

М. А. Шевченко

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ЛОПАТКОВИХ
МАШИН ТА ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет
«Харківський авіаційний інститут»

М. А. Шевченко

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ЛОПАТКОВИХ
МАШИН ТА ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ**

Навчальний посібник
до лабораторних робіт

Харків «ХАІ» 2026

УДК 621.452.3.01.03–226:004.92(076.5)
Ш37

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. В. Ф. Сорокін,
канд. техн. наук, доц. В. І. Рубльов

Шевченко, М. А.

Ш37 Експериментальні методи досліджень лопаткових машин та газотурбінних двигунів [Електронний ресурс] : навч. посіб. до лаб. робіт / М. А. Шевченко. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т «Харків. авіац. ін-т», 2026. – 94 с.

ISBN 978-966-996-109-9

Розглянуто організацію аеродинамічних вимірювань у проточній частині газотурбінного двигуна із застосуванням пневмоприймачів різної конструкції, методи контролю вібраційного стану компресорного обладнання та оцінювання надійності його роботи. Приділено увагу теоретичним основам і практичним методам застосування теорії подібності для перерахунку характеристик лопаткових машин на різні режими експлуатації. Наведено математичне моделювання характеристики ГТД із використанням сучасних методів планування експерименту, зокрема центрального композиційного планування.

Для здобувачів освіти, які навчаються за спеціальностями G11 «Машинобудування», G11.02 «Двигуни та енергетичні установки», G4 «Енерговиробництво», G4.02 «Теплоенергетика», J8 «Автомобільний транспорт».

Іл. 47. Табл. 16. Бібліогр.: 4 назви

УДК 621.452.3.01.03–226:004.92(076.5)

ISBN 978-966-996-109-9

© Шевченко М. А., 2026
© Національний аерокосмічний університет
«Харківський авіаційний інститут», 2026

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	4
Лабораторна робота № 1 ВИМІРЮВАННЯ ТИСКІВ У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ КОМПРЕСОРА.....	6
Лабораторна робота № 2 ВИМІРЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУР У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ КОМПРЕСОРА.....	23
Лабораторна робота № 3 ВИМІРЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ КОМПРЕСОРА.....	35
Лабораторна робота № 4 ПЕРЕРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА НА ЗАДАНІ ПАРАМЕТРИ НА ВХОДІ З ВИКОРИСТАННЯМ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕСОРА У ЗВЕДЕНИХ ПАРАМЕТРАХ.....	52
Лабораторна робота № 5 ВИМІРЮВАННЯ ВІБРАЦІЙ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА.....	60
Лабораторна робота № 6 ВИЗНАЧЕННЯ МОДЕЛІ ЗАЛЕЖНОСТІ ПОТУЖНОСТІ ТВАД ВІД ЗВЕДЕНИХ ОБЕРТІВ ТУРБОКОМПРЕСОРА ТА ВІЛЬНОЇ ТУРБІНИ.....	80
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	93

ПЕРЕДМОВА

Сучасний розвиток авіаційного двигунобудування та енергетичного машинобудування є неможливим без глибокого поєднання теоретичних розрахунків із ретельним експериментальним відпрацюванням вузлів і агрегатів. Лопаткові машини та газотурбінні двигуни (ГТД) є складними технічними системами, робочі процеси в яких характеризуються високою динамічністю, нестаціонарністю потоків та значними механічними навантаженнями. Саме тому вміння планувати, проводити та аналізувати результати експерименту є критично важливими для сучасного інженера-дослідника.

Навчальний посібник розроблено як методичне забезпечення дисципліни «Експериментальні методи досліджень лопаткових машин та газотурбінних двигунів». Головною метою видання є закріплення теоретичних знань шляхом практичного опанування методик вимірювання, оброблення даних і математичного моделювання характеристик двигунів та їх компонентів.

Матеріал посібника структуровано за чотирма стратегічними напрямками, які охоплюють повний цикл дослідної роботи:

1. Діагностика параметрів газового потоку. Основою будь-якого випробування є точне визначення термодинамічних параметрів. У посібнику детально розглянуто методики вимірювання статичного та повного тисків, температури загальмованого потоку, а також векторних характеристик повітря (швидкості та напрямку) у проточній частині. Особливу увагу приділено конструктивним особливостям та специфіці застосування орієнтованих і неорієнтованих приймачів (зондів), що дають змогу здобувачам освіти усвідомити похибки вимірювань у реальних умовах експлуатації.

2. Теорія подібності та моделювання характеристик. Оскільки випробування натурних об'єктів часто є економічно недоцільними або технічно складними, ключового значення набуває теорія подібності. У роботах практикуму викладено основи П-теореми та принципи спрощення критеріальних залежностей. Здобувачі освіти опанують методику перерахунку характеристик компресора у зведених (безрозмірних) параметрах, що є необхідним для прогнозування роботи машини на нерозрахункових режимах.

3. Динамічна міцність та вібраційний контроль. Експлуатаційна надійність лопаткових машин напряму залежить від їх віброакустичного

стану. Посібник містить спеціальні методики вимірювання та контролю вібраційних характеристик на прикладі відцентрового компресора, що дає змогу майбутнім фахівцям зрозуміти, як ідентифікувати небезпечні режими роботи та забезпечувати цілісність конструкції під час експерименту.

4. Планування експерименту та регресійний аналіз. Сучасний підхід до досліджень ГТД потребує мінімізації кількості випробувань при максимальній інформативності. У заключній частині описано методику побудови математичних моделей залежності потужності турбокомпресора та вільної турбіни турбовального двигуна від зведених обертів турбокомпресора та вільної турбіни. Застосування методів планування експерименту, зокрема центрального композиційного планування (ЦКП), дає змогу здобувачам освіти набути навичок статистичного оброблення даних та побудови емпіричних рівнянь регресії.

Під час написання розділу «Діагностика параметрів газового потоку» використано методичні напрацювання кандидата технічних наук, доцента М. М. Кудіна, які суттєво сприяли системному опрацюванню цієї теми.

Лабораторна робота № 1

ВИМІРЮВАННЯ ТИСКІВ У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ КОМПРЕСОРА

Мета роботи: ознайомитися зі способами вимірювання повних і статичних тисків у проточній частині компресорів, конструкцією і розміщенням у проточній частині приймачів тиску.

Теоретичні відомості

Вимірювання тисків дренажними отворами на внутрішніх стінках каналів компресора

Статичні тиски вимірюють за допомогою дренажних отворів діаметром 0,5 мм.

Похибку під час вимірювання тиску показано на рисунку 1.1.

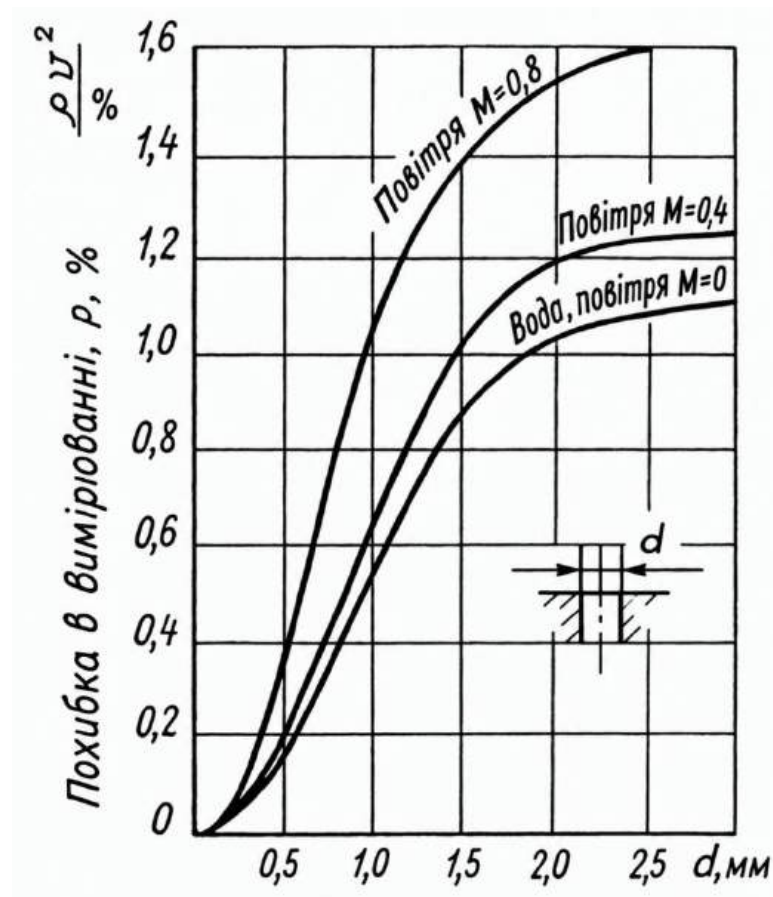


Рисунок 1.1 – Похибка під час вимірювання тиску

Відношення довжини дренажного отвору до його діаметра становить не менше трьох (рисунок 1.2), неперпендикулярність осей дренажних отворів до поверхні стінки, що обтікається потоком, – не більше ніж $\pm 5^\circ$.

Дренажні трубки, вмонтовані в корпус компресора для передачі тиску, мають внутрішній діаметр, приблизно у 2–2,5 раза більший за діаметр приймального отвору, а з'єднувальні трубки між компресором і манометром – малу довжину та внутрішній діаметр, який у 1,3–1,5 раза більший за внутрішній діаметр дренажних трубок.

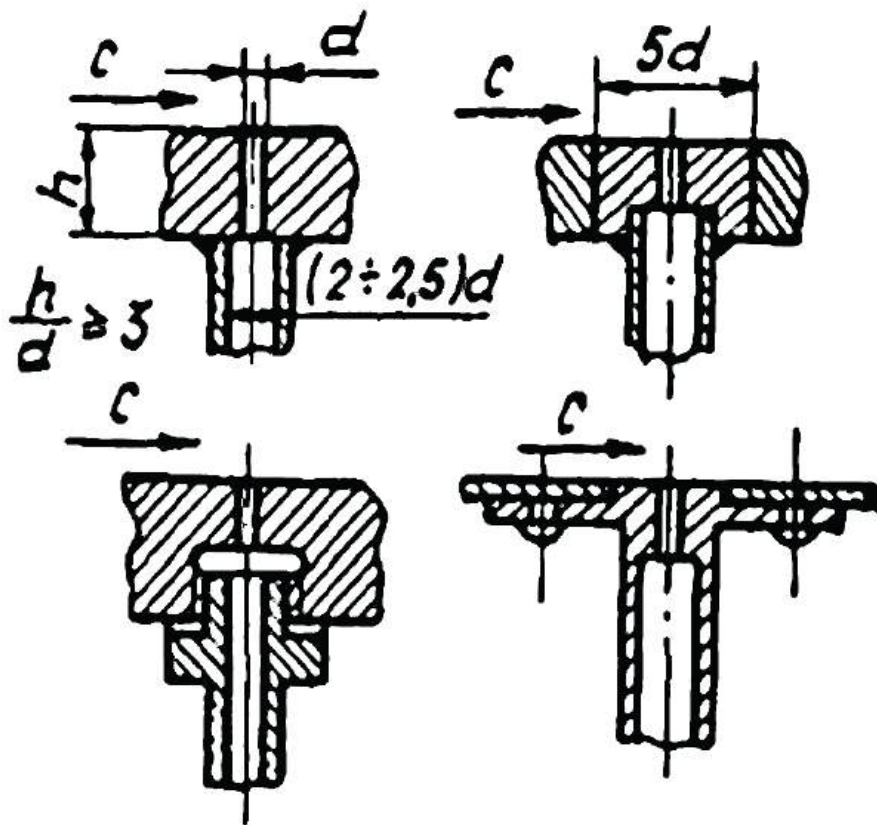


Рисунок 1.2 – Вимоги до конструкції та монтажу дренажних отворів для вимірювання статичного тиску

Пробки з розміщеними в них дренажними отворами мають зовнішній діаметр, що дорівнює п'яти діаметрам отворів. Пробки і дренажні отвори виконуються врівень із внутрішньою поверхнею стінки, що обтікається потоком. Гострі кромки дренажних отворів не можна зенкувати і округляти, на них також не допускаються задирки.

Не можна розташовувати дренажні отвори поблизу деталей конструкції 1,2,3, 4, що виступають у потік (рисунок 1.3).

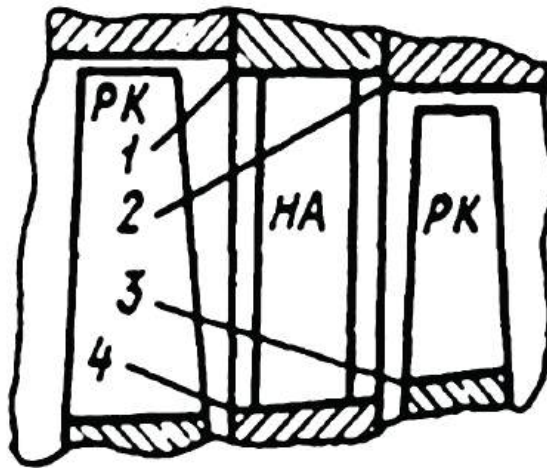


Рисунок 1.3 – Приклади неприпустимого розташування дренажних отворів поблизу виступних елементів у потоці

Дозволяється розбіжність сполучених деталей і конструкції величиною 0,1...0,2 мм зі збільшенням у напрямку потоків 5, 6, 7, 8 (рисунок 1.4).

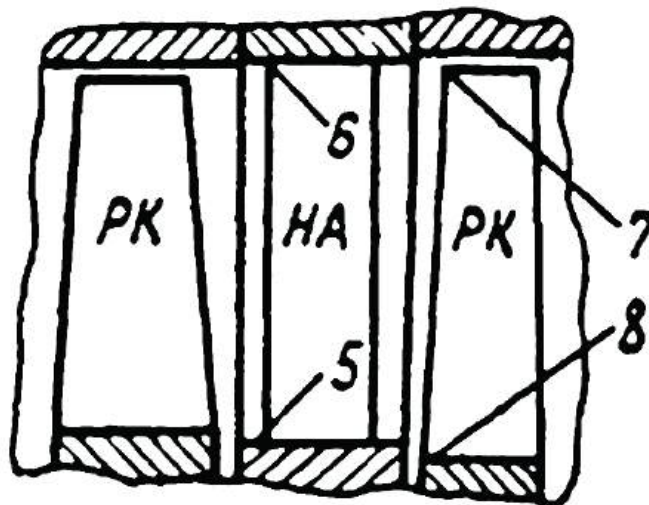


Рисунок 1.4 – Приклади припустимого розташування дренажних отворів поблизу виступних елементів у потоці

На стінках біля дренажних отворів не допускаються увігнутості, опуклості та ризики.

Шорсткість поверхні стінки, що обтікається потоком, поблизу дренажного отвору має бути не нижчою за 2,5.

Дренажні отвори повинні мати однаковий опір повітрю, що втікає і витікає.

Кількість дренажних отворів на обичайці або втулці в осьових зазорах між лопатковими вінцями має бути мінімум чотири в кожному. Отвори розташовують по колу рівномірно і на одному радіусі, осі дренажних отворів у кільцевих осьових зазорах між лопатковими вінцями – у середині каналів напрямних апаратів з урахуванням зносу потоку.

Під час вимірювання тисків на обичайці над робочими колесами має бути 5–12 дренажних отворів залежно від розмірів лопаток. Ці отвори необхідно розташовувати вздовж осі компресора на рівних відстанях відносно один одного.

Повітряні магістралі, що з'єднують у кожному поперечному перерізі компресора дренажні отвори з бачком об'ємом 20...30 см³ і вторинним приладом для вимірювання тиску, мають однакові довжини та внутрішні діаметри.

Лопатки напрямних апаратів, що містять дренажні отвори, виготовляють з високоміцної сталі. У середині хорди такої лопатки фрезерується прямокутний паз для укладання дренажних трубок. Дренажні трубки припаюють до полиць, а до пера лопатки кріплять фольгою з нержавіючої сталі, яку приварюють точковим електроіскровим зварюванням.

Повітряні магістралі, що з'єднують дренажні отвори зі вторинними приладами, періодично промиваються бензином, продуваються сухим чистим повітрям і перевіряються на герметичність під тиском повітря, більшим за робочий на 50 %.

Під час обкатки компресора перевіряється правильність вимірювання тиску дренажними отворами. Якщо в одному з них виміряний тиск істотно перевищує тиск у решті в тому самому поперечному перерізі компресора, то його від'єднують від вторинного приладу (у разі неможливості виявлення й усунення причини, що спричинила цю відмінність).

Під час точного вимірювання різниці тисків між будь-якими двома точками, приєднаними, наприклад, до колін одного і того ж U-подібного манометра, обидва отвори виконують однаковими як за розміром, так і за формою.

Вимірювання повного тиску

Якщо напрямок потоку відхиляється від розрахункового значення не більше ніж на $\pm 15^\circ$, повний тиск у кільцевій решітці вимірюють одноточковими приймачами (рисунки 1.5, 1.6), радіальними (рисунки 1.9, 1.10) і кроковими гребінками без протоку (рисунки 1.11, 1.12). За більшого відхилення потоку повний тиск вимірюють одноточковими приймачами

(див. рисунки 1.7, 1.8), радіальними (рисунки 1.13, 1.14) і кроковими (рисунки 1.15, 1.16) гребінками з протоком повітря через дефлектор.

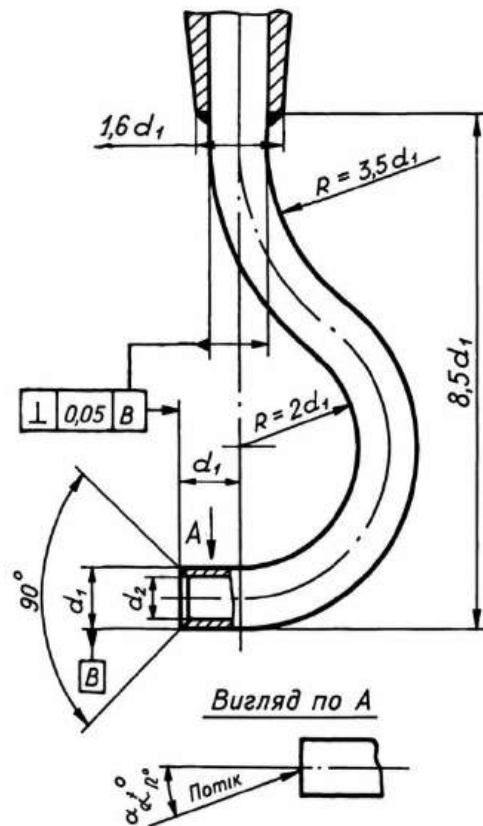


Рисунок 1.5 – Одноточковий приймач повного тиску для потоків з малим відхиленням напрямку кута натікання

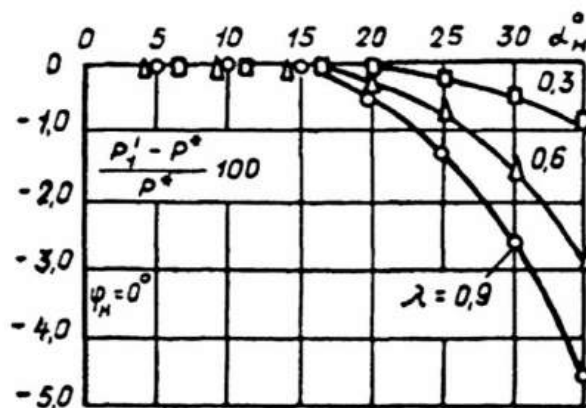


Рисунок 1.6 – Графік залежності відносної похибки вимірювання повного тиску від кута натікання потоку α_n та зведеної швидкості λ ($\varphi_n = 0$ – кут нахилу приймача або кут повороту приймача відносно площини вимірювання)

Неперпендикулярність торця трубки до її осі становить не більше 0,05 мм. В усіх трубках, що сприймають повний тиск, відношення внутрішнього діаметра до зовнішнього має бути максимальним, водночас товщина стінки – не менше ніж 0,1...0,2 мм, а внутрішній діаметр – у межах від 0,5 до 1,0 мм через 0,1 мм.

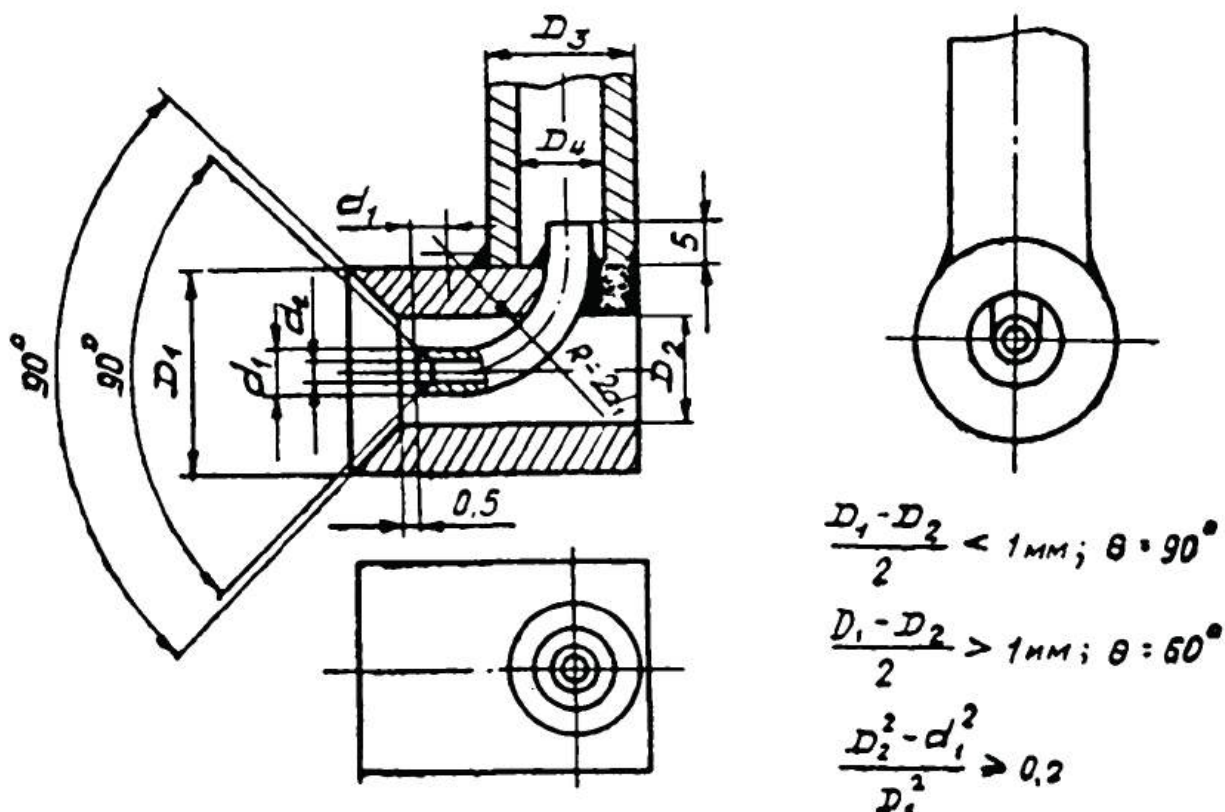


Рисунок 1.7 – Одноточковий проточний приймач повного тиску для потоків з великим відхиленням напрямку кута натікання

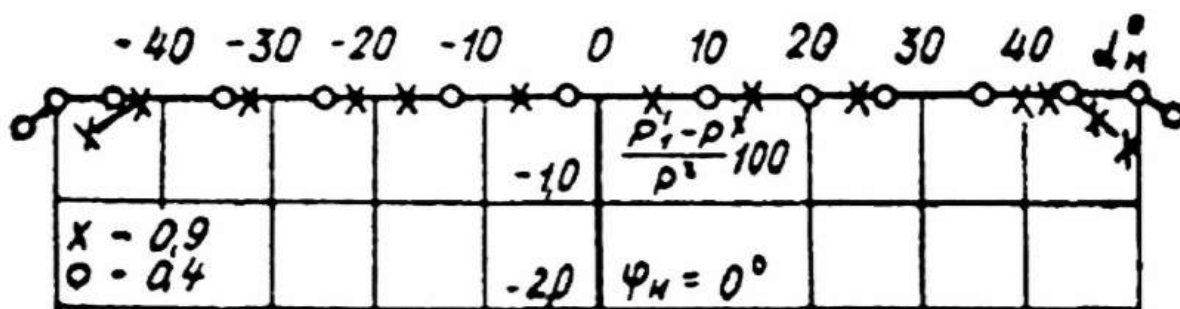


Рисунок 1.8 – Залежність відносної похибки вимірювання повного тиску від кута натікання потоку α_n та зведеної швидкості λ для одноточкового проточного приймача

Внутрішній діаметр трубок, що дорівнює 0,5 мм, застосовують тільки для приймача з малою довжиною трубки.

Кінці трубок, що сприймають повний тиск, роззенковують із торця під кутом 90° до зовнішнього діаметра. Непаралельність осей трубок у гребінках між собою не має перевищувати $\pm 0,1$ мм.

Непаралельність осей отворів у гребінках і приймачах до поздовжньої площини установочної колодки має становити не більше 0,5 мм на довжині 30 мм. Для зменшення чутливості приймача до скосу потоку в дефлекторі виконують чотири отвори під кутом 45° до осі державки. В одноточкових приймачах і радіальних і крокових гребінках повного тиску з протоком крайні кромки дефлекторів роблять гострими, без вм'ятин, майданчиків, задирок і сходинок; трубки, що сприймають повний тиск, і дефлектори – концентричними. Гребінки з протоком повного тиску встановлюють у канали висотою понад 200 мм. Повний тиск по висоті каналу перед компресором вимірюють трубками, встановленими на передніх краях лопаток вхідного напрямного апарата (рисунок 1.17), а за відсутності його – на ребрах жорсткості, на яких тримається втулка компресора.

Похибка вимірювання повного тиску цими трубками не перевищує 1 % (за $M = 0,5$ і відхилення напрямку потоку в тангенціальній площині до $\pm 18^\circ$). Для визначення радіального розподілу повних тисків по висоті каналу в проточній частині компресора осі приймачів мають збігатися з розрахунковим напрямком потоку в меридіональній площині.

Приймачі та гребінки повного тиску в процесі експлуатації періодично випробовують в аеродинамічній трубці, приймальні трубки, що сприймають тиск, оглядають через лупу з великим збільшенням. Зміну форми трубки, порушення співвісності приймача та екранувальних трубок, забруднення усувають. Державки приймачів виготовляють із високоміцної нержавіючої сталі. Дефлектори виготовляють разом із державкою. Необхідно звернути увагу, що похибка в 1 % під час вимірювання повного тиску у ступені компресора, який має ступінь підвищення повного тиску 1,4, спричиняє похибку ККД 3 %. При ступені підвищення 1,15 похибка в 1 % у повному тиску спричинить похибку ККД 7 %.

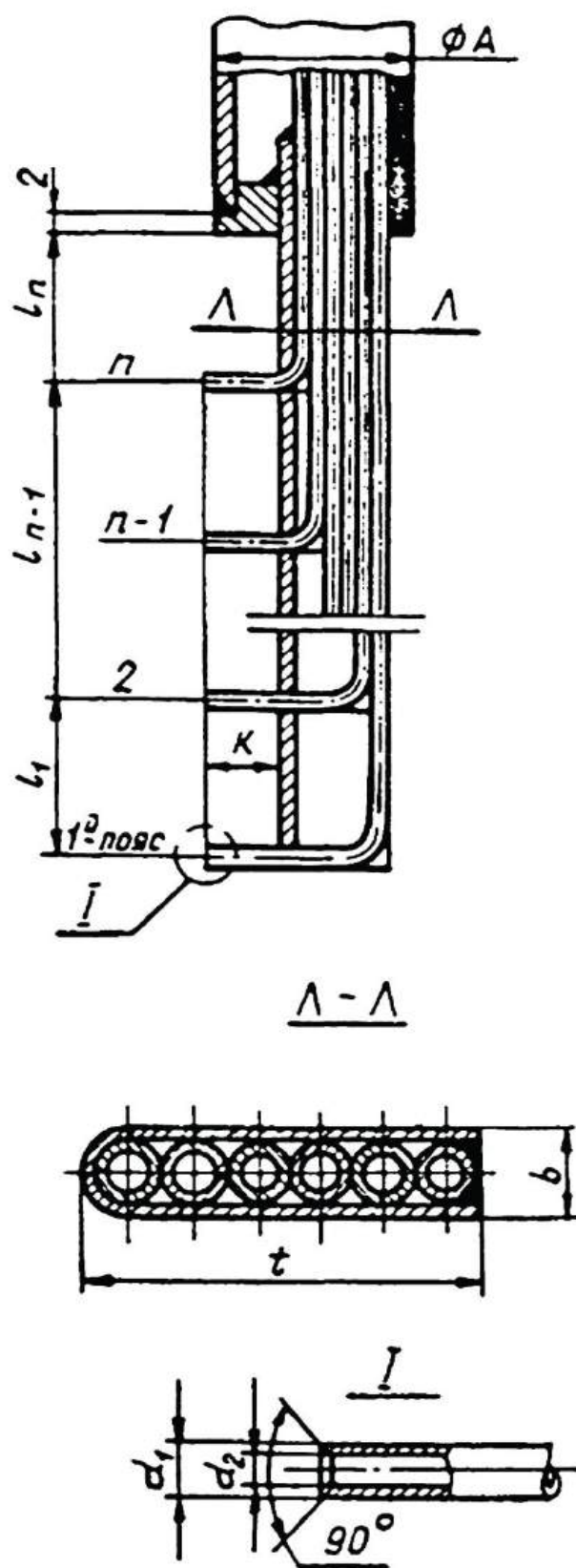


Рисунок 1.9 – Радіальна гребінка для вимірювання повного тиску
(для потоків з малим відхиленням напрямку кута натікання)

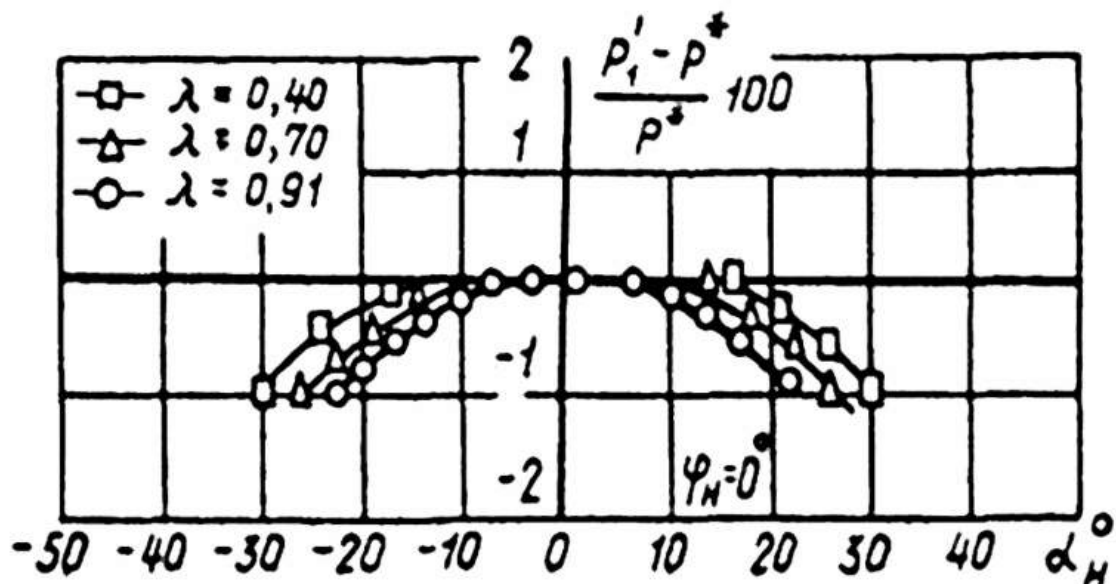


Рисунок 1.10 – Графік залежності відносної похибки вимірювання повного тиску від кута натікання потоку α_n та зведеної швидкості λ для радіальної гребінки

Повний тиск в одній і декількох точках за радіусом компресора з висотою проточної частини 20...40 мм, якщо напрям потоку від розрахункового або передбачуваного відрізняється не більше ніж на $\pm 15^\circ$, вимірюють неорієнтованими одноточковими та багатопоясними трубчастими Г-подібними приймачами, що не орієнтуються (рисунок 1.18). Якщо напрямок струму відхиляється від розрахункового або передбачуваного більш ніж на $\pm 15^\circ$ і висота проточної частини компресора має ту саму висоту, повний тиск вимірюють багатопоясним неорієнтованим приймачем із протоком.

Рекомендації щодо встановлення приймачів і гребінок тиску в проточній частині компресора

Загальне перекриття поперечних перерізів у кільцевих зазорах між лопатковими вінцями компресора приймачами і гребінками тисків не повинно перевищувати 1,5 %.

Площа міделя приймачів (гребінок) тисків, що встановлюються за робочим колесом, має становити не більше ніж 10 % від площі у просвіті його міжлопаткового каналу.

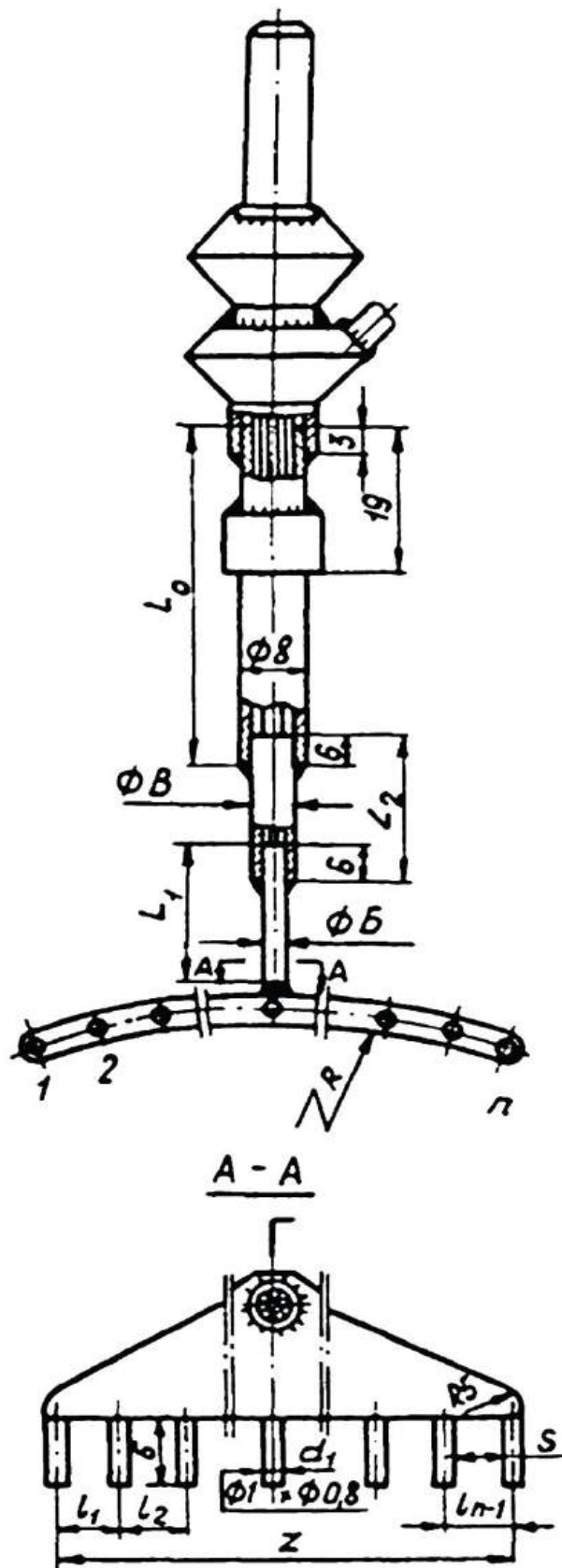


Рисунок 1.11 – Крокова гребінка для вимірювання повного тиску
(для потоків з малим відхиленням напрямку кута натікання)

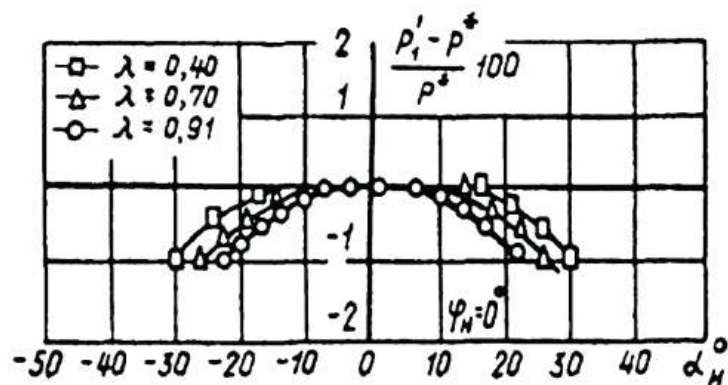


Рисунок 1.12 – Графік залежності відносної похибки вимірювання повного тиску від кута натікання потоку α_n та зведеної швидкості λ для крокової гребінки

Точки для визначення параметрів потоку за радіусом вибирають так. Перша точка розташовується від втулки або зовнішньої стінки (обичайки) на 3...5 мм. У каналах, що мають висоту 20...40 мм, розташовують 3–5 точок вимірювання, понад 40 мм – до 12.

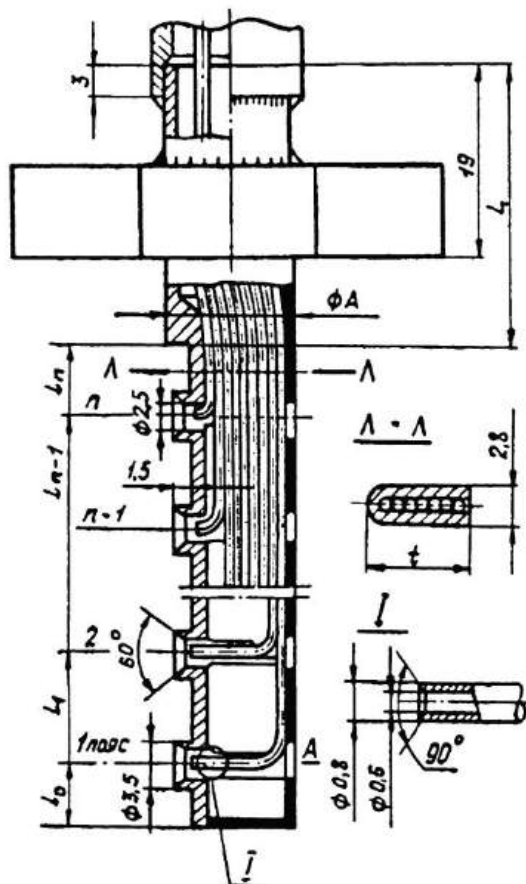


Рисунок 1.13 – Радіальна гребінка для вимірювання повного тиску з протоком повітря через дефлектор

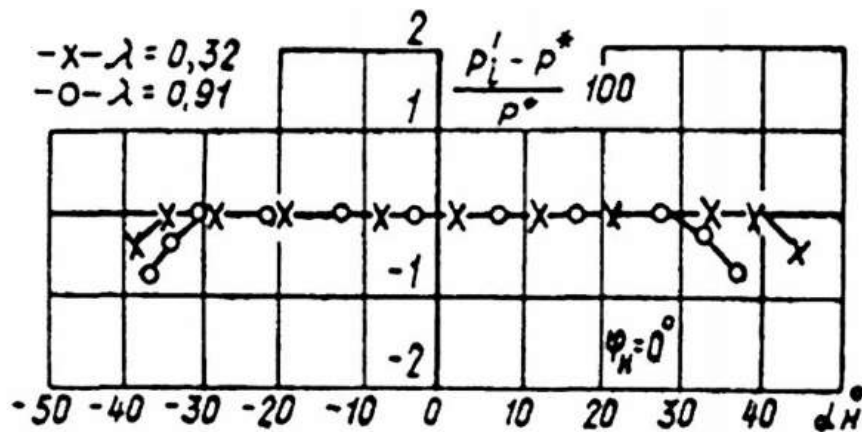


Рисунок 1.14 — Графік залежності відносної похибки вимірювання повного тиску від кута натікання потоку α_n та зведеної швидкості λ для радіальної гребінки з протоком повітря через дефлектор

По колу за кожним робочим колесом розташовано від 1 до 6 місць вимірювань.

Радіальні неорієнтовані гребінки встановлюють за робочими колесами в середині каналів напрямних апаратів так, щоб приймальні елементи перебували в кільцевих зазорах між лопатковими вінцями. Точки вимірювань параметрів потоку мають встановлюватися на одних і тих самих радіусах.

Щоб уникнути значних похибок при вимірюванні повного тиску приймачем, установленим у середині каналу за напрямним апаратом ступені, не допускається навпроти цього каналу за робочим колесом ставити інший прилад.

Радіальні гребінки, що встановлюються в проточну частину компресора на глибину 100...150 мм і більше, повинні мати опору у втулці.

Під час опрацювання результатів випробувань на ЕОМ точки вимірювання по висоті каналу мають розташовуватися на однакових відстанях одна від одної.

Осі приймачів і гребінок параметрів потоку слід розташовувати в кожному поперечному перерізі на рівних відстанях по колу і одна від одної, а по висоті каналу – в одних і тих самих точках.

У радіальних гребінок відстань між крайніми дефлекторами і обичайкою (втулкою), що обтікаються потоком, має бути не менше ніж 1,5...2 мм.

Радіальні гребінки повного тиску встановлюють у середині каналів напрямних апаратів, що їм передують, так, щоб вони з урахуванням знесення потоку не потрапляли в зону слідів від лопаток.

Під час випробування компресора з пристроєм, що створює нерівномірний потік перед його входом, поля повних тисків вимірюють приймачем із п'ятьма радіальними гребінками, які рівномірно розташовані по колу та мають 8–10 вимірювальних точок за радіусом.

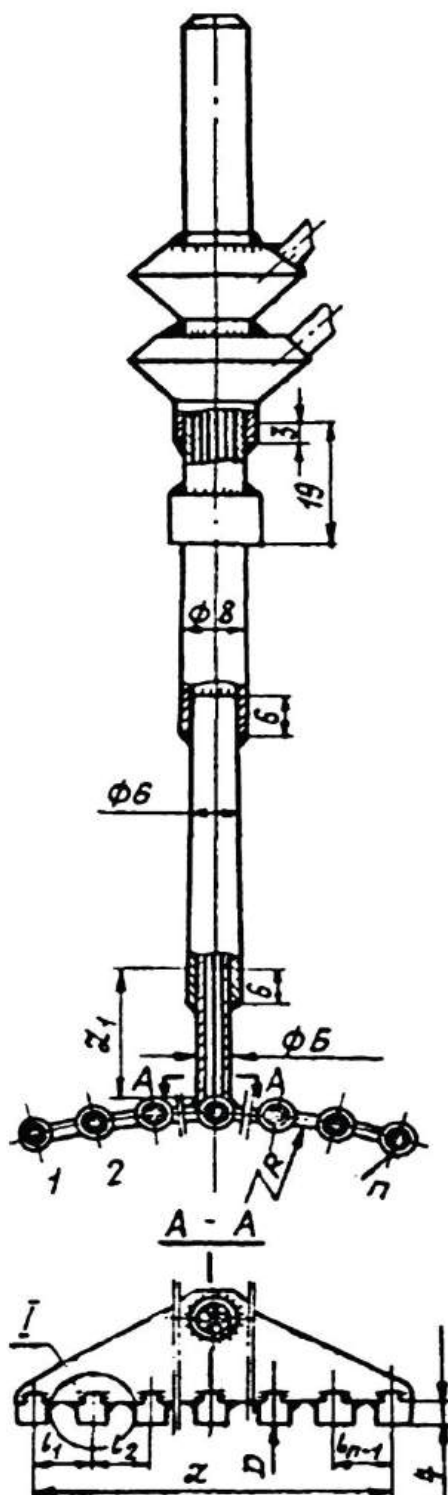


Рисунок 1.15 – Крокова гребінка для вимірювання повного тиску з протоком повітря через дефлектор

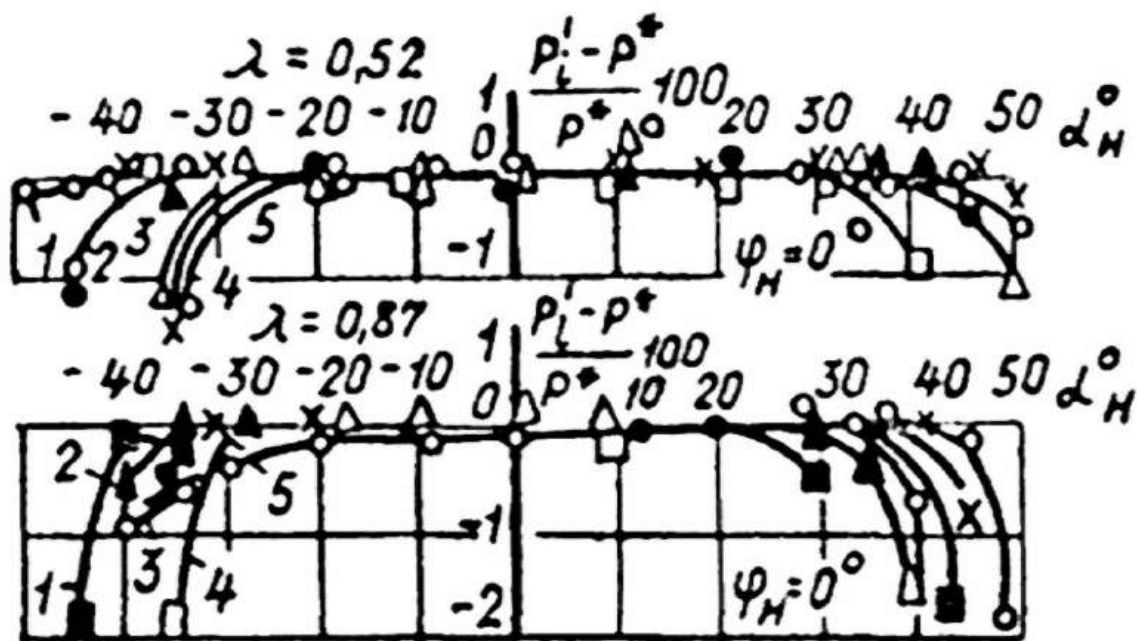


Рисунок 1.16 – Залежність відносної похибки вимірювання повного тиску від кута натікання потоку α_H та зведеної швидкості λ для крокової гребінки з протоком повітря через дефлектор

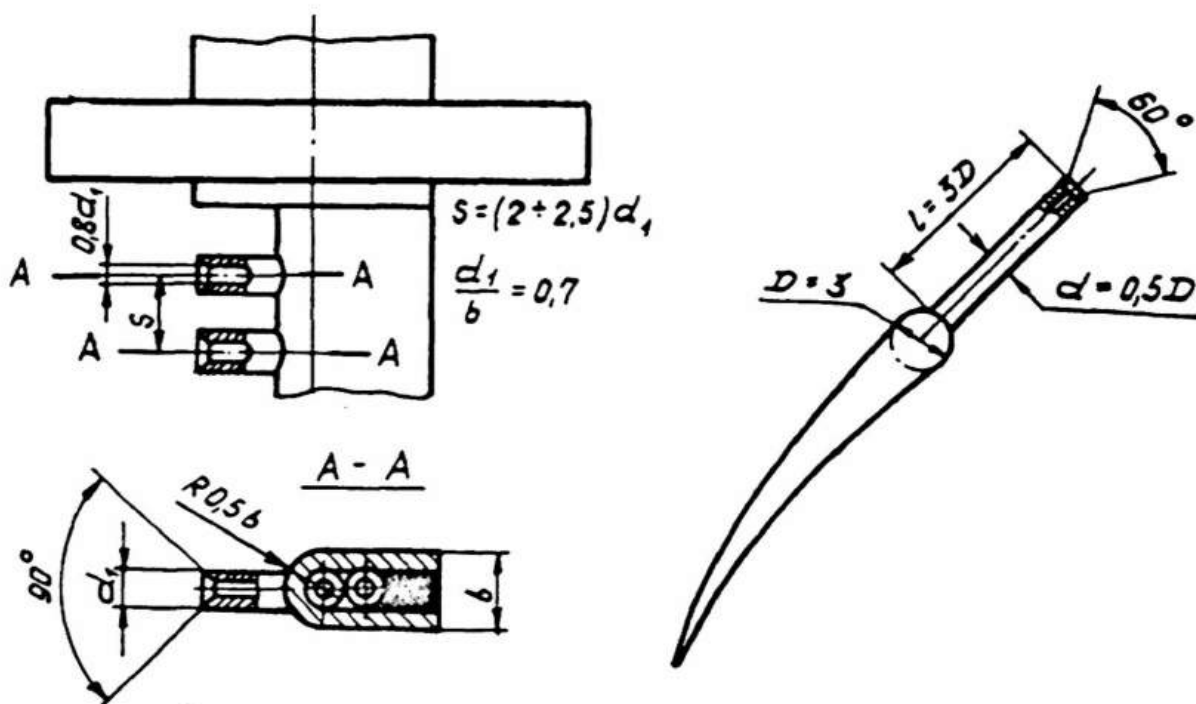


Рисунок 1.17 – Установлення приймачів повного тиску (трубок) на передніх краях лопаток вхідного напрямного апарата

Гребінки встановлюють у кільце, яке під час вимірювання за допомогою електродвигуна дискретно через 4–12° повертається по колу.

Повний тиск на виході з компресора вимірюють 4–6 кроковими гребінками, розташованими рівномірно по колу в центрі рівновеликих кільцевих площ, що мають від 10 до 23 вимірювальних точок у кожній, і однієї радіальної гребінки з 4–6 вимірювальними точками. Відстань між осями крайніх трубок у крокових гребінках має дорівнювати кроку кільцевої решітки в місці встановлення. Осі трубок у крокових гребінках мають знаходитися на однаковій відстані одна від одної.

Повний тиск на виході зі ступеня вимірюють 3–6 радіальними гребінками з кількістю вимірювальних точок, що дорівнює 3–10.

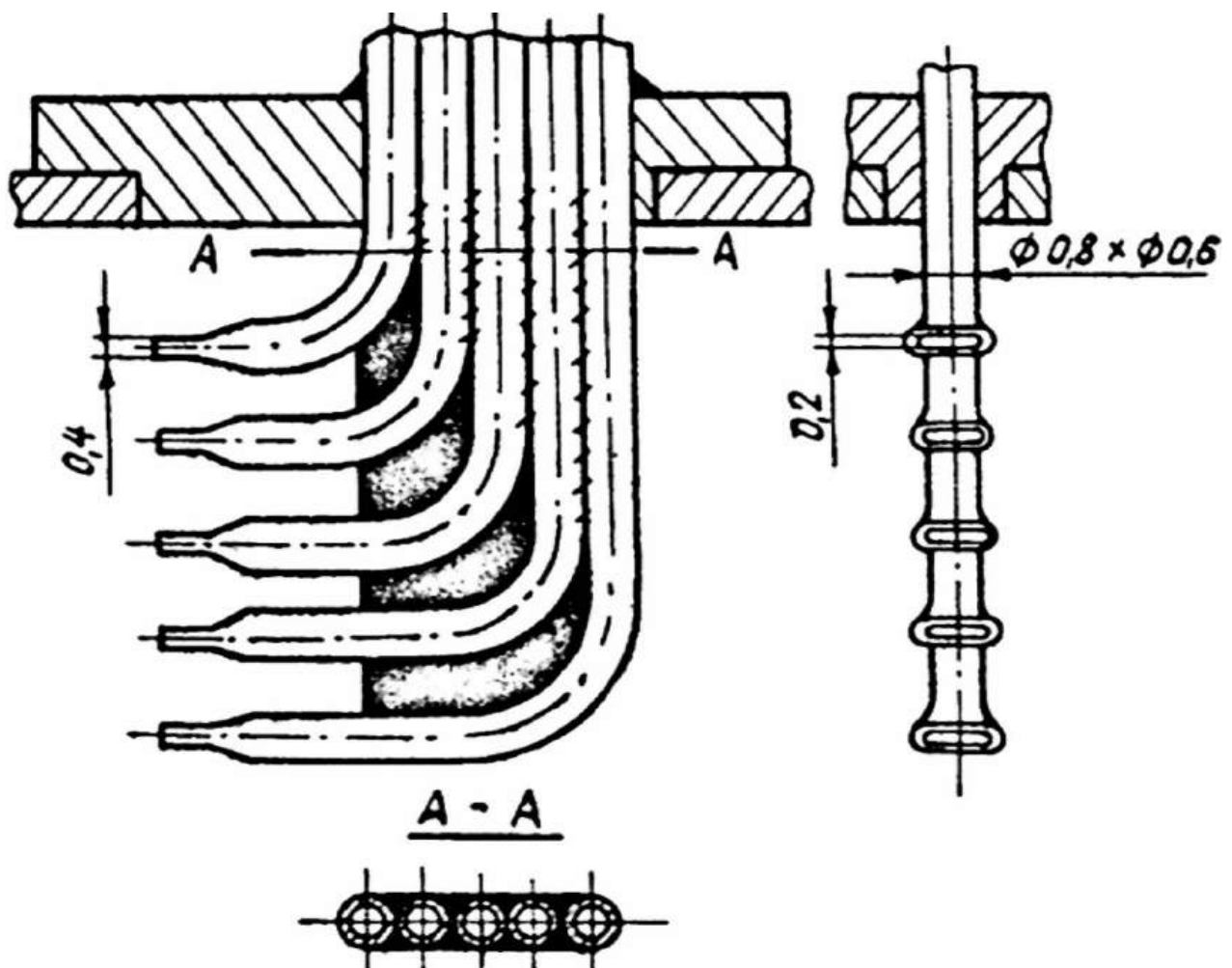


Рисунок 1.18 – Неорієнтований багатопоясний трубчастий Г-подібний приймач (гребінка) для вимірювання повного тиску

Крокові та радіальні гребінки повного тиску, що встановлюються на виході з компресора, мають зміщуватися одна відносно одної в напрямку потоку на довжину, що дорівнює діаметру стрижня, щоб не перекивати проточну частину.

Торці трубок (дефлекторів) гребінок мають розташовуватися якомога ближче до задніх крайок лопаток напрямних апаратів на виході з компресора, але не ближче ніж на 0,5 довжини їхньої хорди.

Повні тиски за кожним робочим колесом по висоті каналу в усіх ступенях вимірюють неорієнтованими багатопоясними радіальними гребінками.

Повний тиск перед входом у компресор вимірюють у поперечному перерізі ресивера, віддаленому від вхідного перерізу колектора на відстані одного зовнішнього діаметра робочого колеса першого ступеня. Для вимірювання використовують трубки, встановлені відкритим кінцем назустріч потоку на осі ресивера, і щонайменше чотири дренажні отвори, рівномірно розташовані по колу на внутрішній стінці ресивера.

Можливі причини похибок вимірювання повних і статичних тисків у компресорі

Основні похибки при вимірюванні повного і статичного тисків потоку в компресорі виникають від нестаціонарності, неоднорідності та турбулентності потоку. На величину похибки впливають розміри і розташування приймачів відносно лопаток робочого колеса, напрямного апарата, стінок каналу. Багато з перелічених чинників ще недостатньо вивчені. У літературі з вивчення впливу низки цих факторів на показання приймачів містяться суперечливі дані. Нині ще не розроблено методів, які дали б змогу вводити поправки в показання приймачів (гребінок) під час вимірювань у нестаціонарних, неоднорідних і закручених потоках і поблизу стінок каналу.

Сучасні приймачі в стаціонарному й однорідному потоці дають змогу вимірювати повний і статичний тиски із похибками, що не виходять за межі десятих часток відсотка. Ці ж приймачі в неоднорідному нестаціонарному потоці спричиняють похибки до кількох відсотків при вимірюванні повного і статичного тисків.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичним матеріалом.
2. Ознайомитися з препаруванням проточних частин стендів відцентрового компресора, осьового компресорного ступеня, навчального турбореактивного двигуна.
3. Нарисувати схеми препарування цих стендів для вимірювання повного і статичного тисків.
4. Проаналізувати ці схеми з використанням нормативного матеріалу.
5. Оформити звіт з лабораторної роботи.

Контрольні запитання

1. Які стандартні геометричні вимоги (номінальний діаметр, відношення довжини до діаметра h / d , кут неперпендикулярності) висуваються до дренажних отворів для точного вимірювання статичного тиску?
2. Чому при підготовці дренажних отворів категорично заборонено Zenкувати, округляти їхні гострі кромки або залишати задирки? Який аеродинамічний ефект це спричиняє?
3. В яких випадках для вимірювання повного тиску в кільцевій решітці компресора доцільно застосовувати приймачі (або гребінки) з протоком повітря замість звичайних односточкових приймачів?
4. Назвіть основні причини виникнення похибок при вимірюванні повного і статичного тисків у реальному компресорі.

Лабораторна робота № 2

ВИМІРЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУР У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ КОМПРЕСОРА

Мета роботи: ознайомитися зі способами вимірювання повних температур у проточній частині компресорів, первинними перетворювачами температури, вимогами до їх конструкції та розміщення в проточній частині, способами подання їх характеристик, джерелами похибок вимірювання.

Теоретичні відомості

Вимірювання температури загальмованого потоку

Температуру загальмованого потоку повітря вимірюють приймачами з чутливими елементами у вигляді термопар (рисунки 2.1–2.3) і термометрами опору.

Для послідовного вимірювання температури загальмованого потоку в окремих точках по висоті каналу одноточкові термопари переміщують за допомогою дистанційно керованих координатників (рисунок 2.4).

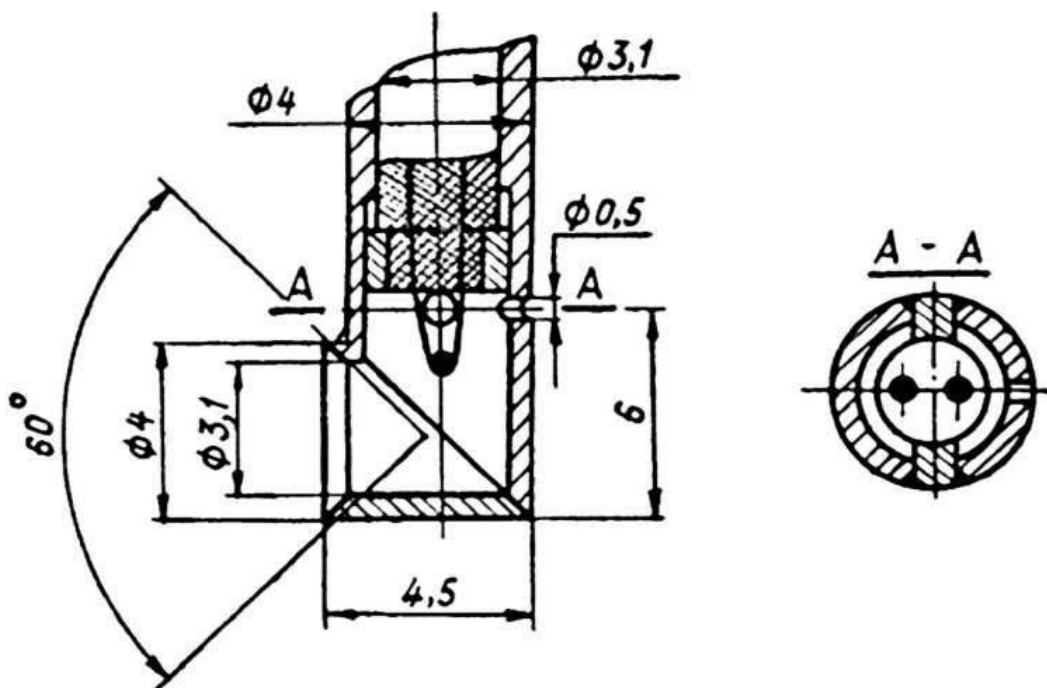


Рисунок 2.1 – Конструкція приймача температури загальмованого потоку з чутливим елементом у вигляді термопари

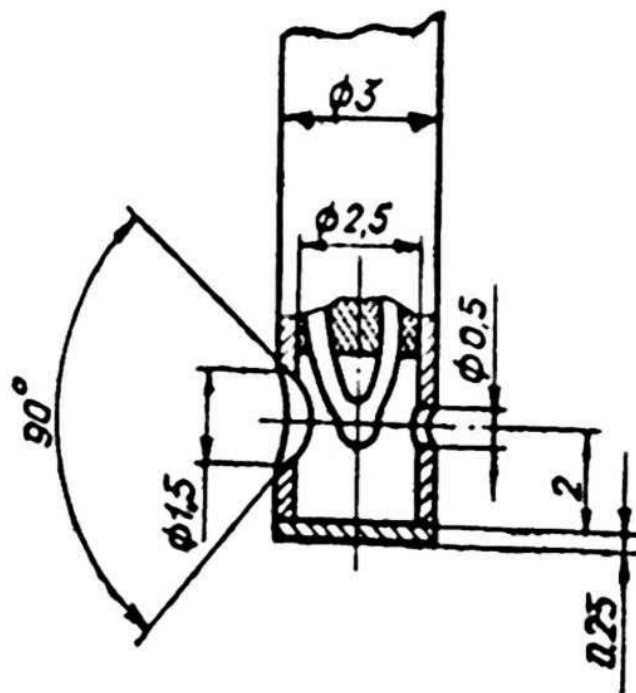


Рисунок 2.2 – Приймач температури загальмованого потоку з термопарою

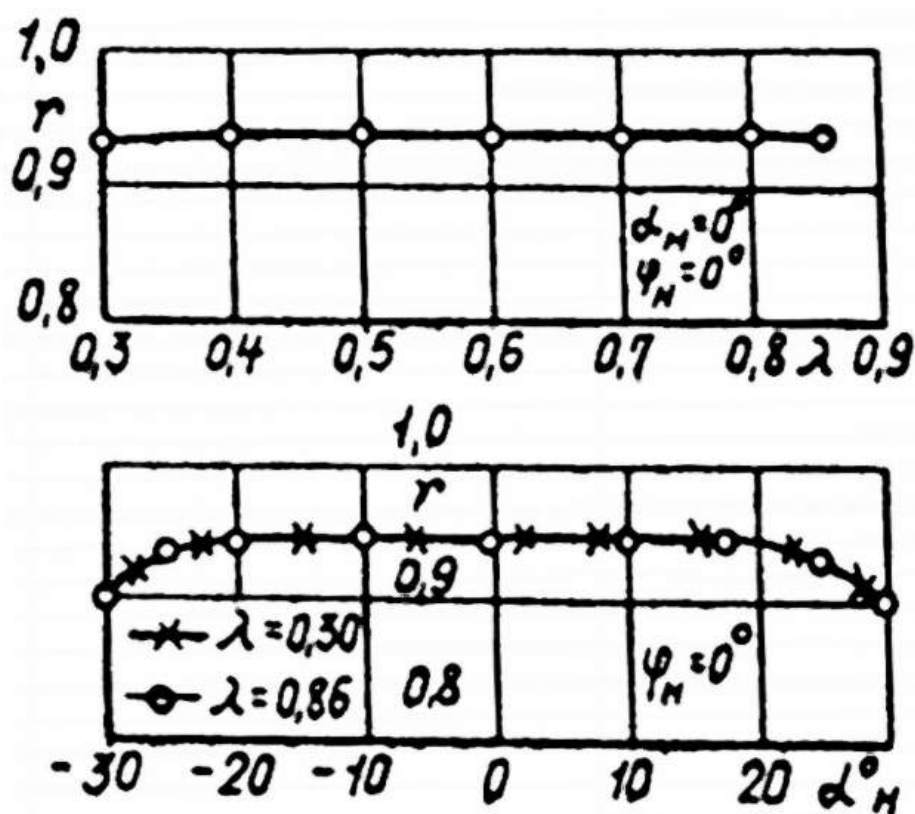


Рисунок 2.3 – Залежність відносної похибки вимірювання термопарою повної температури від кута натікання потоку α_H та зведеної швидкості λ

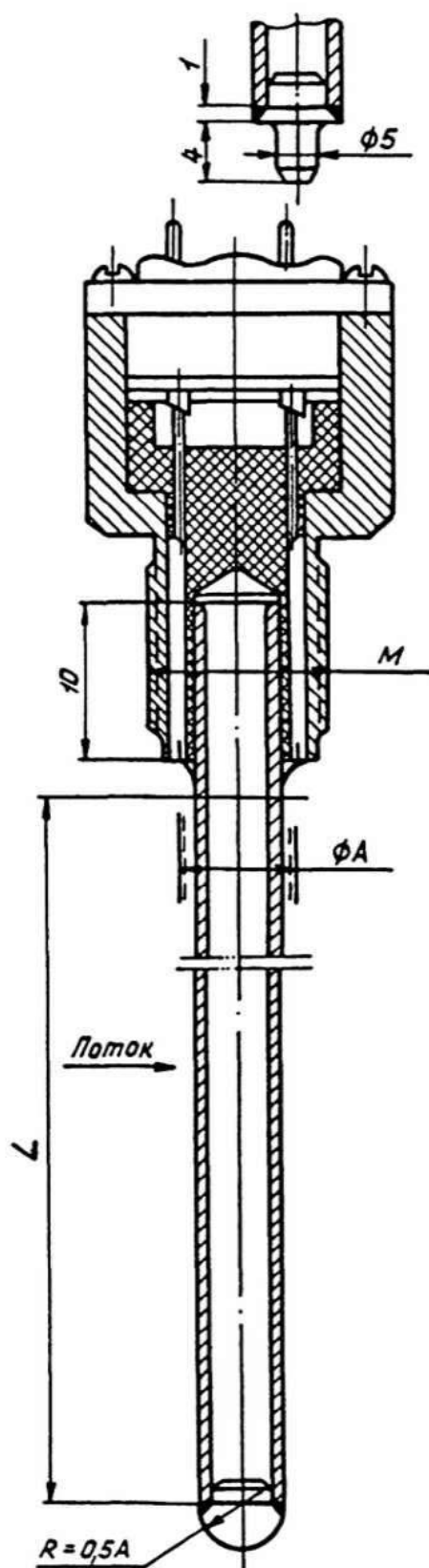


Рисунок 2.4 – Приймач температури загальмованого потоку з чутливим елементом у вигляді термометра опору (придатний для радіального профілювання)

Гребінки термопар (рисунки 2.5, 2.6) рекомендують як неорієнтовані для одночасного вимірювання температури загальмованого потоку за робочими колесами в декількох точках по висоті каналу.

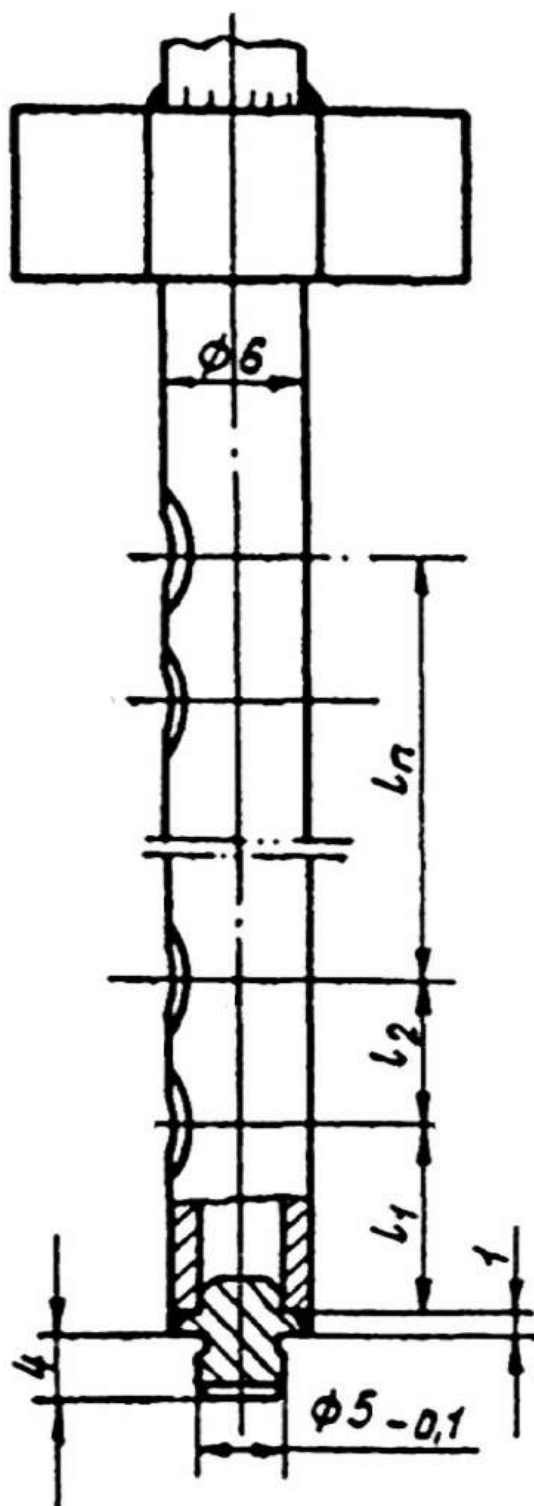


Рисунок 2.5 – Неорієнтована гребінка термопар для одночасного вимірювання температури загальмованого потоку

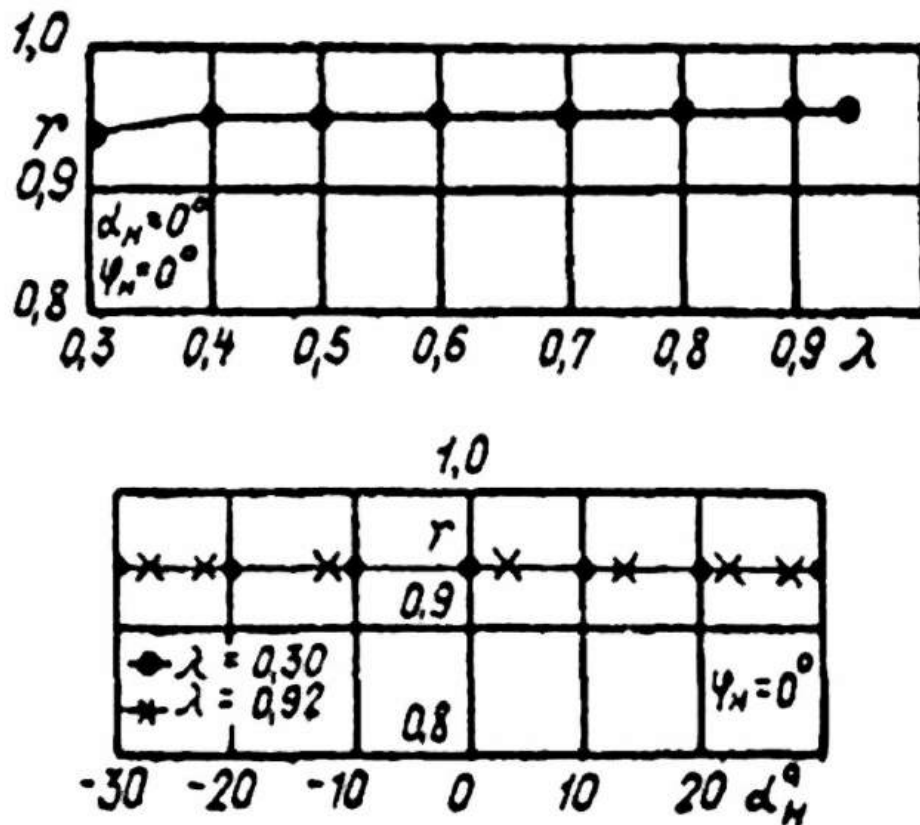


Рисунок 2.6 – Залежність відносної похибки вимірювання неорієнтованою гребінкою термопар повної температури від кута натікання потоку α_n та зведеної швидкості λ

Середнє значення температури гальмування на вході в компресор, де нерівномірність досягає 3–4 °С, вимірюють трьома термометрами опору, рівномірно розташованими по колу на відстані від вхідного перерізу колектора, що дорівнює одному діаметру робочого колеса першого ступеня.

Для термометрів опору застосовують мідний дріт діаметром 0,04 мм з електричним опором 53 Ом.

Середньоарифметичне значення температури гальмування перед компресором під час оброблення результатів випробувань на ЕОМ вимірюють трьома радіальними 5–10-поясними гребінками з паралельним приєднанням термопар. Термопари виготовляють із хромового, копелевого та алюмінієвого дрітів діаметром 0,2, 0,3 і 0,5 мм. Термоелектроди діаметром 0,2 мм застосовують тільки для малогабаритних приймачів діаметром 2...2,5 мм. Для ізоляції

термоелектродів один від одного і від корпусу, в якому вони розміщуються, застосовують кремнеземну нитку, просочену кремнійорганічним термостійким лаком. Робочі кінці термопар отримують електродуговим зварюванням. Термоелектроди біля робочого кінця термопар ізолюють один від одного порцеляновими трубками, що мають зовнішні діаметри 1,2, 2 і 3 мм, а внутрішні – 0,2, 0,3 і 0,5 мм. Для герметизації місць виходу термоелектродів із двоканальних трубок використовують клей, що витримує температури 300...400 °С. Ущільнення, кріплення та електроізоляція термоелектродів у головці термопар у діапазоні температур від -60 до +300 °С виконують шайбами з гуми та фторопласту. Для зменшення похибки вимірювання температури внаслідок теплопровідності корпусу приймача між ним і корпусом компресора встановлюють втулку з теплоізоляційного матеріалу з малою теплопровідністю. Відносна похибка при вимірюванні температури внаслідок неповноти гальмування за різних значень чисел потоку визначається з графіка (рисунок 2.7).

Під час вимірювання малої різниці температур з високим ступенем точності термоелектроди термопар екранують сталевую оцинкованою плетінкою.

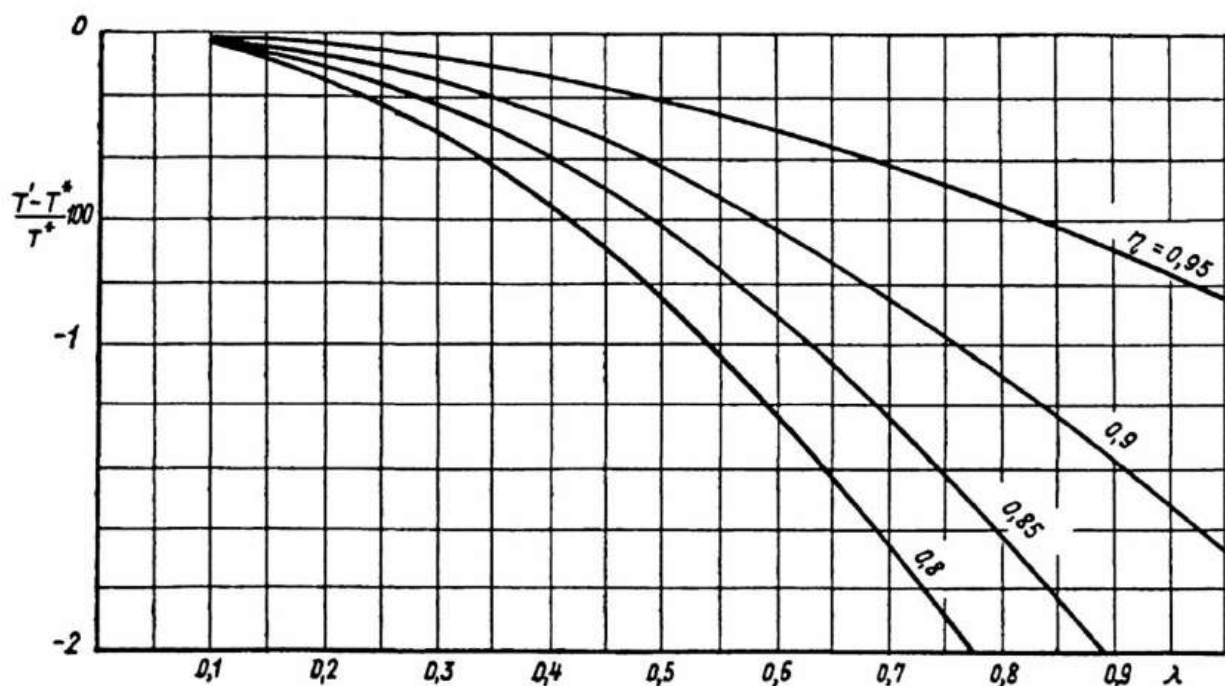


Рисунок 2.7 – Графік залежності відносної похибки вимірювання температури гальмування від зведеної швидкості λ та коефіцієнта відновлення температури η

Неповнота гальмування η (характеристика конкретної конструкції приймача, яку визначають шляхом калібрування в аеродинамічній трубі до початку основних випробувань). Криві на графіку позначено значеннями η (коефіцієнт відновлення температури):

$$\eta = \frac{T' - T}{T^* - T},$$

де T — статична температура потоку. Цей коефіцієнт показує, яку частку кінетичної енергії потік знову перетворив на теплову, "відновивши" температуру. Ідеальний приймач мав би $\eta = 1$. Чим менше η (криві 0,8; 0,85; 0,9), тим більша похибка.

Якщо

$$\delta = \frac{T' - T^*}{T^*},$$

то, враховуючи швидкість і неповноту гальмування, дійсна повна температура становить

$$T^* = \frac{T'}{1 + \delta}.$$

Таким чином, з рисунка 2.7 видно, як сильно зростає похибка вимірювання температури при високих швидкостях (великих λ) і наскільки важливо мати приймач з високим коефіцієнтом відновлення η (близьким до 1) для мінімізації похибки.

Одночасне вимірювання повного тиску і температури гальмування

Для одночасного вимірювання повного тиску і температури гальмування в одній або декількох точках по висоті проточної частини компресора використовують комбіновані неорієнтовані приймачі та гребінки, зображені на рисунках 2.8, 2.9.

Одноточкові приймачі порівняно з гребінками мають менші розміри, незначною мірою затіняють проточну частину компресора і викликають систематичні похибки під час вимірювань у кількох точках по висоті каналу завдяки використанню одного й того самого приймача, вторинного приладу та координатника, яким дистанційно керують. При застосуванні цього методу вимірювань завжди є можливість зняти приймач для огляду або заміни його іншим.

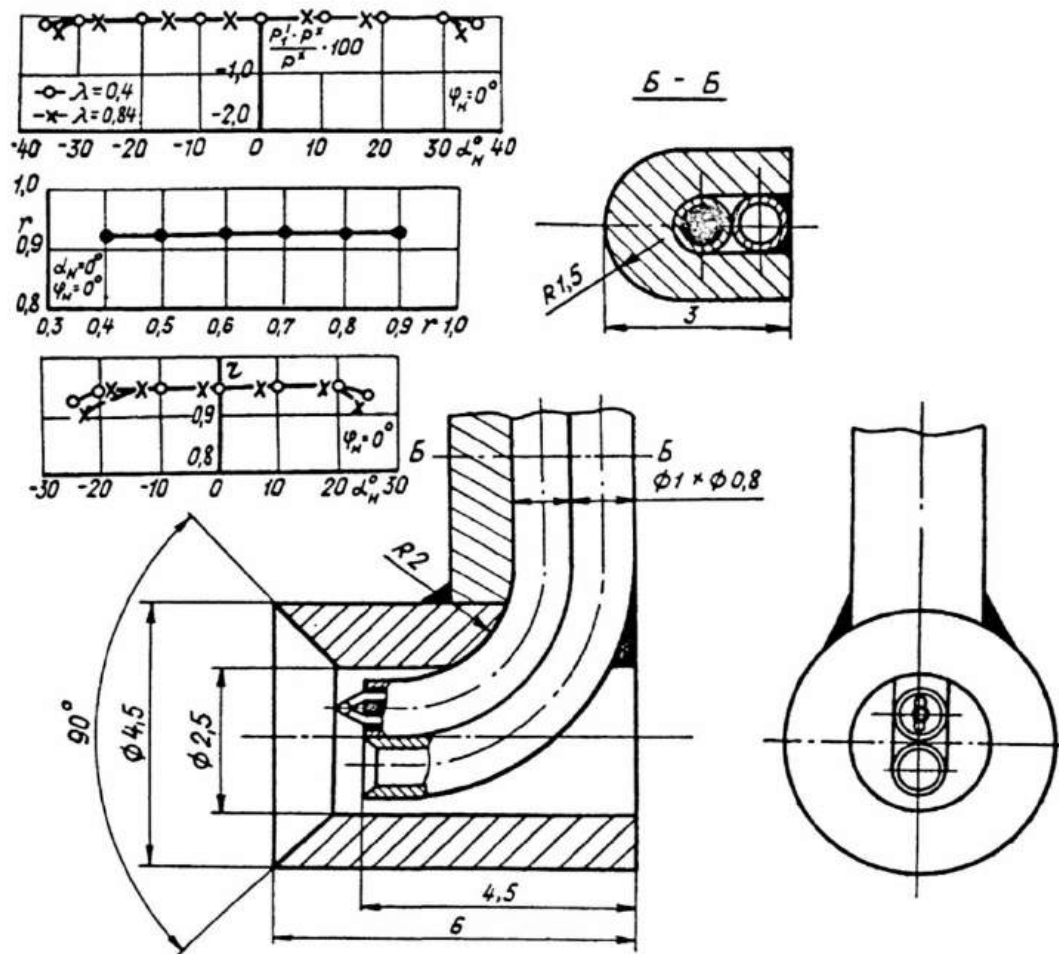


Рисунок 2.8 – Комбінований неорієнтований одноточковий приймач для одночасного вимірювання повного тиску та температури гальмування

Рекомендації щодо встановлення приймачів і гребінок для вимірювання температур у проточній частині компресора

Загальне перекриття поперечних перерізів у кільцевих зазорах між лопатковими вінцями компресора приймачами і гребінками температур не має перевищувати 1,5 %.

Площа міделя приймачів (гребінок) температур, що встановлюються за робочим колесом, має становити не більше 10 % від площі у просвіті його міжлопаткового каналу. Точки для визначення параметрів потоку за радіусом вибирають так. Перша точка розташована від втулки або зовнішньої стінки на 3...5 мм. Для каналів, що мають висоту 20...40 мм, застосовують 3–5 точок вимірювання, понад 40 мм – 5–12.

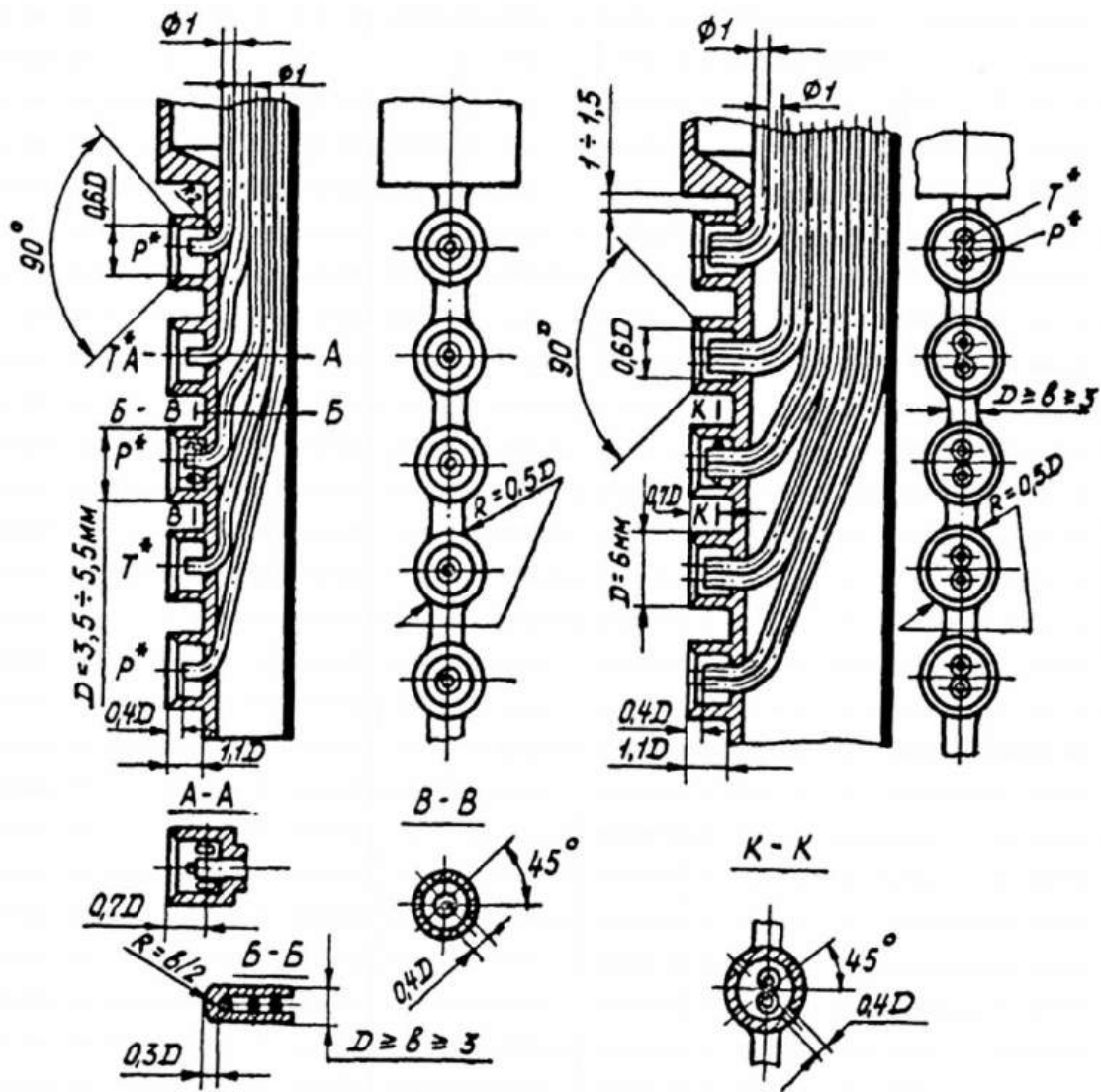


Рисунок 2.9 – Комбінована неорієнтована гребінка для одночасного вимірювання профілів повного тиску та температури

Кількість місць вимірювань по колу за кожним робочим колесом становить 1–6.

Радіальні неорієнтовані гребінки встановлюють за робочими колесами в середині каналів напрямних апаратів так, щоб приймальні елементи перебували в кільцевих зазорах між лопатковими вінцями.

Точки вимірювань параметрів потоку необхідно встановлювати на одних і тих самих радіусах. Радіальні гребінки, що встановлюються в проточну частину компресора на глибину 100...150 мм і більше, повинні мати опору у втулці.

Точки вимірювання під час опрацювання результатів випробувань на ЕОМ мають розташовуватися на однакових відстанях одна від одної по

висоті каналу, а без застосування ЕОМ – у центрі рівновеликих кільцевих площ.

Осі приймачів і гребінок параметрів потоку слід розташовувати в кожному поперечному перерізі на рівних відстанях по колу і одна від одної, а по висоті каналу – в одних і тих самих точках.

У радіальних гребінок відстань між крайніми дефлекторами і обичайкою (втулкою) має бути не менше ніж 1,5...2 мм.

Радіальні гребінки температури гальмування встановлюють у середині каналів напрямних апаратів, що встановлено перед ними так, щоб вони з урахуванням зносу потоку не потрапляли в зону слідів від лопаток.

Температуру гальмування потоку на виході з компресора вимірюють трьома–шістьма радіальними гребінками, що мають 3–10 вимірювальних поясів.

Щоб не перекривати проточну частину компресора, крокові та радіальні гребінки температури гальмування мають зміщуватися одна відносно одної в напрямку потоку на довжину, що дорівнює діаметру стрижня.

У радіальних гребінок кількість приймачів повних тисків і термопар має бути однаковою.

Торці трубок (дефлекторів) гребінок розташовують якомога ближче до задніх крайок лопаток напрямних апаратів на виході з компресора, але не ближче ніж на 0,5 їх хорди.

Температури гальмування за кожним робочим колесом по висоті каналу в усіх ступенях вимірюють неорієнтованими багатопоясними радіальними гребінками.

Температуру гальмування повітряного потоку перед компресором вимірюють на трьох радіусах, рівномірно розташованих по колу на відстані, що дорівнює одному діаметру робочого колеса 1-го ступеня від вхідного перерізу колектора трьома радіальними гребінками термопар.

Можливі причини похибок під час вимірювання температури загальмованого потоку в компресорі

Основними причинами похибок, що виникають під час вимірювання температури потоку повітря, є: неповне гальмування в місці встановлення термопар, теплопередача по корпусу приймача і вплив радіації нагрітих частин компресора.

Коефіцієнт відновлення термопар, що застосовуються під час вимірювання, дуже близький до одиниці (0,96...0,999). За середнього

значення коефіцієнта відновлення, що дорівнює 0,98, температурне виправлення на величину недостатнього гальмування буде нехтувано малим навіть за мінімально можливої температури гальмуванням 300 К. Тому похибка в коефіцієнті відновлення, який досить точно визначається під час градування в аеродинамічній трубі, не призведе до значних похибок під час визначення температури потоку. Теплопередача по корпусу приймача температури може мати істотне значення в тому випадку, коли температура потоку значно відрізняється від температури повітря, що оточує компресор, або його корпусу.

Під час вимірювання температури можливі також значні похибки у разі сильного градієнта температури за радіусом.

Підведення тепла до приймача температури в компресорі внаслідок радіації виключається, оскільки за таких порівняно невисоких температур, які мають деталі компресора, радіація практично відсутня. Таким чином, найімовірнішими причинами похибки під час вимірювання температури можуть бути нестационарність і нерівномірність.

На підставі теоретичних та експериментальних досліджень доведено, що в нестационарному потоці термоприймач сприймає середню за часом температуру, яка за достатнього віддалення термоприймача від робочого колеса є середньомасовою.

Зазвичай під час експериментальних досліджень компресорів температуру визначали за напрямним апаратом в одній точці по колу. При цьому передбачалося, що температура в зовнішньому напрямку постійна. Це припущення ґрунтувалося на тому, що підведення енергії відбувається тільки в робочому колесі, а встановлений за ним напрямний апарат не може впливати на перерозподіл температури гальмування. Однак численні спроби визначити ККД за приростом температури гальмування давали зазвичай незадовільні результати. При цьому значення ККД ступеня, визначене за приростом температури гальмування, виявлялося як більшим, так і меншим за значення ККД ступеня, підраховане на основі вимірювання крутного моменту і частоти обертання робочого колеса. Температурний ККД ступеня часом набував неправдоподібно великих або малих значень. Іноді навіть цей ККД перевищував одиницю. Ці факти вказували на те, що виміряна за ступенем температура гальмування не відповідає істинній середній по колу температурі. Скільки-небудь правдоподібного пояснення невідповідності виміряної температури істинній висунути не вдавалося.

Проведеними теоретичними та експериментальними дослідженнями доведено, що в напрямному апараті ступеня відбувається трансформація слідів лопаток робочого колеса. При цьому сліди за лопатками, що мають вищу температуру гальмування, скупчуються на увігнутій поверхні лопаток напрямного апарата, розташованого за ним. Це і призводить до появи нерівномірного розподілу температури гальмування за кроком напрямного апарата. На опуклій поверхні лопаток напрямного апарата спостерігається зниження температури. Таким чином, температура гальмування, виміряна у випадково вибраній за кроком точці за напрямним апаратом, не може характеризувати приріст температури в ступені. Цим і пояснюється невідзначеність результатів вимірювання температурного ККД ступеня. Доведено, що нерівномірність розподілу температури гальмування за кроком за напрямним апаратом ступеня становить 10 % від приросту температури в ступені [1].

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичним матеріалом.
2. Ознайомитися з препаруванням проточних частин стендів відцентрового компресора, осьового компресорного ступеня, навчального турбореактивного двигуна, багатоступеневого осьового компресора. Нарисувати схеми препарування цих стендів для вимірювання повних температур.
3. Проаналізувати отримані схеми з використанням нормативного матеріалу.
4. Провести градування двох приймачів температури з використанням автоматизованої вимірювальної системи та ртутного термометра з ціною поділки 0,1 °C.
5. Оформити звіт з лабораторної роботи.

Контрольні запитання

1. Які типи приймачів температури загальмованого потоку вам відомі?
2. В яких межах перебуває коефіцієнт відновлення термопар, що застосовуються під час експериментальних досліджень?
3. Як саме трансформуються сліди лопаток робочого колеса за кроком напрямного апарата і де спостерігається підвищення чи зниження температури гальмування?

ВИМІРЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ КОМПРЕССОРА

Мета роботи: ознайомитися зі способами вимірювання швидкості потоку в проточній частині газотурбінного двигуна, первинними перетворювачами швидкості, вимогами до їх конструкції та розміщення в проточній частині, способами подання характеристик, джерелами похибок вимірювання.

Визначення числа λ і напрямку потоку орієнтованими приймачами

Для визначення зведеної швидкості λ і напрямку потоку застосовують тритрубчастий (рисунк 3.1) і триточковий клиноподібний (рисунк 3.2) пристрої.

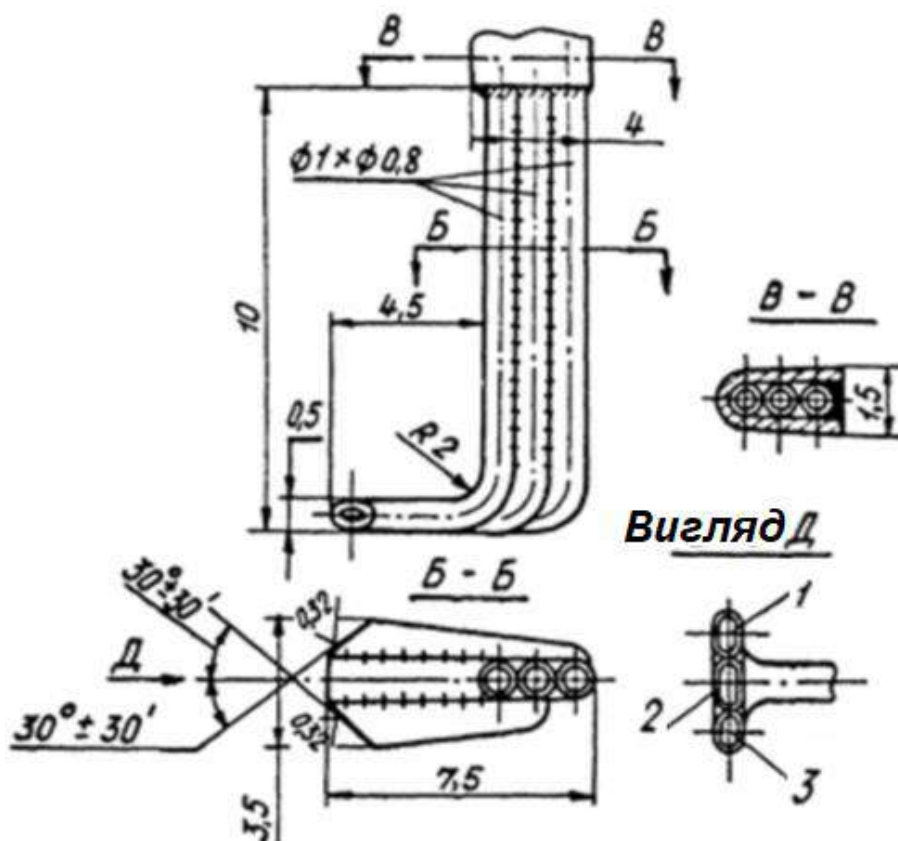


Рисунок 3.1 – Тритрубчастий зонд (приймач) для визначення зведеної швидкості λ та напрямку потоку

Під час вимірювання приймачі встановлюються за допомогою дистанційно керованого координатника назустріч напрямку потоку за рівністю тисків у їх бічних трубах.

Справжні статичний і повний тиски і число λ потоку визначаються за допомогою градувальних характеристик, отриманих попередніми їх дослідженнями в аеродинамічній трубі.

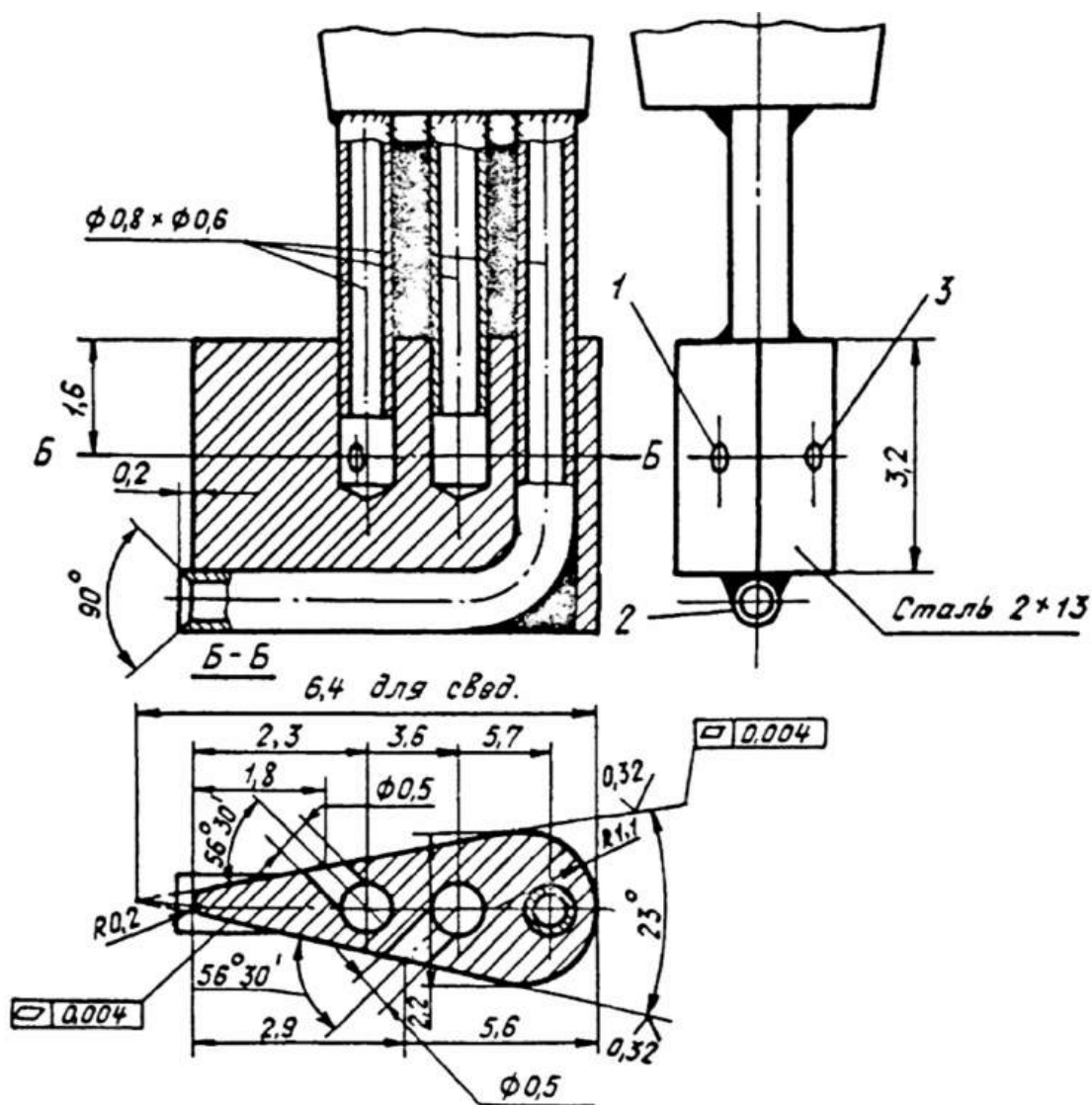


Рисунок 3.2 – Триточковий клиноподібний зонд (приймач) для визначення зведеної швидкості λ та напрямку потоку

Швидкісні характеристики трьох різних тритрубчастих приймачів подано на рисунку 3.3. Вони дають змогу за відношеннями виміряних тисків визначати значення відношень істинних статичного і повного тисків, а потім із таблиць газодинамічних функцій – значення чисел λ .

відповідає рівності тисків, виміряних у його бічних трубках 1, 3 (див. рисунок 3.2). Записують показання манометрів, приєднаних до трубок 1, 2 (див. рисунок 3.2). Кут потоку між віссю компресора і напрямком потоку в тангенціальній площині визначаємо за виразом

$$\alpha_n = \alpha_{\text{вим}} - \alpha_{\text{вст}} - \alpha_{\text{град}},$$

де $\alpha_{\text{град}}$ – градуювальний кут між аеродинамічною віссю приймача (напрямком потоку) і площиною установочної колодки приймача. Іншими словами, це кут, який відповідає певному співвідношенню статичних тисків.

Кут між напрямком потоку й коловою швидкістю ротора компресора на певному радіусі визначається таким чином:

$$\alpha = 90 - \alpha_n.$$

Визначаються тиски в трубках 1 і 2 приймача (див. рисунок 3.2). Обчислюється відношення тисків, а з градуювальних графіків на рисунку 3.3 визначається відношення істинних статичного і повного тисків і число λ потоку.

Трубчасті приймачі потребують обережного поводження під час градуювання в аеродинамічній трубці та під час установлення їх у координатник на компресорі. Найменші пошкодження приймальних елементів приймачів, які не виявляються візуальним оглядом, можуть спричинити помітні похибки у вимірюваннях параметрів потоку. На приймальні елементи трубчастих насадок необхідно надягати чохла, що запобігають забрудненню і пошкодженню їх під час транспортування і зберігання. Під час особливо відповідальних випробувань необхідно градуювати приймачі в аеродинамічній трубці перед початком випробувань і після їх закінчення. Приймальні елементи приймачів мають перебувати в проточній частині компресора тільки під час вимірювань. Необхідно забезпечувати герметичність між стрижнем приймача і корпусом компресора.

Визначення величини та напрямку швидкості потоку комбінованим орієнтованим приймачем

Клиноподібний насадок із термопарою (рисунок 3.5) вставляється в отвір корпусу компресора, що дорівнює 8 мм.

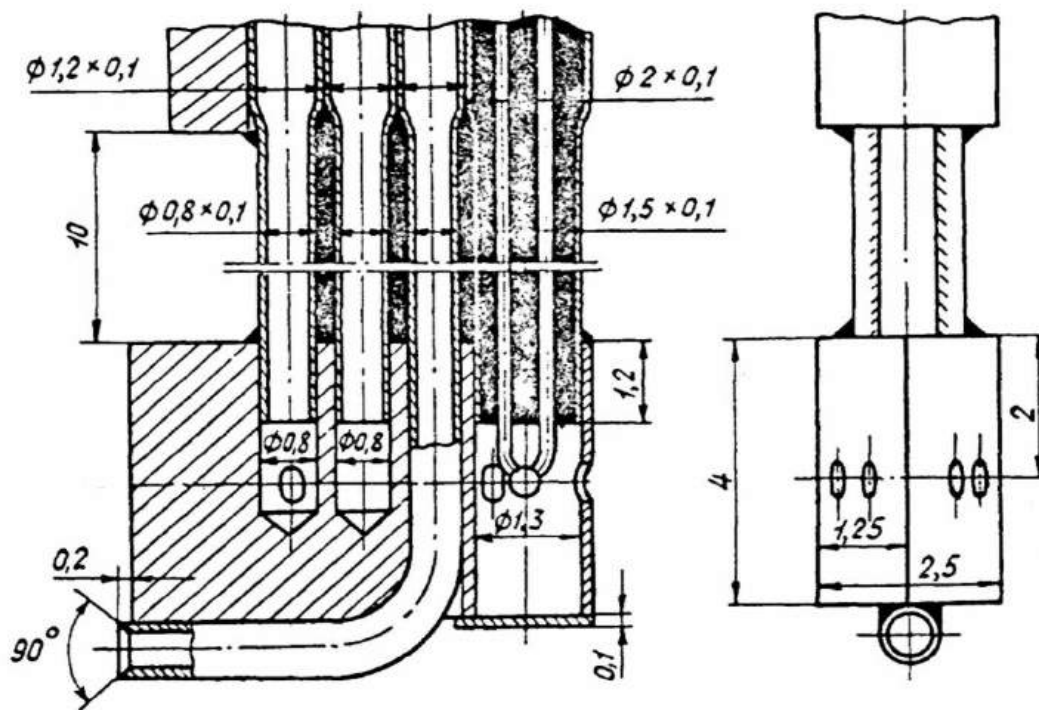


Рисунок 3.5 – Клиноподібний комбінований зонд (насадок) з термопарою для одночасного визначення швидкості, напрямку потоку та повної температури

Швидкісна характеристика аналогічного насадка з укороченою робочою частиною і тим самим міделем, що вставляється в отвір діаметром 6 мм, дещо відрізняється від ідеальної. Коефіцієнти відновлення повного тиску термопар, установлених у клиноподібні насадки, що вставляються в отвори діаметром 8 і 6 мм, відповідно дорівнюють 0,88 і 0,95. Швидкість повітряного потоку визначають за виразом

$$c = 18,3\lambda \sqrt{T^*},$$

де $T^* = \frac{T'_{\text{вим}}}{1 - \frac{1-r}{6}\lambda^2}$. Тут $T'_{\text{вим}}$ – виміряна температура, К; r – коефіцієнт

відновлення термопар.

Швидкісні характеристики трьох різних клиноподібних насадків із термопарою для швидкостей до $\lambda = 0,87$ практично збігаються одна з одною та ідеальною характеристикою (рисунок 3.6).

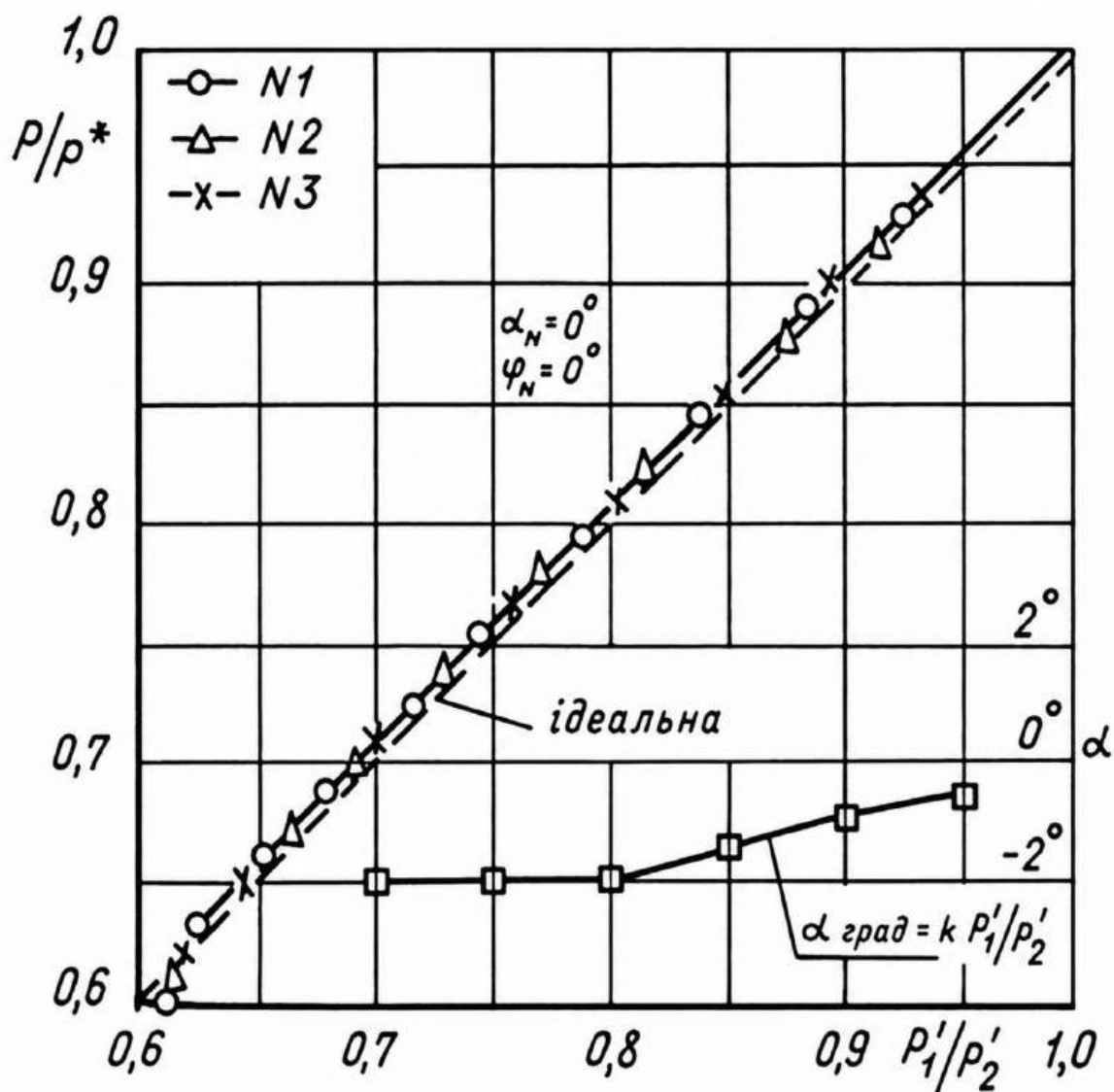


Рисунок 3.6 – Швидкісні характеристики трьох різних клиноподібних насадків із термпарою для швидкостей до $\lambda = 0,87$

Число λ , кут потоку α_n , P^* і P визначаються цими приймачами так само, як і зазначеними вище.

Визначення числа λ і напрямку потоку неорієнтованими приймачами та гребінками

Для визначення числа λ і напрямку потоку за робочими колесами в проточній частині компресора застосовують неорієнтовані приймачі та гребінки на циліндричному стрижні (рисунок 3.7).

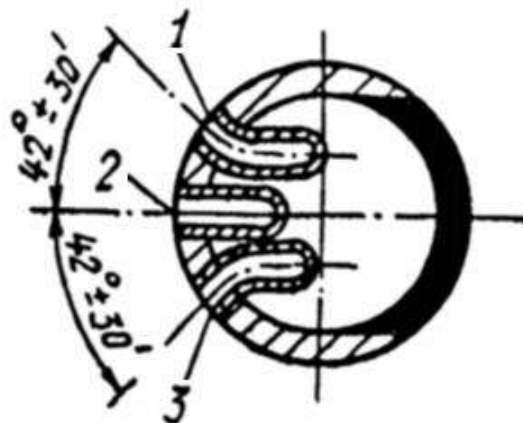
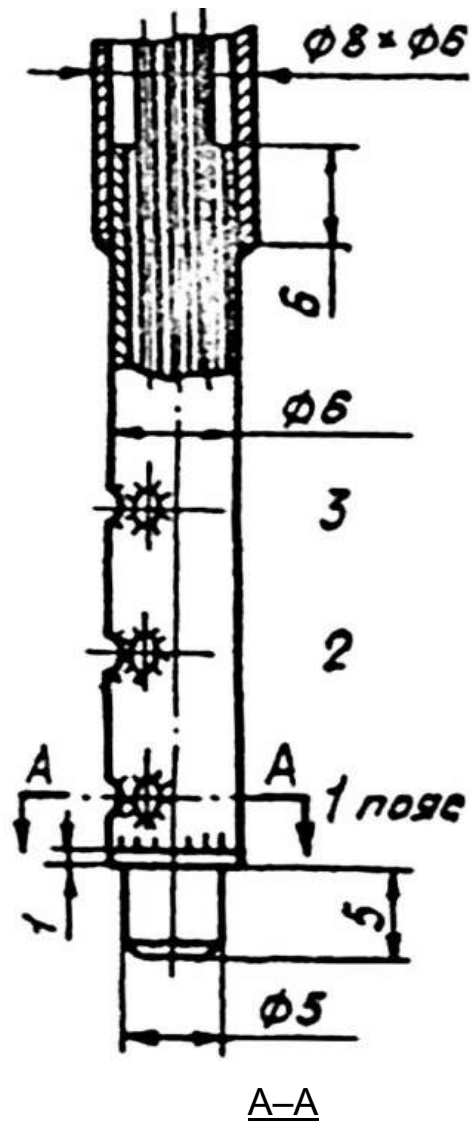


Рисунок 3.7 – Неорієнтована гребінка на циліндричному стрижні
для визначення зведеної швидкості λ та напрямку потоку
за робочими колесами компресора

Неорієнтовані гребінки, встановлені в проточну частину компресора, дають змогу одночасно визначати кути потоку, повний і статичний тиски у кількох точках за радіусом і колом. Поздовжня площина колодки неорієнтованого приймача або гребінки встановлюється під розрахунковим або передбачуваним кутом потоку відносно осі компресора. За виміряними величинами тисків P'_1 , P'_2 , P'_3 в отворах 1, 2, 3 приймача знаходимо

$$\frac{P'_1 - P'_3}{P'_2 - \frac{P'_1 + P'_3}{2}}$$

Кут α_n зі своїм знаком визначаємо за цим виразом із графіка (рисунок 3.8).

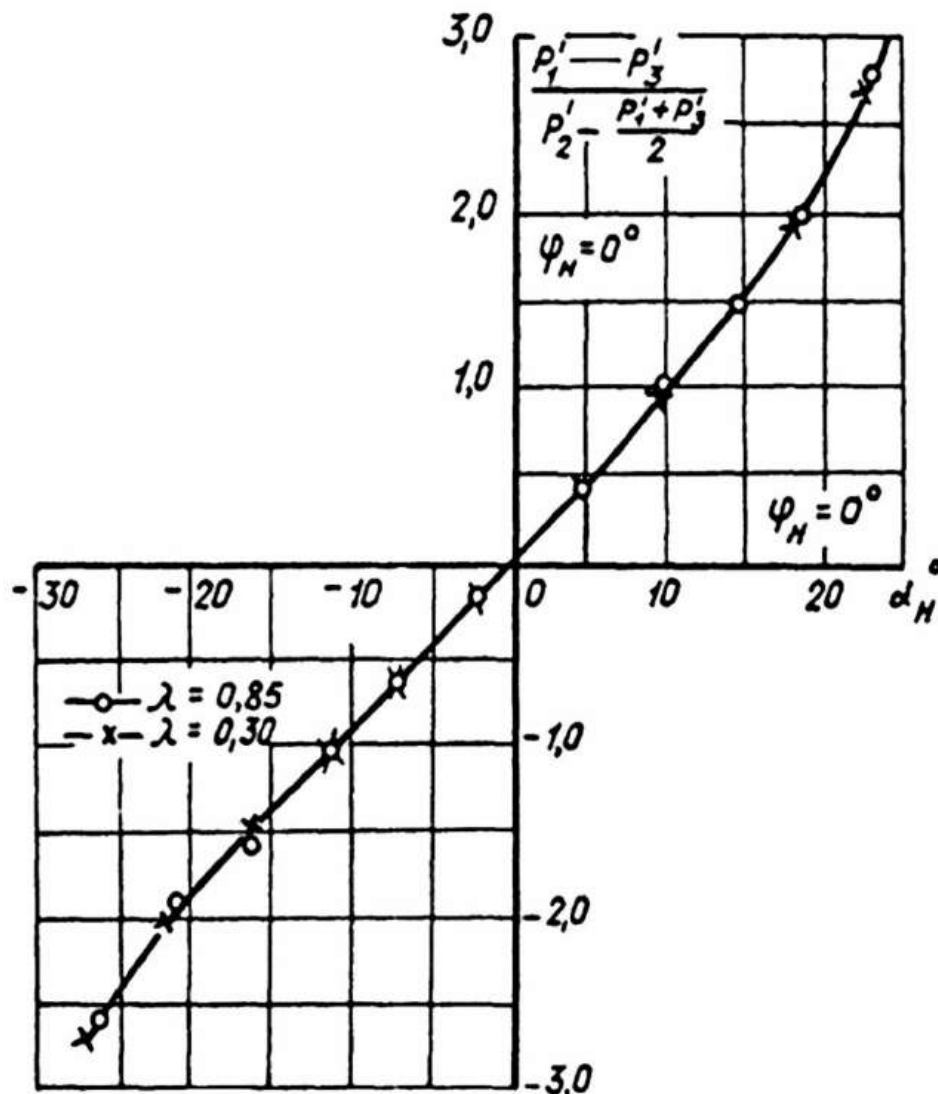


Рисунок 3.8 – Калібрувальний графік для визначення кута потоку α_n за безрозмірним співвідношенням тисків

За величиною кута α_n з графіка (рисунок 3.9) визначаємо

$$\frac{P'_2 - \frac{P'_1 + P'_3}{2}}{P^* - \frac{P'_1 + P'_3}{2}} \quad (3.5)$$

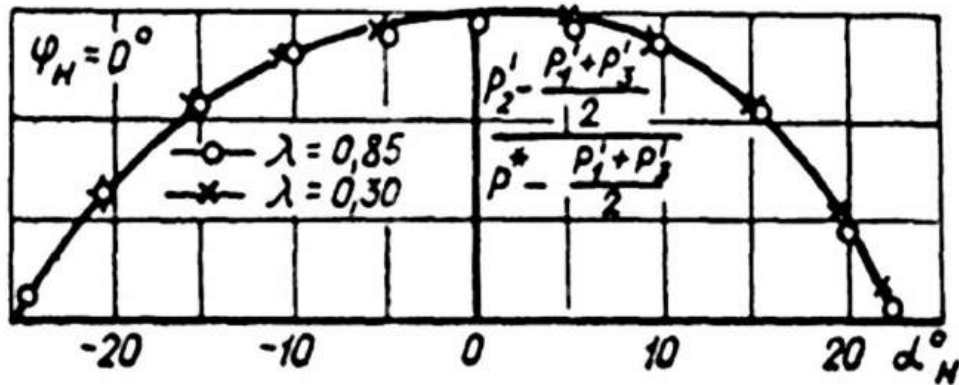


Рисунок 3.9 – Калібрувальний графік для визначення формули (3.5)

З цього виразу знаходимо значення P^* і обчислюємо відношення P'_1/P'_2 і P'_3/P'_2 . За цими значеннями з графіка (рисунок 3.10) визначаємо відношення P/P^* , за яким із таблиць газодинамічних функцій знаходимо число λ .

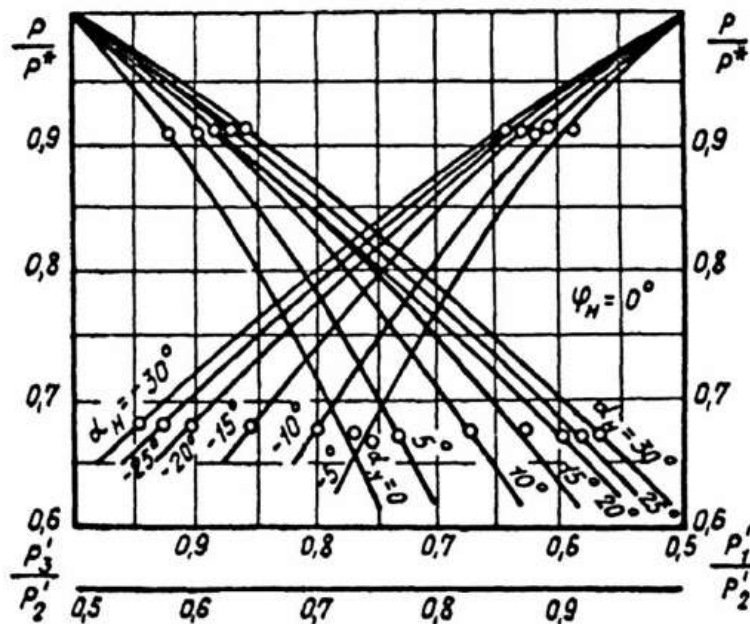


Рисунок 3.10 – Калібрувальний графік для визначення величини P/P^*

При $\alpha_{\text{град}} = -2^\circ \dots +3^\circ$ кутові та швидкісні характеристики неорієнтованих приймачів можна подати у такому вигляді:

$$\frac{P'_1 - P'_3}{P'_2 - \frac{P'_1 + P'_3}{2}} = f(\alpha_n \pm \alpha_{\text{град.}});$$

$$\frac{P'_2 - \frac{P'_1 + P'_3}{2}}{P^* - \frac{P'_1 + P'_3}{2}} = f(\alpha_n \pm \alpha_{\text{град.}});$$

$\frac{P}{P^*} = f\left(\frac{P'_3}{P'_2}\right)$ при $+(\alpha_n \pm \alpha_{\text{град.}})$ і мінімальному і максимальному робочих значеннях чисел λ у діапазоні кутів $(\alpha_n \pm \alpha_{\text{град.}}) = \pm 30^\circ$.

Для спрощення опрацювання результатів під час градування в аеродинамічній трубі та вимірювання на компресорі кутові характеристики неорієнтованих приймачів рекомендується подати в такому вигляді:

$$\frac{\Delta h_{1-3}}{h_2 - \frac{h_1 + h_3}{2}} = f(\alpha_n \pm \alpha_{\text{град.}});$$

$$\frac{h_2 - \frac{h_1 + h_3}{2}}{h_0 - \frac{h_1 + h_3}{2}} = f(\alpha_n \pm \alpha_{\text{град.}}),$$

де Δh_{13} – різниця тисків у 1-му і 3-му отворах;

h_0, h_1, h_2, h_3 – надлишкові тиски або розрідження відносно атмосферного тиску;

$(\alpha_n \pm \alpha_{\text{град.}})$ – кут між поздовжньою площиною колодки приймача і напрямком потоку.

При використанні залежностей, пов'язаних із кутом, відпадає необхідність у визначенні градувального кута і його знака.

Визначення числа λ і напрямку потоку в тривимірній течії

Для визначення числа λ і напрямку потоку в тривимірних течіях застосовують напіворієнтований або неорієнтований п'ятитрубчастий приймач, а також неорієнтований чотиритрубчастий приймач. За допомогою п'ятитрубчастого напіворієнтованого приймача кут потоку α_n між віссю

компресора і проєкцією абсолютної швидкості на площину, дотичну до циліндра, концентричного відносно осі компресора, визначається за рівністю тисків у його бічних трубках. Кут потоку між абсолютною швидкістю та її проєкцією на цю саму площину визначається за градуювальним графіком.

У випадках, коли насадок важко повертати, визначити кути α_H можна і непрямим методом за допомогою градуювальних графіків, отриманих випробуваннями насадків із сімома, п'ятьма або чотирма трубками в аеродинамічній трубці з точністю $\pm 2^\circ$ з одночасним вимірюванням швидкості та тиску з похибкою близько $\pm 3\%$.

Визначення параметрів нерівномірного потоку в двовимірній течії

Для визначення кута скосу потоку, повного і статичного тисків у нерівномірній двовимірній течії застосовують триточковий неорієнтований (рисунки 3.11 – 3.14) і одноточковий орієнтований (рисунки 3.16 – 3.18) приймачі.

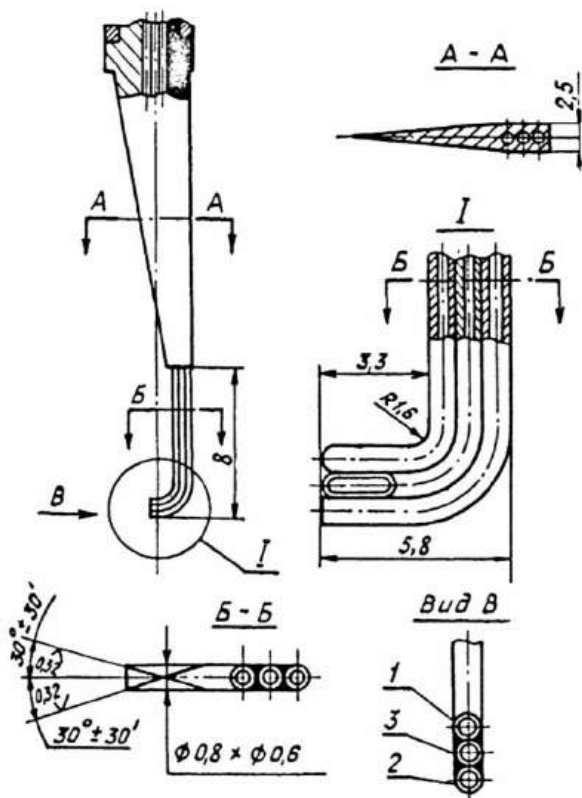


Рисунок 3.11 – Триточковий неорієнтований приймач для вимірювання кута скосу, повного та статичного тисків у двовимірній течії

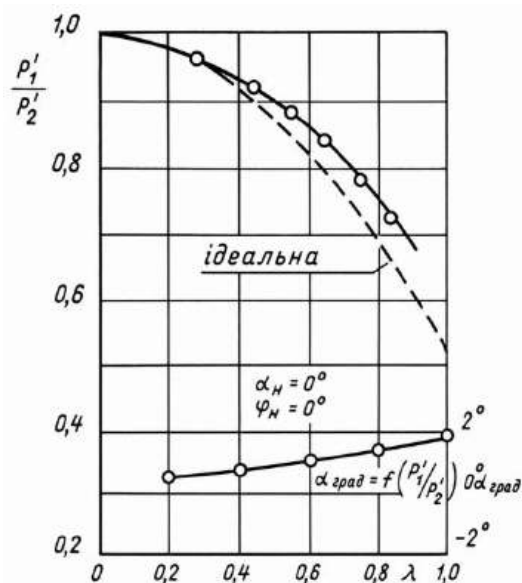


Рисунок 3.12 – Швидкісні характеристики для швидкостей до $\lambda = 1$ триточкового неорієнтованого приймача

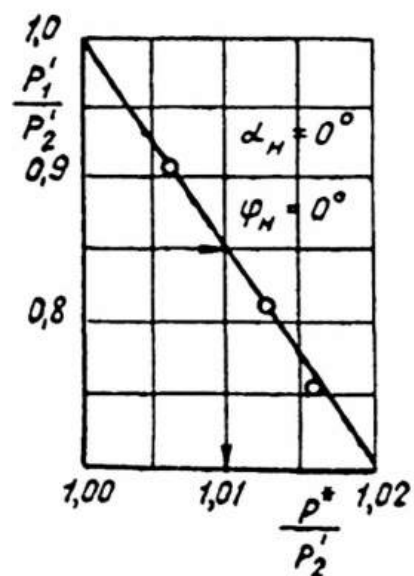


Рисунок 3.13 – Калібрувальний графік для визначення співвідношення p^*/p_2'

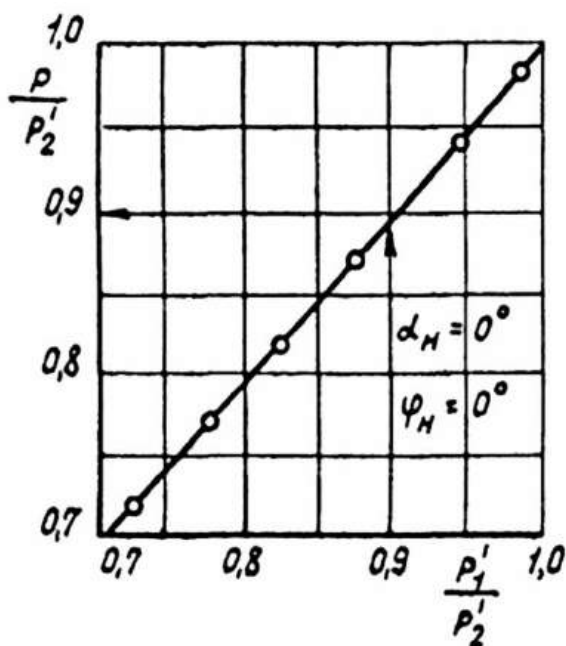


Рисунок 3.14 – Калібрувальний графік для визначення співвідношення P/P_2'

Напрямок швидкості потоку за допомогою одноточкових приймачів визначають таким чином. Приймач установлюють під деяким кутом

(близько 40°) до передбачуваного напрямку потоку і за лімбом фіксують кутове положення приймача. Потім приймач повертають навколо осі державки доти, доки вимірний тиск, пройшовши через максимум, не виявиться таким, що дорівнює тиску, вимірюваному під час початкового встановлення, і знову визначають положення приймача за лімбом. Бісектриса кута між крайніми положеннями приймача збігається з напрямком вектора швидкості (рисунок 3.15).

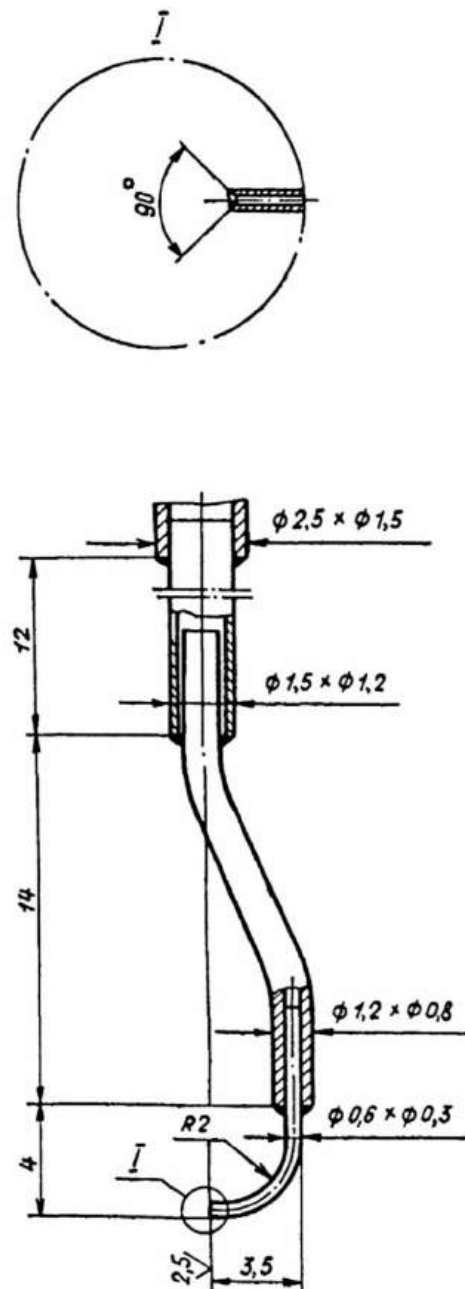


Рисунок 3.15 – Одноточковий орієнтований приймач для вимірювання кута скосу, повного та статичного тисків у двовимірній течії

Установивши приймач в отриманому напрямку, фіксують показання манометра. Воно відповідає повному тиску в потоці. Повернувши приймач на кут 180° , вдруге фіксують показання манометра. За відношенням тиску P'_1 до повного P'_2 з градуювального графіка (рисунок 3.16) визначають значення числа λ .

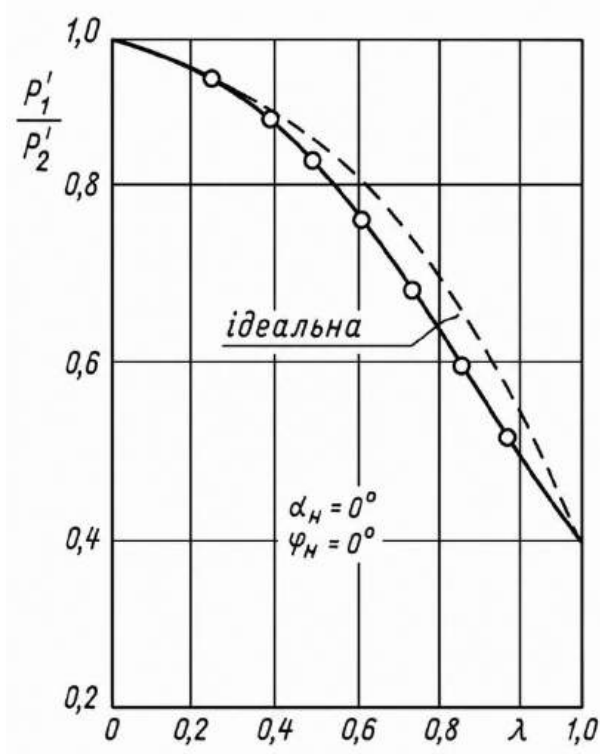


Рисунок 3.16 – Швидкісна характеристики для швидкостей до $\lambda = 1$ одноточкового неорієнтованого приймача (див. рисунок 3.15)

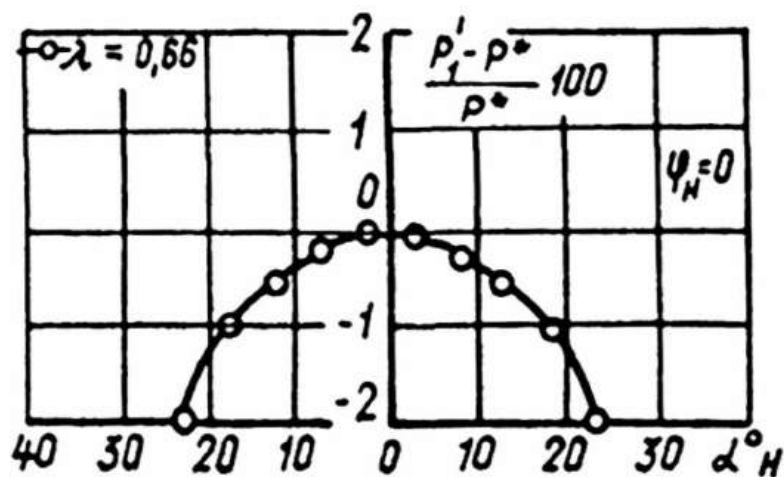


Рисунок 3.17 – Залежність відносної похибки вимірювання повного тиску від кута натікання потоку α_H та зведеної швидкості λ для одноточкового приймача (див. рисунок 3.15)

Technical drawing of a bent pipe. The drawing shows a side view of a pipe with a U-shaped bend. The overall height of the pipe is 15. The width of the pipe is 7.6. The bend has a radius of R11. The angle of the bend is 30° ± 30'. The drawing also shows a top view of the pipe with a bend angle of 30° ± 30' and a height of 6. The drawing is labeled with dimensions and angles.

Рекомендації щодо встановлення приймачів для вимірювання швидкості потоку в проточній частині компресора

У разі одночасного визначення числа λ і напрямку потоку двома орієнтованими приймачами на двох радіусах в одному поперечному перерізі необхідно один приймач всувати в проточну частину, а інший – висувати з неї.

Точки для визначення параметрів потоку за радіусом вибирають так. Перша точка має знаходитися на 3...5 мм від втулки або зовнішньої стінки (обичайки). У каналах, що мають висоту 20...40 мм, розташовують 3–5

точок вимірювання, для каналів, вищих за 40 мм, – 5–12. Кількість місць вимірювань по колу за кожним робочим колесом дорівнює 1–6.

Для контролю достовірності рекомендується також величину числа λ (швидкість) визначати орієнтованими приймачами.

Точки вимірювання параметрів потоку необхідно встановлювати на одних і тих самих радіусах.

Під час опрацювання результатів випробувань на ЕВМ вимірювані точки потрібно розташовувати на однакових відстанях одна від одної по висоті каналу, інакше – в центрі рівновеликих кільцевих площ.

Осі приймачів слід розташовувати в кожному поперечному перерізі на рівних відстанях по колу і одна від одної, а по висоті каналу – в одних і тих самих точках.

Величину числа λ і кут на вході в компресор визначають у 5–10 точках по висоті каналу і в одному-двох місцях по колу.

Геометричні осі приймачів для визначення величини числа λ (швидкості) і напрямку потоку мають встановлюватися в горизонтальній площині або під кутом до неї не більш ніж $\pm 0,5^\circ$.

Орієнтовані приймачі числа λ і кута потоку, які встановлюють на виході з компресора, щоб не перекривати його проточну частину, мають зміщуватися один відносно одного в напрямку потоку на довжину, що дорівнює діаметру стрижня.

Величину числа λ і напрямок потоку за робочими колесами в усіх ступенях компресора вимірюють неорієнтованими насадками, а для контролю – орієнтованими.

Можливі причини похибок вимірювання повних і статичних тисків і кутів скошу потоку в компресорі

Основні похибки при вимірюванні швидкості та кутів скошу потоку в компресорі спричиняються нестаціонарністю, неоднорідністю та турбулентністю потоку. На них впливають розміри і розташування приладів відносно лопаток робочого колеса, напрямного апарата, стінок каналу. Багато з перелічених факторів ще недостатньо вивчено. У літературі щодо впливу низки цих факторів на показники приймачів містяться суперечливі дані. Нині ще не розроблено методів, які дали б змогу вводити поправки в показання приймачів під час вимірювань у нестаціонарних, неоднорідних і закручених потоках і поблизу стінок каналу. Сучасні приймачі

в стаціонарному й однорідному потоці дають змогу вимірювати кути скосу потоку з похибкою не вище десятих часток градуса. Ці ж приймачі в неоднорідному нестаціонарному потоці спричиняють похибки при вимірюванні кутів скосу потоку до декількох градусів.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичним матеріалом.
2. Ознайомитися з конструкцією наявних у лабораторії насадків для вимірювання швидкості потоку.
3. Отримати практичні навички при використанні аеродинамічної труби відкритого типу.
4. Визначити швидкісну та кутову характеристики циліндричного триканального насадка в аеродинамічній трубі відкритого типу з використанням мікропроцесорної вимірювальної системи.
5. Провести градування циліндричного триканального неорієнтованого насадка в аеродинамічній трубі відкритого типу з використанням мікропроцесорної вимірювальної системи.
6. Провести вимірювання величини і напрямку вектора швидкості за напрямним апаратом орієнтованим і неорієнтованим зондами. Порівняти отримані результати.
7. Оформити звіт з лабораторної роботи.

Контрольні запитання

1. За яким математичним виразом обчислюється кут потоку в тангенціальній площині (α_n) за допомогою виміряного, установлювального та градувального кутів?
2. Якими насадками вимірюють число λ (швидкість) і напрямки потоку за робочими колесами компресора в основному режимі, а якими – для контролю достовірності?
3. Яка кількість точок вимірювання по висоті каналу (для каналів вище 40 мм) та яка кількість місць по колу регламентується за кожним робочим колесом?
4. Яке граничне кутове відхилення від горизонтальної площини допускається для геометричних осей приймачів швидкості та напрямку потоку?

Лабораторна робота № 4

ПЕРЕРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА НА ЗАДАНІ ПАРАМЕТРИ НА ВХОДІ З ВИКОРИСТАННЯМ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕСОРА В ЗВЕДЕНИХ ПАРАМЕТРАХ

Мета роботи: навчитися виконувати перерахунок характеристики ступеня компресора із заданих умовою експлуатації параметрів на вході до характеристик у зведених (безрозмірних) параметрах, а також здійснювати зворотний перерахунок — від зведених характеристик до характеристик, що відповідають іншим заданим параметрам на вході.

Теоретичні відомості

Для успішного виконання лабораторної роботи необхідно розуміти умови подібності течії, які є фундаментальними принципами моделювання турбомашин. Ці умови містять геометричну, кінематичну та динамічну подібності. Геометрична подібність забезпечується незмінністю відношень характерних розмірів, таких як відношення ширини до діаметра (b/D) або радіусів (r/D), і є базовою умовою для правильного масштабування. Кінематична подібність потребує подібності трикутників швидкостей у відповідних точках проточних частин, що забезпечує аналогічні умови потоку. Це досягається, зокрема, через сталість безрозмірних параметрів швидкостей, наприклад відношення колової швидкості до швидкості звуку (u/c). Нарешті, динамічна подібність гарантує схожість силових полів у течії, що описується сталими критеріями подібності, такими як числа Шмідта (Sh), Рейнольдса (Re) та Ейлера (Eu). Застосування цих принципів дає змогу ефективно переносити результати, отримані на моделях, на реальні об'єкти, що є ключовим для розуміння та аналізу характеристик компресора.

Параметри, що визначають режим роботи неохолоджуваної лопаткової машини

Параметри, що визначають режим роботи неохолоджуваної лопаткової машини за умов стаціонарного процесу течії газу та нехтування теплообміном із корпусом, подано в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Параметри, що визначають режим роботи неохолоджуваної лопаткової машини

№ п/п	Найменування параметра	Позна- чення	Розмірність
1	Характерний діаметр (середній)	D	м
2	Характерний розмір лопаток (хорда)	b	м
3	Абсолютна швидкість	c	м/с
4	Колова швидкість	u	м/с
5	Тиск	p	Па = кг/(м·с ²)
6	Густина	ρ	кг/м ³
7	Коефіцієнт в'язкості	μ	кг/(м·с)
8	Теплоємність	c _p	Дж/(кг·К) = м ² /(с ² ·К)
9	Газова стала	R	Дж/(кг·К) = м ² /(с ² ·К)
10	Коефіцієнт теплопровідності	λ	кг*м/(с ³ ·К)
11	Прискорення вільного падіння	g	м/с ²

З таблиці 4.1 видно, що кількість основних одиниць вимірювання $z = 4$ (м, с, кг та К). Параметрів, що визначають режим роботи неохолоджуваної лопаткової машини, $n = 11$. Відповідно до П-теорема (теорема Бакінгема), яка формулюється таким чином: із загальної кількості параметрів можна скласти $(n - z) = 11 - 4 = 7$ незалежних безрозмірних комплексів (критеріїв подібності).

Ці сім незалежних критеріїв (або П-членів), отриманих шляхом аналізу розмірностей, описують повну подібність течії та формують критеріальну характеристику компресора.

Геометрична подібність

$$\Pi_1 = b/d.$$

Кінематична подібність

$$\Pi_2 = \frac{u}{c} l$$

Показник ізоентропи, або властивості робочого тіла

$$\Pi_3 = k.$$

Четвертий критерій – критерій Ейлера (подібність сил тиску та інерційних сил – динамічна подібність)

$$Eu = \frac{p}{\rho c^2}.$$

У випадку течії стисливого газу критерій Ейлера тісно пов'язаний із числом Маха. Доведемо це. Швидкість звуку (a) визначається як

$$a = \sqrt{kRT},$$

a тиск, пов'язаний із густиною та температурою рівнянням стану ідеального газу,

$$p = \rho RT.$$

Якщо підставити ці співвідношення в основну формулу Ейлера, отримуємо

$$Eu = \frac{p}{\rho c^2} = \frac{pRT}{\rho c^2} = \frac{RT}{c^2},$$

оскільки $a^2 = kRT$, то $\frac{a^2}{k} = RT$. Підставляючи це, отримуємо

$$Eu = \frac{\frac{a^2}{k}}{c^2} = \frac{1}{k} \left(\frac{a}{c} \right)^2.$$

Оскільки $M = \frac{c}{a}$, то $\frac{1}{M} = \frac{a}{c}$. Тоді

$$Eu = \frac{1}{k} \left(\frac{1}{M} \right)^2 = \frac{1}{kM^2}.$$

П'ятий критерій – число Рейнольдса (динамічна подібність – відношення сил інерції до сил в'язкості)

$$Re = \frac{Dc\rho}{\mu}.$$

Якщо розглядати процес течії без урахування в'язкості (μ), але з урахуванням поля гравітаційних сил (g), отримуємо критерій Фруда – шостий критерій. Він характеризує вплив поля гравітаційних сил на течію:

$$Fr = \frac{c^2}{Dg}.$$

Включаючи в рівняння розмірностей усі фізичні параметри, а саме в'язкість, теплопровідність та теплоємність з урахуванням швидкості і густини, отримуємо критерій Прандтля – сьомий критерій:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}.$$

Таким чином, для повного опису режиму роботи неохолоджуваної лопаткової машини застосовують такі сім безрозмірних комплексів ($n - z = 7$):

Критерії, що визначають геометрію та кінематику: геометричні відношення (наприклад, b/D) та відношення швидкостей (u/c).

Критерії, що визначають динамічну подібність (фізику процесу): Eu (або M), Re , Fr та Pr .

Співвідношення, отримані в критеріальній формі (за допомогою безрозмірних комплексів), дають узагальнене уявлення про характеристики лопаткових машин. Застосування Π -теорему дало змогу суттєво скоротити кількість визначальних параметрів — з одинадцяти розмірних параметрів до семи незалежних безрозмірних критеріїв. Це скорочення на чотири (що відповідає кількості основних одиниць вимірювання $z = 4$) є ключовою перевагою.

Під час випробувань компресорів неможливо забезпечити постійність усіх критеріїв подібності одночасно, які характеризують режим роботи турбомашини. Це пов'язано з практичними та технічними обмеженнями.

Тому на практиці подібними режимами вважаються ті, в яких постійними є лише окремі, найбільш впливові критерії подібності, які визначають досліджуване явище.

Це припущення дає змогу істотно спростити залежності, переходячи від громіздких критеріальних характеристик до зведених характеристик, де нехтують впливом менш значущих критеріїв.

Спрощення критеріальних залежностей (припущення подібності)

Виключення критеріїв, що залежать від робочого тіла

Показник ізоентропи (k) – це критерій, що суттєво залежить від складу робочого тіла та температури (меншою мірою від тиску). Однак при малих і помірних ступенях підвищення тиску та певному складі робочого тіла зміна k є незначною. У більшості випадків роботи газових турбін або компресорів зміна k настільки мала, що його виключають із кількості визначальних параметрів і вважають постійним.

Число Прандтля (Pr) – критерій, що залежить від атомності газу ($Pr \approx 0,67$ для одноатомного, $Pr \approx 0,72$ для двоатомного). Оскільки характеристики лопаткових машин зазвичай розглядаються для певного газу (наприклад, повітря), число Pr можна вважати постійним, а отже, його також виключають із кількості критеріїв подібності.

Виключення критеріїв, що залежать від режиму

Число Рейнольдса (Re): вплив Re на подібність потоків помітний лише при $Re < 3,5 \times 10^4$. Компресори та газові турбіни повнорозмірних ГТД працюють при значно більших значеннях: $Re > 10^5$. У цьому діапазоні інерційні сили значно перевищують сили в'язкості. Турбомашини працюють в області автономності (незалежності) за числом Рейнольдса. Тому Re виключають із кількості визначальних критеріїв.

Число Фруда (Fr): вплив гравітаційного поля на течії в лопаткових машинах є надзвичайно малим і ним традиційно нехтують, виключаючи Fr із кількості визначальних критеріїв.

Критерії подібності компресора

Таким чином, повна критеріальна залежність суттєво спрощується, якщо використовувати зведені (безрозмірні) параметри, які залежать лише від

$$\frac{u}{c} \text{ та } M.$$

Якщо поділити чисельник та знаменник $\frac{u}{c}$ на швидкість звуку або критичну швидкість звуку, то отримаємо ще два критерії, які можна використовувати замість параметра $\frac{u}{c}$:

$$\frac{\frac{u}{a}}{\frac{c}{a}} = \frac{M_u}{M_c} \text{ або } \frac{\frac{u}{a_{кр}}}{\frac{c}{a_{кр}}} = \frac{\lambda_u}{\lambda_c}.$$

Подамо M_u та λ_u у вигляді

$$M_u = \frac{u}{\sqrt{kRT_1}} = \frac{\pi D n}{60 \sqrt{kRT_1}} ;$$

$$\lambda_u = \frac{u}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}} = \frac{\pi D n}{60 \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}}.$$

Тоді при перерахунку характеристик компресора на задані параметри входу особливо важливими стають M_u (або λ_u) та M_c (або λ_c), які виходять з цього перетворення.

Порядок виконання роботи

У лабораторній роботі необхідно виконати:

1. Перехід до зведених характеристик: виконати перерахунок заданої робочої характеристики компресора – залежності потужності від витрати повітря у форму зведеної (безрозмірної) залежності, застосовуючи принцип подібності та зведені параметри.

2. Перерахунок на інший режим: за допомогою отриманої зведеної залежності здійснити перерахунок характеристик для геометрично подібного компресора на новий (заданий) режим роботи (з іншими вхідними параметрами, частотою обертання та/або розмірами).

Алгоритм виконання лабораторної роботи

1. Отримати від викладача режим роботи лопаткової машини. Вихідні дані для перерахунку наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Вихідні дані для перерахунку характеристики та попередні початкові параметри

Параметри компресора при нерозрахункових умовах експлуатації				Параметри компресора при проєктних умовах експлуатації*			
Газова стала	Температура на вході	Тиск на вході	Діаметр	Газова стала	Температура на вході	Тиск на вході	Діаметр
$R', \text{ Дж/кгК}$	$T_0', \text{ К}$	$p_0', \text{ кг/см}^2 \text{ (кПа)}$	$D', \text{ м}$	$R, \text{ Дж/кгК}$	$T_0, \text{ К}$	$p_0, \text{ кг/см}^2 \text{ (кПа)}$	$D, \text{ м}$
				287,14	293	1 (98,067)	0,25

*Частота обертання $n = 25000 \text{ об/хв} = \text{const.}$

2. Вибрати характеристику компресора, визначену розрахунковим або експериментальним шляхом.

Вихідні дані з характеристикою компресора наведено у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Характеристика компресора

Режим	Потужність $N, \text{ к.с. (кВт)}$	Тиск на виході $p_2, \text{ кг/см}^2 \text{ (кПа)}$	Витрата $G, \text{ кг/с}$
1-й	262,5 (195,75)	3,21 (314,6)	1,198
2-й	292 (217,74)	3,13 (306,46)	1,396
3-й	300 (223,71)	3 (294,2)	1,5
4-й	310,4 (231,47)	2,75 (269,68)	1,604
5-й	320,8 (239,22)	2 (196,13)	1,75

3. Отримати параметри безрозмірної характеристики $N_{\text{без}} = f(G_{\text{без}})$ та $\pi = \frac{p_2}{p_0} = f(G_{\text{без}})$ при $n_{\text{без}}$ для початкового і зміненого варіантів параметрів ступеня:

$$n_{\text{без}} = \frac{\pi D n}{60 \sqrt{k R T_1}};$$

$$G_{\text{без}} = \frac{G_1 \sqrt{R T_0}}{(D)^2 p_0};$$

$$N_{\text{без}} = \frac{N_1}{(D)^2 p_0 \sqrt{R T_0}}.$$

4. Порівняти характеристики за умови зміни вхідних параметрів ступеня в одиницях виміру СІ.

5. Зробити висновки.

6. Оформити звіт з лабораторної роботи.

Контрольні запитання

1. Якими менш значущими критеріями подібності нехтують при моделюванні й перерахунку характеристик компресора і чому це є допустимим?

2. Які безрозмірні критерії є визначальними при перерахунку характеристик компресора на задані параметри входу?

3. З яких двох основних розрахункових етапів складається безпосередній порядок виконання цієї роботи?

4. За якими формулами обчислюються безрозмірна (зведена) витрата повітря та зведена потужність?

Лабораторна робота № 5

ВИМІРЮВАННЯ ВІБРАЦІЙ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Мета роботи: ознайомитися зі способами вимірювання вібрацій компресорного устаткування, термінологією, що стосується вимірювань вібрації, вимогами до вимірювальних приладів, загальними вимогами до організації та обсягів випробувань, порядком визначення вібраційних характеристик відцентрових компресорів, джерелами похибок вимірювання.

Теоретичні відомості

Терміни, що стосуються вимірювання вібрації

Вібрація – рух точки або механічної системи, при якому відбуваються коливання скалярних величин, що його характеризують.

Вібропереміщення – складова переміщення, що описує вібрацію.

Віброшвидкість – похідна вібропереміщення за часом.

Віброприскорення – похідна віброшвидкості за часом.

Розмах коливань – різниця між найбільшим і найменшим значеннями величини, що коливається, у розглянутому інтервалі часу.

Середнє значення модуля коливної величини – середнє арифметичне або середнє інтегральне абсолютних значень величини, що коливається, у розглянутому інтервалі часу.

Середнє квадратичне значення коливної величини – квадратний корінь із середнього арифметичного або середнього інтегрального значення квадрата величини, що коливається, у розглянутому інтервалі часу.

Частота періодичних коливань – найменший інтервал часу, через який при періодичних коливаннях повторюється кожне значення величини, що коливається.

Синхронні коливання – два або більше періодичних коливань, що відбуваються одночасно і мають рівні частоти.

Гармонійні коливання – коливання, за яких значення величини, що коливається, змінюються у часі за гармонійним законом.

Кутова частота гармонійних коливань – похідна за часом від фази гармонійних коливань, що дорівнює частоті, помноженій на 2π .

Комплексна амплітуда гармонійних коливань – комплексна величина, модуль якої дорівнює амплітуді, а аргумент – початковій фазі гармонійних коливань.

Синфазні гармонійні коливання – синхронні гармонійні коливання з рівними у будь-який момент часу фазами.

Биття – коливання (розмах яких – величина, що періодично коливається), що є результатом складання двох гармонійних коливань із близькими частотами.

Частота биття – частота коливань значень розмаху під час биття, що дорівнює різниці частот сумарних коливань.

Гармонійний аналіз коливань – подання аналізованих коливань у вигляді суми гармонійних коливань. Періодичні коливання можна подати у вигляді ряду Фур'є, майже періодичні – у вигляді суми гармонійних коливань із непорівнянними частотами, а неперіодичні – у вигляді інтеграла Фур'є, що визначає спектральну густину.

Гармоніка – гармонійна складова періодичних коливань.

Спектр коливань – сукупність величин, що відповідають гармонійним складовим коливанням і розташовуються у порядку зростання частот гармонійних складових. Періодичним і майже періодичним коливанням відповідає дискретний спектр, неперіодичним – безперервний спектр.

Дискретний спектр – спектр коливань або частот, де частоти гармонійних складових коливань утворюють дискретну множину.

Безперервний спектр – спектр коливань або частот, де частоти гармонійних складових коливань утворюють континуум.

Амплітудний спектр – спектр коливань, в якому величинами, що характеризують гармонійні складові коливань, є їхні амплітуди.

Фазовий спектр – спектр коливань, в якому величинами, що характеризують гармонійні складові коливань, є їх початкові фази.

Енергетичний спектр – спектр коливань, в якому величинами, що характеризують гармонійні складові коливань, є квадрати амплітуд швидкості, що характеризують питому енергію зазначених складових.

Логарифмічний рівень коливань – характеристика коливань, що порівнює дві однойменні фізичні величини, пропорційна десятковому логарифму відношення оцінюваного і вихідного значень величини. Для

енергетичних величин (енергії, потужності тощо) їх рівень у децибелах $L = 10 \lg(a/a_0)$, для швидкості, прискорення, сили тощо – $L = 20 \lg(a/a_0)$.

Декадна смуга частот – смуга частот, в якій відношення верхньої граничної частоти до нижньої дорівнює 10.

Октавна смуга частот – смуга частот, в якій відношення верхньої граничної частоти до нижньої дорівнює 2.

Хвиля, що біжить, – поширення збурення в середовищі.

Хвильове число – величина, що дорівнює частці від ділення 2π на довжину гармонійної хвилі.

Поздовжня хвиля – хвиля, напрямок поширення якої колінеарний траєкторіям точок середовища, що коливаються.

Поперечна хвиля – хвиля, напрямок поширення якої ортогональний траєкторіям точок середовища, що коливаються.

Стояча хвиля – стан середовища, за якого розташування максимумів і мінімумів переміщень точок середовища, що коливаються, не змінюється у часі.

Вузол коливань – нерухома точка середовища при стоячій хвилі. Сукупність таких точок може утворити вузлову лінію та вузлову поверхню.

Пучність коливань – точка середовища при стоячій хвилі, в якій розмах переміщень має максимум. Сукупність таких точок може утворити лінію пучності та поверхню пучності.

Кінематичне збудження вібрації – збудження вібрації системи наданням будь-яким її точкам заданих рухів, які не залежать від стану системи.

Параметричне збудження коливань – збудження коливань системи зміною у часі одного з її параметрів (маси, моменту інерції, коефіцієнта жорсткості, коефіцієнта опору), що не залежить від стану системи.

Самозбудження коливань – збудження коливань системи надходженням енергії від аперіодичного джерела, яке регулюється рухом самої системи.

М'яке самозбудження коливань – самозбудження коливань, яке виникає після будь-якого малого збурення стану рівноваги системи.

Жорстке самозбудження коливань – самозбудження коливань, яке виникає лише після досить великого збурення стану рівноваги системи.

Демпфірування вібрації – зменшення вібрації внаслідок розсіювання механічної енергії.

Відновлювальна сила виникає у разі відхилення системи від стану рівноваги і спрямована протилежно до цього відхилення.

Характеристика відновлювальної сили – залежність відновлювальної сили від відповідної узагальненої координати, відлічуваної від положення рівноваги.

Коефіцієнт жорсткості – взята з протилежним знаком похідна характеристики відновлювальної сили або моменту.

Лінійна характеристика відновлювальної сили – характеристика, за якої коефіцієнт жорсткості не залежить від узагальненої координати.

Жорстка характеристика відновлювальної сили – характеристика, за якої коефіцієнт жорсткості зростає зі збільшенням абсолютного значення відповідної узагальненої координати, що відлічується від положення рівноваги.

М'яка характеристика відновлювальної сили – характеристика, за якої коефіцієнт жорсткості зменшується зі зростанням абсолютного значення відповідної узагальненої координати, що відлічується від положення рівноваги.

Коефіцієнт податливості – величина, зворотна коефіцієнту жорсткості.

Дисипативна сила виникає під час руху механічної системи і спричиняє розсіювання механічної енергії.

Характеристика дисипативної сили – залежність дисипативної сили від відповідної узагальненої швидкості.

Коефіцієнт опору – узятє з протилежним знаком відношення дисипативної сили або моменту до відповідної узагальненої швидкості для лінійної системи.

Коефіцієнт демпфірування системи – відношення коефіцієнта опору до подвоєної маси або подвоєного моменту інерції.

Критичний коефіцієнт демпфірування системи – коефіцієнт демпфірування, за якого система перестає бути коливальною.

Відносне демпфірування системи – відношення коефіцієнта демпфірування системи до її критичного коефіцієнта демпфірування.

Добротність системи – величина, зворотна подвоєному відносному демпфіруванню системи.

Логарифмічний декремент коливань – натуральний логарифм відношення двох послідовних максимальних або мінімальних значень величини під час загасаючих вільних коливань.

Коефіцієнт поглинання – відношення енергії гармонійних коливань лінійної системи, що розсіюється за один період, до максимальної потенціальної енергії.

Параметричні коливання – коливання системи, які спричиняються і підтримуються параметричним збудженням.

Автоколивання – коливання системи, що виникають унаслідок самозбудження.

Власна частота коливань лінійної системи – будь-яка з частот вільних коливань лінійної системи.

Спектр власних частот системи – сукупність власних частот лінійної системи, розташованих у порядку зростання.

Власна форма коливань системи – форма коливань лінійної системи, що коливається, з однією з власних частот.

Ізохронізм коливань – незалежність частоти вільних коливань системи від розмаху.

Комплексна жорсткість – відношення амплітуди гармонійної вимушеної сили до комплексної амплітуди переміщення під час гармонійної вимушеної вібрації лінійної системи.

Комплексна податливість – величина, зворотна комплексній жорсткості.

Механічний імпеданс – відношення амплітуди гармонійної вимушеної сили до комплексної амплітуди швидкості за гармонійної вимушеної вібрації лінійної системи.

Амплітудно-частотна характеристика – залежність амплітуди вимушених коливань системи від частоти гармонійного збудження з постійною амплітудою.

Фазочастотна характеристика – залежність зсуву фаз між вимушеними коливаннями системи і гармонійним збудженням з постійною амплітудою від частоти цього збудження.

Амплітудно-фазова частотна характеристика – залежність комплексної амплітуди вимушених коливань системи від частоти гармонійного збудження з постійною амплітудою.

Резонансні коливання – вимушені коливання системи, що відповідають одному з максимумів амплітудно-частотної характеристики.

Антирезонансні коливання – вимушені коливання системи з двома і більше ступенями свободи, що відповідають одному з мінімумів амплітудно-частотної характеристики.

Субгармонійні коливання – вимушені коливання нелінійної системи, частота яких у цілу кількість разів менша за частоту гармонійного збудження.

Супергармонійні коливання – гармонійні складові вимушених коливань нелінійної системи, частоти яких кратні частоті гармонійного збудження.

Коефіцієнт динамічного посилення – відношення амплітуди переміщення під час вимушених коливань до деякого характерного для певного виду збудження постійного переміщення.

Вібраційне джерело – джерело вібрації, що генерує механічні коливання з частотою до 1000 Гц.

Акустичне джерело – джерело, що генерує акустичні коливання з частотою понад 1000 Гц.

Класифікація компресорного обладнання за його вібраційними характеристиками

За вібраційною безпекою і надійністю компресорне устаткування поділяють на такі категорії.

Перша категорія – компресорне обладнання, що відповідає гранично досяжному рівню для всіх складових частин установки.

Друга категорія – компресорне обладнання, що відповідає гранично досяжному світовому рівню тільки для типу компресора, який оцінюється.

Третя категорія – компресорне обладнання, що відповідає технічно досяжному рівню розробника і виробника для типу компресора, який оцінюється.

Терміни, що стосуються вимірювання вібрацій компресорів

Для визначення технічного рівня та оцінювання технічного стану компресорного обладнання встановлюють чотири рівні контролю вібраційних характеристик:

– **перший рівень** використовують для оперативного контролю технічного стану складових частин компресорної установки та визначення контрольних точок із максимальним рівнем вібрації;

– **другий рівень** використовують для з'ясування характеру вібраційного навантаження на підшипники, зубчасті зачеплення, елементи міцної частини та для уточнення оцінки технічного стану;

– **третій рівень** використовують для визначення причин вібрації, виявлення дотиків рухомих деталей до нерухомих, автоколивань ротора, резонансних явищ і для висновку про працездатність компресорного агрегату;

– **четвертий рівень** використовують для більш об'єктивного оцінювання технічного рівня, обґрунтування технічно досяжних значень вібраційних характеристик і розроблення заходів щодо зниження інтенсивності основних віброакустичних джерел.

Для кожного рівня контролю визначають вібраційні характеристики. Значення цих характеристик можуть лежати в таких зонах:

– **зона А** – оцінка технічного стану "добре" – мінімально досяжні значення вібраційних характеристик складових частин оцінюваного типу компресорного устаткування, що має номінальні технічні параметри і працює в номінальному режимі;

– **зона В** – оцінка технічного стану "прийнятно" – значення вібраційних характеристик складових частин оцінюваного типу компресорного обладнання, що має допустиме відхилення технічних параметрів або режиму роботи від номінальних значень;

– **зона С** – оцінка технічного стану "допустимо" – гранично допустимі значення вібраційних характеристик складових частин оцінюваного типу компресорного устаткування, що має гранично допустимі відхилення технічних параметрів або режиму роботи, за яких подальша його експлуатація стає економічно не вигідною;

– **зона Д** – оцінка технічного стану "неприпустимо" – неприпустимі значення вібраційних характеристик складових частин оцінюваного типу компресорного обладнання, за яких технічна експлуатація його неможлива.

Використання вібраційних характеристик:

- визначення інтенсивності основних віброакустичних джерел і розроблення заходів щодо її зниження;
- визначення надійності, залишкового ресурсу, допустимих відхилень параметрів технічного стану;
- контроль стабільності якості виробництва і визначення причин її зміни;
- оцінювання та контроль вібраційного навантаження на людей.

Технічна вібраційна характеристика машини – кількісний показник вібраційної активності машини для оцінювання працездатності машини загалом та її складових частин, визначення її параметрів надійності та залишкового ресурсу, контролю стабільності виробництва.

Для кількісного подання використовують:

- **середні квадратичні значення віброшвидкості** (мм/с, у діапазоні частот від 10 до 1000 Гц) використовують для оцінювання інтенсивності механічних джерел вібрації;
- **середні квадратичні значення віброприскорення** (м/с^2 , у діапазоні частот від 10 до 10000 Гц, за технічної можливості допускають верхню частоту збільшувати до 20000 Гц) використовують для оцінювання технічного стану та режиму роботи проточної частини компресора, зубчастих зачеплень і підшипників кочення;
- **загальні значення розмаху вібропереміщення вала** відносно підшипників (мкм, у діапазоні частот від 10 до 1000 Гц) використовують для оцінювання вібрації гнучких роторів компресорного агрегату і вібрації трубопроводів із частотою нижче 10 Гц;
- **середні квадратичні значення віброприскорення** або віброшвидкості в третьоктавних смугах частот (дБ);
- **інтенсивність основних віброакустичних джерел** (дБ).

Класи інтенсивності технічних вібраційних характеристик компресорного обладнання наведено в таблиці 5.1.

Існують такі види характеристик.

Контурна вібраційна характеристика – значення параметрів вібрації в контрольних точках, на складових частинах компресорного агрегату, рами, фундаменті, трубопроводах тощо. Визначається для пошуку інформативних точок, для контролю технічного стану, виявлення зазорів і тріщин, оцінювання жорсткості підшипників і опорних конструкцій.

Таблиця 5.1 – Класи інтенсивності технічних вібраційних характеристик компресорного обладнання

Інтенсивність вібрації		Середнє квадратичне значення				Розмах віброзміщення, мкм	
		віброшвидкості, мм/с		віброприскорення, м/с ²			
Клас	Ступінь	Понад	До	Понад	До	Понад	До
1	1,1	0,71	1,12	1,12	1,78	11,2	17,2
2	1,8	1,12	1,78	1,78	2,82	17,8	28,2
3	2,8	1,78	2,82	2,82	4,46	28,2	44,6
4	4,5	2,82	4,46	4,46	7,07	44,6	70,7
5	7,1	4,46	7,07	7,07	11,2	70,7	112
6	11	7,07	11,2	11,2	17,8	112	178
7	18	11,2	17,8	17,8	28,2	178	282
8	28	17,8	28,2	28,2	44,6	282	446
9	45	28,2	44,6	44,6	70,7	446	707
10	71	44,6	70,7	70,7	112	707	1120
11	112	70,7	112	112	178	1120	1780
12	180	112	178	178	282	1780	
13	288	178	282	282	446		
14	461	282	446	446	707		
15	737	446	707	707	1120		

Швидкісна вібраційна характеристика – залежність параметрів вібрації в певній контрольній точці від частоти обертання вала. Визначається для компресорного агрегату, що має регульований привід, з метою виявлення критичних частот ротора, резонансних коливань елементів проточної частини та аеродинамічних резонансів у її каналах і порожнинах, а також резонансних коливань статорних деталей. Проводиться пошук яскраво виражених піків від 70 % першої критичної частоти до максимальної частоти обертання з інтервалом, що не перевищує 5 % максимальної частоти обертання. Тривалість обертання ротора має бути достатньою, щоб усунути ефекти перехідного режиму. Випробування проводять на холостому ході компресора і при його номінальному навантаженні.

Режимна вібраційна характеристика – залежність параметрів вібрації в певній контрольній точці від параметрів роботи компресора (тиску, температури, характеристик стисливого середовища, потужності, продуктивності). Визначається під час дослідження перехідних режимів роботи компресора і для визначення залежності інтенсивності основних віброакустичних джерел від параметрів режиму роботи.

Мастильна вібраційна характеристика – залежність параметрів вібрації в певній контрольній точці, розміщеній на досліджуваному підшипнику або використовуваній для контролю вібрації вала, від марки, тиску і температури масла. Визначається у разі виникнення торкання рухомих і нерухомих деталей, при явищі автоколивань і вібрації ротора, що перевищує вібрацію підшипників.

Тимчасова вібраційна характеристика (тренд) – залежність параметрів вібрації в контрольній точці від часу роботи компресорного обладнання.

Визначення вібраційних характеристик компресорів

Технічні вібраційні характеристики

Технічні вібраційні характеристики розраховують для таких деталей і вузлів.

Для підшипників компресорів:

- середньоквадратичні значення віброшвидкості;
- середньоквадратичні значення віброприскорення;
- середньоквадратичні значення віброприскорення в третьоктавних смугах частот;
- інтенсивність основних віброакустичних джерел у контрольних точках.

Для гнучких роторів компресорів:

- розмах віброзміщення;
- розмах вібропереміщення в третьоктавній (або вужчій) смузі частот.

Для проточної частини відцентрового компресора:

- середньоквадратичні значення віброприскорення;
- середньоквадратичні значення віброприскорення в третьоктавних смугах частот;

- інтенсивність основних віброакустичних джерел.
- Для функціональних трубопроводів компресора:
- середньоквадратичні значення віброшвидкості;
 - середньоквадратичні значення віброприскорення;
 - розмах вібросміщення в діапазоні частот до 10 Гц.

Обсяг випробувань

Перед початком проведення випробувань компресорного устаткування перевіряють працездатність складових частин компресорної установки та її систем, складають програму і методику проведення випробувань на стенді і (або) на місці постійної експлуатації.

Дослідний зразок компресора піддають таким видам випробувань:

- механічним;
- на вібраційну безпеку;
- на стійкість;
- на надійність.

Під час механічних випробувань дослідного зразка компресора визначають технічні вібраційні характеристики чотирьох рівнів: контурні, швидкісні, мастильні та режимні.

Режимні вібраційні характеристики компресора визначають під час проведення його газодинамічних випробувань.

Випробування на вібраційну безпеку проводять за максимальної віброактивності компресора.

Під час виробництва компресорів здійснюють вибірковий контроль їх якості. Під час експлуатації компресорного устаткування проводять періодичний контроль вібраційних характеристик і оцінювання їх технічного стану.

Засоби вимірювання

Вібровимірювальний прилад складається з віброперетворювача і вимірювального блока, а вимірювальний блок – з підсилювача, фільтра, пристрою для оброблення інформації та індикації результату.

Значення коефіцієнта передачі вібровимірювальних приладів (залежно від частоти вібрації) мають відповідати зазначеним у таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Значення коефіцієнта передачі вібровимірювальних приладів залежно від частоти вібрації

Частота вібрації, Гц	Коефіцієнт передачі W_i			Логарифмічний рівень коефіцієнта передачі ΔL_{vi}		
	Не менше	Норма	Не більше	Не менше	Норма	Не більше
2,5	0,013	0,016	0,025	– 38	– 36	– 32
3,15	0,026	0,032	0,042	– 31,7	– 30	– 27,5
4	0,054	0,063	0,079	– 25,3	– 24	– 22
5	0,11	0,125	0,15	– 19	– 18	– 16,5
6	0,23	0,25	0,28	– 12,7	– 12	– 11
8	0,48	0,5	0,53	– 6,3	– 6	– 5,5
10	0,8	1	1,1	– 2	0	1
12,5	0,83			– 1,6		
16	0,86			– 1,3		
20 25 31,5 40...500	0,9			1		
				– 1,3		
				– 1,6		
				– 2		
630	0,86					
800	0,83					
1000	0,80					
1250	0,48	0,5	0,53	– 6,3	– 6	– 5,5
1600	0,23	0,25	0,28	– 12,7	– 12	– 11
2000	0,11	0,125	0,15	– 19	– 18	– 16,5
2500	0,054	0,063	0,079	– 25	– 24	– 22
3150	0,26	0,315	0,042	– 31,7	– 30	– 27,5
4000	0,013	0,016	0,025	– 38	– 36	– 32

Максимально допустимі відхилення логарифмічного рівня коефіцієнта від номінальних значень наведено в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Максимально допустимі відхилення логарифмічного рівня коефіцієнта від номінальних значень

Діапазон частоти вібрації, Гц		Максимально допустимі відхилення	
		рівня, дБ	крутості, дБ/окт.
1	2.5	–	Від +6 до +19
2.5	10	–	Від +16.5 до +19
10	20	Від +1	До +1
20	40	Від +1 до – 1	–
40	80	–	Від – 1 до +1
80	160	–	Від +1 до – 1
160	500	Від +1 до – 1	–
500	1000	Від +1	До – 1
1000	4000	–	Від – 16.5 до – 19
4000	10000	–	Від – 6 до – 19

Діапазон середньгеометричних частот октавних фільтрів становить 4...4000 Гц; третьоктавних і вузькосмугових – 3,15...31500 Гц. Основна похибка вимірювання гармонійної вібрації в межах однієї шкали робочої частини – ± 10 %.

Умови визначення вібраційних характеристик

Компресор установлюють на фундаменті. Експлуатаційний контроль проводиться після завершення монтажу компресора на власних опорних конструкціях. Кріплення складових частин компресорного обладнання має відповідати вимогам технічних документів (жорстке або на віброізоляторах). На випробувальному стенді характеристики фундаменту і кріплення можуть відрізнятися від характеристик, наведених у технічних документах.

Для ухвалення рішення про придатність фундаменту випробувального стенда необхідно перевіряти його динамічну жорсткість і відсутність резонансів, пов'язаних із кріпленням складових частин компресорного обладнання. Якщо величина віброшвидкості, виміряна в горизонтальному і вертикальному напрямках у кріпленні компресора, не перевищує 50 % величини віброшвидкості, виміряної в тому самому напрямку (для цього підшипника), то динамічна жорсткість фундаменту і підшипника задовільна.

Неплосність робочої ділянки поверхні, на якій закріплюють компресорне обладнання, не має перевищувати неплосність опорної

поверхні його складових частин, що випробовуються. Зазори між поверхнями, що сполучаються (очищеними від фарби та іржі), слід усувати непружними прокладками загальною товщиною не більше 1,0 мм.

З'єднувані вали складових частин компресорного устаткування в робочому стані мають бути співвісні. Для цього потрібно перевірити осьовий і кутовий їх зсув і зробити вивіряння складових частин компресорного обладнання.

Вимірювання параметрів вібрації проводять за стаціонарного режиму роботи компресора. Стаціонарний режим роботи визначається стабільністю показань контрольно-вимірювальних приладів згідно з таблицями 5.4 – 5.6. Компресорний агрегат має бути прогрітий (не менше двох годин) і обкатаний.

Таблиця 5.4 – Допустиме відносне відхилення показань контрольно-вимірювальних приладів

Величина	Допустиме відносне відхилення, %
Початковий тиск, Па	5
Початкова температура, К	3
Газова стала, кДж/кг*К	2
Густина газу, кг/м ³	5
Частота обертання, с ⁻¹	2

Таблиця 5.5 – Допустиме відносне відхилення показань контрольно-вимірювальних приладів

Величина	Допустиме відносне відхилення, %
Початковий тиск, Па	1
Початкова температура, К	0,5
Підвищення температури, К	0,5
Частота обертання, с ⁻¹	0,5

Таблиця 5.6 – Допустиме відносне відхилення показань контрольно-вимірювальних приладів

Величина	Допустиме відносне відхилення, %
Початковий тиск, Па	5
Початкова температура, К	3
Показник адіабати	5

Вібродатчики сейсмічного типу під час вимірювання абсолютної вібрації підшипників, корпусу (проточної частини) компресора і його

функціональних трубопроводів повинні мати жорстке кріплення. Спосіб їх установлення за допомогою нарізних з'єднань є кращим. Можна кріпити вібродатчик за допомогою спеціального магніту і мастик, що поставляються в комплекті з датчиком. У робочій смузі частот віброперетворювача не має бути ніяких резонансів, пов'язаних з його кріпленням.

Розмах вібропереміщення ротора компресора відносно підшипників вимірюють за допомогою безконтактного вібродатчика, що фіксує зміну відстані між ротором і вібродатчиком.

Безконтактні вібродатчики відносних вібропереміщень ротора встановлюють на опорному підшипнику, шпильках або жорсткій основі. У разі встановлення вібродатчиків у підшипнику їх слід розташовувати таким чином, щоб вони не впливали на масляний клин.

Поверхня ротора в місці встановлення вібродатчиків має бути гладкою, не мати биття в поперечному перерізі, неоднорідності матеріалу і локального залишкового магнетизму за всіх теплових станів. Допускається використання гальванічних покриттів або інших способів металізації поверхні ротора.

Вимірювання вібраційних характеристик

Вимірювання параметрів вібрації проводять за допомогою багатоканальної або одноканальної апаратури. В останньому випадку віброперетворювач встановлюють послідовно в кожную точку вимірювання (при цьому режим роботи агрегату має бути стаціонарним). Частотний аналіз допускається проводити шляхом запису віброграм на вимірювальний магнітофон з подальшим обробленням їх на частотних аналізаторах і ЕОМ.

Тривалість вимірювань має бути не менш ніж утричі більшою за період коливань вимірюваного параметра вібрації та за простій засобів вимірювань, а також бути достатньою для запису на вимірювальний магнітофон віброграми потрібної довжини.

Калібрування вимірювального тракту необхідно проводити до і після проведення вимірювань і оброблення віброграм.

Вимірювання необхідно проводити за відсутності перешкод. Для цього рівні перешкод у точках вимірювання мають бути нижчими за рівень вібрації працюючого агрегату не менше ніж на 3 дБ.

Перед вимірюванням вібропереміщення ротора рекомендується визначати сигнал вібродатчика, що виникає через неоднорідність матеріалу ротора, місцевий залишковий магнетизм, овальність верхньої частини вала. Під час вимірювання вібрації складових частин компресорного агрегату необхідно фіксувати режим роботи компресора (частоту обертання, температуру, тиск, склад газу тощо).

Визначення та контроль вібраційних характеристик корпусів підшипників

Об'єктом вимірювання є всі підшипникові опори компресора. За відсутності доступу до підшипникових опор необхідно проводити вимірювання параметрів вібрації на ділянках корпусу компресора, що безпосередньо примикають до підшипників. Не допускається використання як точок вимірювання елементів підшипникової опори, що не мають жорсткого зв'язку з вкладишами підшипників.

Параметри вібрації мають бути виміряні в трьох напрямках: вертикальному, поперечному та осьовому відносно осі вала компресора. Точки вимірювання мають розташовуватися якомога ближче до осі вала. Рекомендується вертикальну складову вібрації вимірювати на верхній частині кришки підшипника (над серединою її вкладиша), а поперечну й осьову – на рівні осі вала.

Норми вібрації підшипників відцентрових компресорів наведено в таблицях 5.7 і 5.8.

Таблиця 5.7 – Норми вібрації підшипників відцентрових компресорів

Технічний стан		Середньоквадратичні значення віброшвидкості, мм/с	
Зона	Оцінка	Кріплення жорстке	Установлення на віброізолятор
A	Добре	До 1,8	До 2,8
B	Прийнятно	1,8...4,5	2,8...7,1
C	Припустимо	4,5...11,2	7,1...18
D	Неприпустимо	Понад 11,2	Понад 18

Таблиця 5.8 – Норми вібрації підшипників відцентрових компресорів

Технічний стан		Категорія технічного рівня		
Зона	Оцінка	1-ша	2-га	3-тя
A	Добре	До 11	До 18	До 28
B	Прийнятно	11...28	18...45	28...71
C	Припустимо	28...71	45...112	71...178
D	Неприпустимо	Понад 71	Понад 112	Понад 178

Компресор рекомендується зупинити, якщо під час усталеного режиму роботи відбулася одночасна раптова зміна віброшвидкості на частоті обертання двох підшипникових опор одного ротора, суміжних підшипникових опор або двох складових віброшвидкості однієї опори на 1 мм/с і більше від будь-якого початкового рівня.

Не допускається робота компресора, якщо протягом доби відбувається безперервне прискорене збільшення будь-якої складової віброшвидкості підшипникової опори на 2 мм/с і більше або за наявності низькочастотної вібрації (субгармонік частоти обертання), що перевищує 0,5 мм/с.

Визначення та контроль вібраційних характеристик ротора

Вібропереміщення ротора відносно статора вимірюють біля підшипникової опори. Для однієї підшипникової опори вимірюють коливання ротора у вертикальному і поперечному напрямках, а для іншої – під кутом 45° до горизонталі (у двох взаємно перпендикулярних напрямках). Відхилення осей датчиків від перпендикулярності – не більше 10° .

Вимірювання вібропереміщення ротора проводять за різних швидкостей обертання, навантажень та інших режимних умов роботи компресора, проте оцінювання рівня вібрації необхідно проводити після досягнення теплової та режимної стабільності.

Загальний рівень вібропереміщення ротора (від 10 до 1000 Гц) для різних зон технічного стану має відповідати таким значенням:

- для зони А – до 40 мкм;
- для зони В – 40...60 мкм;
- для зони С – 60...80 мкм;
- для зони D – понад 80 мкм.

*Визначення та контроль вібраційних характеристик
проточної частини компресора*

Для оцінювання технічного стану і режиму роботи проточної частини компресора визначають вібраційні характеристики в місцях розташування першого й останнього ступенів компресора. Вимірювання має бути виконано в одній точці перпендикулярно до поверхні корпусу. Норми вібраційних характеристик наведено в таблиці 5.9.

Таблиця 5.9 – Норми вібраційних характеристик проточної частини компресора

Технічний стан		Категорія технічного рівня		
Зона	Оцінка	1-ша	2-га	3-тя
A	Добре	До 7	До 11	До 28
B	Прийнятно	7...18	11...28	28...45
C	Припустимо	18...45	28...71	45...112
D	Неприпустимо	Понад 45	Понад 71	Понад 112

*Визначення та контроль вібраційних характеристик
трубопроводів компресора*

Точки вимірювання вібрації трубопроводів визначають таким чином:

- на прямолінійній ділянці параметри вібрації слід виміряти у двох напрямках: вертикальному і поперечному відносно осі трубопроводу;
- у кутах поворотів трубопроводів вібрацію необхідно виміряти у двох перерізах суміжних сторін за двома напрямками в кожному перерізі;
- у трійникових з'єднаннях – в одній точці за трьома взаємно перпендикулярними осями.

На прямолінійних ділянках трубопроводів точки вимірювання мають розташовуватися за можливості рівномірно по довжині. Кількість точок визначають, виходячи з довжини ділянки між неоднорідностями: до 1,5 м – 1 точка, до 3 м – 2 точки, до 4 м – 3 точки і понад 4 м – 4 точки.

Норми вібраційних характеристик трубопроводів наведено в таблиці 5.10.

Таблиця 5.10 – Норми вібраційних характеристик трубопроводів

Технічний стан		Середньоквадратичні значення віброшвидкості, мм/с	Розмах вібропереміщення, мкм
Зона	Оцінка		
A	Добре	До 45	До 228
B	Прийнятно	4,5...7,1	228...446
C	Припустимо	7,1...18	446...707
D	Неприпустимо	Понад 18	Понад 707

Оформлення результатів визначення та контролю вібраційних характеристик

Після проведення вібраційних випробувань компресорного агрегату в усьому діапазоні режимів його роботи необхідно визначити інтенсивність основних віброакустичних джерел, побудувати контурні, режимні, змащувальні, швидкісні та тимчасові технічні вібраційні характеристики, оцінити технічний стан складових частин компресора і його вібраційну безпеку.

У технічному звіті з випробування дослідного зразка зазвичай наводять такі дані:

- опис об'єкта випробувань;
- газодинамічні характеристики;
- результати суміщених газодинамічних і вібраційних досліджень (режимну вібраційну характеристику) із зазначенням характеристик газу, що стискається;
- результати визначення контурних, мастильних, швидкісних і часових характеристик (за час, призначений у програмі ресурсних випробувань);
- результати розрахунку гарантованих значень вібраційних характеристик;
- результати оцінювання вібраційного впливу на обслуговуючий персонал;
- результати оцінювання технічного стану та за необхідності – обґрунтування технічно досяжних вібраційних характеристик;
- результати оцінювання стабільності якості виробництва;

– результати оцінювання параметрів надійності, проведеної за параметрами якості компресорів, що виготовляються, і за даними випробувань на надійність.

Основні віброакустичні джерела відцентрових компресорів

До механічних джерел належать: залишковий і термічний дисбаланси, нещільне прилягання поверхонь, що з'єднуються, ослаблення кріплень анкерних болтів і деталей підшипників, овальність шийки вала, перекіс валів, тертя, автоколивання ротора, резонанси, пов'язані з кріпленням складових частин компресорного агрегату до основи, дефекти підшипників кочення.

До джерел, пов'язаних із неоднорідністю потоку, належать: нерівномірність потоку на вході в робоче колесо, взаємодія потенційних полів робочого колеса і дифузора, взаємодія вихрового сліду з перешкодами в проточній частині, вихроутворення.

Локальні екстремуми вібрацій спричиняються резонансом деталей компресора, аеродинамічним резонансом, кінематичним збудженням робочих коліс, глобальною втратою стійкості потоку, динамічними збуреннями, що передаються від приводу.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з теоретичним матеріалом.
2. З використанням СВЧ-тахометра й автоматизованої вимірювальної системи визначити вібраційні характеристики відцентрового компресора на різних режимах його роботи за частотою обертання ротора і витратою повітря.
3. Оформити звіт з виконання лабораторної роботи.

Контрольні запитання

1. Які саме вібраційні параметри контролюються для гнучких роторів компресорів, а які — для його проточної частини?
2. На які чотири зони оцінки технічного стану (від А до D) поділяються норми вібраційних характеристик трубопроводів?
3. Які основні результати досліджень наводять у технічному звіті за результатами визначення й контролю вібраційних характеристик компресора?

Лабораторна робота № 6

ВИЗНАЧЕННЯ МОДЕЛІ ЗАЛЕЖНОСТІ ПОТУЖНОСТІ ТВАД ВІД ЗВЕДЕНИХ ОБЕРТІВ ТУРБОКОМПРЕСОРА ТА ВІЛЬНОЇ ТУРБІНИ

Мета роботи: отримати рівняння регресії для визначення потужності від зведених обертів турбокомпресора та вільної турбіни.

Теоретичні відомості

Одним із шляхів підвищення ефективності випробування авіаційних двигунів є застосування теорії планування експерименту (ТПЕ). ТПЕ є розділом математики, який тісно пов'язаний з математичною статистикою та математичним моделюванням на ЕОМ.

В теорії експерименту можна виділити такі три основні розділи:

- вивчення та аналіз початкових (апріорних) даних і кваліфікаційна постановка завдання експерименту. Вибір виду математичної моделі для опису експерименту;

- планування експерименту: визначення необхідної кількості спостережень та порядок проведення експерименту з урахуванням рандомізації дослідів;

- аналіз результатів експерименту: збір та оброблення даних, обчислення статистик для перевірки гіпотез, інтерпретація результатів.

Уперше теорію експерименту почав розробляти англійський статистик Р. Фішер у 1918 р. та використовувати в агробіологічних дослідженнях. Суть цього початку полягала у переході від однофакторного експерименту до багатфакторного.

Подальший розвиток ТПЕ було продовжено в роботах Г. Бокса, К. Вільсона, І. Хантера та в інших дослідженнях, які започаткували напрямок – планування екстремальних експериментів. Зокрема Г. Бокс та К. Вільсон запропонували покрокову стратегію при проведенні експерименту. Однак в їх роботах було багато емпірико-інтуїтивних підходів, що заважало логічному розробленню теорії. Цей недолік було усунено теоретичними розробками математика Д. Кіфера, які стали важливим доповненням до ТПЕ і розвитком концепції математичної статистики.

Теорія експерименту знайшла широке застосування в експериментальних дослідженнях у багатьох галузях науки та техніки. ТПЕ застосовується при розробленні радіоелектронної апаратури

та аерокосмічного обладнання, що дає змогу значно знизити вартість розробок на 20...50 %. Окремі приклади її використання існують у різних соціологічних дослідженнях, суднобудівній та автомобільній промисловості, а також в авіаційному двигунобудуванні.

Теоретична частина

Зовнішня характеристика ГТД має бути побудована у вигляді графіка залежності потужності на валу двигуна, що був розроблений у випускній роботі бакалавра, від частоти обертання вивідного вала та частоти обертання ротора газогенераторної частини. При цьому використовується двоблочна модель двигуна, в якій перший блок являє собою газогенератор, а другий – силову турбіну. Із теорії двигунів [1] відомо, що така характеристика є системою парабол (параболічне сімейство). Тоді як із теорії експерименту [2] відомо, що для отримання такої двопараметричної залежності найбільш доцільним є застосування ортогонального центрального композиційного плану (ОЦКП), коли необхідно провести дев'ять дослідів (на трьох рівнях кожної змінної – частот роторів силової турбіни і газогенератора).

Центральне композиційне планування

Центральні композиційні плани (ЦКП) будуються на базі планів 2^n або їх пробних реплік з додаванням «зіркових» точок та дослідів у центрі планування (рисунок 6.1).

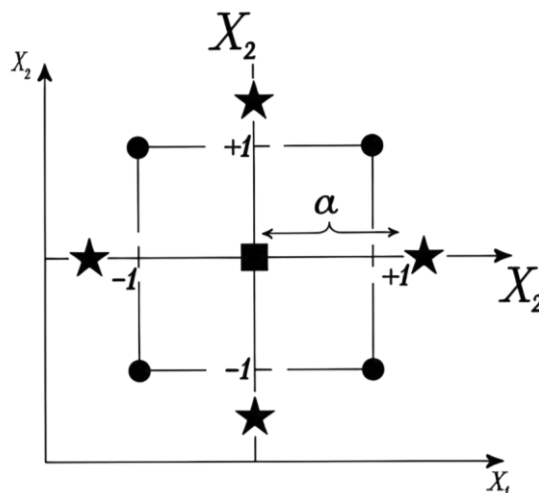


Рисунок 6.1 – Центрально-композиційний план

При використанні ЦКП функція визначається як

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i < k=1}^n b_{ik} x_i x_k + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2.$$

Такі плани потребують менших витрат на експеримент, ніж плани 3^n , та забезпечують більш прості обчислення коефіцієнтів моделі. Розрізняють два види ЦКП: ортогональний та ротабельний. Композиційні плани можуть будуватися на базі симплексів, які є ортогональними насиченими планами.

У цій лабораторній роботі будуть розглядатися лише ортогональні плани.

Ортогональні ЦКП

Кількість дослідів при ортогональному ЦКП визначають за формулою

$$N = 2^{n-p} + 2_n + 1,$$

де 2^{n-p} – кількість дослідів повного факторного експерименту 2^n при $p = 0$ або дробовій репліці;

2_n – кількість «зіркових» точок у факторному просторі, які мають координати: $(\pm L, 0, 0, \dots, 0)$, $(0, \pm L, 0, \dots, 0)$, ..., $(0, 0, \dots, \pm L)$, тобто у вигляді діагональної матриці (L – «зіркове» плече);

1 – дослід у центрі плану, тобто у точці факторного простору з координатами $(0, 0, \dots, 0)$.

Значення «зіркового» плеча L залежить від кількості факторів (таблиця 6.1) та вибирається з умов ортогональності матриці планування:

$$L = \sqrt{2^{\frac{h-p}{2}} - 1 \left(\sqrt{N} - 2^{\frac{h-p}{2}} \right)}.$$

Таким чином, весь план потребує $2^2 + 2 \cdot 2 + 1 = 9$ дослідів.

Таблиця 6.1 – Значення «зіркового» плеча залежно від кількості факторів

n	2	3	4	5
α	1,000	1,215	1,414	1,547

Рівняння регресії при ортогональному ЦКП має вигляд

$$Y = b_0^* + b_1x_1 + \dots + b_nx_n + b_{12}x_1x_2 + \dots + b_{(n-1)n}x_{n-1} + b_{11}x_1^2 + \dots + b_{nn}x_n^2.$$

Змінні величини

$$x_{ji}^* = x_{ji}^2 - \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ji}^2,$$

де j – номер досліджуваного фактора; i – номер фактора, уведеного для того, щоб матриця планування була ортогональна і коефіцієнти регресії визначалися незалежно один від одного за результатами дослідів.

Для того щоб отримати рівняння регресії у звичайній формі

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i < k=1}^n b_{ik} x_i x_k + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2,$$

знаходять величину $b_0 = b_0^* - \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n b_{ii} \sum_{j=1}^N x_{ji}^2$.

У таблиці 6.2 подано матрицю ортогонального ЦКП при $n = 2$.
Коефіцієнти регресії розраховують за формулами:

$$b_0^* = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_j ;$$

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ji} y_j}{\sum_{j=1}^N x_{ji}^2} \quad (i \neq 0);$$

$$b_{ik} = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ji} x_{jk} y_j}{\sum_{j=1}^N x_{ji}^2 x_{jk}^2} \quad (i \neq k) ;$$

$$b_{ii} = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ji}^* y_j}{\sum_{j=1}^N x_{ji}^{*2}}.$$

Таблиця 6.2 – Матриця ортогонального ЦКП при $n = 2$

Система дослідів	Номер дослідів	X_1	X_2	X_1X_2	X_1^*	X_2^*	У
Повний факторний експеримент	1	-1	-1	+1	+0,33	+0,33	
	2	+1	-1	-1	+0,33	+0,33	
	3	-1	+1	-1	+0,33	+0,33	
	4	+1	+1	+1	+0,33	+0,33	
Дослід у «зіркових» точках	5	-1	0	0	+0,33	-0,67	
	6	+1	0	0	+0,33	-0,67	
	7	0	-1	0	-0,67	+0,33	
	8	0	+1	0	-0,67	+0,33	
Дослід у центрі плану	9	0	0	0	-0,67	-0,67	

Таблиця цього плану для виконання експерименту містить крім значень трьох рівнів кожної нормованої змінної ще одну змінну, що характеризує ефект взаємовпливу змінних. Крім того, цей план має бути доповнено ще двома змінними, які необхідні при квадратичних членах. Проте ці змінні не потрібні при власне проведенні експерименту. Для його проведення потрібні лише дві змінні у вигляді значень для дев'яти дослідів, але у просторі фізичних змінних (частот обертання роторів), а не в нормованих координатах, що використовуються при розрахуванні коефіцієнтів регресії. Тому для проведення експерименту необхідно перерахувати нормовані змінні на фізичні змінні, тобто потрібне денормування.

У лабораторній роботі використання ортогональних ЦКП буде розглянуто на прикладі випробувань ТВад.

Враховуючи експлуатаційну доцільність наявності зовнішньої характеристики в області частот обертання роторів, що не перевищують відносні частоти більше $\bar{n} = 1$, три величини частот у відносних величинах доцільно вибирати такі: $\bar{n} = 0,9; 0,95; 1,0$, де значення 0,95 по кожній змінній являє собою центр плану експеримента, а значення 0,9 і 1,0 відповідають нижньому та верхньому рівням кожної змінної. Таким чином, вибрані значення відносних змінних – частот у вигляді ОЦКП дають змогу здійснити розрахунковий експеримент з використанням вузлової математичної моделі ГТД (тобто вищого рівня), оброблення якого дають

зможу отримати коефіцієнти регресії, а отже, і спрощену математичну модель (двоблочну) у вигляді рівняння регресії

$$N_e = f(\bar{n}_{\text{ТК}}, \bar{n}_{\text{ТС}}).$$

Причому і отримані перераховані коефіцієнти регресії потребують перерахунку на фізичний простір змінних, оскільки розрахування цих коефіцієнтів здійснюється з використанням плану експерименту у нормованих координатах. Отже, завершальна процедура полягає у необхідності заміни нормованих змінних на фізичні.

Для узагальнення вкладок введемо позначки: $y = \bar{N}_e$; $x_1 = \bar{n}_{\text{ТК}}$; $x_2 = \bar{n}_{\text{ТС}}$. Як координати центру плану взято значення $x_{01} = 0,95$; $x_{02} = 0,95$, а інтервали варіювання $\Delta x_1 = 0,05$; $\Delta x_2 = 0,05$.

Де

$$\bar{N}_e = \frac{N_e}{N_{\text{ер}}};$$

$$\bar{n}_{\text{ТК}} = \frac{n_{\text{ТК}}}{n_{\text{ТКр}}};$$

$$\bar{n}_{\text{ТС}} = \frac{n_{\text{ТС}}}{n_{\text{ТСр}}}.$$

Значення $\bar{N}_e$ визначимо за допомогою зовнішньої характеристики ТВаД.

Визначення потужності турбовального двигуна за допомогою математичного моделювання зовнішньої характеристики

Зовнішня характеристика – це залежність основних даних та параметрів двигуна від частоти обертання вала вільної турбіни при незмінних параметрах на вході в двигун та незмінній частоті обертання ротора газогенератора.

Як об'єкт дослідження вибрано схему ГТД з двовальним ГГ та вільною силовою турбіною (рисунок 6.2).

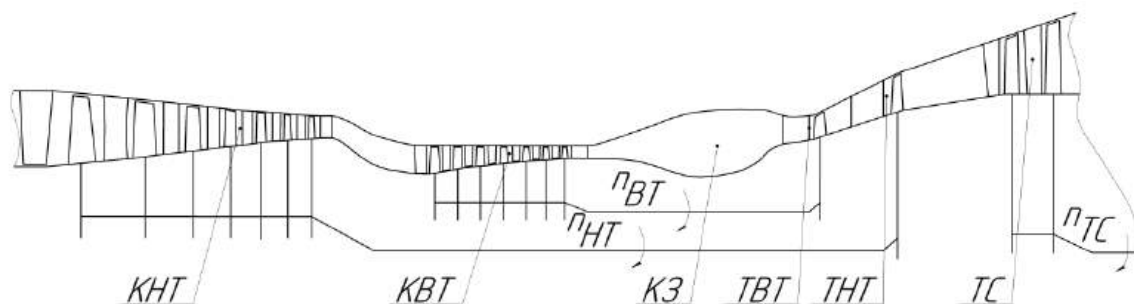


Рисунок 6.2 – Схема ГТД з двовальним газогенератором та вільною силовою турбіною: КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску

Основна перевага такої конструкції — відсутність механічного зв'язку між валом газогенератора (де працюють повітряні компресори) та валом силової турбіни (яка приводить у дію нагнітач газу). Це дає змогу нагнітачу змінювати швидкість обертів залежно від тиску в газопроводі, не змушуючи при цьому газогенератор змінювати свій оптимальний режим роботи.

Основні переваги схеми:

- стабільність роботи ГПА. Зміна тиску газу, що перекачується, впливає лише на нагнітач і мінімально — на силову турбіну, не порушуючи режим роботи газогенератора;
- адаптивність до зовнішніх умов. Коливання параметрів атмосферного повітря позначаються переважно на роботі турбокомпресора і майже не впливають на силовий вал;
- характеристика турбіни подається у вигляді графічних або аналітичних залежностей, отриманих розрахунковим або експериментальним шляхом. Вони відображають взаємозв'язок параметри газу, колової швидкості та потужності (або іншими показниками, необхідними для її визначення).

Математичне моделювання характеристик газотурбінних приводів та їх елементів

Математичною моделлю називається система рівнянь, що описує стан або процес об'єкта.

Математичне моделювання дає змогу провести об'єктивний аналіз поведінки системи до створення реального об'єкта або виникнення реальної ситуації на вже створеному виробі при вибраних керувальних факторах. За допомогою математичного моделювання можна вирішити завдання вибору оптимальної (раціональної) системи регулювання, що забезпечує необхідний характер зміни певних показників двигуна.

Використання математичних моделей як обов'язкової складової частини сприяє зниженню вартості життєвого циклу газотурбінної техніки та термінів її доведення.

Математичне моделювання нерозрахункових, установлених і перехідних режимів ГТД із заданими перерізами проточної частини та характеристиками вузлів окремих елементів за відомих умов на вході в машину є вирішенням завдання у такій постановці:

- *на установлених режимах* – виконання термогазодинамічного розрахунку двигуна на розрахунковому режимі з наступним визначенням параметрів потоку потужності (тяги), питомої витрати палива, ККД, фізичних та зведених частот обертання роторів, запасів стійкості на нерозрахункових режимах роботи за умови, що умови роботи і закони (програми) регулювання двигуна відомі;

- *на невстановлених режимах* – визначення змінення параметрів ГТД у часі при заданих законах регулювання на цих режимах.

Правильний розрахунок двигуна на встановлених і перехідних режимах та його проєктування з урахуванням експлуатаційних характеристик є важливим практичним завданням.

Загальні вимоги щодо побудови математичних моделей ГТД. Рівні моделювання

Реалізація математичних моделей безпосередньо пов'язана з програмним забезпеченням обчислювального процесу та вимог до програм є наслідком загальних принципів побудови САПР ГТД. До цих вимог належать:

- ієрархічна побудова математичної моделі (від блоків верхнього рівня, що керують вхідною та вихідною інформацією та обчислювальним процесом розв'язання системи рівнянь відповідно до типу завдань, до математичних моделей вузлів та допоміжних блоків нижнього рівня);

– блокова структура моделі, що дає змогу замінювати, додавати або вдосконалювати окремі частини моделі без порушення загальної системи (структура моделі має загалом відповідати поділу двигуна на вузли та елементи);

– максимальне використання стандартних математичних методів під час розв'язання системи рівнянь, оптимізації параметрів та дослідження інших завдань.

Ці принципи враховуються під час розроблення методів розрахунку двигунів різних схем і під час використання сучасних потужних обчислювальних систем усі перелічені вимоги до програм математичних моделей стають обов'язковими. Їх реалізація дає змогу охоплювати багато завдань на різних етапах розроблення ГТД та приділяти основну увагу фізичній суті поставленого завдання та отриманим результатам, а не формальним логічним та обчислювальним операціям.

Математичні моделі газотурбінних двигунів залежно від їх призначення відрізняються рівнем моделювання. Під рівнем моделювання математичної моделі розуміють ступінь глибини та повноти відображення зв'язків, що існують між параметрами входу та виходу. Можна умовно виділити такі рівні моделювання:

– *нульовий* – опис характеристик модельованого об'єкта як "чорного ящика" за допомогою формальних взаємозв'язків (таблиць, апроксимувальних і статистичних залежностей);

– *перший* – застосування співвідношень та рівнянь, що відображають фізичні взаємозв'язки внутрішніх підсистем, з типовими для інженерної постановки завдання припущеннями, причому підсистеми подано моделями нульового рівня;

– *другий* – детальне моделювання взаємозв'язків підсистем, поданих, у свою чергу, моделями першого рівня.

Таким чином, моделювання нульового рівня відповідає формальному опису двигуна в цілому без рівнянь та взаємозв'язків, оснований на фізичних уявленнях. Цьому рівню відповідає, наприклад, апроксимація експлуатаційних характеристик різних значень циклу – π_K^*, T_T^*, m (двигун як «чорний ящик»). Така модель нульового рівня може бути використана в моделі транспортного засобу (літального апарата) більш високого рівня для визначення його тактико-технічних характеристик, а також для оптимізації основних параметрів та вирішення інших завдань. Нульовий рівень моде-

лювання ГТД цікавий тільки для таких завдань, де двигун розглядається як одна з підсистем.

Рівень моделювання ГТД загалом доцільно визначати ступенем деталізації, прийнятої для опису вузлів турбокомпресорної групи. У моделях першого рівня, що є найбільш типовими, математичні моделі компресорної групи задаються загальноприйнятими залежностями ступеня підвищення тиску π_K^* та коефіцієнта корисної дії η_K від зведеної витрати повітря $G_{ппр}$ та зведеної частоти обертання $n_{пр}$ і стосуються кожного каскаду в цілому. А математична модель турбіни задається залежністю, що пов'язує зведену витрату газу і ККД кожного каскаду зі ступенем зниження тиску π_T^* та зведеною коловою швидкістю λ_u . Таким чином, математичні моделі вузлів подано тут формальним описом їх характеристик та не розкривають фізичну суть процесів, що відбуваються в окремих ступенях. Однак математичні моделі ГТД першого рівня за наявності достатньо повних характеристик вузлів дають змогу вирішувати багато завдань, такі як визначення експлуатаційних характеристик для різних законів регулювання, що становлять великий інтерес у дослідженні двигунів.

Математична модель ГТД з двовальним газогенератором і вільною турбіною

При заданих умовах на вході у двигун та прийнятих моделях елементів параметри потоку і режими роботи елементів проточної частини двовального ГТД з вільною силовою турбіною однозначно визначаються набором восьми величин відповідно до формули

$$n = 3 z_8 + 2.$$

Ці величини мають вигляд $x_{кнт}$, $n_{пр.кнт}$, $x_{квт}$, $n_{пр.квт}$, $\alpha_{кз}$, $\pi_{ТВТ}^*$, $\pi_{ТНТ}^*$, $\pi_{ТС}^*$, а система рівнянь нев'язок містить такі рівняння: перші чотири рівняння системи – баланси витрат робочого тіла через компресор високого тиску, компресор низького тиску, турбіну високого тиску, турбіну низького тиску та турбіну силову. П'яте та шосте рівняння – баланс потужностей на роторі газогенератора, сьоме та восьме – умови регулювання ГТД:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta f_1 = (1 + \Delta \bar{G}_{nep}) - \frac{G_{KHT}}{G_{KBT}}; \\ \Delta f_2 = (1 - \Delta \bar{G}_{eio} - \Delta \bar{G}_{ox} + q_{II}) - \frac{G_{ITBT}}{G_{KBT}}; \\ \Delta f_3 = (1 - \Delta \bar{G}_{eio}) - \frac{G_{ITHT}}{G_{KBT}}; \\ \Delta f_4 = (1 - \Delta \bar{G}_{eio}) - \frac{G_{ITC}}{G_{KBT}}; \\ \Delta f_5 = \frac{G_{KBT} L_{KBT}}{G_{ITBT} L_{TBT} \eta_{mBT}} - 1; \\ \Delta f_6 = \frac{G_{KHT} L_{KHT}}{G_{ITHT} L_{THT} \eta_{mHT}} - 1; \\ \Delta f_7 = 1 - \frac{F_{KP}}{F_{KP3}}; \\ \Delta f_8 = 1 - \frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\Gamma 3}^*}, \end{array} \right.$$

де $\Delta \bar{G} = \frac{\Delta \bar{G}}{\bar{G}_{KBT}}$ – відносні витрати повітря за компресором на відбори, проти-
 помпажний перепуск та охолодження лопаток турбіни. Тут і далі відбір
 повітря здійснюється лише за компресором високого тиску (КВТ), L – робо-
 та компресора та турбіни, Дж/кг. У роботі використовується програмне
 забезпечення кафедри теорії авіаційних двигунів Національного
 аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут»,
 що реалізує математичну модель ГТД із двовальним газогенератором та
 вільною турбіною. Розробником програмного забезпечення та
 математичної моделі є Г. В. Павленко, кандидат технічних наук, доцент.

Порядок виконання роботи

1. Вибір вихідних даних для моделювання характеристик двигуна
 із занесенням до масивів mgtu2.dat.

Рекомендований код програми для регулювання схеми ГТД з двова-
 льним газогенератором та ТС відповідно до таблиці 6.3 – 230.

Таблиця 6.3 – Специфікація параметрів для коду програми керування

Програма	1	2	3	4	5	6	7	8
mgту2	T_{Γ}^*	n_{BT}	F_{PH}	G_T	π_K^*	N_e	n_{HT}	$T_{\Gamma d}^*$

Зміст масивів та значення ідентифікаторів, необхідних для моделю-
 вання зовнішньої характеристики у програмі mgtu2.exe, які не вказано ни-
 жче, слід вибирати згідно з рекомендаціями довідки програмного забезпе-
 чення:

$G_{п р}$ – масова витрата повітря на вході у двигун, кг/с;
 $H_p = 0$ – розрахункова висота над рівнем моря, км;
 $M_{н р} = 0$ – розрахункова швидкість польоту в числах Маха;
 π_k^* – ступінь підвищення повного тиску в компресорі;
 η_k^* – розрахункове значення ККД компресора;
 $\eta_{кнтр}^*$ – розрахункове значення ККД компресора низького тиску;
 $T_{г р}^*$ – розрахункове значення температури перед турбіною, К;
 $c_{ср}$ – швидкість витікання у вихідному перерізі насадка, м/с;
 $\bar{L}_{кр} = \frac{L_{кнтр}}{L_{кр}}$ – розподілення загальної роботи компресора між каскада-

ми;

$\eta_{твтр}^*$ – ККД за повними параметрами ТВТ;

$\eta_{тнтр}^*$ – ККД за повними параметрами ТНТ;

$\eta_{тср}^*$ – ККД за повними параметрами ТС;

$\lambda_{u \text{ ТВТ } р}$ – розрахункове значення зведеної колової швидкості на середньому діаметрі ТВТ;

$\lambda_{u \text{ ТНТ } р}$ – розрахункове значення зведеної колової швидкості на середньому діаметрі ТНТ;

$\lambda_{u \text{ ТС } р}$ – розрахункове значення зведеної колової швидкості на середньому діаметрі ТС;

$Z_{\text{ТВТ}}$ – кількість ступенів ТВТ;

$Z_{\text{ТНТ}}$ – кількість ступенів ТНТ;

$Z_{\text{ТС}}$ – кількість ступенів ТС;

$\sigma_{\text{вх}}$ – коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої;

$\sigma_{\text{кс}}$ – коефіцієнт відновлення повного тиску у камері згоряння;

$\sigma_{\text{пт}}$ – коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі між ТК та ТС;

$\eta_{\text{г}}$ – коефіцієнт повноти згоряння;

$\eta_{m \text{ ВТ}}$ – механічний ККД ротора ВТ;

$\eta_{m \text{ НТ}}$ – механічний ККД ротора НТ;

$\sigma_{\text{рн}}$ – коефіцієнт відновлення повного тиску у реактивному насадку;

$\bar{\pi}_c = 1,00$ – коефіцієнт повноти розширення у реактивному насадку;

$n_{\text{НТ}}$ – частота обертання ротора низького тиску, об/хв;

$n_{\text{ВТ}}$ – частота обертання ротора високого тиску, об/хв;

$n_{\text{ТС}}$ – частота обертання ротора силової турбіни, об/хв.

Відбори повітря на потреби станції та охолоджувального повітря.

Залежно від типу палива задати теплотворну здатність палива H_u , Дж/кг, та стехіометричний коефіцієнт L_0 .

Значення зведеної колової швидкості в ТВТ, ТНТ та ТС обчислити за формулами:

$$\lambda_{u_{\text{ТВТ}}} = \frac{U_{\text{ТВТ}}}{\sqrt{\frac{2k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} + 1} R_{\Gamma} T_{\Gamma}^*}};$$
$$\lambda_{u_{\text{ТНТ}}} = \frac{U_{\text{ТНТ}}}{\sqrt{\frac{2k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} + 1} R_{\Gamma} T_{\text{ТВТ}}^*}};$$
$$\lambda_{u_{\text{ТС}}} = \frac{U_{\text{ТС}}}{\sqrt{\frac{2k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} + 1} R_{\Gamma} T_{\text{ТНТ}}^*}}.$$

2. Задати частоти у відносних величинах: $\bar{n} = 0,9; 0,95; 1,0$, де значення 0,95 по кожній змінній являє собою центр плану експерименту, а значення 0,9 і 1,0 відповідають нижньому та верхньому рівням кожної змінної. Вибрані таким чином значення відносних змінних – частот у вигляді ОЦКП дають змогу здійснити розрахунковий експеримент з використанням вузлової математичної моделі ГТД.

3. Виконати розрахунок на ЕОМ та проаналізувати результати. Навести результати у звіті.

4. Для аналізу побудувати характеристики компресора по каскадах.

5. Провести оброблення результатів розрахунку і отримати рівняння регресії для визначення потужності від зведених обертів турбокомпресора та вільної турбіни.

6. За допомогою рівняння регресії побудувати графік залежності потужності від частоти обертання силової турбіни при різних частотах обертання турбокомпресора.

7. Оформити звіт про виконання лабораторної роботи.

Контрольні запитання

1. Побудова якого математичного рівняння є головною метою роботи і який науковий підхід (теорія) для цього застосовується?

2. З яких систем дослідів складається матриця ортогонального центрального композиційного планування (ЦКП) при кількості факторів $n = 2$?

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Герасименко, В. П. Теорія авіаційних двигунів / В. П. Герасименко. – Харків : ХАІ, 2003. – 199 с. – URL: <http://dspace.library.khai.edu/xmlui/handle/123456789/6313>
2. Мотигін, В. В., Планування експерименту в інженерних дослідженнях : навч. посібник до лаб. практикуму / В. В. Мотигін, С. М. Павлов. – Вінниця : ВДТУ, 2001. – 82 с. – URL: http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2015/Motygin_2001_82.pdf

Навчальне видання

Шевченко Михайло Анатолійович

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ЛОПАТКОВИХ
МАШИН ТА ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ**

Редактор Н. М. Сікульська

Зв. план, 2026

Підписано до видання 15.10.2026

Ум. друк. арк. 5,2. Обл.-вид. арк. 5,88. Електронний ресурс

Видавець і виготовлювач

Національний аерокосмічний університет

«Харківський авіаційний інститут»

61070, Харків-70, вул. Вадима Манька, 17

<http://www.khai.edu>

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001