температури  $T^*$  на поверхні робочих (РЛ) і спрямляючих лопаток (СЛ) має наступну картину (рис. 5.1.2 зображення *a)* та *б)*).

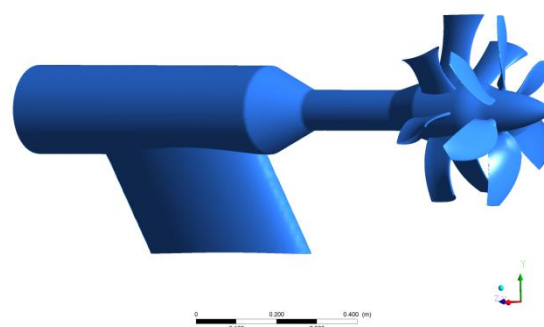


Рис. 5.1.1 – Модельний ступінь осьового вентилятора

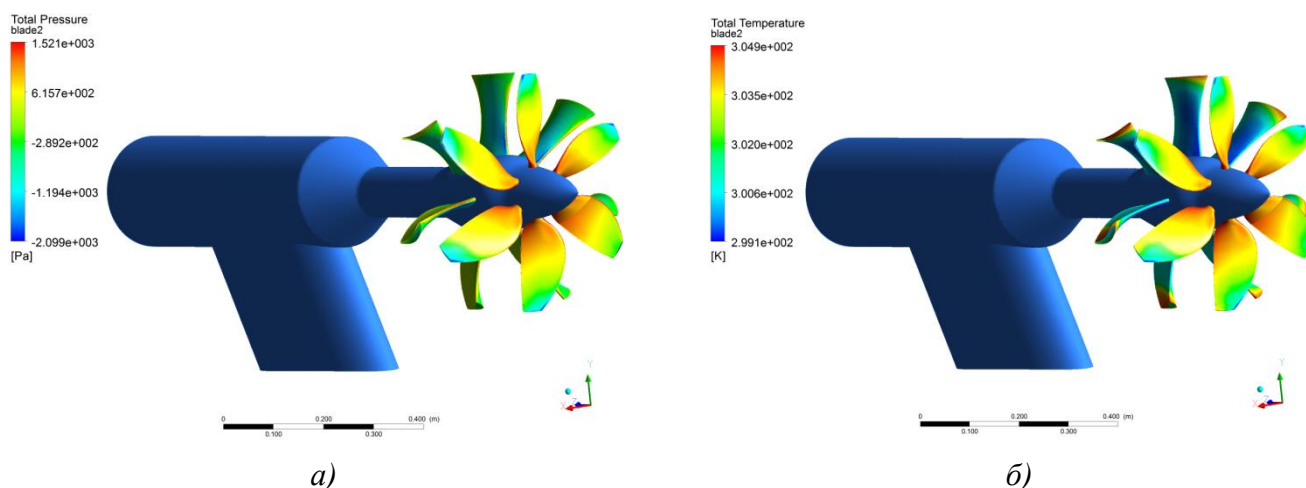


Рис. 5.1.2 – Зміна значень повного тиску  $p^*$  та температури  $T^*$  на поверхні РЛ і СЛ при номінальному режимі роботи ступеня ОВ

Із рисунка 5.1.2 (зображення *a*) та *б*) видно, що значення повного тиску  $p^*$  на поверхні профілів змінюється в межах  $p^* = 99\,226 \div 102\,846$  [Pa], відповідно значення температури знаходиться в діапазоні  $T^* = 299,1 \div 304,9$  [K].

На рисунку 5.1.3 (зображення *a*) та *б*) представлено картину зміни значень параметрів повного тиску  $p^*$  та температури  $T^*$  на поверхні профілів при зривному режимі роботи ступеня ОВ. Діапазон зміни значень параметрів наступний:  $p^* = 99\,106 \div 103\,318$  [Pa] та  $T^* = 299,4 \cdot 10^2 \div 305,6$  [K].

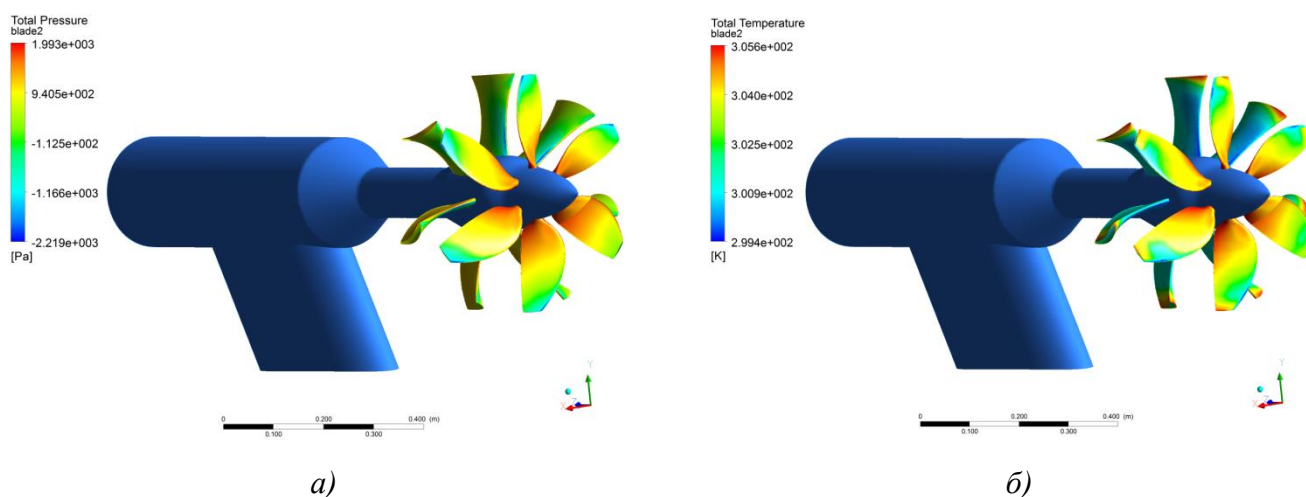


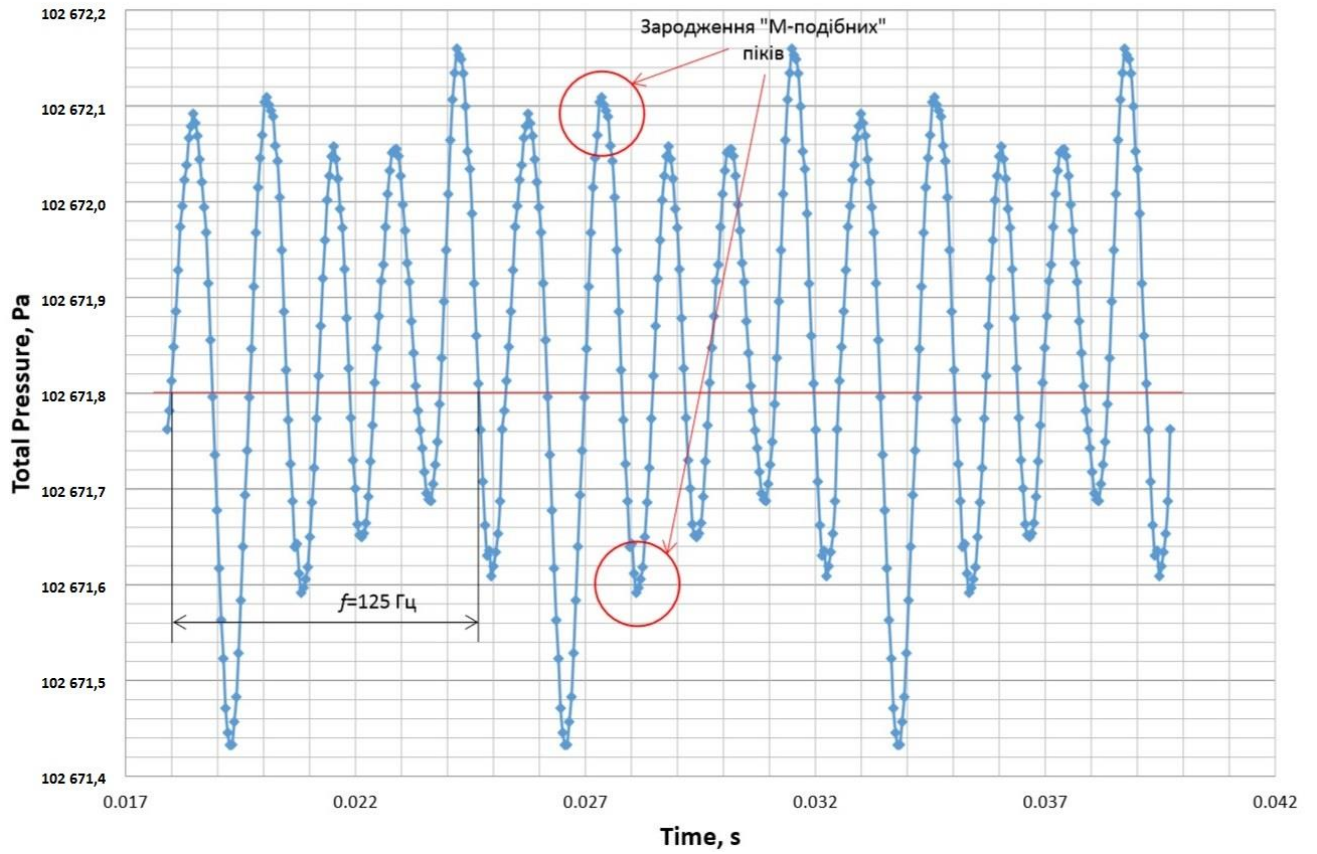
Рис. 5.1.3 – Зміна значень повного тиску  $p^*$  та температури  $T^*$  на поверхні РЛ і СЛ при зривному режимі роботи ступеня ОВ

Результати дослідження ступеня ОВ, що проводилося засобами чисельного та натурного експериментів, представлені серією графіків зміни параметрів значень повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  при номінальному та зривному режимах

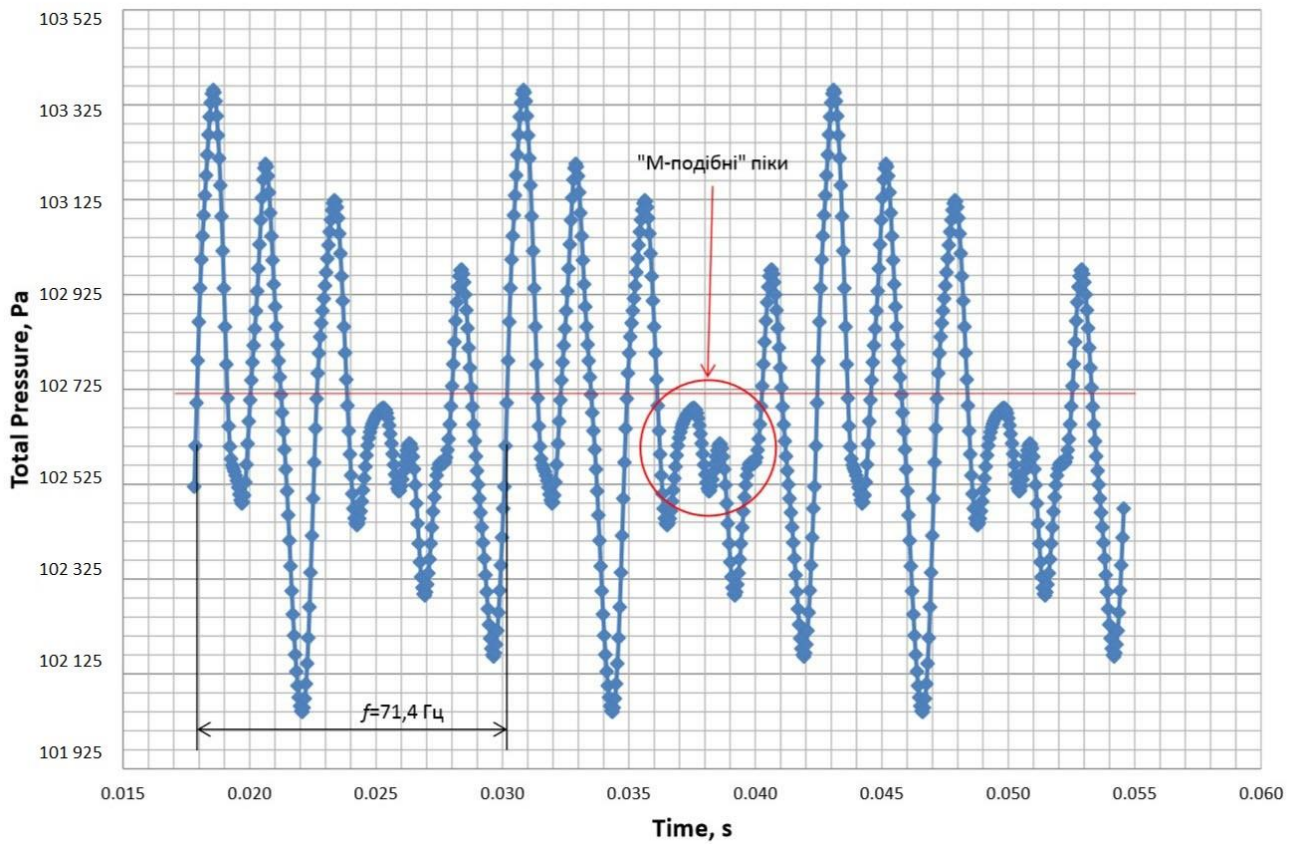
роботи ступеня. Отримані в дослідженні параметри адаптивної системи порівнювались із значеннями розподілу параметрів нестационарних характеристик "базового" ступеня ОВ (рис. 5.1.4 та 5.1.5 зображення *a*). Параметри ступеня ОВ були визначені, як осереднені значення зміни характеристик ступеня у відповідних реперних точках (див. рис. 4.1.2).

Відповідно до результатів дослідження, розподіл параметрів  $p^*$  та  $C_{сер}$  при номінальному режимі роботи досліджуваного ступеня ОВ характеризується високочастотними коливаннями, з частотою що становить  $f \cong 125$  [Гц]. Амплітуда коливань повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  знаходиться у межах  $p^* = 102\,671 \div 102\,672$  [Па] і  $C_{сер} = 36,55 \div 36,56$  [м/с]. Середнє значення повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  складає  $p^* = 1346,84$  [Па] і  $C_{сер} = 36,56$  [м/с]. При цьому значення ККД дорівнює  $\eta_{см.с} = 0,63$  та тяги  $P_{\Sigma} = 267,6$  [Н]. Параметри "базового" ступеня ОВ на розрахунковому режимі (рис. 5.1.4 зображення *a*) вказані в табл. 5.1.1.

При зривному режимі роботи ступеня ОВ зміна значень параметрів  $p^*$  та  $C_{сер}$  (рис. 5.1.4 зображення *b*) характеризується появою низькочастотної компоненти розподілу параметрів з частотою що становить  $f \cong 71,4$  [Гц]. Амплітуда коливань значень повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  знаходиться в межах  $p^* = 102\,075 \div 103\,326$  [Па] і  $C_{сер} = 34,91 \div 40,08$  [м/с]. Середнє значення повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  складає  $p^* = 1375,43$  [Па] і  $C_{сер} = 37,5$  [м/с]. При цьому значення ККД на зривному режимі дорівнює  $\eta_{см.с} = 0,6$ , що на 4,76 % менше ніж при номінальному режимі роботи ступеня ОВ. Значення тяги ступеня ОВ при зривному режимі дорівнює  $P_{\Sigma} = 226,13$  [Н], що на 15,5 % менше за показники тяги ступеня при номінальному режимі роботи. Параметри "базового" ступеня ОВ на зривному режимі (рис. 5.1.4 зображення *a*) вказані в табл. 5.1.1.



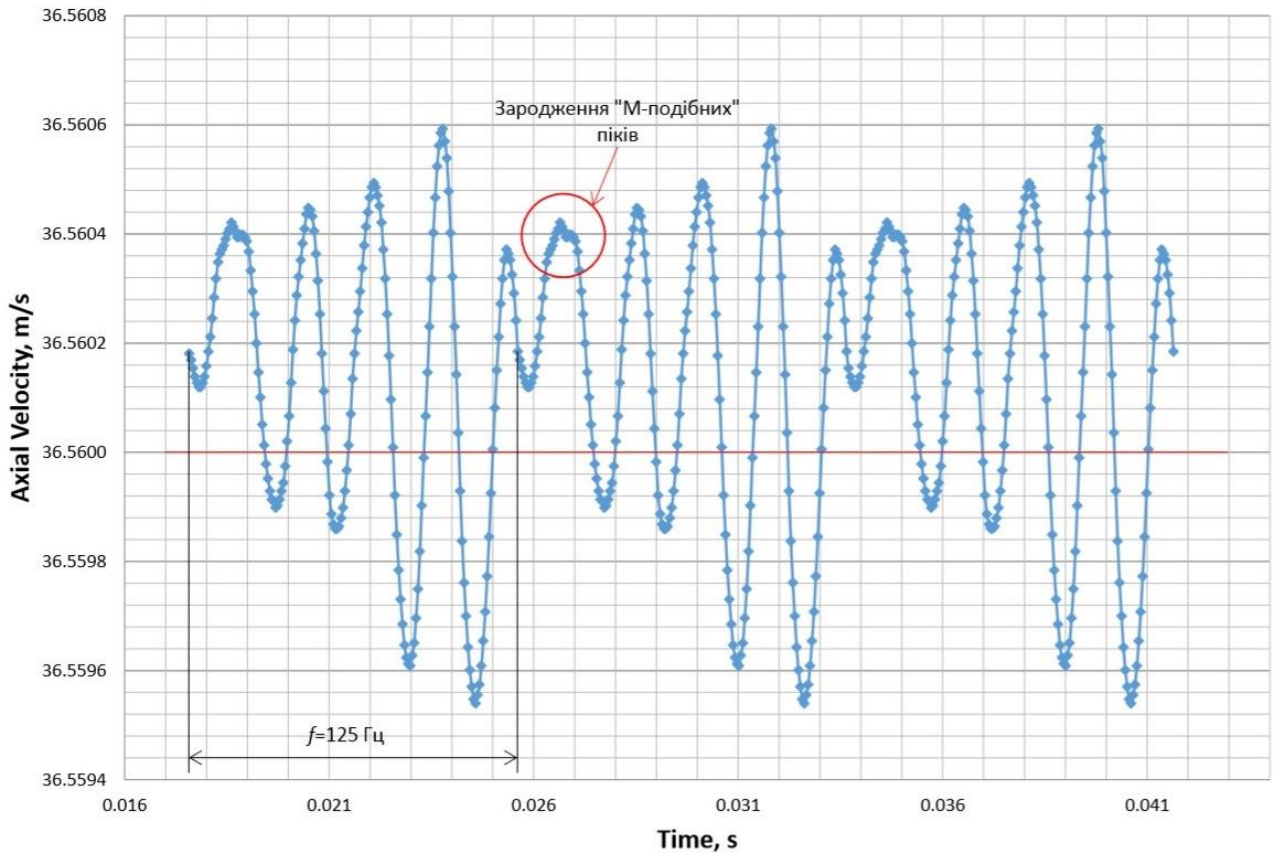
a)



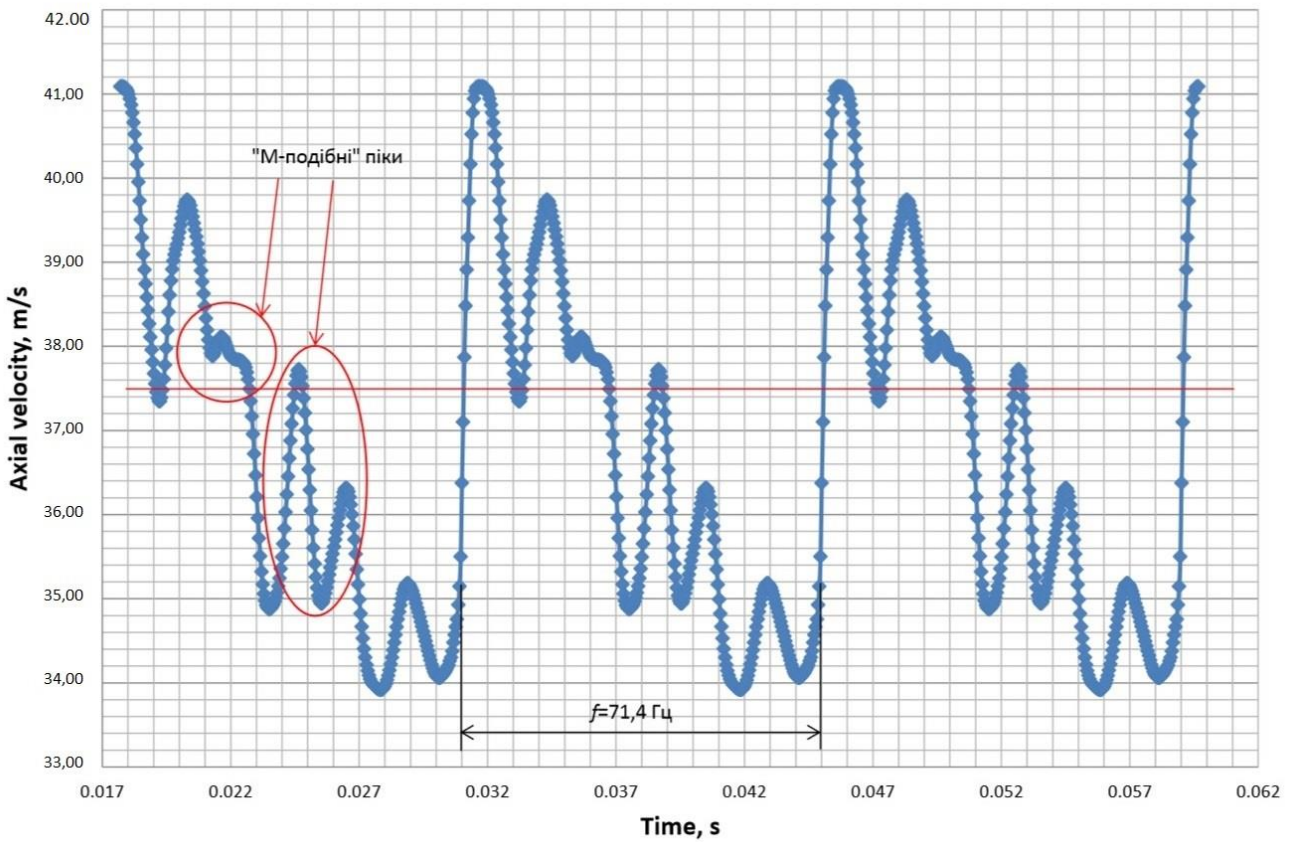
б)

Рис. 5.1.4 – Зміна значень повного тиску  $p^*$  при номінальному а) та зрівному б) режимах роботи "базового" ступеня ОВ





a)



б)

Рис. 5.1.5 – Зміна значень осьової швидкості  $C_{сер}$  при номінальному а) та зривному б) режимах роботи "базового" ступеня ОВ

Із графіків видно, що розподіл значень повного тиску  $p^*$  (рис. 5.1.4 зображення *a*)) та осьової швидкості  $C_{сер}$  (рис. 5.1.5 зображення *a*)) на номінальному і зривному (рис. 5.1.4 зображення *б*)) та (рис. 5.1.5 зображення *б*)) режимах за часом має синусоїдальний характер. Характерною особливістю розподілу параметрів при номінальному режимі роботи ступеня ОВ є формування "М-подібних" піків, що більш інтенсивно проявляються при зривному режимі роботи ступеня. Також слід зауважити, що при зривному режимі роботи ступеня ОВ почала проявлятися низькочастотна компонента розподілу параметрів з частотою коливань  $f \cong 71,4$  [Гц]. При цьому зміна середніх значення розподілу параметрів повного тиску  $P^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  призвела до зміни інтенсивності коливань.

Картину ліній току та вихроутворень при номінальному та зривному режимах роботи досліджуваного ступеня осьового вентилятора представлено на рис. 5.1.6.

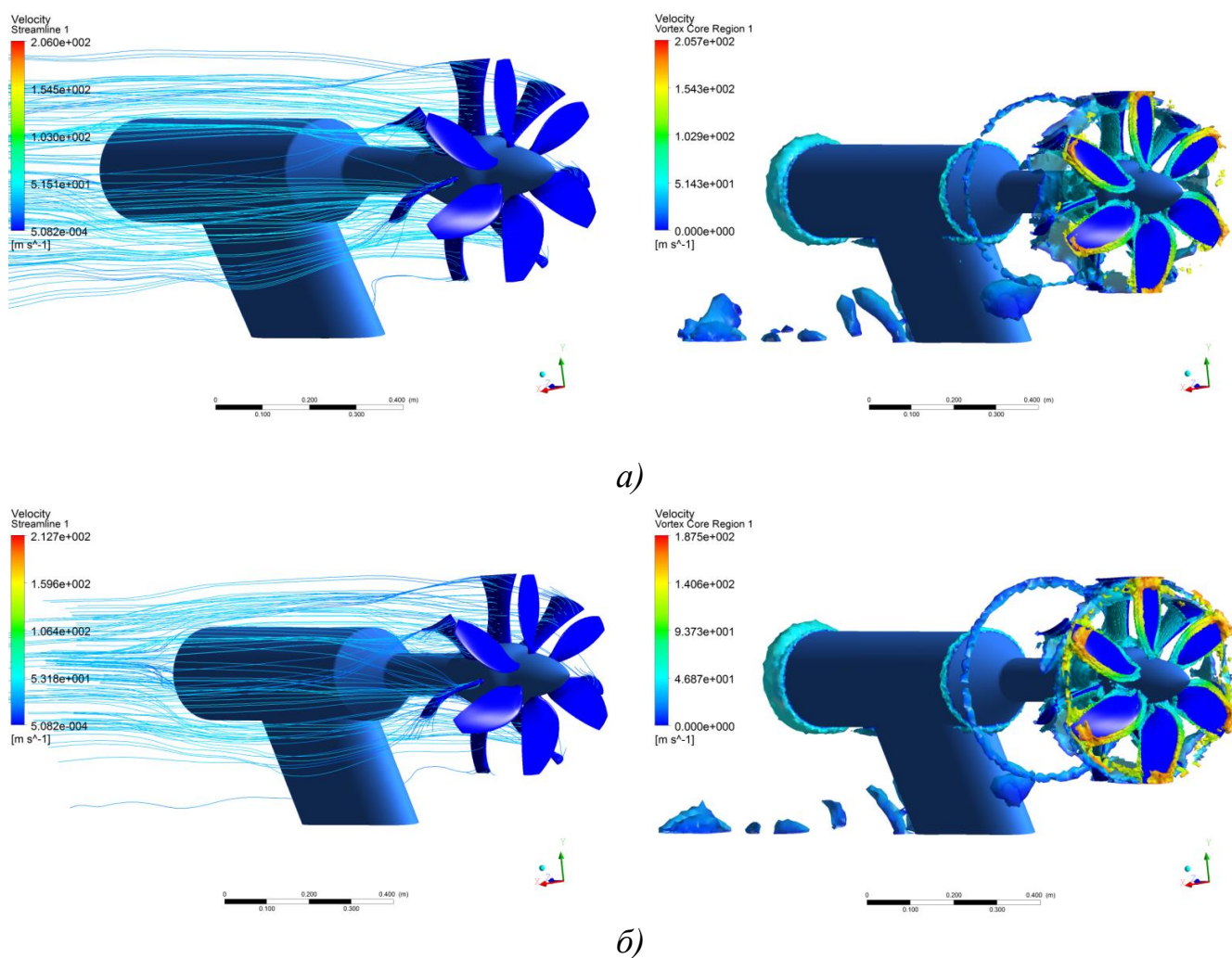


Рис. 5.1.6 – Лінії току та зони вихроутворення на номінальному *a*) та зривному *б*) режимах роботи ступеня ОВ

Параметри досліджуваного ступеня осьового вентилятора (ОВ) на розрахунковому та зривному режимах роботи представлені в таблиці 5.1.1.

Таблиця 5.1.1

**Значення основних параметрів ступеня осьового вентилятора при розрахунковому та зривному режимах**

Розрахунковий режим роботи ст. ОВ		Зривний режим роботи ст. ОВ	
$p^*$ , [Па]	102671.84	$p^*$ , [Па]	102700.43
$T^*$ , [K]	301.6	$T^*$ , [K]	302.13
$C_{сер}$ , [м/с]	36.56	$C_{сер}$ , [м/с]	37.5
$G_{см.в}$ , [кг/с]	7.32	$G_{см.в}$ , [кг/с]	6.03
$M_{см.в}$ , [Н·м]	13.41	$M_{см.в}$ , [Н·м]	16.15
$P_{\Sigma}$ , [Н]	267.6	$P_{\Sigma}$ , [Н]	226.13
$\eta_{см.в}$	0,63	$\eta_{см.в}$	0,6

Отже, дослідження "базового" ступеня осьового вентилятора показало, що при номінальному режимі роботи розподіл параметрів повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  характеризується високочастотними коливаннями, з частотою коливань  $f \cong 125$  [Гц]. Як вже зазначалось раніше, амплітуда розподілу параметрів  $p^*$  та  $C_{сер}$  знаходиться в межах  $p^* = 102\,671 \div 102\,672$  [Па] і  $C_{сер} = 36,55 \div 36,56$  [м/с]. Особливою відмінністю роботи ступеня ОВ на номінальному режимі є періодичне формування "М-подібних" піків. При цьому ККД ступеня ОВ  $\eta_{см.в} = 0,63$  та тяги  $P_{\Sigma} = 267,6$  [Н].

Результати дослідження зривного режиму роботи "базового" ступеня осьового вентилятора характеризується появою низькочастотної компоненти розподілу параметрів з частотою що становить  $f \cong 71,4$  [Гц]. Амплітуда коливань значень повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  знаходиться в межах  $p^* = 102\,075 \div 103\,326$  [Па] і  $C_{сер} = 34,91 \div 40,08$  [м/с]. При цьому, зміна режиму роботи призвела до зміни значення  $\eta_{см.в} = 0,6$ , що на 4,76 % менше ніж при номінальному режимі роботи ступеня ОВ. Значення тяги ступеня ОВ при зривному режимі дорівнює  $P_{\Sigma} = 226,13$  [Н], що на 15,5 % менше за показники тяги ступеня при номінальному режимі роботи.

## 5.2. Результати експериментального дослідження параметрів ступеня осевого вентилятора з резонатором

Для проведення досліджень параметрів ступеня осевого вентилятора з резонатором в дисертаційній роботі був змодельований ступінь ОВ із резонатором, що складається з над статорного кільця 1, перехідних каналів 2, ресиверів накопичення робочого тіла 3 та щілинних пристроїв 4 (рис. 5.2.1 зображення *а*) та *б*)).

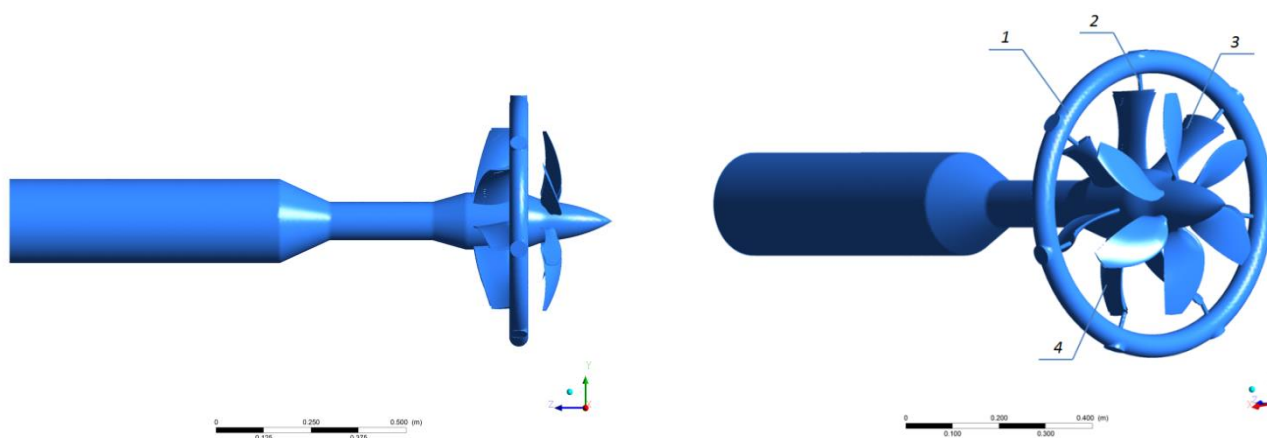


Рис. 5.2.1 – Модельний ступінь ОВ з резонатором

Результати дослідження розподілу значень параметрів повного тиску  $p^*$  та температури  $T^*$  на поверхні лопаткових вінців ступеня ОВ з резонатором при номінальному режимі має наступну картину (рис. 5.2.2 зображення *а*) та *б*)).

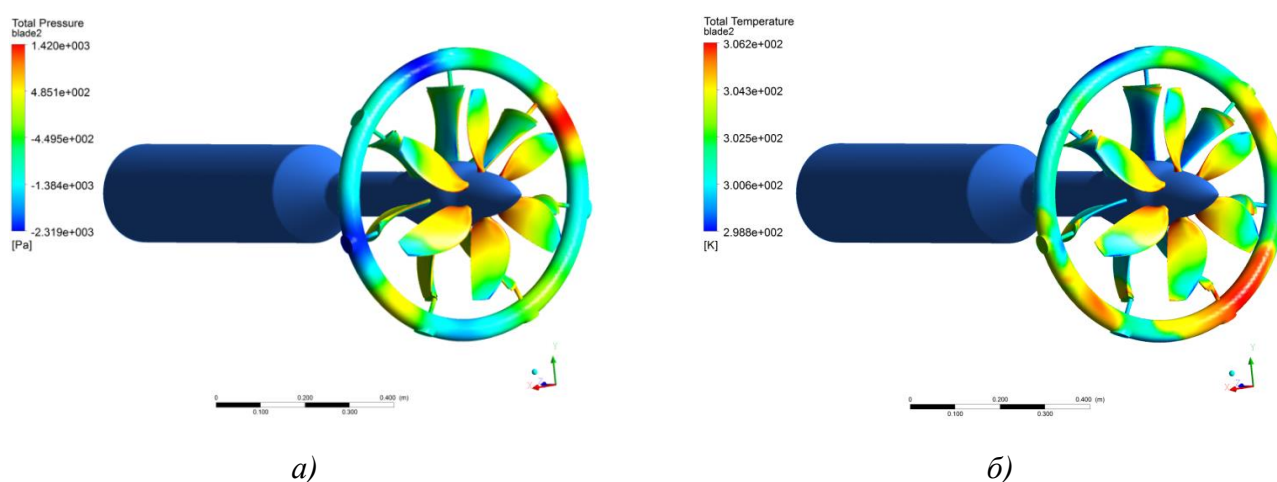


Рис. 5.2.2 – Зміна значень повного тиску  $p^*$  та температури  $T^*$  на поверхні РЛ і СЛ при номінальному режимі ступеня ОВ з резонатором



Із рисунка 5.2.2 (зображення *a*) та *б*) видно, що значення повного тиску  $p^*$  на поверхні профілів змінюється в межах  $p^* = 99\,006 \div 102\,745$  [Pa], відповідно значення температури знаходиться в діапазоні  $T^* = 298,8 \div 306,2$  [K].

На рис. 5.2.3 (зображення *a*) та *б*) представлено картину зміни значень параметрів повного тиску  $p^*$  та температури  $T^*$  на поверхні профілів при зривному режимі роботи ступеня ОВ з резонатором. Діапазон зміни значень параметрів наступний:  $p^* = 99\,088 \div 103\,076$  [Pa] та  $T^* = 299,3 \div 305,4$  [K].

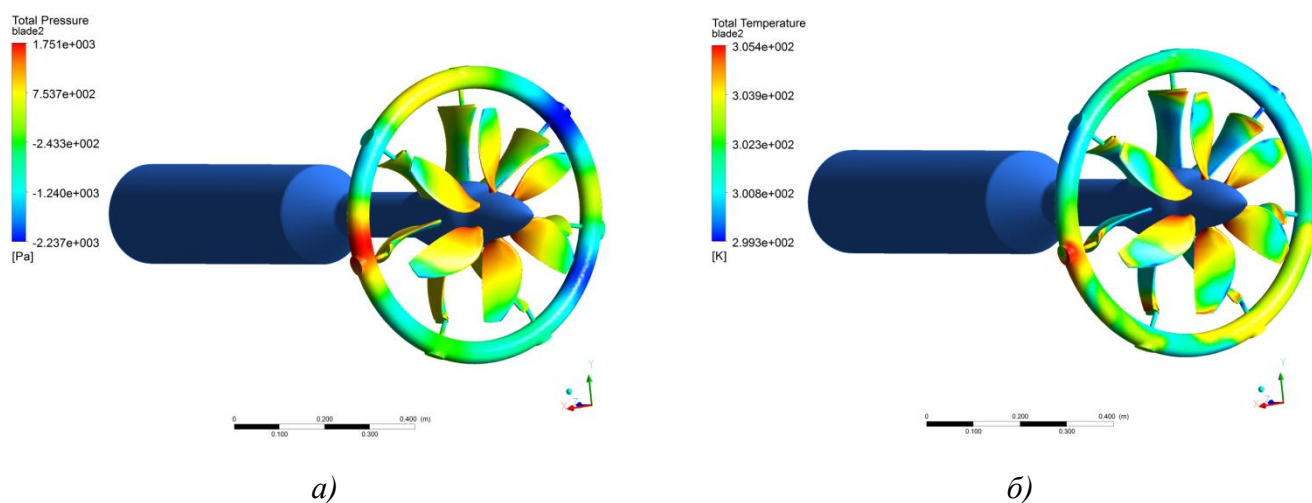


Рис. 5.2.3 – Зміна значень повного тиску  $p^*$  та температури  $T^*$  на поверхні РЛ і СЛ при зривному режимі роботи ступеня ОВ з резонатором

Дослідження ступеня ОВ із резонатором проводились аналогічно досліджень "базового" ступеня ОВ і також представлені серією графіків зміни параметрів значень повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{sep}$  при номінальному та зривному режимах роботи ступеня. Результати дослідження роботи ступеня ОВ з резонатором порівнювались з результатами дослідження "базового" ступеня ОВ на номінальному та зривному режимах роботи. Параметри ступеня ОВ були визначені, як осереднені значення зміни характеристик ступеня у відповідних реперних точках (див. рис. 4.1.2).

Відповідно до результатів дослідження, розподіл параметрів  $p^*$  та  $C_{sep}$  при номінальному режимі роботи досліджуваного ступеня ОВ з резонатором спостерігається незначна зміна розподілу поля коливань параметрів. При цьому з'явилась слабковиражена низькочастотна складова розподілу поля повного тиску

$p^*$  (рис. 5.2.4 зображення а)) та осьової швидкості  $C_{сер}$  (рис. 5.2.4 зображення б)). Амплітуда коливань повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  знаходиться в межах  $p^* = 102\,245 \div 103\,105$  [Па] і  $C_{сер} = 44,00 \div 45,25$  [м/с] відповідно. Середнє значення повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  складає  $p^* = 1290,79$  [Па] і  $C_{сер} = 44,51$  [м/с].

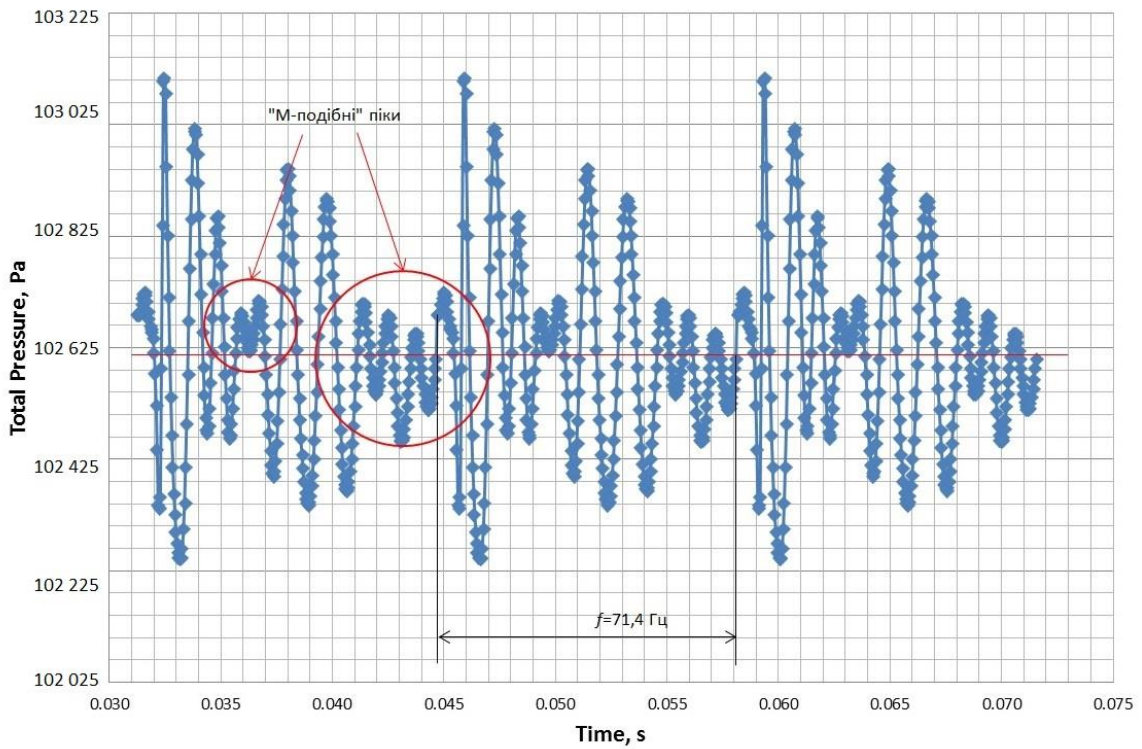
Під час роботи ступеня ОВ з резонатором на розрахунковому режимі амплітуда коливань значень повного тиску  $p^*$  зросла на 4,16 %, що є негативним фактором роботи резонатора, проте значення осьової швидкості  $C_{сер}$  з використання комплексного резонатора збільшилось на 17,86 %, що має позитивний вплив на енергетичні параметри ступеня ОВ.

Значення ККД ступеня ОВ з резонатором при номінальному режимі роботи дорівнює  $\eta_{см.в} = 0,75$ , що на 7 % більше ніж значення ККД "базового" ступеня ОВ. Значення тяги ступеня ОВ з резонатором при номінальному режимі дорівнює  $P_{\Sigma} = 302,2$  [Н], що більше в порівнянні зі значеннями тяги "базового" ступеня ОВ на 3,5 %. Параметри ступеня ОВ з резонатором (рис. 5.2.4) при номінальному режимі роботи вказані в табл. 5.2.1.

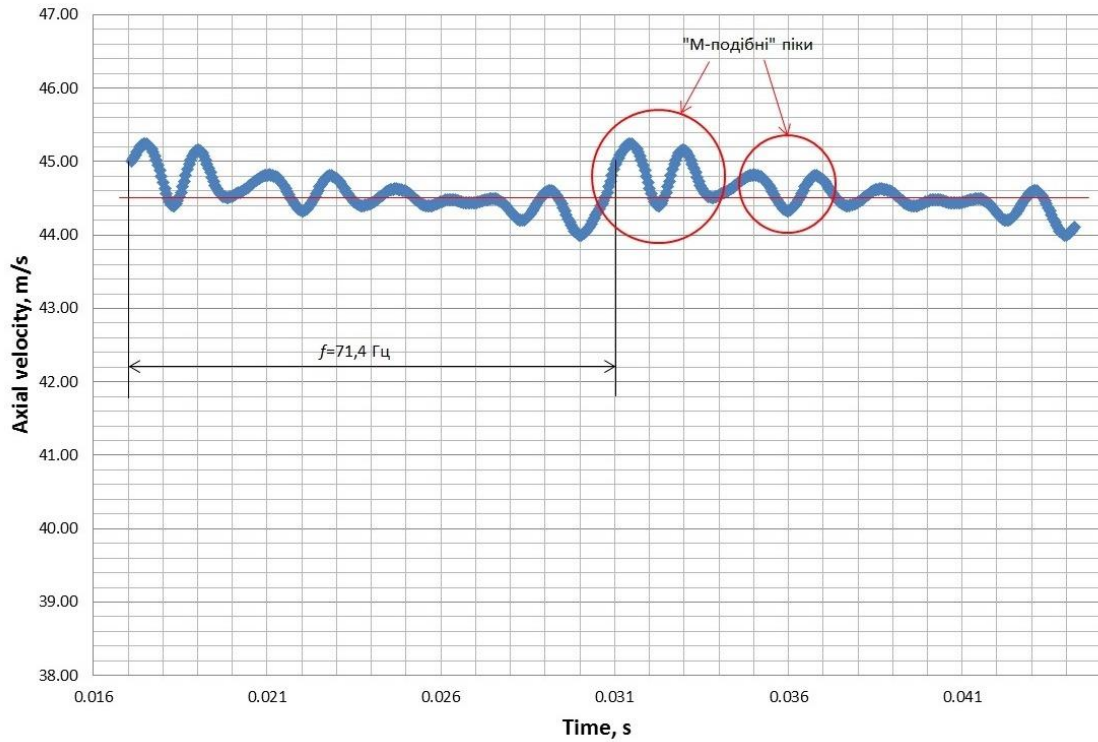
При зривному режимі роботи ступеня ОВ з резонатором зміна значень параметрів  $p^*$  та  $C_{сер}$  (рис. 5.2.5 зображення а) та б)) характеризується низькочастотною компонентою з частотою  $f \cong 71,4$  [Гц]. Також слід зауважити, що резонатор акумулював високочастотну складову коливань параметрів  $p^*$  та  $C_{сер}$  тим самим провівши перерозподіл значень цих параметрів. Амплітуда коливань значень повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  знаходиться в межах  $p^* = 102\,275 \div 103\,225$  [Па] і  $C_{сер} = 38,96 \div 42,45$  [м/с]. Середнє значення повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  складає  $p^* = 1550,2$  [Па] і  $C_{сер} = 40,08$  [м/с].

Значення ККД ступеня ОВ з резонатором при зривному режимі роботи дорівнює  $\eta_{см.в} = 0,65$ , що на 5 % більше ніж значення ККД "базового" ступеня ОВ. Значення тяги ступеня ОВ з резонатором при зривному режимі дорівнює  $P_{\Sigma} = 231,66$  [Н], що більше в порівнянні із значеннями тяги "базового" ступеня на 1,4 %.

Параметри ступеня ОВ з резонатором (рис. 5.2.5) при зривному режимі роботи вказані в (табл. 5.2.1).

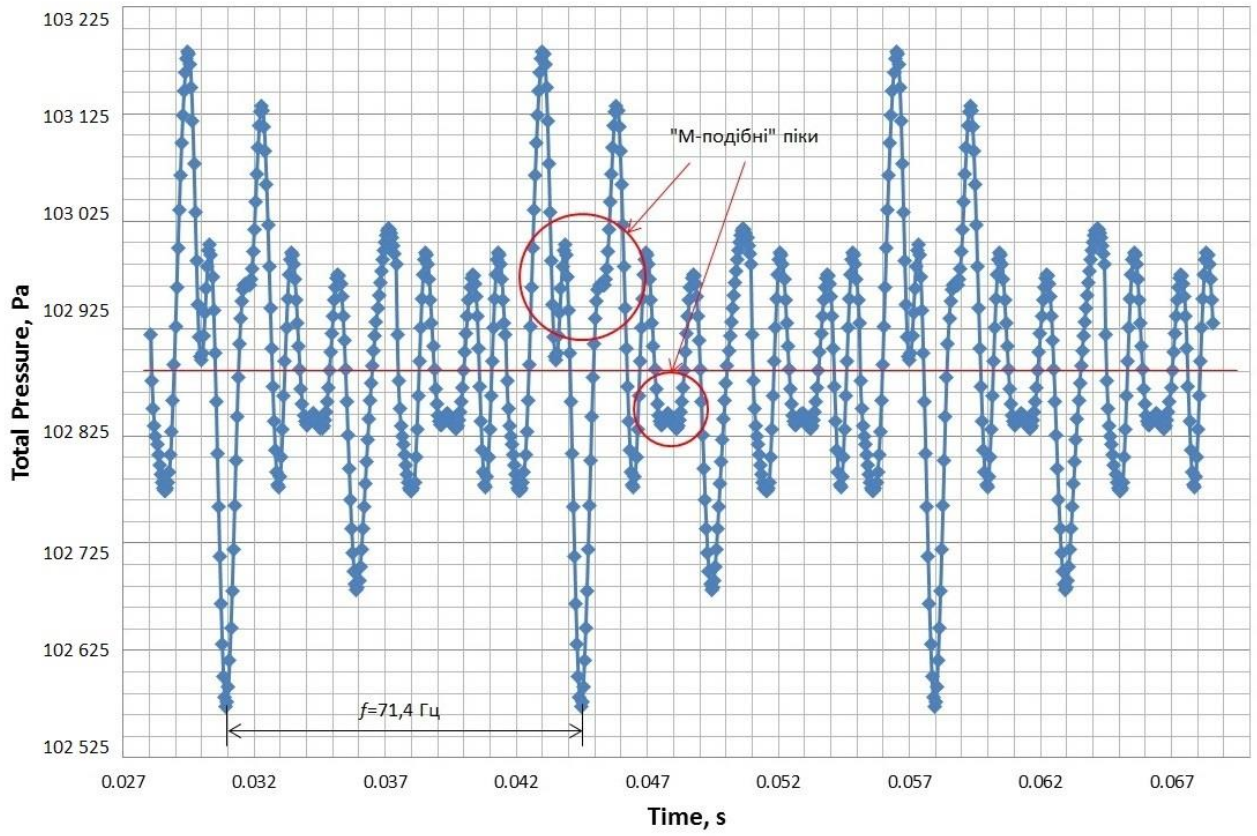


a)

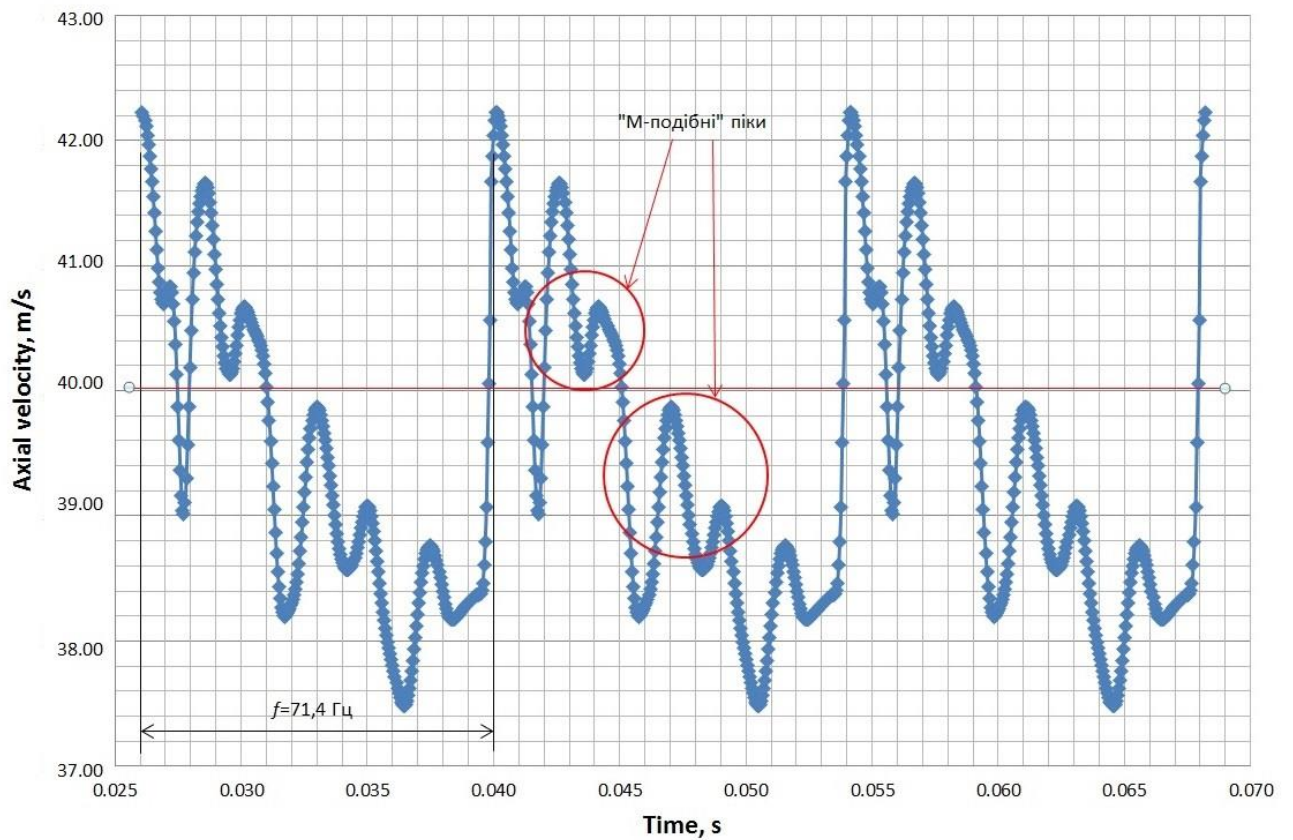


б)

Рис. 5.2.4 – Зміна значень повного тиску  $p^*$  а) та осьової швидкості  $C_{сер}$  б) при номінальному режимі роботи ступеня ОВ з резонатором



a)



б)

Рис. 5.2.5 – Зміна значень повного тиску  $p^*$  а) та осьової швидкості  $C_{сер}$  б) при зривному режимі роботи ступеня ОВ з резонатором



Із графіків видно, що розподіл значень повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  на номінальному (рис. 5.2.4 зображення *а*) та *б*) і зривному (рис. 5.2.5 зображення *а*) та *б*) режимах за часом має синусоїдальний характер. Характерною особливістю розподілу параметрів при зривному режимі роботи ступеня ОВ є поглинання резонатором високочастотної складової коливань значень повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$ . Тим самим резонатор звужує діапазон розподілу значень осьової швидкості  $C_{сер}$  на 30 %.

Картину ліній току та вихроутворень при номінальному та зривному режимах роботи досліджуваного ступеня осьового вентилятора з резонатором представлено на рис. 5.2.6.

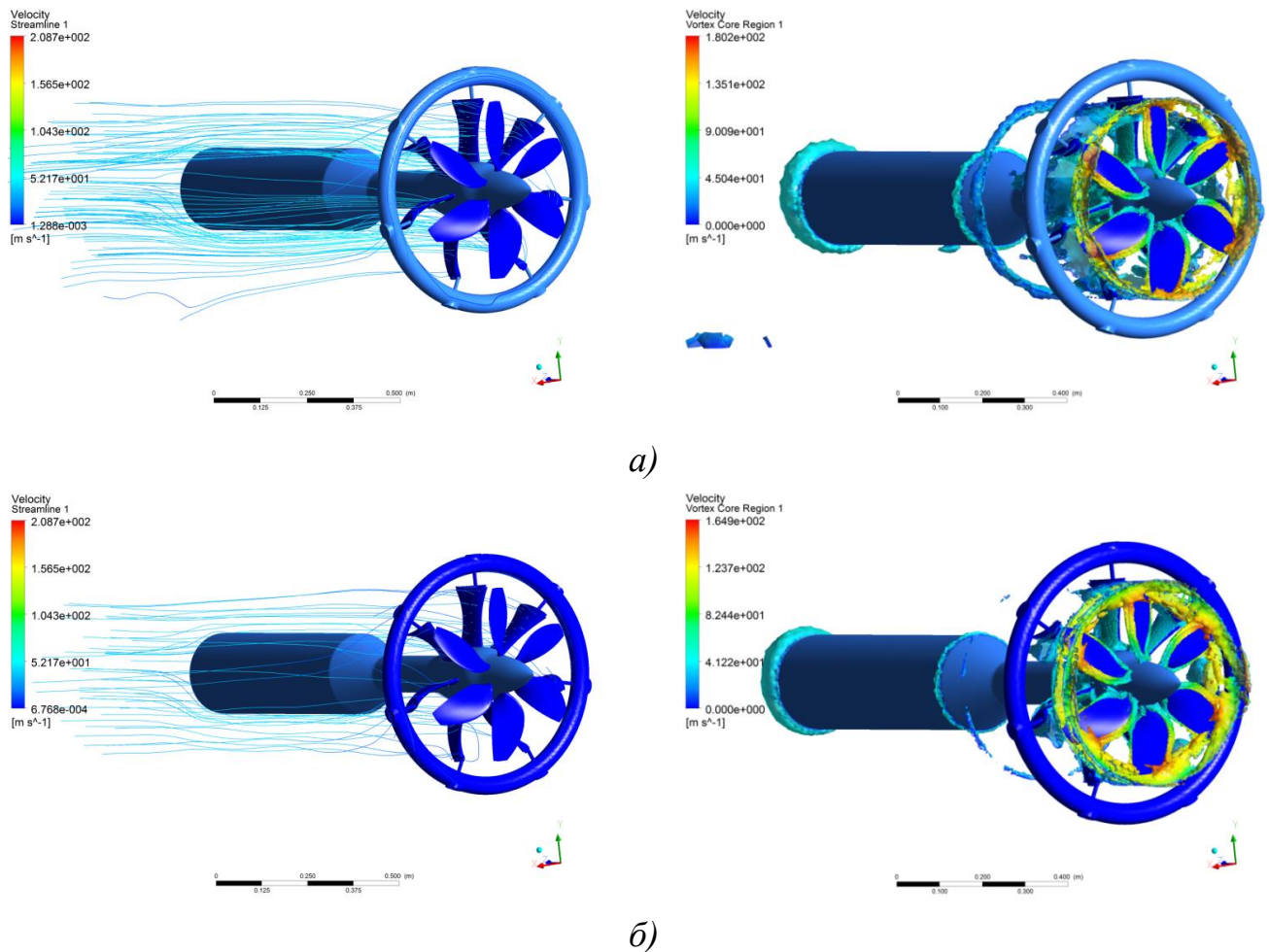


Рис. 5.2.6 – Лінії току та зони вихроутворення при номінальному *а*) та зривному *б*) режимах роботи ступеня ОВ з резонатором

Параметри досліджуваного ступеня осьового вентилятора з резонатором на розрахунковому та зривному режимах представлені в таблиці 5.2.1.

**Значення основних параметрів ступеня (ОВ) з резонатором на розрахунковому та зривному режимах**

Розрахунковий режим роботи ст. ОВ з резонатором		Зривний режим роботи ст. ОВ з резонатором	
$p^*$ , [Па]	102615.79	$p^*$ , [Па]	102875.2
$T^*$ , [K]	301.37	$T^*$ , [K]	302.19
$C_{сер}$ , [м/с]	44.51	$C_{сер}$ , [м/с]	40.08
$G_{см.в}$ , [кг/с]	6.79	$G_{см.в}$ , [кг/с]	5.78
$M_{см.в}$ , [Н·м]	12.74	$M_{см.в}$ , [Н·м]	16.62
$P_{\Sigma}$ , [H]	302.2	$P_{\Sigma}$ , [H]	231.66
$\eta_{см.в}$	0,75	$\eta_{см.в}$	0,65

Отже, дослідження ступеня осевого вентилятора з резонатором показало, що на номінальному режимі роботи розподіл параметрів повного тиску  $p^*$  та осевої швидкості  $C_{сер}$  характеризується низькочастотними коливаннями, з частотою що становить  $f \cong 71,4$  [Гц]. Як вже зазначалось раніше, середні значення повного тиску  $p^*$  та осевої швидкості  $C_{сер}$  дорівнюють  $p^* = 1290,79$  [Па] і  $C_{сер} = 44,51$  [м/с]. Особливою відмінністю роботи ступеня ОВ з резонатором на розрахунковому режимі є збільшення значення ККД ступеня ОВ 7 % в порівнянні з "базовим" ступенем ОВ. Значення тяги ступеня ОВ з резонатором при номінальному режимі на 3,5 % більше в порівнянні із значеннями тяги "базового" ступеня ОВ.

При зривному режимі роботи ступеня ОВ з резонатором зміна значень параметрів  $p^*$  характеризується низькочастотною компонентою з частотою  $f \cong 71,4$  [Гц]. Слід зауважити, що при зривному режимі резонатор акумулював високочастотну складову параметрів  $p^*$  та  $C_{сер}$ , тим самим провівши перерозподіл їхніх значень. Середні значення повного тиску  $p^*$  та осевої швидкості  $C_{сер}$  складає  $p^* = 1550,2$  [Па] і  $C_{сер} = 40,08$  [м/с].

Значення ККД ступеня ОВ з резонатором при зривному режимі роботи дорівнює  $\eta_{см.в} = 0,65$ , що на 5 % більше ніж значення ККД "базового" ступеня ОВ. Значення тяги ступеня ОВ з резонатором при зривному режимі дорівнює  $P_{\Sigma} = 231,66$  [H], що більше в порівнянні із значеннями тяги "базового" ступеня на 1,4 %.

### 5.3. Результати експериментального дослідження параметрів ступеня осевого вентилятора із застосуванням адаптивної системи

Враховуючи складність постановки натурального експерименту дослідження впливу адаптивної системи на параметри ступеня ОВ, в дисертаційній роботі проводились виключно чисельні дослідження впливу адаптивної системи. Для цього на ступені ОВ з комплексним резонатором (рис. 5.2.1 зображення *а*) та *б*)) були задані рухомі стінки поверхні надстаторного кільця (рис. 5.3.1).

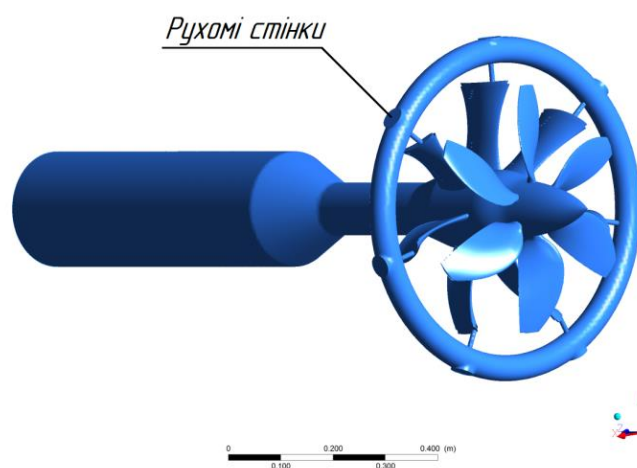


Рис. 5.3.1 – Ступінь ОВ з адаптивною системою

З метою усунення небажаних явищ відриву потоку, дослідження впливу адаптивної системи ступеня ОВ проводились на зривному режимі роботи ступеня. Оцінка впливу адаптивної системи на параметри ступеня представлена на рис. 5.3.3 (зображення *а*) та *б*)).

Аналіз отриманих даних дослідження показує, що при номінальному режимі роботи ступеня, зміна значень повного тиску  $p^*$  та температури  $T^*$  на поверхні робочих (РЛ) і спрямляючих лопаток (СЛ) має наступну картину (рис. 5.3.2 зображення *а*) та *б*)).

Із рисунка 5.3.2 (зображення *а*) та *б*)) видно, що надстаторне кільце ступеня ОВ характеризується нерівномірним полем розподілу значень тиску та температури на відміну від ступеня ОВ з комплексним резонатором (рис. 5.2.2 зображення *а*) та *б*)). Значення повного тиску змінюється в межах  $p^* = 99\,926 \div 104\,233$  [Па], відповідно значення температури змінюється в межах  $T^* = 300,2 \div 307,6$  [K].

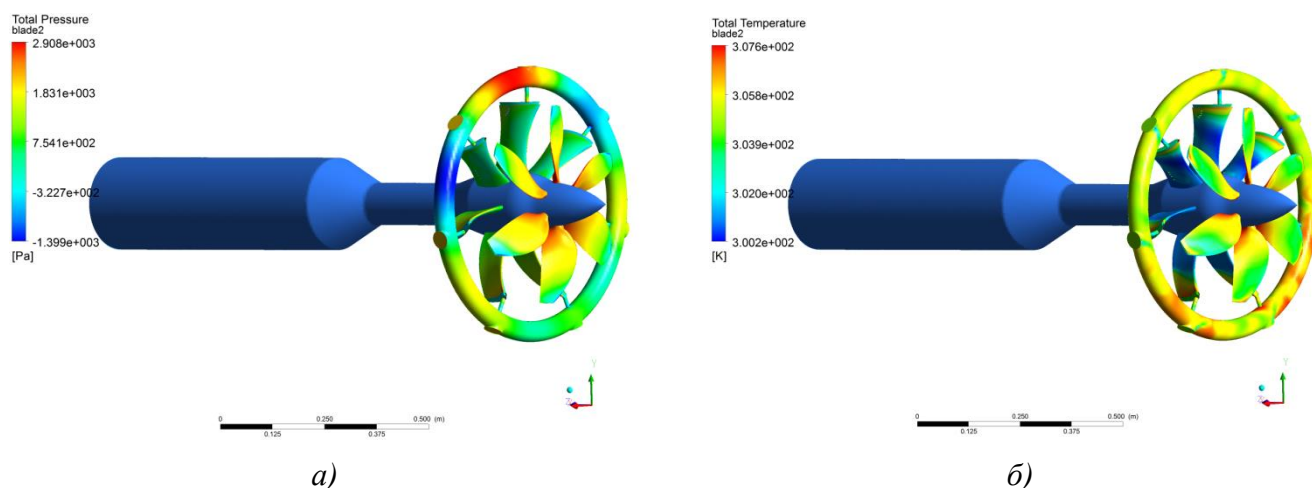


Рис. 5.3.2 – Зміна значень повного тиску  $p^*$  та температури  $T^*$  ступеня ОВ з адаптивною системою

Зміна параметрів значень повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  на зривному режимі роботи ступеня ОВ з адаптивною системою (рис. 5.3.3 зображення а) та б)) характеризується зміною амплітуд розподілу параметрів ступеня. Амплітуда коливань значень повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  знаходиться в межах  $p^* = 102\,939 \div 103\,233$  [Па] і  $C_{сер} = 41,76 \div 43,91$  [м/с]. Середнє значення повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  складає  $p^* = 1758,87$  [Па] і  $C_{сер} = 42,21$  [м/с].

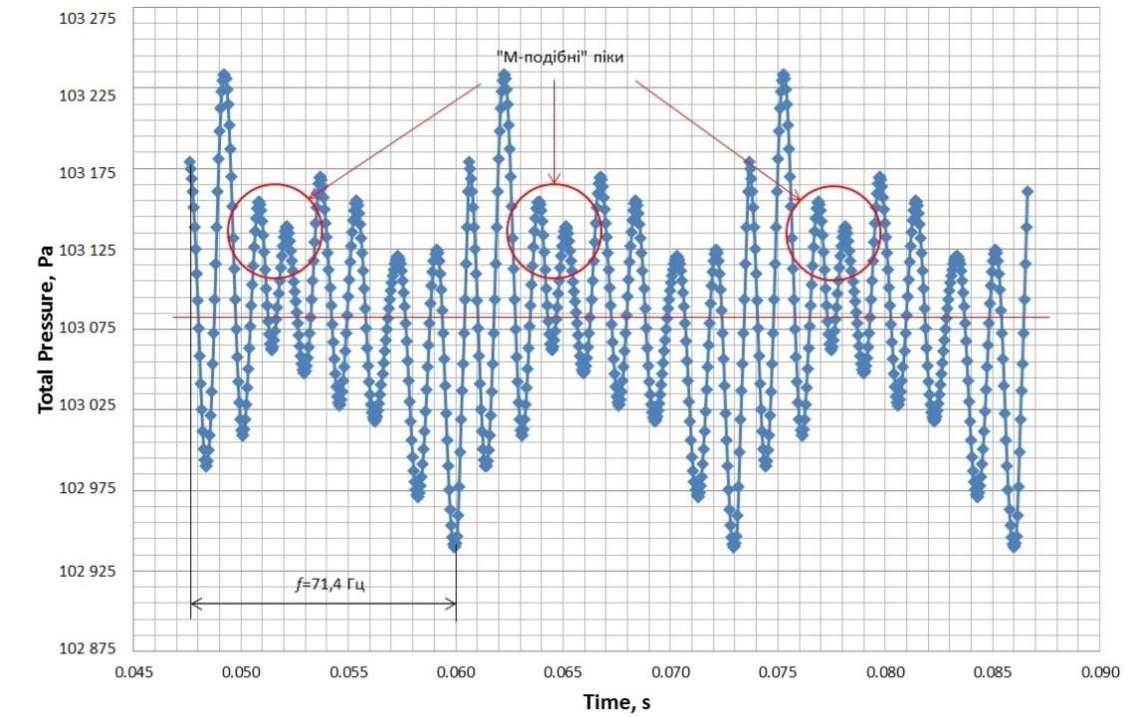
Застосування адаптивної системи зменшення рівня кінцевих втрат на зривному режимі роботи ступеня ОВ дозволяє зменшити амплітуду високочастотних та низькочастотних коливань значень повного тиску  $p^*$  і осьової швидкості  $C_{сер}$  на 5 % в порівнянні зі ступенем ОВ з комплексним резонатором, та на 15 % в порівнянні з "базовим" ступенем осьового вентилятора.

Слід зауважити, що робота адаптивної системи має імпульсний характер. Дане явище добре прослідковується на кривій розподілу значень осьової швидкості (рис. 5.3.3 зображення б)). Крива розподілу значень, що відповідає частоті коливань  $f \cong 71,4$  [Гц], є вдувом робочого тіла в примежовий шар, подальша зміна значень відповідає накопиченню робочого тіла адаптивною системою.

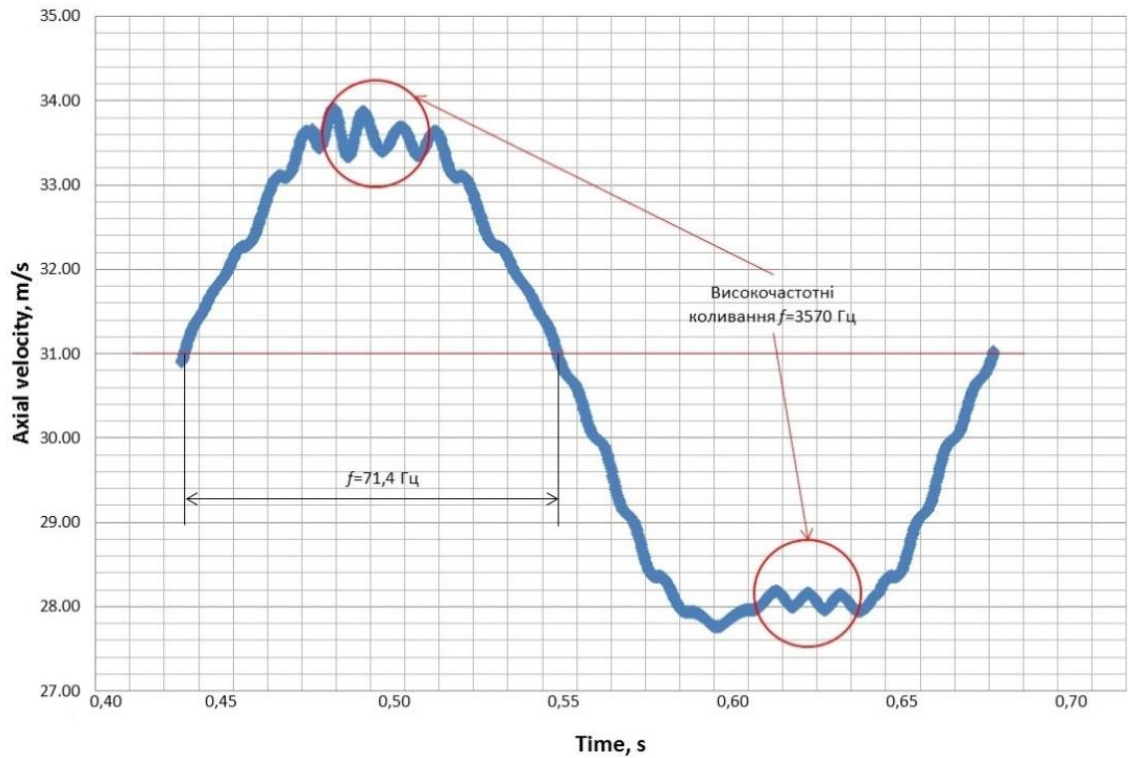
Значення ККД ступеня ОВ з адаптивною системою при зривному режимі роботи дорівнює  $\eta_{см.в} = 0,67$ , що на 7 % більше ніж значення ККД "базового" ступеня ОВ при зривному режимі. Значення тяги ступеня ОВ з адаптивною



системою при зривному режимі дорівнює  $P_{\Sigma} = 270,0$  [Н], що більше в порівнянні із значеннями тяги "базового" ступеня ОВ на 4,5 %. Параметри ступеня ОВ з адаптивною системою на зривному режимі роботи вказані в табл. 5.3.1.



a)



б)

Рис. 5.3.3 – Зміна значень повного тиску  $P^*$  а) та осьової швидкості  $C_{сер}$  б) при зривному режимі роботи ступеня ОВ з адаптивною системою

Картина ліній току, що видуюються зі щілинних каналів та вихроутворень при зривному режимі роботи ступеня осьового вентилятора з адаптивною системою керування відривними течіями представлена на рис. 5.3.4.

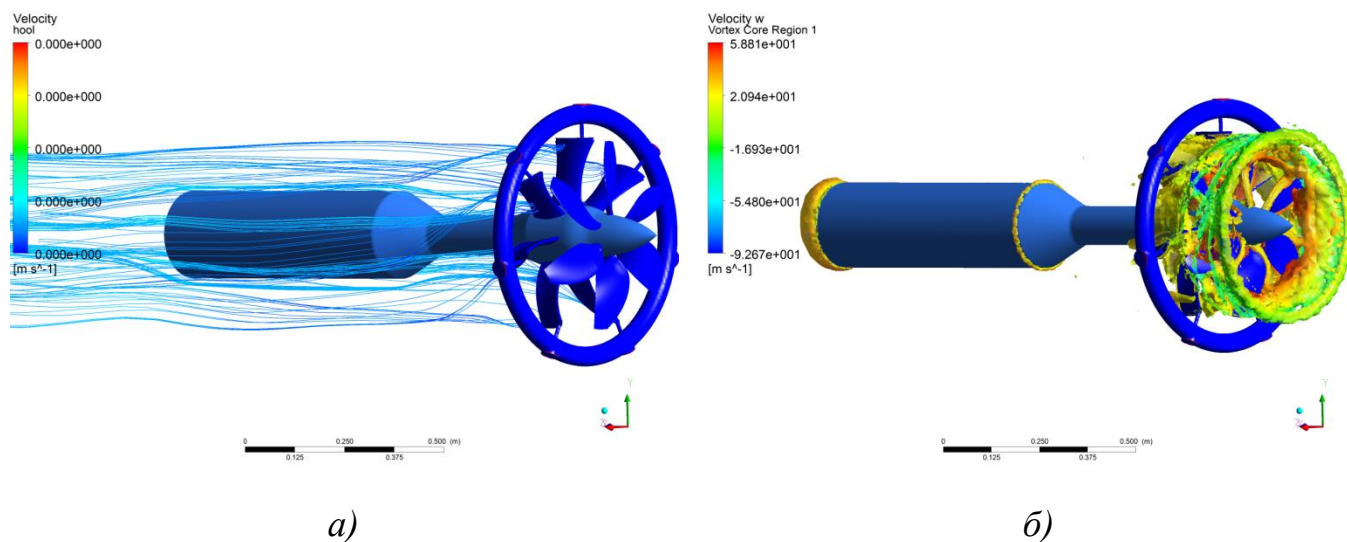


Рис. 5.3.4 – Лінії току *a)* та зони вихроутворення *б)* на зривному режимі роботи ступеня ОВ з адаптивною системою

Параметри досліджуваного ступеня осьового вентилятора з адаптивною системою представлені в таблиці 5.3.1.

Таблиця 5.3.1

### Значення основних параметрів ступеня ОВ з адаптивною системою зривному режимі

Значення параметрів при зривному режимі роботи ступеня ОВ з адаптивною системою	
$p^*$ , [Па]	103083.87
$T^*$ , [K]	302.03
$C_{\text{сер}}$ , [м/с]	42.21
$G_{\text{ст.в}}$ , [кг/с]	4.83
$M_{\text{ст.в}}$ , [Н·м]	19.52
$P_{\Sigma}$ , [H]	270.0
$\eta_{\text{ст.в}}$	0.67

Виходячи з порівнянь характеристик "базового" ступеня ОВ та ступеня із застосуванням адаптивної системи можемо прийти до висновку, що на зривному режимі роботи ступеня осьового вентилятора, застосування адаптивної системи

призводить до приросту значень ККД ступеня на 7 % та тяги на 4,5 %. Енергетичні характеристики ступеня ОВ  $\eta_{ст.в}^* = f(G_{ст.в})$  представлені на рис. 5.3.5.

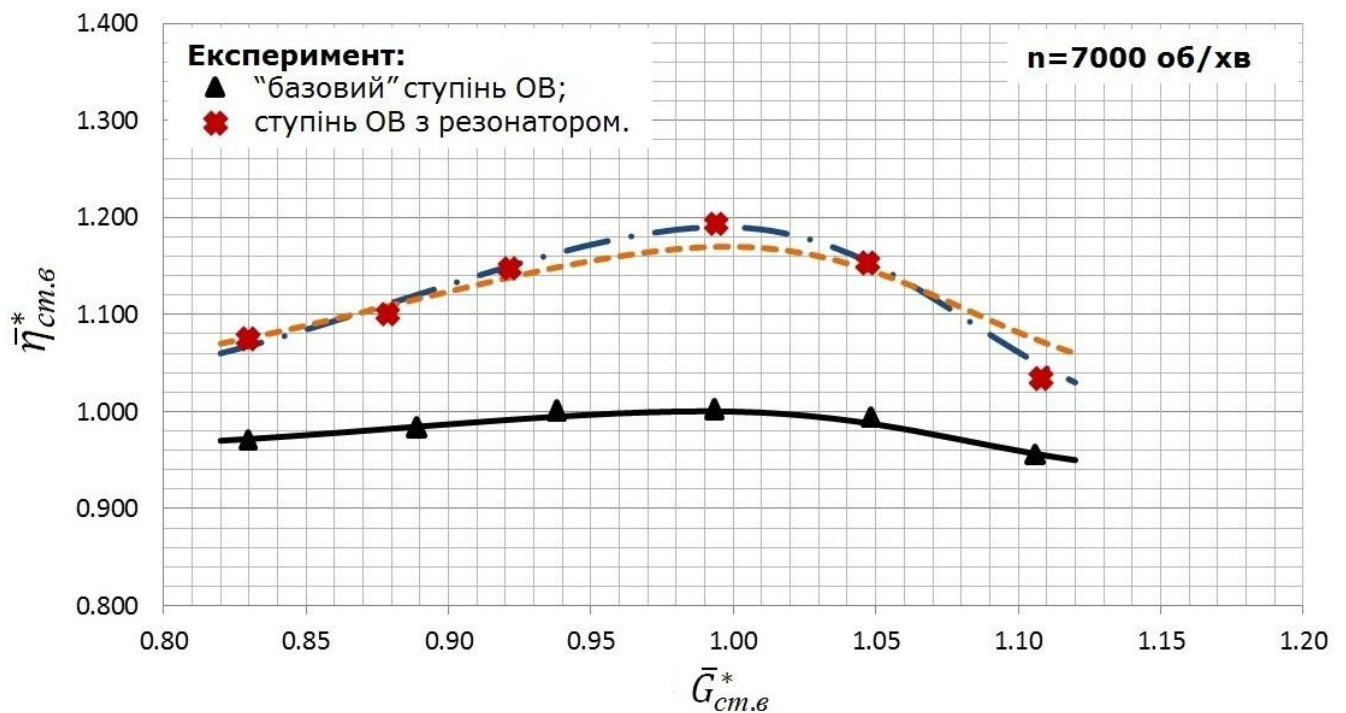


Рис. 5.3.5 – ККД ступеня ОВ: —•— ступінь ОВ з резонатором; —•— ступінь ОВ з адаптивною системою

Порівняння енергетичних параметрів "базового" ступеня з резонатором та адаптивною системою представлено у вигляді гістограм розподілу при розрахунковому (рис. 5.3.6 зображення а)) та зривному (рис. 5.3.6 зображення б)) режимах.

Отже, результати досліджень ступеня з адаптивною системою на зривному режимі характеризуються зменшенням амплітуди високочастотних та низькочастотних коливань значень повного тиску  $p^*$  і осьової швидкості  $C_{сер}$  на 5 % в порівнянні зі ступенем ОВ з комплексним резонатором, та на 15 % в порівнянні з "базовим" ступенем осьового вентилятора. Робота адаптивної системи має імпульсний характер, що добре прослідковується на кривій розподілу значень осьової швидкості (рис. 5.3.3 зображення б)). Крива розподілу значень, що відповідає частоті коливань  $f \cong 71,4$  [Гц], є вдувом робочого тіла в примежовий

шар, а подальша зміна значень відповідає накопиченню робочого тіла адаптивною системою.

Середнє значення повного тиску  $p^*$  та осової швидкості  $C_{сер}$  складає  $p^* = 1758,87 [Па]$  і  $C_{сер} = 42,21 [м/с]$ .

З рисунку характеристик (рис. 5.3.6) та гістограм порівняння енергетичних параметрів ступеня ОВ (рис. 5.3.5) можна зробити висновок про ефективність застосування як комплексного резонатора, так і адаптивної системи при номінальному і зривному режимах роботи ступеня ОВ.

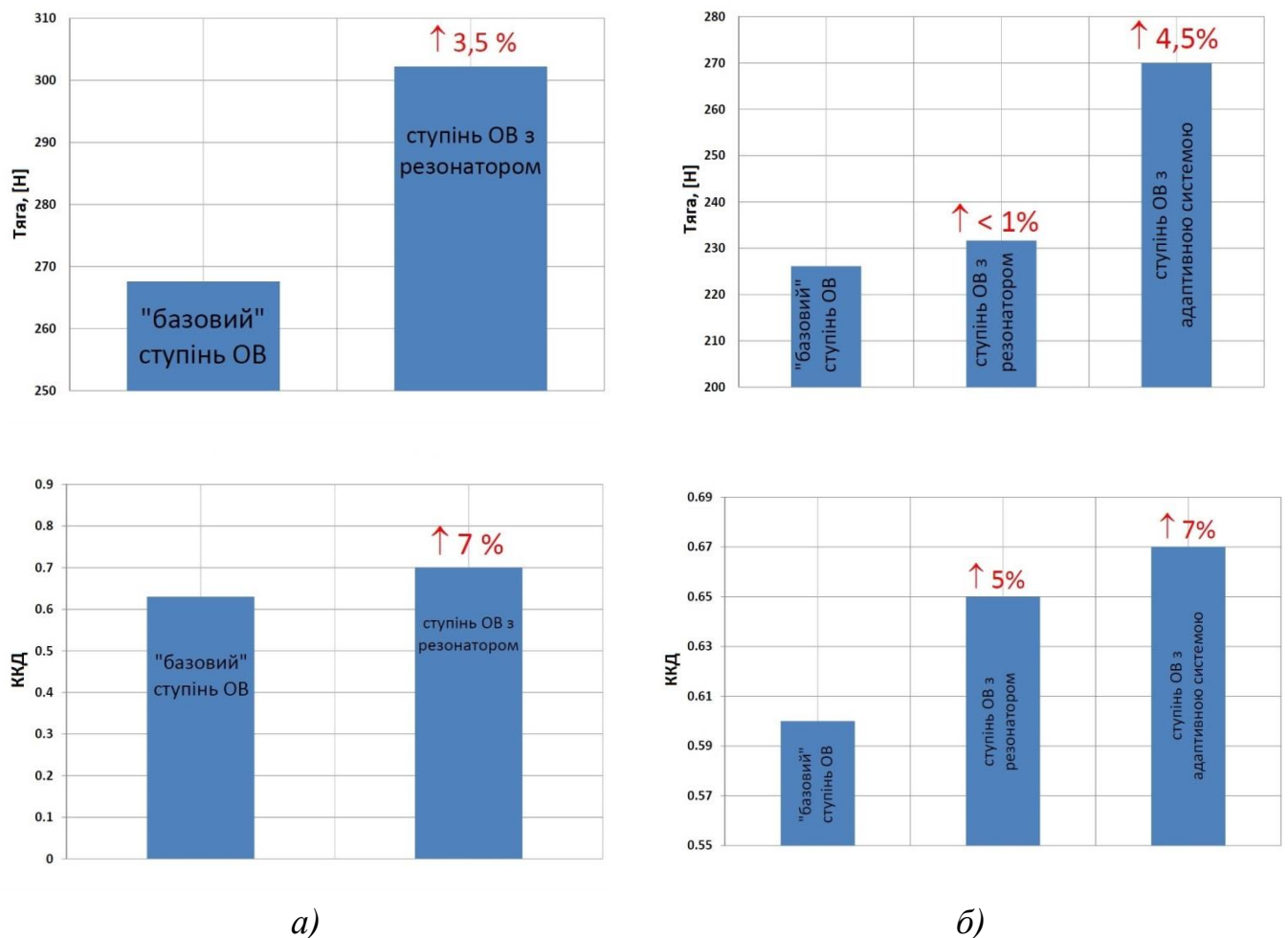


Рис. 5.3.6 – Гістограми розподілу енергетичних параметрів ступеня а) розрахунковий режим б) зривний режим

## ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ 5

Отже, в розділі 5 відображено аналіз експериментальних даних дослідження "базового" ступеня та ступеня ОВ з резонатором при розрахунковому і зривному режимах роботи, а також результати дослідження ступеня ОВ із застосуванням адаптивної системи при зривному режимі роботи.

1. Отримані розподіли значень параметрів повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  ступеня ОВ на номінальному та зривному режимах. Визначено особливість роботи "базового" ступеня ОВ на номінальному режимі, що полягає в періодичному формуванні "М-подібних" піків значень параметрів повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$ . Встановлено появу низькочастотної складової коливань при зривному режимі роботи ступеня ОВ, що становить  $f \cong 71,4$  [Гц].
2. Проведена оцінка зміни роботи ступеня ОВ із резонатором при розрахунковому режимі, що полягає у збільшенні амплітуди коливань значень повного тиску  $p^*$  на 4 % та збільшення середнього значення осьової швидкості  $C_{сер}$  на 17 %. Застосування резонатора при розрахунковому режимі роботи ступеня ОВ призвело до збільшення значення ККД ступеня на 7 % в порівнянні з "базовим" ступенем. Значення тяги ступеня ОВ з резонатором при номінальному режимі роботи на 3,5 % більше ніж у "базового" ступеня. При зривному режимі роботи ступеня ОВ з резонатором, останній акумулював високочастотну складову параметрів  $p^*$  та  $C_{сер}$  тим самим провівши перерозподіл їхніх значень, що підвищило ККД на 5 % та тягу  $P_{\Sigma}$  на 1,4 %.
3. Наведено результати дослідження ступеня ОВ з адаптивною системою, що характеризуються зменшенням амплітуди високочастотних та низькочастотних коливань значень повного тиску  $p^*$  і осьової швидкості  $C_{сер}$  на 5 % в порівнянні з ступенем ОВ з резонатором, та на 15 % в порівнянні з "базовим" ступенем ОВ. Застосування адаптивної системи при зривному режимі роботи ступеня осьового вентилятора, призводить до приросту значень ККД ступеня на 7 % та тяги на 4,5 %.

## ВИСНОВКИ

В ході проведення досліджень по темі даної дисертаційної роботи одержано нові наукові і практичні результати, що мають істотні переваги перед існуючими та полягають у:

1. Встановлено, що для зменшення рівня кінцевих втрат необхідно застосовувати комплексний підхід, оскільки усі існуючі методи впливу на відривні течії характеризуються обмеженим діапазоном ефективності.
2. Представлені особливості моделювання ступеня осьового вентилятора (ОВ). Наведено математичні залежності визначення зміни значень основних показників роботи ступенів, визначено особливості налаштування розрахункової сітки та встановлення граничних умов розрахунку ступеня ОВ. Наведена методика розрахунку факторів газодинамічного впливу на кінцеві вихрові течії в ступенях ОВ.
3. Розроблено методику розрахунку параметрів та характеристик елементів коливального контуру адаптивної системи зменшення рівня кінцевих втрат, визначено аналогію між акустичними та електричними елементами систем. Сформовано узагальнені залежності та розроблено математичну модель адаптивної системи. Визначено взаємозв'язок параметрів системи, розроблено алгоритм розрахунку її параметрів та алгоритм адаптації системи до ступеня ОВ. Розроблено методику розрахунку параметрів та характеристик рушійного елемента адаптивної системи. Визначено умови зміни частоти коливань системи при різних налаштуваннях рушійного елемента.
4. Отримані розподіли значень параметрів повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$  ступеня ОВ на номінальному та зривному режимах. Визначено особливість роботи "базового" ступеня ОВ на номінальному режимі, що полягає в періодичному формуванні "М-подібних" піків значень параметрів повного тиску  $p^*$  та осьової швидкості  $C_{сер}$ . Встановлено появу низькочастотної складової коливань при зривному режимі роботи ступеня ОВ, що становить  $f \cong 71,4$  [Гц].

5. Встановлено, що застосування резонатору при розрахунковому режимі роботи ступеня ОВ призвело до збільшення значення ККД ступеня на 5 % в порівнянні з "базовим". Встановлено, що значення тяги  $P_{\Sigma}$  ступеня ОВ з резонатором при номінальному режимі роботи на 1,4 % більше ніж у базового ступеня.
6. Визначено, що застосування адаптивної системи при зривному режимі роботи ступеня ОВ, призводить до приросту значень ККД ступеня на 7 % та тяги  $P_{\Sigma}$  на 4,5 %.

В результаті проведених досліджень, було досягнуто мети дисертаційної роботи, що полягала в підвищенні ефективності ступенів осьових вентиляторів із застосуванням адаптивної системи газодинамічного впливу на відривну течію в широкому діапазоні їх експлуатації.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Acturk A. Tip Clearance Investigation of a Ducted Fan Used in VTOL Unmanned Aerial Vehicles – Part I: Baseline Experiments and Computational Validation / A. Acturk, C. Camci // *Journal of Turbomachinery*. – 2013. – № 136 (2). – P. 1-11.
2. Luongo C. A. Next Generation More-Electric Aircraft: A Potential Application for HTS Superconductors / C. A. Luongo, P. J. Masson, D. Mavris, Hyun D. Kim, G. V. Brown, M. Waters, D. Hall // *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*. – 2009. – № 19 (3). – P. 1055-1068.
3. Ko A. Ducted Fan UAV Modeling and Simulation in Preliminary Design / A. Ko, O. J. Ohanian, P. Gelhausen // *AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference and Exhibit, 20-23 August 2007, Hilton Head*. – USA, 2007. – P. 1-20.
4. McCormick B. W. *Aerodynamics of V/STOL Flight* / B. W. McCormick. – Dover Publications, 1999. – 325 p.
5. Graf W. Ducted Fan Aerodynamics in Forward Flight / W. Graf, J. Fleming, W. Ng // *46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 7-10 January, Reno*. – Nevada, 2008. – P. 1-12.
6. Lind R. Ducted Rotor Performance Calculations and Comparisons with Experimental Data / R. Lind, J. Nathman, I. Gilchrist // *44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2-5 January, Reno*. – Nevada, 2006. – P. 10-18.
7. Samuel P. Design and Analysis of a Micro Coaxial Rotorcraft / P. Samuel, J. Sirohi, L. Rudd, D. Pines, R. Perel // *American Helicopter Society Vertical Lift Aircraft Design Conference, 19-21 January, San Francisco*. – USA, 2000. – P. 1-17.
8. Grönwoldt-Hesse H. Stall and parallel operation / H. Grönwoldt-Hesse // *6<sup>th</sup> International Conference “Tunnel Safety and Ventilation”*. – Austria, 2012. – P. 230-235.
9. Теорія теплових двигунів: підруч. для студ. вищ. навч. закл. III - IV рівнів акредитації за напрямом "Авіація і космонавтика" / [Ю. М. Терещенко [та ін.]]. – К.: Вища шк., 2001. – 382 с.



10. Кистойчев А. В. Проектирование лопаточного аппарата осевых компрессоров ГТУ: учебн. пособ. / А. В. Кистойчев. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2014. – 120 с.
11. Acturk A. Tip-leakage vortex minimization in ducted axial fans using novel pressure / Ali Acturk, C. Camci // AIAC-2007-004 Ankara International Aerospace Conference, 10-12 September 2007. – Ankara, 2007. – P. 1-13.
12. Liu P. Effect of Inlet Geometry on Fan Performance and Flow Field in a Half-Ducted Propeller Fan / Pin Liu, Norimasa Shiomi, Yoichi Kinoue, Ying-zi Jin, Toshiaki Setoguchi // International Journal of Rotating Machinery. – 2012. – № 12. – P. 1-9.
13. Liu Szu H. Computational and experimental investigations of performance curve of an axial flow fan using downstream flow resistance method / Szu Hsien Liu, Rong Fung Huang, Chuang An Lin // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2010. – № 34 (7). – P. 827-837.
14. Venter S. J. The effect of tip clearance on the performance of an axial flow fan / S. J. Venter, D. G. Kröger // Energy Conversion and Management. – 1992. – № 33 (2). – P. 89-97.
15. Karstadt S. The Influence of Tip Clearance on the Acoustic and Aerodynamic Characteristics of Fans / S. Karstadt, M. Hess, B. Matyschok, P. F. Pelz // ASME Turbo Expo 2010, Glasgow. – UK, 2010. – P. 1-9.
16. Брусиловский И. В. Исследование аэродинамических схем осевых вентиляторов с высоким статическим КПД / И. В. Брусиловский, В. В. Митрофович // Промышленная аэродинамика. – 1986. – № 1 (33). – С. 9-15.
17. Eck В. Ventilatoren / Bruno Eck. – Springer-Verlag, 1952. – 302 p.
18. Брусиловский И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов / И. В. Брусиловский. – М. : Машиностроение, 1984. – 241 с.
19. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – 2-е изд., перераб. и доп. / Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
20. FAA CLEEN Program Open Rotor Aeroacoustic Technology / S. Arif Khalid [and

- ect.]; prep. R. Jefferies. – GE Aviation, 2013. – 35 p.
21. Jang C. M. Analysis of vertical flow field in a propeller fan by LDV measurements and LES / C. M. Jang, M. Furukawa, M. Inoue // *ASME Journal Fluids Engineering*. – 2001. – № 123. – P. 748-761.
  22. Zhang Li. Numerical Investigation on Vortex Structure and Aerodynamic Noise Performance of a Small Axial Flow Fan / Li Zhang, Yingzi Jin // *Open Journal of Fluid Dynamics*. – 2012. – № 2. – P. 359-367.
  23. Corsini A. Shaping of tip end-plate to control leakage vortex swirl in axial flow fans / A. Corsini, F. Rispoli // *Journal Turbomach.* – 2008. – № 132 (3). – P. 1-9.
  24. Lee G. H. Structure of Tip Leakage in a Forward-Swept Axial-Flow Fan / G. H. Lee, J. H. Baek, H. J. Myung // *Flow, Turbulence and Combustion*. – 2003. – № 70. – P. 241-265.
  25. Yamada K. Numerical Analysis of Tip Leakage Flow Field in a Transonic Axial Compressor Rotor / K. Yamada, M. Furukawa, M. Inoue, Ken-Ichi Funazaki // *Proceedings of the International Gas Turbine Congress, 2-7 November 2003, Tokyo. – Japan, 2003. – P. 1-8.*
  26. Martin P. Performance and Flow field Measurements on a 10-inch Ducted Rotor VTOL UAV / P. Martin, Ch. Tung // *Ames Research Center*. – 2004. – № 1. – P. 88-107.
  27. Aerodynamic characteristics of 4-foot-diameter ducted fan mounted on the tip of a semispan wing: NASA Technical note / Kenneth W. Mort. – National aeronautics and space administration, 1965. – 20 c.
  28. Acturk A. PIV Measurements and Computational Study of a 5-Inch Ducted Fan for V/STOL UAV Applications / Ali Acturk, C. Camci // *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition, 5-8 January 2009, Orlando. – USA, 2009. – P. 1-10.*
  29. Acturk A. Experimental and Computational Assessment of a Ducted-Fan Rotor Flow Model / Ali Acturk, C. Camci // *Journal of Aircraft*. – 2012. – № 49 (3). – P. 885-897.
  30. Wisler D. Tip Clearance Effects in Axial Turbomachines / D. Wisler // *The von*

- Karman Institute for Fluid Dynamics, 11-15 April. – Belgium, 1985.
31. Akturk A. Axial Flow Fan Tip Leakage Flow Counting Tip Platform Extensions / A. Akturk, C. Camci // *ASME Journal Fluids Engineer.* – 2010. – № 132 (5). – P. 51-109.
  32. Martin P. B. Design, Analysis and Experiments in a 10-Inch Ducted Rotor VTOL UAV / P. B. Martin, D. A. Boxwell // *American Helicopter Society (AHS) International Specialists Meeting on Unmanned Rotorcraft: Design, Control and Testing*, 18-20 January. – Chandler, 2005. – P. 1-22.
  33. Shafer D. M. Active and passive flow control over the flight deck of small naval vessels / Daniel M. Shafer // *35th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit*, 6-9 June 2005, Toronto. – Canada, 2005. – P. 1-111.
  34. Paduano J. D. Active control of rotating stall in a low-speed axial compressor / J. D. Paduano, A. H. Epstein, L. Valavani, J. P. Longley, E. M. Greitzer, G. R. Guenette // *Journal of Turbomachinery.* – 1993. – № 115 (1). – P. 48-57.
  35. Bae J. Active Control of Tip Clearance Flow in Axial Compressor: submitted to the Department of Aeronautics and Astronautics in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy: 07.2001 / Jinwoo Bae; Massachusetts Institute of Technology. – USA, 2001. – 93 p.
  36. Lv Y. K. Numerical Simulation on G4-73 Centrifugal Fan with Slotted Blades / Y. K. Lv, Y. Q. Li, X. Peng, B. J. Song // *Advanced Materials Research.* – 2012. – № 516. – P. 960-965.
  37. Patterson C. Evaluation of Pulsed & Steady Blowing Flow Control in a Slotted Leading Edge Configuration: a Senior Honors Thesis in Engineering Mechanics: 05.2011 / Colin Patterson; School of engineering, Tufts University Medford. – USA, 2011. – 47 p.
  38. Kweder J. Experimental Evaluation of an Internally Passively Pressurized Circulation Control Propeller / J. Kweder, C. H. Zeune, J. Geiger, A. D. Lowery, J. Smith // *Journal of Aerodynamics.* – 2014. – № 83413. – С. 1-10.
  39. Поплавская Т. В. Интерференционный метод управления развитием возмущений в ударном слое на пластине / Т. В. Поплавская, С. В.

- Кириловский, А. А. Маслов, С. Г. Миронов, И. С. Цырюльников // Международная конференция «Современные проблемы прикладной математики и механики: теория, эксперимент и практика». – Новосибирск, 2011. – С. 306-311.
40. Терещенко Ю. М. Моделирование течения на пластине с турбулизатором / Ю. М. Терещенко, И. А. Ластивка, Л. Г. Волянская, Е. В. Дорошенко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 5/8 (53). – С. 56-58.
41. Бородулин В. И. Универсальный механизм порождения пристенной турбулентности и детерминированная турбулентность / В. И. Бородулин, Ю. С. Качанов // Вестник Нижегородского ун-та им. Н. И. Лобачевского. – 2011. – № 4 (3). – С. 653-655.
42. Szwaba R. Shock wave - boundary layer interaction control by air-jet streamwise vortices / R. Szwaba, P. Flaszynski, J. Szumski, J. Telega // Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, July 2007, Lyon. – France, 2007. – P. 1-7.
43. Корнилов В. И. Влияние вертикальных устройств разрушения вихрей на аэродинамическое сопротивление плоской пластины / В. И. Корнилов // Теплофизика и аэромеханика. – 2010. – Т. 17. – № 2. – С. 269-279.
44. Sohal M. S. Improving air cooled condenser performance using winglet and oval tube in a geothermal power plan / M. S. Sohal, J. Brien // Geothermal resources council transaction. – 2001. – № 25. – P. 26-29.
45. Gupta M. Numerical study of heat and flow on a plat –fin heat exchanger with vortex generators / M. Gupta, K.S. Kasana // Turbulence heat transfer. – 2012. – № 41 (3). – P. 272-288.
46. Chu P. Three-Dimensional Numerical study of flow and heat transfer enhancement using vortex generators in fin-and-tube heat exchangers / P. Chu, Y. L. He, W. Q. Tao // Journal of Heat Transfer. – 2009. – № 131. – P. 1-9.
47. Collins Frank G. Influence of Sound upon Separated Flow over Wings / Frank G. Collins, James Zelenevits // AIAA Journal. – 2013. – № 3. – P. 408-410.

48. Голованов А. Н. Влияние акустических возмущений на свободно-конвективного течения // Прикладная механика и техническая физика. – 2006. – Т. 47. – № 5. – С. 27-33.
49. Gardner A. D. Experimental investigation of high-pressure pulsed blowing for dynamic stall control / A.D. Gardner, K. Richter, H. Mai, D. Neuhaus // CEAS Aeronautical Journal. – 2014. – № 5 (2). – P. 185-198.
50. Hwang D. P. A proof of concept experiment for reducing skin friction by using a micro-blowing technique / D. P. Hwang // NASA Technical Memorandum, Cleveland. – USA, 1997. – P. 1-61.
51. Данилов Д. С. Самоиндуцированный отрыв ламинарного пограничного слоя и процессы вязко-невязкого взаимодействия над пористой поверхностью / Д. С. Данилов, И. И. Липатов, Г. Ю. Толкачев // Письма в ЖТФ. – 2010. – Т. 36. – № 19. – С. 72-75.
52. Применение устройств активного управления пограничным слоем с учетом энергетических затрат для предотвращения отрыва потока: труды математического центра имени Н. И. Лобачевского: Материалы Восьмой молодежной научной школы-конференции «Лобачевские чтения-2009» / Р. А. Валитов. – Казань, 2009. – Т. 39. – С. 147-148.
53. Amitay M. Aerodynamic flow control over an unconventional airfoil using synthetic jet actuators / M. Amitay, D. R. Smith, V. Kibens, D. E. Parekh // AIAA Journal. – 2001. – № 39 (3). – P. 361-370.
54. Dandois J. Unsteady simulation of a synthetic jet in a cross flow / J. Dandois, E. Garnier // AIAA Journal. – 2006. – № 44 (2). – P. 225-238.
55. Glezer A. Synthetic jets / A. Glezer, M. Amitay // Annual Review of Fluid Mechanics. – 2002. – № 34. – P. 503-529.
56. Лебедев С. А. Уровни научного знания / С. А. Лебедев // Вопросы философии. – 2010. – № 2. – С. 1-8.
57. Galdi G. P. An Introduction to the Navier-Stokes Initial-Boundary Value Problem / Giovanni P. Galdi // Fundamental Directions in Mathematical Fluid Mechanics. – 2000. – P. 1-70.

58. Chen H.C. Solutions of Reynolds-averaged Navier-Stokes equations for three-dimensional incompressible flows / H.C. Chen, V.C. Patel, S. Ju // *Journal of Computational Physics*. – 1990. – № 2. – P. 305-336.
59. Kinsey D. W. Navier-Stokes solution for a thick supercritical airfoil with strong shocks and massively separated flow / D. W. Kinsey, F. E. Eastep // *AIAA Paper*. – 1988. – № 0706. – P. 9-15.
60. Baldwin B. S. Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows / B. S. Baldwin, H. Lomax // *AIAA Paper*. – 1978. – № 257. – P. 8-19.
61. Menter F. R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA Journal*. – 1994. – № 11. – P. 1299-1310.
62. Редчиц Д. А. Математическое моделирование отрывных течений на основе нестационарных уравнений Навье-Стокса / Д. А. Редчиц // *Научные ведомости БелГУ*. – 2009. – № 13 (68). – С. 118-146.
63. Стрелец М. Х. Метод моделирования отсоединенных вихрей для расчета отрывных турбулентных течений: предпосылки, основная идея и примеры применения / М. Х. Стрелец, А. К. Травин, М. Л. Шур, Ф. Р. Спаларт // *Научно технические ведомости*. – 2004. – № 2. – С. 1-27.
64. Kuzmin D. On the implementation of the  $k-\varepsilon$  turbulence model in incompressible flow solvers based on a finite element discretization / D. Kuzmin, O. Mierka // *International Journal of Computing Science and Mathematics*. – 2007. – № 1. – P. 1-8.
65. Peng Shia-H. A Modified Low-Reynolds-Number  $k-\omega$  Model for Recirculating Flows / Shia-Hui Peng, Lars Davidson, Sture Holmberg // *ASME DC Journals*. – 1997. – № 119 (4). – P. 1-10.
66. Грицкевич М. С. Применение двухстадийного RANS/LES подхода для расчета аэродинамики течений с отрывной зоной умеренного размера / М. С. Грицкевич, А. В. Гарбарук // *Тепловые процессы в технике*. – 2001. – № 11. – С. 484-490.
67. Matthew F. B. Evaluation of Detached Eddy Simulation for Turbulent Wake

- Applications / F. Barone Matthew, J. Roy Christopher // *AIAA Journal*. – 2006. – № 12. – P. 3062-3071.
68. Forrester T. Johnson Thirty years of development and application of CFD at Boeing Commercial Airplanes / Forrester T. Johnson, Edward N. Tinoco, N. Jong Yu // *Computers & Fluids*. – 2005. – № 34. – P. 1115-1151.
69. Thomaseth K. PANSYM: a symbolic equation generator for mathematical modeling, analysis and control of metabolic and pharmacokinetic systems / K. Thomaseth // *Computer Methods and Programs in Biomedicine*. – 1994. – № 2. – P. 99-112.
70. Жлутков С. В. Моделирование отрывных течений в программном комплексе FlowVision-HPC / С. В. Жлутков, А. А. Аксенов, С. А. Харченко, И. В. Москалев, Г. Б. Сушко, А. С. Шишаева // *Вычислительные методы и программирование*. – 2010. – Т. 11. – С. 234-245.
71. Robinson C. Specialized advanced simulation tools optimize turbochargers for increased power and fuel efficiency / Chris Robinson // *ANSYS Advantage*. – 2013. – № 3. – P. 21-25.
72. Setting Optimization Forward: Start from the Concept to be One Step Ahead [Электронный ресурс]. – USA, 2012. – Режим доступа: <http://www.esteco.com/highlight/optimization/setting-optimization-forward-start-concept-be-one-step-ahead>.
73. Wertel S. SOLIDWORKS Mechanical Conceptual (SWMC) / S. Wertel // *Design Engineering*. – 2014. – P. 1-2.
74. Кукинов А. Г. Работа лопаточной машины при неравномерном распределении по окружности полного напора во входном сечении / А. Г. Кукинов // *Труды ЦАГИ*. – 1961. – № 827.
75. Кулагина В. А. Экспериментальное исследование влияния характеристик осевого компрессора и граничных условий на резонансные колебания рабочих лопаток // *Проблемы прочности*. Институт проблем прочности АН УССР. – К.: Наук. думка, 1974. – № 10. – С. 67-71.
76. Кулагина В. А. Экспериментальное исследование колебаний плоской

- решетки // Лопаточные машины и струйные аппараты: сб. ст. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 98-120.
77. Thompson J. F. Handbook of Grid Generation / Thompson J. F., Soni B., Weatherill N. – CRC Press, 1998. – 1136 p.
78. Thompson J. F. Numerical Grid Generation: Foundation & Applications / Thompson J. F, Warsi Z. U., Mastin W. – North Holland Press, 1997. – 132 p.
79. Справочник по математике для научных работников и инженеров / [Корн Г., Корн Т. и др.]. – М.: Наука, 1973. – 832 с.
80. Садиков И. Н. Влияние искажения поля скоростей перед компрессором на его работу / И. Н. Садиков // Труды ЦИАМ. – 1959.
81. Гиневский А. С. Влияние радиальной и окружной неравномерности потока на характеристики осевого компрессора / А. С. Гиневский // Промышленная аэродинамика: сб. науч. тр. ЦАГИ. – М.: Оборонгиз, 1962. – 400 с.
82. Прандтль Л. Гидроаэромеханика / Л. Прандтль. – М.: РХД, 2002. – 572 с.
83. Jeffrey D. Kozak Investigation of Inlet Guide Vane Wakes in a F109 Turbofan Engine with and without Flow Control: Dissertation submitted of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering: 17.08.2000 / Jeffrey D. Kozak. – Virginia, 2000. – 276 p.
84. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй: Репр. воспроизведение издания 1960 г. / Г. Н. Абрамович. – М.: ЭКОЛИТ, 2011. – 720 с.
85. Кулик М. С. Теорія компресорів та газотурбінних установок: навчальний посібник / Кулик М. С., Моца В. Г., Шпакович М. І. – Київ: НАУ, 2008. – 220 с.
86. Терещенко Ю. М. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов компрессоров / Ю. М. Терещенко. – М.: Машиностроение, 1988. – 168 с.
87. Heidelberg Laurence J. Effect of Reynolds number on overall performance of a 3.7-inch-diameter six-stage axial-flow compressor / Laurence J. Heidelberg, C. L. Ball // NASA Technical note. – 1972. – С. 1-23.
88. Tritton D. J. The flow past a circular cylinder at low Reynolds' Numbers / D. J.



- Tritton // *Journal of Fluid Mechanics*. – 1959. – № 6 (4). – P. 547-567.
89. Benoit P. On the frequency selection of finite-amplitude vortex shedding in the cylinder wake / P. Benoit // *Journal of Fluid Mechanics*. – 2002. – № 458. – P. 407-417.
90. Педли Т. Гидродинамика крупных кровеносных сосудов: Пер. с англ. / Т. Педли. – М. : Мир, 1983. – 400 с.
91. Seifert A. The Effects of Forced Oscillations on the Performance of Airfoils / A. Seifert, A. Daraby, B. Nishri, I. Wygnanski // *Conference Shear flow AIAA 93–3264*, Orlando. – USA, 1993. – P. 1-12.
92. Дослідження методів впливу на течію в лопаткових вінцях компресорів ГТД для забезпечення удосконалення їх параметрів та характеристик : Звіт з науково-дослідної роботи № 703-X10 / Ю. М. Терещенко. – К.: НАУ, 2011. – 120 с.
93. Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа / М. Ван-Дайк. – М.: Мир, 1986. – 184 с.
94. Weaver D. Suppression of Dynamic Stall by Steady and Pulsed Upper-Surface Blowing: ATCOM Technical Report / D. Weaver, K. W. McAlister, J. Tso. – California, 1996. – 21 p.
95. Pai Shih-I. *Modern Fluid Mechanics* / Pai Shih-I. - Hardcover, 1981. – 570 p.
96. Белоцерковский С. М. Аэродинамические силы, действующие на решетку профилей при нестационарном обтекании / С. М. Белоцерковский, А. С. Гиневский, Я. Е. Полонский // *Промышленная аэродинамика: сб. науч. тр. ЦАГИ*. – М.: Оборонгиз. – 1961. – № 20. – С. 6-36.
97. Пат. а 2014 10437 Україна, МПК F03B 3/18. Лопатка компресора з рециркуляцією примежового шару для керування відривом потоку / Богданов М. Ю., Кірчу Ф. І.; заявник патентовласник Богданов М. Ю. – № а201410437, заявл. 24.09.2014; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 13.
98. Терещенко Ю. М. Исследование методов снижения уровня вибронапряжений в элементах турбомашин / Ю. М. Терещенко // *Проблемы прочности; Институт проблем прочности АН УССР*. – К.: Наук. думка. – 1974. – № 10. –

- С. 96-98.
99. Терещенко Ю. М. О влиянии некоторых аэродинамических факторов на возбуждение колебаний лопаток турбомашин / Ю. М. Терещенко // Проблемы прочности. Институт проблем прочности АН УССР. – К.: Наук. думка. – 1975. – № 3. – С. 92-94.
  100. Терещенко Ю. М. О некоторых результатах исследований газодинамических методов снижения уровня вибронапряжений в лопаточных венцах компрессоров / Ю. М. Терещенко // Аэроупругость турбомашин. – К.: Наук. думка. – 1980. – С. 231-238.
  101. Ольсон Г. Динамические аналогии / Г. Ольсон. – Москва: Государственное издательство иностранной литературы, 1947. – 224 с.
  102. Paiva Rafael C. D. The Helmholtz resonator tree. Department of Signal Processing and Acoustics / Rafael C. D. Paiva, Vesa Välimäki // Proc. of the 15th Int. Conference on Digital Audio Effects (DAFx-12), 17-21 September, York. – UK. – 2012. – P. 1-8.
  103. Fletcher N. H. The Physics of Musical Instruments / N. H. Fletcher, T. D. Rossing. – Springer-Verlag, 1998. – 620 p.
  104. Constanda C. Integral Methods in Science and Engineering. Theoretical and Practical Aspects / C. Constanda, Z. Nashed, D. Rollins. – Boston, 2006. – 309 p.
  105. Ohm G. S. Die galvanische Kette, mathematisch bearbeitet / G. S. Ohm. – Berlin, 1827. – 245 p.
  106. McKee R. Acoustic in pumping system / R. McKee, E. Broerman // Proceedings of the Twenty-Fifth International Pump Users Symposium, 23-26 February, Houston. – USA, 2009. – P. 1-6.
  107. Fraser G. D'Alembert's Principle: The Original Formulation and Application in Jean d'Alembert's Traite de Dynamique / G. Fraser // Centaurus. – 1985. – № 28 (1). – P. 31-61.
  108. Основы теории цепей / [Зевеке Г. В., Ионкин П. А., Нетушил А. В., Страхов С. В.]. – Энергоатомиздат, 1989. – 527 с.
  109. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators / U. Ingard // Journal

- Acoustical Society of America. – 1953. – № 25 (6). – P. 1037-1061.
110. Tijdeman H. On the propagation of sound waves in cylindrical tubes / H. Tijdeman // *Journal Sound Vibration*. – 1974. – № 39 (1). – P. 1-33.
111. Zwicker C. *Sound Absorbing Materials* / C. Zwicker, C. W. Kosten. – Elsevier, 1949. – Chaps 1-2.
112. Van Valkenburg M. E. *Network Analysis* / M. E. Van Valkenburg. – Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1964. – 492 p.
113. Karal F. C. The analogous acoustical impedance for discontinuities and constrictions of circular cross section / F. S. Karal // *Journal Acoustical Society of America*. – 1953. – № 25 (2). – P. 327-334.
114. Ingard U. *Notes On Acoustics* / U. Ingard. – Nardcover, 2008. – 455 p.
115. *Fundamentals of Acoustics* / [Kinsler L. E., Austin R. F., Coppens A. B., Sanders J. V.]. – New York, John Wiley & Sons, 2000. – 543 p.
116. Patent № 6782109 B2 U.S. Electromechanical acoustic liner / Sheplak M., Cattafesta L., Nishida T., Horowitz S. B.; заявитель и патентообладатель University Of Florida. – US 09/825,299, заявл. 03.04.2001; опубл. 24.08.2004.
117. Mottsinger R. E. Design and performance of duct acoustic treatment / R. E. Mottsinger, R. E. Kraft // *NASA. Langley Research Center, Aeroacoustics of Flight Vehicles: Theory and Practice*. – 1991. – P. 165-206.
118. Liu F. A multiple degree of freedom electromechanical Helmholtz resonator / F. Liu, S. Horowitz // *Journal Acoustical Society of America*. – 2007. – № 122 (1). – P. 291-301.
119. Liu F. A tunable electromechanical Helmholtz resonator / F. Liu, S. B. Horowitz, L. Cattafesta, M. Sheplak // *AIAA Paper 2003-3145*, in 9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit, 12-13 May, Hilton Head. – South Carolina, 2003. – P. 291-301.
120. Malecki I. *Physical foundation of technical acoustics* / I. Malecki. – Warszawa: Pergamon press, 1969. – 737 p.
121. Лойцянский Л. Г. *Механика жидкости и газа* : [учеб. для ВУЗов. – Издание 6-е, перераб. и доп.] / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит.,

1987. – 840 с.
122. Fischer F. A. Fundamentals of Electroacoustics / F. A. Fischer. – NY: Interscience Publishers Inc., 1955. – 186 p.
123. Blackstock D. T. Fundamental of Physical Acoustics / D. T. Blackstock. – NY: John Wiley & Sons, 2000. – 531 p.
124. Prasad S. An analytical electroacoustic model of a piezoelectric composite circular plate / S. Prasad, Q. Gallas, S. Horowitz, B. Homeijer, B. Sankar, L. Cattafesta, M. Sheplak // AIAA Journal. – № 44 (10). – P. 2311-2318.
125. Envia E. NASA Open Rotor Noise Research / E. Envia // 14th CEAS-ASC Workshop and 5th Scientific Workshop of X3-Noise Aeroacoustics of High-Speed Aircraft Propellers and Open Rotors, 7-8 October. – Poland, 2010. – P. 1-33.
126. Taylor M. Open Rotor Engine Design and Validation / M. Taylor // Conference Progress towards open rotor propulsion technology: Rolls-Royce Future Programme Engineering, 21 November, London. – UK, 2012. – P. 1-12.
127. Lambert C. Open Rotor Engines / C. Lambert // SBAC Aviation and Environment Briefing “Engine Technology and Emissions”. – US, 2015. – P. 1-8.
128. Barrie D. Open Rotor Poses Maturity Dilemma for Next-gen Narrow Body / D. Barrie // Aviation Week. – 2007. – P. 1-3.
129. Warwick G. Snecma Tackle Open-Rotor Integration / G. Warwick // Aviation Week & Space Technology. – 2014. – P. 1-2.
130. Zante Van D. Open Rotor Technology / Dale Van Zante // Green Aviation Summit NASA Ames Research Center. Environmentally Responsible Aviation Project Subsonic Fixed Wing Project. – NASA Ames Research Center, 2010. – P. 1-12.
131. Техническая спецификация датчика силы типа U10M.
132. Гвоздев В. Д. Прикладная метрология: Величины и измерения / В. Д. Гвоздев. – М.: МИИТ, 2011. – 72 с.
133. Димов Ю. В. Метрология, стандартизация и сертификация / Ю. В. Димов. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2005. – 274 с.
134. Походун А. И. Экспериментальные методы исследований. Погрешности и неопределённости измерений: [учеб пособ.] / А. И. Походун. – СПбГУ

- ИТМО, 2006. – 112 с.
135. Денисенко В. В. Компьютерное управление технологическим процессом, экспериментом, оборудованием / В. В. Денисенко. — М.: Горячая линия-Телеком, 2009. – 608 с.
136. Солохин Э. Л. Испытания воздушно-реактивных двигателей / Э. Л. Солохин. — М., Машиностроение, 1975. — 356 с.
137. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы / В. П. Преображенский. — М.: Энергия, 1978. — 703 с.
138. Черкез А. Я. Инженерные расчеты ГТД методом малых отклонений / А. Я. Черкез. — М.: Машиностроение, 1975. — 374 с.
139. Дмитриев С. А. Автоматизированный испытательный стенд для отработки методов диагностирования ГТД / С. А. Дмитриев, О. Е. Лукьяненко, Б. М. Моисеев, В. В. Ратынский // Звіт. науково-технічна конференція наукових колективів університету за 1994 р., 12-14 квітня 1995 р.: тези доп. — К.: КМУЦА, 1995.
140. Стечкин Б. С. Теория реактивных двигателей / Стечкин Б. С., Казанджан П. К., Алексеев Л. П. — М.: “Оборонгиз”, 1956. — 533 с.
141. Термодинамічний і газодинамічний розрахунки компресорів та газотурбінних установок: метод. вказівки до курс. проект. для студ. спец. 8.090522 «Газотурбінні установки і компресорні станції» / уклад.: Л. Д. Гай, В. О. Конєв, М. С. Кулик, В. Г. Моца, М. І. Шпакович. — К.: НАУ, 2002. — 80 с.
142. Теорія теплових двигунів / [Ю. М. Терещенко, Л. Г. Бойко, С. О. Дмитрієв та ін.]. — К.: Вища шк., 2001. — 382 с.: іл.
143. Александров В. Г. Контроль технической исправности самолетов и вертолетов. — М.: Транспорт, 1976. — 360 с.
144. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении / И. Л. Повх. — М.: Машиностроение, 1965. — 480 с.

145. Ушаков К. А. Аэродинамика осевых вентиляторов и элементы их конструкций / Ушаков К. А., Брусиловский К. В., Бушель А. Р. – М.: Госгортехиздат, 1960. – 292 с.
146. Алексеев В. И. Авиационное оборудование / Алексеев В. И., Воскресенский Ю. Е., Иванченко В. В. – М.: Госгортехиздат, 1971. – 466 с.
147. Орлов А. И. Математика случая. Вероятность и статистика - основные факты: [учебное пособие] / А. И. Орлов. – М.: МЗ-Пресс, 2004. – 110 с.
148. Повірка засобів вимірювальної техніки. Організація та порядок проведення: ДСТУ 2708:2006. – [Чинний від 2006.03.02]. – К. Держспоживстандарт України, 2006. – 12 с.
149. International vocabulary of metrology — Basic and general concepts and associated terms (VIM) [Електронний ресурс]: Міжнародний словник з метрології - Основні і загальні поняття та пов'язані з ними терміни. Електронна версія 3-є видання VIM: ISO GUIDE 99: 2007. – [www.bipm.org](http://www.bipm.org).
150. Блейхут Р. Быстрые алгоритмы цифровой обработки сигналов / Р. Блейхут: [пер. с англ.]. – М.: Мир, 1989. – 448 с.
151. Айфичер Э. Цифровая обработка сигналов. Практический подход / Э. Айфичер, Б. Джервис. – М.: Вильямс, 2004. – 992 с.
152. Тарасова В. В. Метрологія, стандартизація і сертифікація / Тарасова В. В., Малиновський А. С., Рибак М. Ф. – К.: Центр навчальної літератури, 2006. – 264 с.
153. Зайдель А. Н. Погрешности измерений физических величин / А. Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1985. – 112с.
154. Яноши Л. Теория и практика обработки результатов измерений / Л. Яноши. – М.: Мир, 1968. – 462 с.