

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ, ЩО ПЕРЕПУСКАЄТЬСЯ, НА
ХАРАКТЕРИСТИКУ ТА ПАРАМЕТРИ БАГАТОСТУПЕНЕВОГО
КОМПРЕСОРА

Шифр роботи «ПЕРЕПУСК»

АНОТАЦІЯ

У науковій роботі під шифром ПЕРЕПУСК аналізується вплив кількості перепускаемого повітря на характеристику компресора, параметри його ступенів та узгодженість їх роботи.

Як об'єкт дослідження обрано осьовий шестиступеневий компресор сучасного ГТД з клапаном перепуску, розташованим над напрямляючим апаратом 3 ступеня.

Розрахунок проводився для компресору без перепуску та для різних величин витрат перепускаемого повітря: $\Delta G_{\text{пер}} = 3\%, 5\%, 7.5\%, 10\%, 12\%$ на зниженому режимі роботи при частоті обертання $n = 8600 \text{ об / хв}$. Побудовано характеристику компресора, зміну кутів натікання на середньому радіусі вздовж тракту компресора. Проведено аналіз зміни осьової швидкості і кутів натікання по висоті лопатки робочого колеса на першому ступені та за клапаном перепуску в залежності від витрати перепускаемого повітря. Пораховані запаси стійкості.

Показано, що перепуск повітря з проточної частини компресору на знижених частотах обертання дозволяє покращити обтікання лопаткових вінців перших ступенів та розширити діапазон безсривної роботи.

КОМПРЕССОР, КЛАПАН, ПЕРЕПУСК, РЕГУЛЮВАННЯ, ГУР, ККД, ДВОВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ, РАДІАЛЬНІ ЕПЮРИ ПАРАМЕТРІВ, КУТИ НАТІКАННЯ, НЕСТІЙКА РОБОТА, ХАРАКТЕРИСТИКА.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 Аналіз літературних джерел.....	5
2 Метод розрахунку структури двовимірної до- і трансзвукової течії та сумарних характеристик багатоступеневого компресору	8
2.1 Метод розрахунку структури двовимірної до- і трансзвукової течії і сумарних характеристик багатоступінчастого компресора.....	8
2.2 Вихідні дані і результати розрахунку.....	11
3 Дослідження параметрів багатоступеневого компресора з перепуском повітря з проміжного ступеня.....	12
3.1 Вплив перепуску повітря на параметри ступенів і компресора в цілому	16
ВИСНОВКИ.....	20
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	21

ВСТУП

При розрахунку компресора газотурбінного двигуна форма, розміри проточної частини, геометричні параметри лопаток вибираються для певного режиму, який називається розрахунковим. При такому режимі всі ступені працюють узгоджено і з максимальним ККД. Під час експлуатації змінюється режим роботи двигуна, умови на вході (висота польоту, швидкість), що впливає на рівень колової швидкості, чисел Маха, ступінь підвищення тиску і кути натікання. Ці значення можуть суттєво відрізнятись від розрахункових, що в значній мірі впливає на параметри компресора і всього двигуна. Можуть з'явитися нестійкі режими.

В цьому випадку необхідно виконувати регулювання компресора. Перепуск повітря є одним з найпростіших способів.

Професори Ю.Н.Нечаєв, Р.М.Федоров і К.В. Холщевніков описали в своїх роботах [1,2] фізичні основи впливу перепуску повітря на роботу двигуна на знижених режимах: при роботі з $\bar{n}_{np} < 1$ витрата повітря може виявитися меншою, ніж на кордоні стійкої роботи перших ступенів компресора. Підвищити витрату повітря на вході можна перепустивши його частину з проточної частини компресора. Обтікання перших ступенів внаслідок збільшення витрати повітря поліпшується, кути натікання відходять від критичних значень і наближаються до розрахункових, робочий режим зміщується в бік збільшення осьових швидкостей. На останніх ступенях витрата повітря падає, робочий режим зміщується в бік зменшення осьових швидкостей. Кут натікання на лопатки останніх ступенів зростає. В цілому параметри компресора поліпшуються. Але витрату перепускає мого повітря потрібно контролювати з ряду причин: по-перше, перепуск є дуже витратним способом регулювання, так як в цьому випадку з проточної частини компресора йде частина повітря, на підвищення тиску якого була витрачена енергія при спалюванні палива. По-друге, при перепуску повітря

може погіршитися обтікання ступенів, розташованих за клапаном уздовж проточної частини, особливо в безпосередній близькості від нього.

З метою аналізу впливу перепуску на роботу компресора в цілому та його окремих ступенів і проводилася дана робота. Очевидно, що раніше питання в тій чи іншій мірі розглядалося в літературі. Їх аналізу присвячений наступний розділ.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

Останнім часом почали більше уваги приділяти впливу перепуску на роботу компресора в цілому і на роботу ступенів.

В роботі [3] наводиться аналіз того, як на характеристику багатоступінчастого компресора впливає кількість відібраного повітря з проточної частини проміжних ступенів на різних частотах і місцях відбору. В роботі показано, що наявність відбору слід передбачати на етапі проектування двигуна.

В літературі відображені різні підходи до моделювання роботи ГТД з урахуванням відбору повітря і перепуску.

На схемі, наведеної на рис.1а, зображена повузлова математична модель двигуна. Вузол не розбивається на складові частини, і де б не відбувався відбір повітря, приймається припущення, що його відібрали за компресором. При такому підході вплив зміни параметрів компресора і турбіни при наявності відбору (перепуску) і підведення охолоджуючого повітря на питомі параметри враховуються не зовсім коректно. На схемі 1б компресор розглядається як вузол в цілому, а турбіна з використанням повінцевої деталізації. У розрахунки так само вноситься припущення, що відбір повітря відбувається за компресором, але турбіна вже розглядається по-ступенево, і таким чином в результаті внесених припущень в розрахунках також виникають похибки.

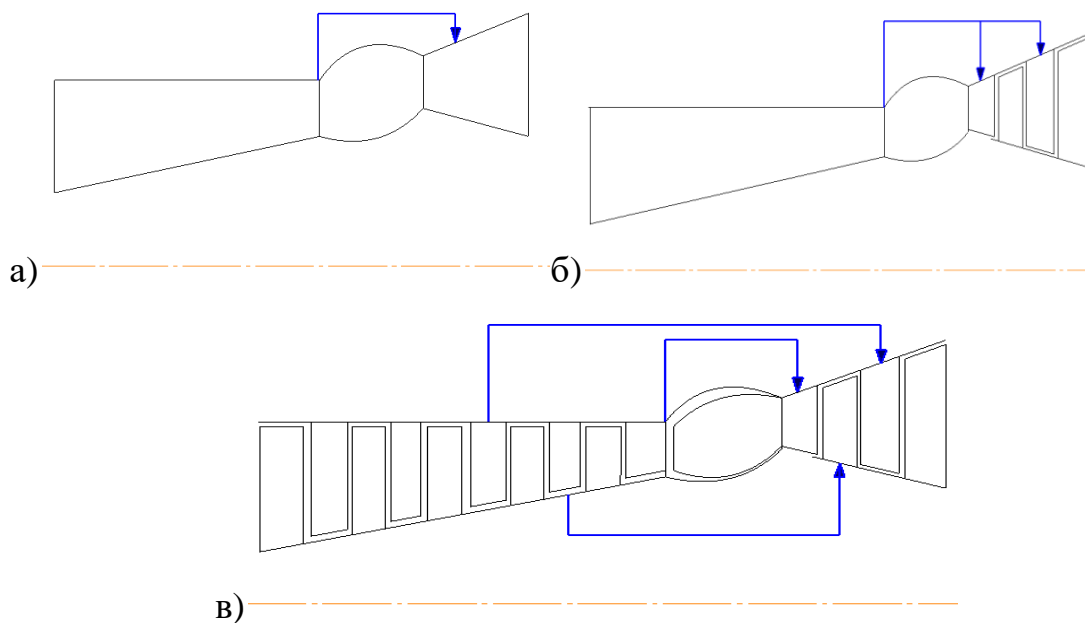


Рисунок 1 - Моделювання процесів ГТД з урахуванням відбору повітря
 а) повузлова модель б) вузлова модель з розподіленим підведенням охолоджуючого повітря в) розподілений відбір і підведення охолоджуючого повітря

При розподіленому відборі (рис.1в) компресор розбитий на лопаткові вінці, і при розрахунку враховується місце відбору повітря. Тоді більш точно можна визначити параметри компресора, його ступінь підвищення тиску і ККД, як відбір вплинув на роботу ступенів, працюють вони узгоджено чи ні, а також уточнити вплив зміни витрати повітря, що відібрано з проточної частини компресора, на характеристики ГТД.

На рис.2 представлена схема відбору повітря в сучасному турбовальному ГТД

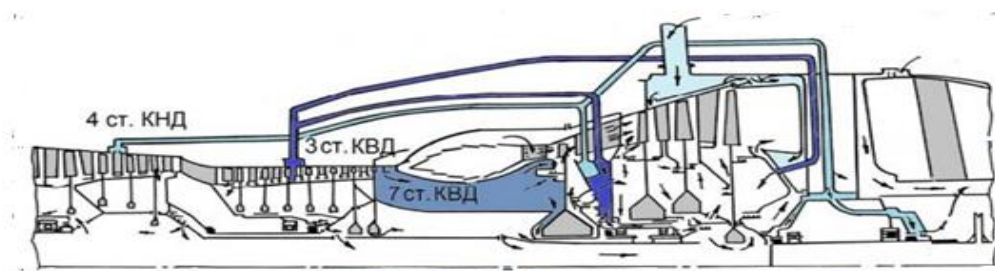


Рисунок 2 - Схема відбору повітря на охолодження, вентиляцію і наддув двигуна

В роботі [4] розглянуто вплив асиметричної конфігурації системи відбору повітря з проміжного ступеня на стабільність роботи компресора. При неосесиметричному відборі повітря створюється нерівномірний по колу розподіл поля параметрів потоку, що так само важливо враховувати в розрахунку характеристик компресора.

Можливо виконати моделювання повітряного потоку і перепуск повітря кодом CANARY [5]. Залежно від того, яке допущення закладено в обчислювальну програму, результати можуть відрізнятись. Результати моделювання тривимірної в'язкої течії за допомогою рівняння Нав'є-Стокса якісно відтворюють ефекти, які спостерігаються в експериментах.

В роботі [6] розглянута математична модель ГТД з урахуванням розподіленого відбору повітря з компресора і розподіленого підведення охолоджуючого повітря в турбіні. Враховування впливу розподіленого відбору повітря на характеристику компресора досягається корекцією його характеристик з використанням корегуючих множників до відповідних координат P_k^* і η_k^* від наведеної витрати в відборі повітря. Але ці поправочні коефіцієнти можуть перемістити напірну гілку, а не поміняти її форму. А крім того, зі статті не ясно, як вибрати значення цих коефіцієнтів для кожного розглянутого компресора та значення витрати при відборі. Такий підхід дозволяє тільки якісно оцінити вплив відбору на характеристику ГТД і, мабуть, дасть суттєві похибки при побудові характеристик конкретного виробу.

Відсюди витікає, що в розрахунках характеристик компресорів і далі при моделюванні процесів в двигунах доцільно враховувати вплив відбору (або перепуску) повітря не за допомогою корегуючих коефіцієнтів, а з використанням розрахункових методів аналізу течії в компресорах.

У даній роботі проведено аналіз впливу кількості перепускаемого повітря на параметри ступенів компресора, структуру течії та його сумарні характеристики, що в подальшому дозволить визначити оптимальну величину витрат перепускаемого повітря.

Для цього в даній роботі використаний метод розрахунку двовимірної осесиметричної течії в компресорі.

2 МЕТОД РОЗРАХУНКУ СТРУКТУРИ ДВОВИМІРНОЇ ДО- I ТРАНСЗВУКОВОЇ ТЕЧІЇ ТА СУМАРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАГАТОСТУПЕНЕВОГО КОМПРЕСОРУ

На кафедрі теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського "ХАІ" (м.Харків, Україна) розроблений комплекс програм для моделювання течій в компресорах авіаційних двигунів [7]. Він включає методи 1D і 2D аналізу параметрів, структури потоку і сумарних характеристик в осесиметричній постановці, а також аналізу обтікання решіток профілів.

2.1 Метод розрахунку структури двовимірної до- і трансзвукової течії і сумарних характеристик багатоступінчастого компресора

Нижче коротко представлений метод перевірного розрахунку 2D-течії в компресорі і програмний комплекс (ПК) AxSym, що його реалізує. ПК AxSym дозволяє визначати структуру усередненого в коловому напрямку потоку в ступені компресора, блоці ступенів, багатоступеневих компресорах, підвідних і відвідних каналах, а також сумарні показники вузлів. Область застосування розробленого методу обмежена до- і трансзвуковими (до $M=1,4$) режимами течії. При необхідності аналізу потоку з великими числами Маха використовується інший програмний комплекс з розглянутого пакету.

Система рівнянь, що описує рух досконалого стисливого газу, записана в системі координат, що обертається з постійною кутовою швидкістю ω :

$$\vec{\nabla} * (\rho \vec{w}) = 0, \quad (1)$$

$$(\vec{w} * \vec{\nabla})\vec{w} + 2\vec{\omega} * \vec{w} + \vec{\omega} * \vec{u} + \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p = 0, \quad (2)$$

$$\vec{\nabla} * [\vec{w}(\rho E + p)] = 0, \quad (3)$$

де $\vec{\nabla}$ – диференційний оператор Гамільтона;

ρ – густина;

\vec{w} , $\vec{\omega}$, \vec{u} – вектори відносної швидкості, кутової і колової швидкості обертання ротора відповідно;

p , E – тиск, питома повна енергія,

$$E = C_v T + \frac{w^2 - u^2}{2};$$

T – температура; C_v – теплоємність при постійному об'ємі.

Для замикання системи використано рівняння стану досконалого газу:

$$p = \rho R T. \quad (4)$$

Після усереднення системи рівнянь в коловому напрямку для вирішення завдання використана система узагальнених координат (ξ, η, φ) , що наведена на рис.3. У цій системі вісь φ збігається з коловим напрямком, а осі ξ і η розташовані в меридіональній площині так, щоб межі області інтегрування збігалися з лініями ξ і $\eta = \text{const}$. Фізична область відображається на прямокутну розрахункову область ABCD (рис.3б), покриту рівномірною розрахунковою сіткою з кроком $\Delta\xi = \Delta\eta = \text{const}$.

На кордонах AB і CD можливе завдання граничних умов двох типів: розподілу густини току або кута нахилу ліній току до осі турбомашини по радіусу $(\rho v_a) = f(r)$ або $g = f(r)$, v_a – осьова складова швидкості.

На втулочній поверхні AD і периферійних поверхнях BE і FC, рис.3, задаються умови непротікання. На ділянці EF виконується відбір (перепуск) повітря з проточної частини.

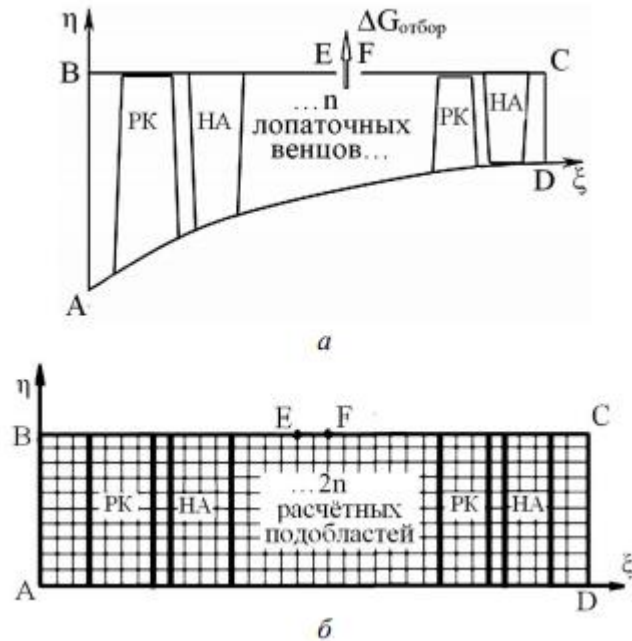


Рисунок3 - Область проведення розрахунків:

а - фізична область;

б - розрахункова область

Для подальшого перетворення рівняння руху (2) представлено в енергетичній формі. Для моделювання реальних властивостей течії в праву частину рівняння введено додатковий член, що моделює дисипативні властивості течії:

$$\vec{w}^*(\vec{\nabla} * \vec{v}) = \vec{\nabla} H - T \vec{\nabla} S - \vec{D}, \quad (5)$$

де \vec{v} – вектор абсолютної швидкості;

$H = C_p T + (w^2 - u^2)/2$ – ротальпія потоку;

S – ентропія;

\vec{D} – дисипативний член.

Вектор \vec{D} є аналогом сил тертя, направлений у бік протилежний вектору відносної швидкості і знаходиться за умови повного переходу роботи сил тертя у тепло.

Використаний в методі розрахунку спосіб обліку в'язких властивостей потоку в лопаткових вінцях передбачає обчислення в ході ітерацій втрат повного тиску і кутів відставання потоку в решітці.

Величина сумарних втрат в довільному перерізі по радіусу вінця приймається рівною сумі складових втрат: профільних, хвильових, вторинних, кінцевих і втрат в радіальному зазорі:

$$\xi_{\Sigma} = \xi_{\text{проф}} + \xi_{\text{ха}} + \xi_{\text{вт}} + \xi_{\text{кінц}} + \xi_{\text{рад.заз}} \cdot \quad (6)$$

Для визначення складових коефіцієнтів втрат використані напівемпіричні залежності.

Параметри потоку, отримані в результаті обчислень на різних радіусах, осереднюються з використанням законів збереження маси, енергії та ентропії, що забезпечує отримання значень інтегральних параметрів потоку для вінців, ступенів і компресора в цілому.

2.2 Вихідні дані і результати розрахунку

Вихідними даними для розрахунку є геометричні параметри проточної частини, лопаткових вінців (рис.4) на різних радіусах (хорда b , кут установки $\gamma_{\text{уст}}$, геометричні кути β_{1r} β_{2r} , максимальна товщина лопатки C_{max} , її розташування X_c вздовж хорди, радіуси вхідної і вихідної кромки $R_{\text{нос}}$, $R_{\text{хв}}$, форма середньої лінії та ін.), а також режим роботи (витрата повітря і частота обертання ротора). Крім цього, задаються радіальні розподіли параметрів потоку на вході в розрахункову область (тиск і температура загальмованого потоку P^*_B , T^*_B , а також кут входу потоку в абсолютному русі - α_B).

Значення геометричних параметрів лопаткових вінців, заданих у вихідних даних, апроксумуються для всіх вузлів розрахункової сітки.

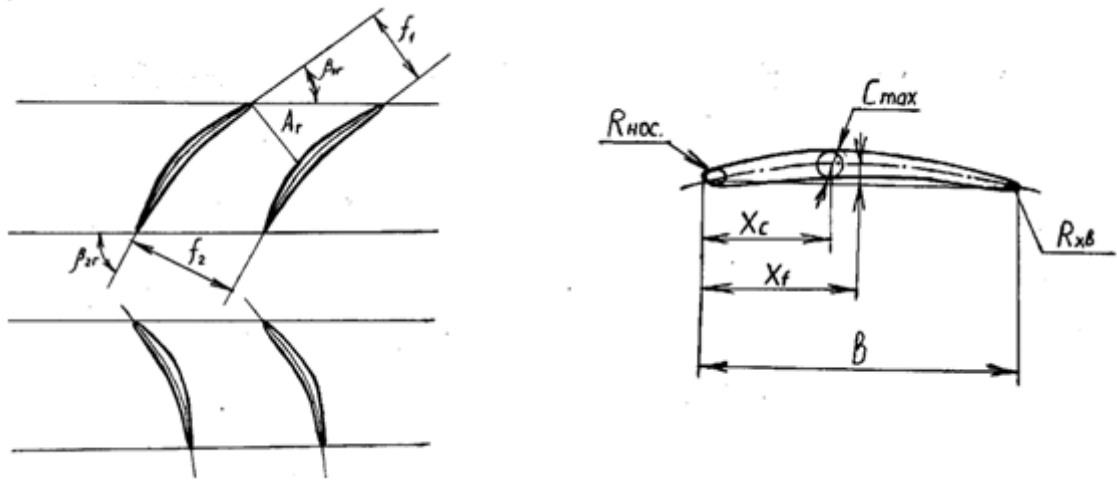


Рисунок 4 - Геометричні параметри решіток профілів

Результатами розрахунків є радіальний розподіл параметрів потоку (P^* , T^* , статичних температур і тисків, усіх складових швидкостей та чисел Маха, кутів потоку в абсолютному і відносному рухах) у всіх вузлах сітки, а також сумарні параметри лопаткових вінців, ступенів і компресора в цілому. Можна проводити облік впливу відбору або перепуску робочого тіла, оцінювати узгодженість роботи ступенів, розраховувати характеристики.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ БАГАТОСТУПЕНЕВОГО КОМПРЕСОРА З ПЕРЕПУСКОМ ПОВІТРЯ З ПРОМІЖНОГО СТУПЕНЯ

Як об'єкт дослідження обрано осьовий шестиступеневий компресор сучасного ГТД. Досліджуваний компресор має клапан перепуску повітря, розташований над напрямляючим апаратом третього ступеня (рис.5). Перепуск повітря з проточної частини має великий вплив на його газодинамічні параметри.

Описаний вище метод розрахунку і комплекс програм [8] дозволяє отримати сумарні характеристики компресора і радіальні епюри параметрів потоку.

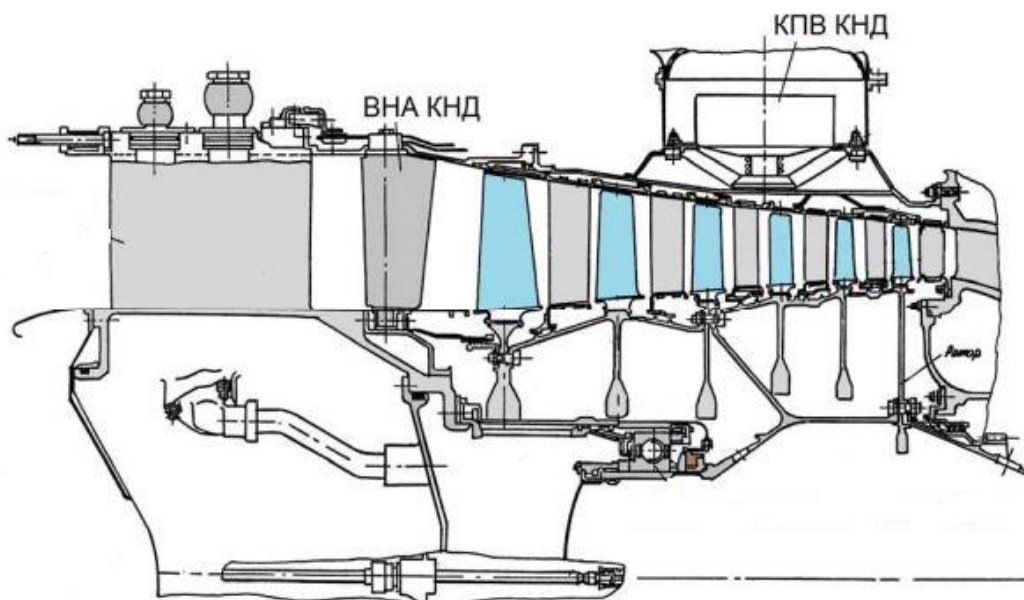


Рисунок 5—Шестиступеневий компресор

На рис.6 наведені результати розрахунку характеристики компресора у вигляді залежностей ступеня підвищення тиску π_k^* і ізоентропічного ККД η_k^* від витрати повітря при стандартних значеннях температури і тиску на вході, розподіл яких по радіусу прийнято рівномірним. Перепуск повітря був відсутній.

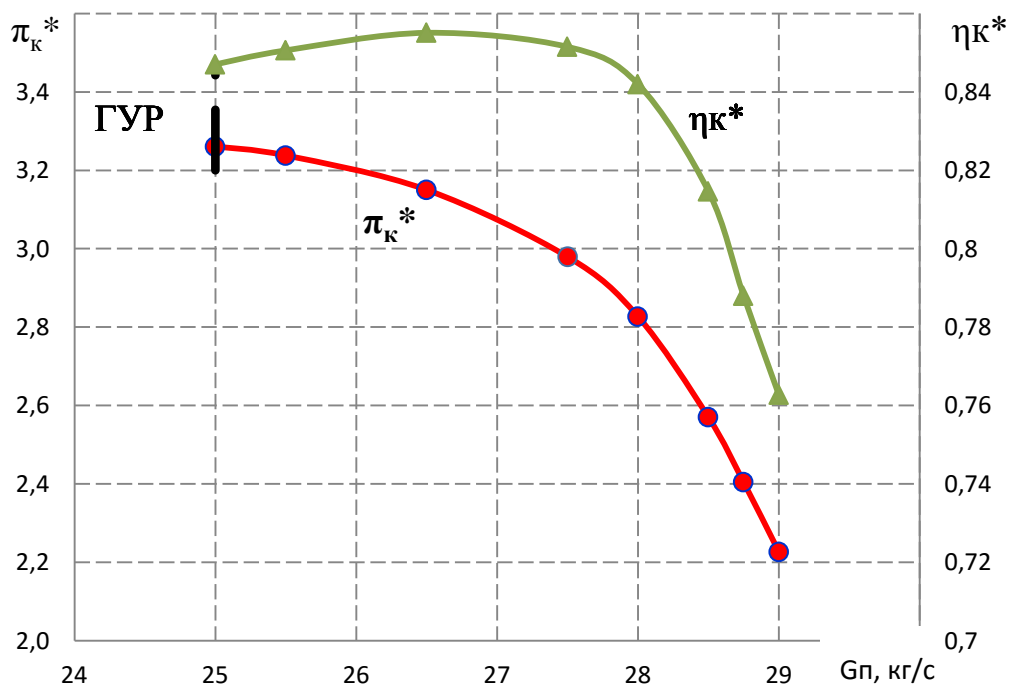


Рисунок 6 – Характеристика компресора

Дослідження структури течії виконано для двох характерних режимів: $G_{п} = 26 \text{ кг/с}$ і $G_{п} = 27 \text{ кг/с}$. На рис.7 наведені радіальні епюри значень повного тиску і температури в перерізі за робочими колесами всіх ступенів компресора.

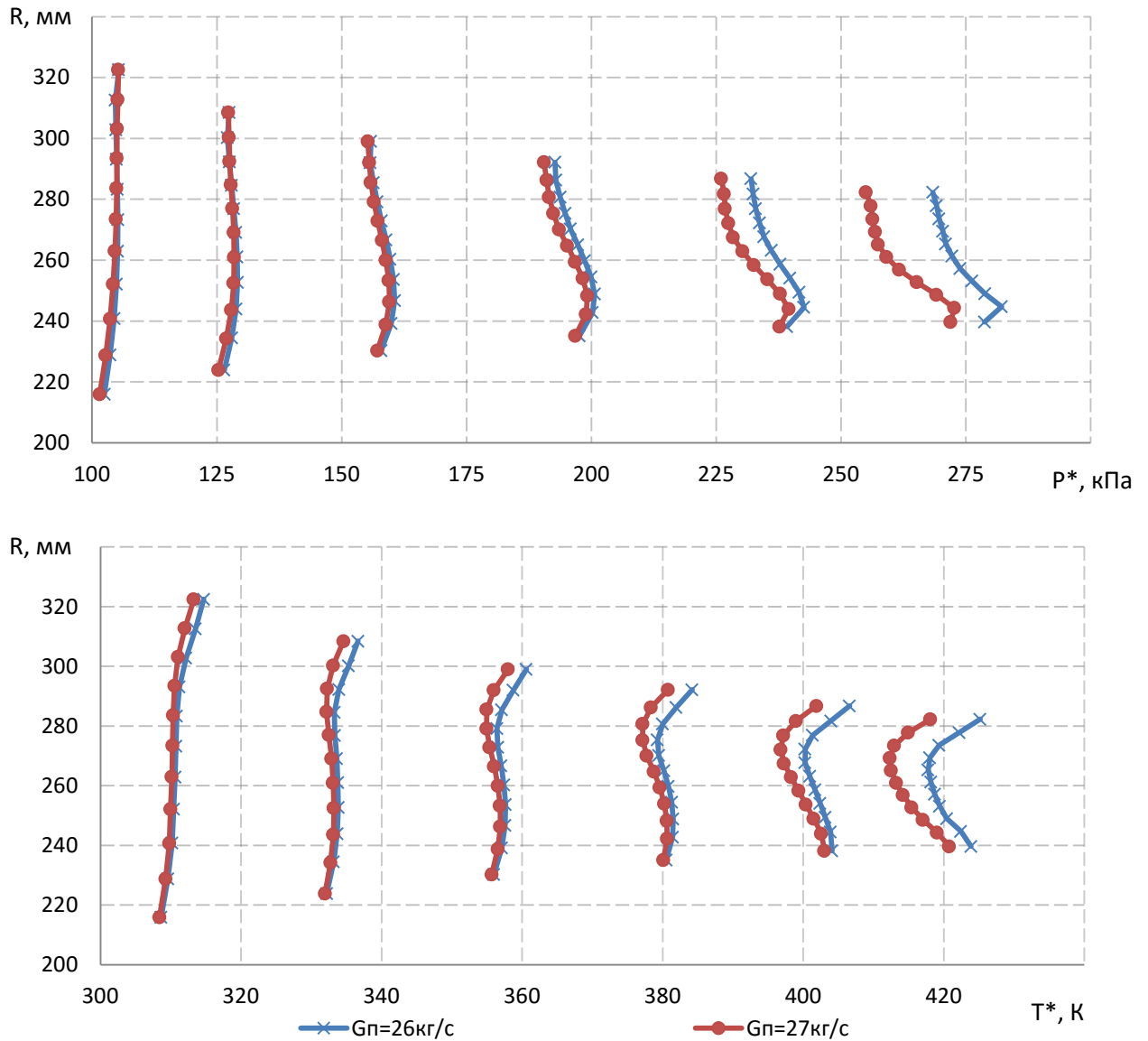


Рисунок 7 – Радіальні епюри значень повного тиску P^* і температури T^* за робочими колесами на двох режимах

На рис.8 наведені розподіли осьових швидкостей в перерізах за робочими колесами. На рис.9, 10 показано кути натікання на робочі колеса і напрямляючі апарати на середньому радіусі на зазначених вище режимах. З рисунків видно, що середні ступені працюють на режимах, близьких до

оптимальних по кутах натікання. По мірі наближення до входу компресора кути натікання ростуть, а на останніх ступенях переходять в область негативних значень. Видима тенденція відповідає наявним фізичним уявленням, так як розглядаються режими роботи з частотою обертання істотно нижче розрахункової. При збільшенні витрати значення кутів натікання переміщуються в область менших значень уздовж всієї проточної частини.

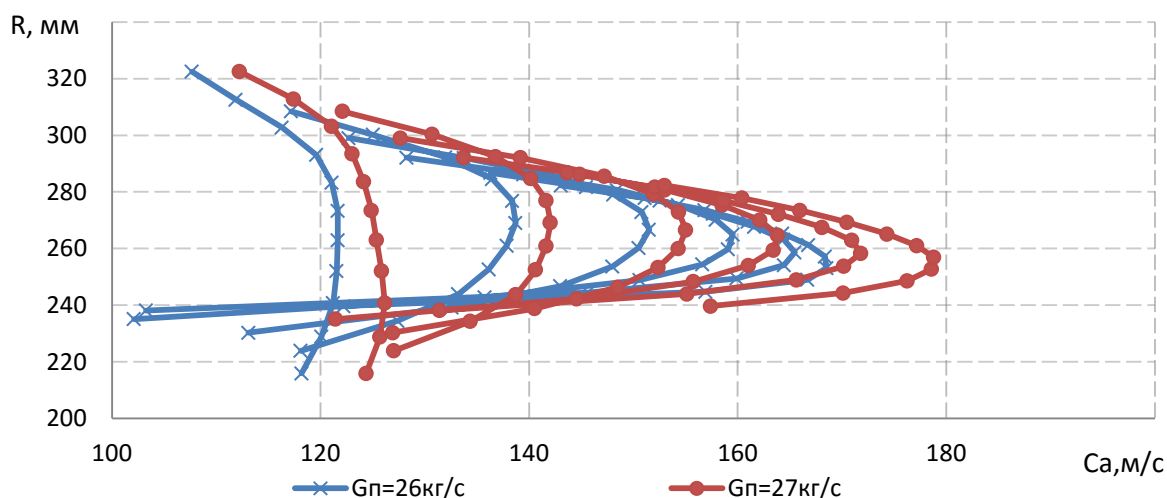


Рисунок 8 - Розподіл осьових швидкостей в перерізах за робочими колесами компресора для двох режимів

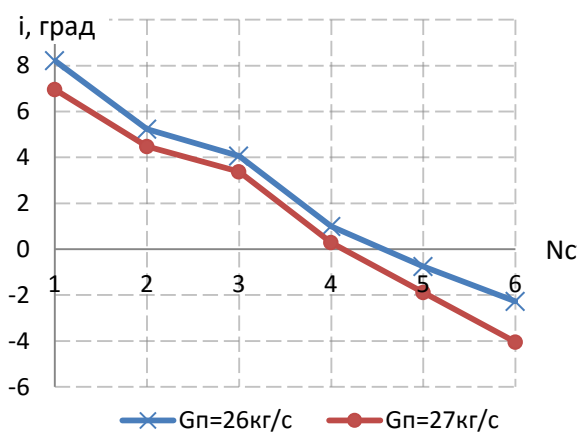


Рисунок 9 - Кути натікання на робочі колеса на середньому радіусі для двох режимів

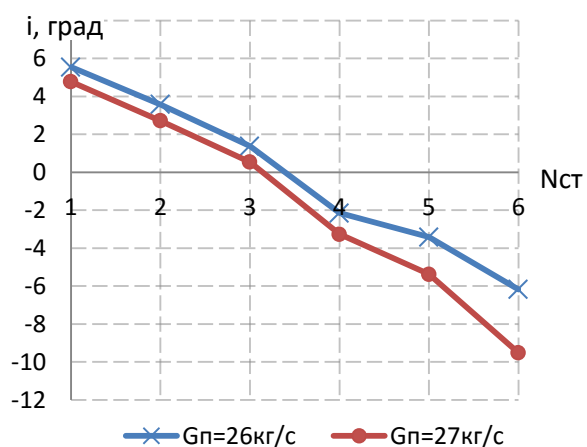


Рисунок 10 - Кути натікання на лопатки направляючого апарату на середньому радіусі для двох режимів

3.1 Вплив перепуску повітря на параметри ступенів і компресора в цілому

В ході роботи проведено дослідження залежностей основних параметрів компресора від кількості перепускаемого повітря. Розрахунок проводився для компресора без перепуску (з закритими клапанами) і з перепуском $\Delta G_{\text{пер}} = 3\%, 5\%, 7.5\%, 10\%, 12\%$ від витрати повітря на вході на зниженому режимі роботи компресора з частотою обертання $n = 8600 \text{ об/хв}$.

З характеристик зображених на рис.11 видно, що при відкритті клапанів витрата повітря через компресор збільшується. Чим більше величина перепуску - тим більше витрата повітря через компресор, визначена за умовами на вході. Ступінь підвищення тиску P_k^* збільшується при збільшенні кількості відбираемого повітря. Це пояснюється тим, що режим роботи ступенів, розташованих за клапаном, змістився в область знижених витрат повітря і, відповідно, великих значень підвищення тиску. Гілки характеристик ступенів в цій області досить круті (мають великі градієнти P_k^*), і цей ефект впливає сильніше, ніж перехід перших ступенів на режими великих витрат і зменшення кутів натікання потоку. Характер зміни кутів натікання на робочі колеса при наявності перепуску наведено на рис.12. Крім того, при відкритті клапанів випускається повітря, на стиск якого попередньо була витрачена робота і, отже, ККД компресора η_k^* падає.

Максимальне значення ККД компресора без перепуску повітря відповідає $G_{\text{п}} = 26,5 \text{ кг/с}$ і дорівнює $\eta_k^* = 0,854$. При перепуску повітря $G_{\text{пер}} = 12\%$ ККД падає до 0,8225. У той же час ступінь підвищення тиску P_k^* при тому ж значенні витрати зростає з 3,29 до 3,39.

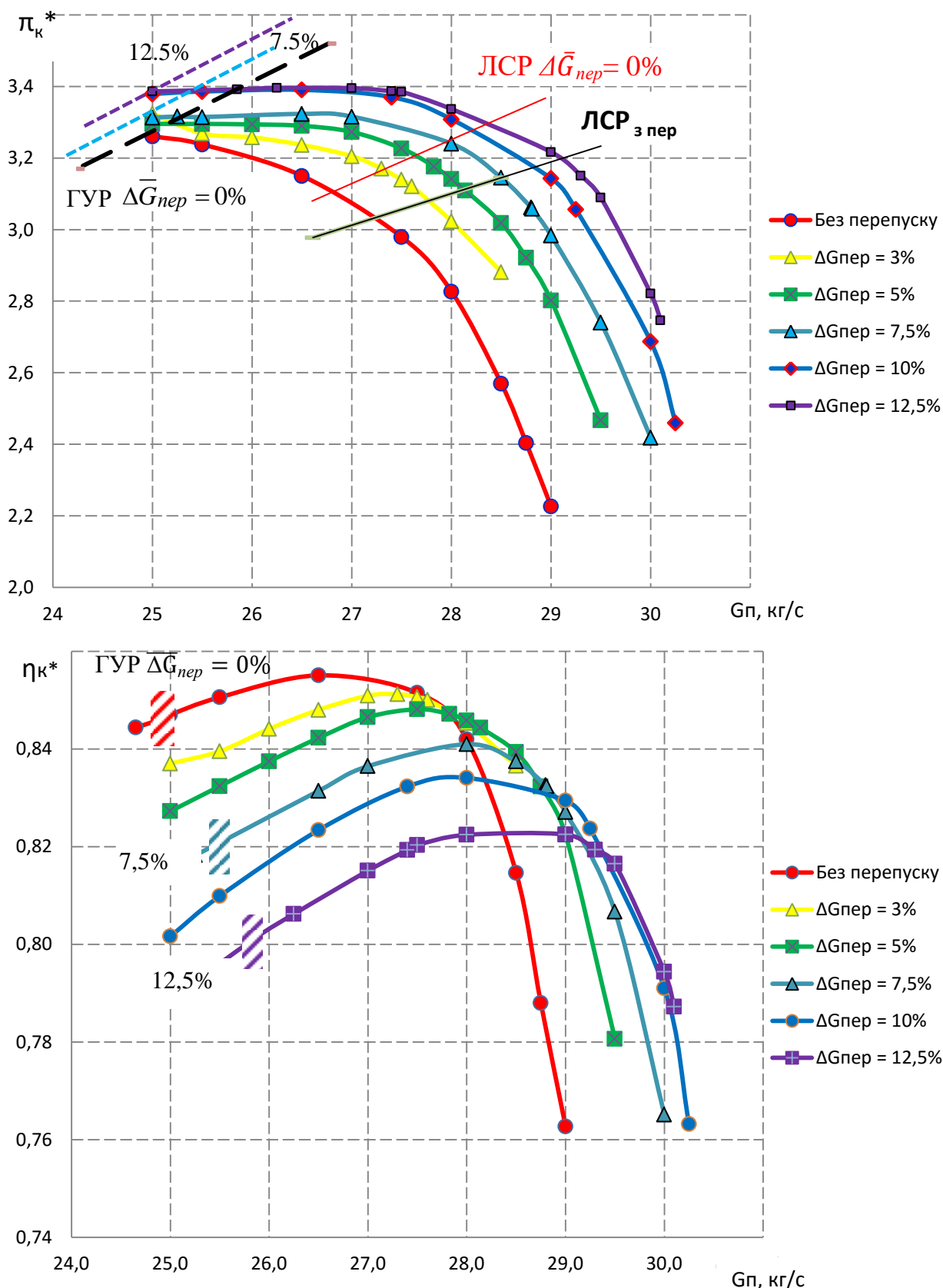


Рисунок 11 – Залежність ступеня підвищення тиску і ККД від витрати повітря на вході при різних значеннях витрати перепускаемого повітря

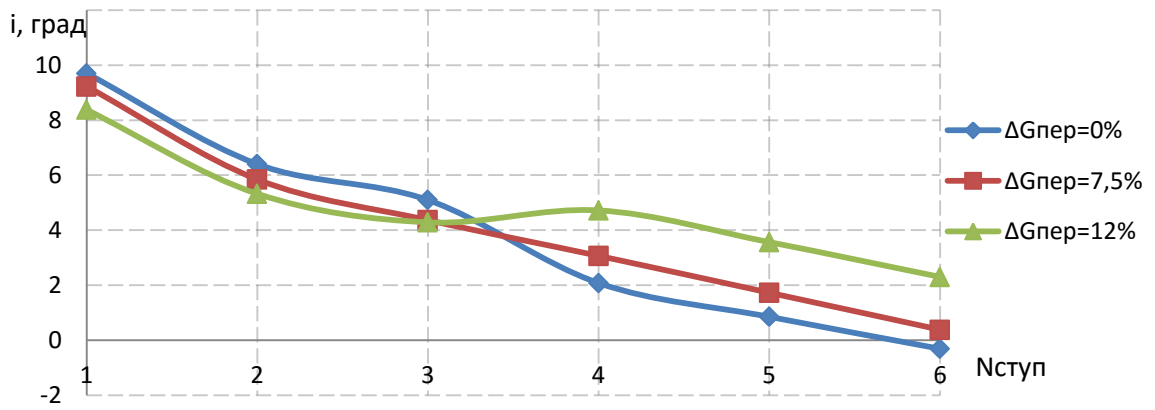


Рисунок 12 – Кути натікання на робочі колеса по ступеням на середньому радіусі при різних величинах перепускаємого повітря

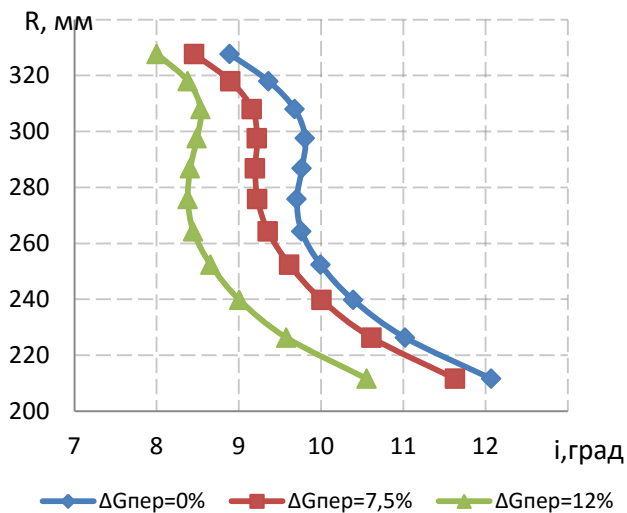


Рисунок 13 – Кути натікання на робоче колесо 1 ступеня по висоті лопатки для режиму близького до ГУР

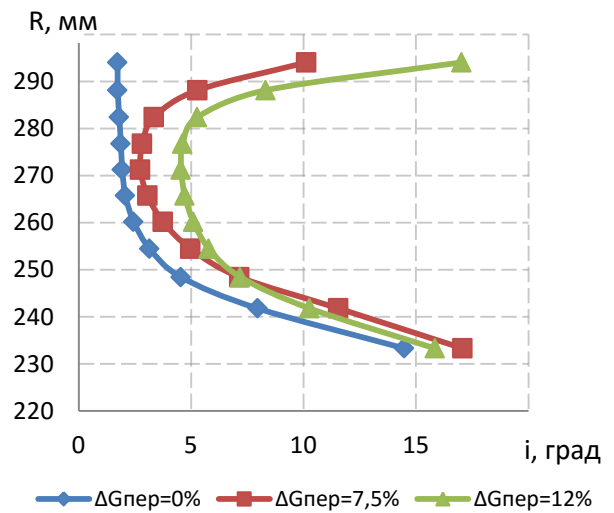


Рисунок 14 – Кути натікання на робоче колесо 4 ступеня (за перепуском) по висоті лопатки для режиму близького до ГУР

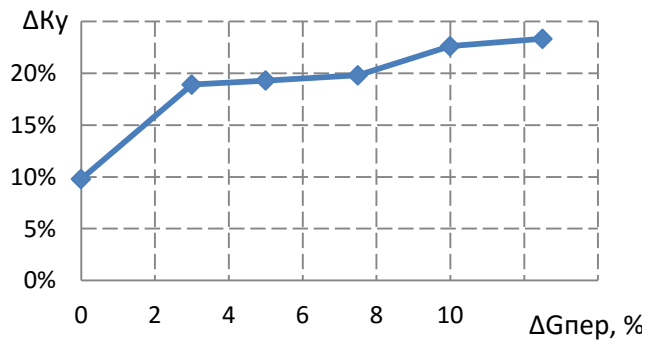
Як показали розрахунки, ініціатором появи нестійких режимів є перший ступінь компресора. Відкриття клапанів призводить до зменшення кутів натікання потоку на робоче колесо цього ступеня, що покращує режим його роботи. На рис.13 показано, як на режимі поблизу межі стійкості при відкритті клапанів зменшуються кути натікання на лопатки робочого колеса першого ступеня.

При цьому межа області стійкої роботи при відкритті клапанів зміщується в бік більших витрат.

Означена залежність дає змогу оцінити значення витрати перепускаемого повітря задля отримання бажаного запасу стійкості компресора на даній частоті обертання.

На рис.15 зображені запаси стійкості, які розраховані за формулами:

$$K_y = \frac{P_{к.гур}^* / G_{п.гур}}{P_{к.роб.т}^* / G_{п.роб}}; \Delta K_y = (K_y - 1) * 100\%.$$



$$\Delta K_y_{\Delta G_{пер}=0\%} = 9,79\%;$$

$$\Delta K_y_{\Delta G_{пер}=7,5\%} = 19,79\%;$$

$$\Delta K_y_{\Delta G_{пер}=12\%} = 23,31\%.$$

Рисунок 15 – Зміна запасу стійкості в залежності від перепускаемого повітря

Зазначене вище поліпшення обтікання лопаткових вінців перших ступенів і підвищення запасів стійкості може впливати на обтікання лопаток 4 ступеня, розташованого безпосередньо за клапанами перепуску, що відображено на рис.14. При занадто великій витраті перепускаемого повітря, ступінь, що розташована за клапаном, може виявитися на межі стійкої роботи. Через сильне зменшення витрати повітря на периферії робочого колеса 4 ступеня, кут натікання там збільшується до 17град, що є критичним значенням і, ймовірно, там можуть виникнути зривні явища.

ВИСНОВКИ

В результаті проведеної роботи можна зробити наступні висновки.

1. Проведено ознайомлення з методом розрахунку двовимірної осесиметричної течії в багатоступеневих компресорах. Розглянуто його можливості та необхідні для розрахунку дані.

2. Виконано розрахунок характеристик шестиступеневого компресора сучасного ГТД при закритих клапанах перепуску, побудовані радіальні епюри параметрів потоку, отримане положення межі області стійкої роботи.

3. Виконано розрахунок цього ж об'єкта при відкритих клапанах перепуску з різними величинами витрати перепускаемого повітря.

3.1 Показано, що на розглянутій зниженій частоті обертання, відкриття клапанів на 3-ому ступені дозволяє поліпшити обтікання початкових ступенів, зокрема першого ступеня, який є причиною появи нестійкості. Швидкості потоку, що набігає на ці ступені, збільшуються, кути натікання зменшуються і йдуть від критичних значень, діапазон беззривної роботи компресора збільшується.

3.2 Однак наявність перепуску повітря призводить до зниження ККД компресора, наслідком чого може бути зниження ефективності роботи двигуна в цілому.

3.3 Показано, що поліпшення обтікання перших ступенів може позначитися на течії в ступенях, розташованих за клапаном перепуску. Кути натікання на лопатки цих ступенів збільшуються і при великих значеннях витрати перепускаемого повітря можуть досягти критичних значень та, відповідно, викликати зривні явища на цих ступенях. Тому витрату перепускаемого повітря необхідно строго детермінувати і враховувати її значення при проектуванні компресора.

3.4 Проведено розрахунок запасів стійкості компресора при роботі з відкритими клапанами перепуску. Показано зв'язок між витратами перепускаемого повітря та значенням запасів стійкості компресора.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Котовский В.Н., Полев А.С. Теория авиационных двигателей. - М.: Изд-во ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2005. Ч. 1. - 366 с.
2. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. - М.: Машиностроение, 1970. - 614 с.
3. Кизеев И.С., Кожемяко П.Г., Эзрохи Ю.А.* Расчетно-экспериментальное исследование влияния отборов воздуха из промежуточной ступени компрессора на его характеристики // Труды МАИ. Выпуск № 103. - 27с.
4. S.D. Grimshaw, G. Pullan BLEED-INDUCED DISTORTION IN AXIAL COMPRESSORS // Proceedings of ASME TurboExpo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16 – 20, 2014, Düsseldorf, Germany. – 11p.
5. Franck CONAN Stephan SAVARESE Bleed Airflow CFD Modeling in Aerodynamics Simulations of Jet Engine Compressors // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2001 June 4-7, 2001, New Orleans, Louisiana. – 11p.
6. Горюнов А.И., Горюнов И.М., Моделирование распределенного отбора и подвода охлаждающего воздуха в ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, №3(19), 2009. – 3с.
7. Бойко Л.Г., Дёмин А.Е. Численное исследование течений в осевых компрессорах авиационных газотурбинных двигателей
8. Бойко Л.Г., Дьомін О.Є., Ковальов М.А. Комп'ютерна програма AxSym. Рішення про реєстрацію N3570 від 23.10.17