

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи «Метод оцінки пошкодженості робочих лопаток турбіни ГТУ».

111 с., 26 рис., 11 табл., 56 джерел.

Об'єкт дослідження – газотурбінна установка.

Предмет дослідження – метод оцінки пошкодженості робочих лопаток турбіни ГТУ.

Мета роботи – розробка метода оцінки рівня накопичених пошкоджень у робочих лопатках турбіни високого тиску за критерієм тривалої міцності.

Задачі дослідження: розробка математичної моделі робочого процесу ГТУ; розробка математичної моделі для визначення параметрів навантаження робочої лопатки ТВТ; створення математичної моделі для розрахунку пошкодженості робочої лопатки ступені ТВТ; аналіз впливу експлуатаційних і технологічних факторів на пошкодженість; перевірка работ спроможності розробленого методу.

Розроблено метод оцінки за вимірюваними параметрами інтенсивності накопичення пошкоджень у робочих лопатках ГТУ.

Розроблено та проведено чисельний експеримент, метою якого було прогнозування процесу накопичення пошкоджень у робочій лопатці турбіни високого тиску на протязі календарного року при різному технічному стані компресора.

Запропоновані деякі рішення в якості керуючих впливів за результатами моніторингу пошкодженості.

**ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА, РОБОЧА ЛОПАТКА,
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ПОШКОДЖЕНІСТЬ, ДОВГОВІЧНІСТЬ,
ПРОГНОЗУВАННЯ**

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ.....	7
ВСТУП.....	8
1 ПРОБЛЕМИ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПОШКОДЖУВАНOSTІ МАТЕРІАЛІВ ДЕТАЛЕЙ ГТД.....	12
1.1 Підходи до моделювання процесів пошкодження матеріалів, деталей та конструкцій.....	12
1.2 Структурні моделі накопичення пошкоджень.....	14
1.3 Характерні особливості множинного руйнування матеріалів.....	20
1.4 Методи оцінки пошкодження деталей ГТД.....	23
Висновки.....	33
2 АНАЛІЗ І КОНСТРУКЦІЯ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ.....	35
2.1 Аналіз основних технічних даних двигуна-прототипу.....	35
2.2 Конструкція двигуна.....	36
Висновки	38
3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ЩО ДОЗВОЛЯЄ ОЦІНИТИ РІВЕНЬ ПОШКОДЖЕНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ГАРЯЧОЇ ЧАСТИНИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВИМІРЯНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	39
3.1 Термодинамічний розрахунок ГТУ.....	39
3.2 Газодинамічний розрахунок ГТУ.....	44
3.3 Математична модель робочого процесу ГТУ.....	53
3.4 Математична модель для визначення параметрів навантаження робочої лопатки ТВТ.....	60
3.5 Математична модель для розрахунку пошкодження робочої лопатки ступені ТВТ.....	65
3.6 Аналіз впливу експлуатаційних і технологічних факторів на пошкодженість.....	68
3.7 Прогнозування процесу накопичення пошкоджень.....	77
3.8 Прийняття рішення на керуючі впливи за результатами моніто-	

рингу параметрів пошкодження.....	81
Висновки	82
4 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	83
4.1 Шкідливі фактори, що виникають при роботі ГТУ.....	83
4.2 Вплив шкідливих факторів на навколишнє середовище.....	84
4.3 Розрахунок викидів шкідливих речовин двигуном ГПА.....	85
4.4 Заходи, що підвищують екологічну безпеку приводу ГПА.....	88
Висновки	90
5 ОХОРОНА ПРАЦІ	91
5.1 Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів.....	91
5.2 Організаційні та конструктивно-технологічні заходи для зни- ження впливу шкідливих виробничих факторів.....	94
5.3 Розрахунок вентиляційного обладнання на вибухонебезпеч- ність.....	95
5.4 Пожежна і вибухова безпека при експлуатації компресорної станції.....	98
5.5 Основні вимоги до дотримання правил з охорони праці при експлуатації проектного двигуна.....	100
Висновки	104
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	105
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	107

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

ГПА–	газоперекачувальний агрегат
ГТУ–	газотурбінна установка
ГТД –	газотурбінний двигун
КВТ –	компресор високого тиску
ККД –	коефіцієнт корисної дії
КНТ –	компресор низького тиску
ММ -	математична модель
КЕ –	конструктивний елемент
КЗ	камера згоряння
СЕ –	структурний елемент
СН –	структурна неоднорідність
САУ –	стандартні атмосферні умови
СТ	силова турбіна
ТВТ –	турбіна високого тиску
ТНТ –	турбіна низького тиску
ТО –	технічне обслуговування
ТОіР –	технічне обслуговування і ремонт
МКР –	модель крихкого руйнування
МПТ	модель пластичного типу
МУКР	модель уповільненого крихкого руйнування
МНРП	модель накопичення розсіяних пошкоджень
МР	множинне руйнування

ВСТУП

На сьогодні газотранспортна галузь є однією зі стратегічно важливих галузей України, забезпечуючи крім отримання значних валютних коштів ще й вагомі політичні преференції у відносинах з сусідніми державами. але, одночасно, у галузі є значні проблеми. Ці проблеми пов'язані зі значним старінням парку газоперекачувальних агрегатів, більшість з яких вироблена за радянських часів і відпрацювала по 25÷40 років. Це, в свою чергу, призводить до підвищення експлуатаційних витрат та збільшення простоїв при ремонті, а також до виникнення вимушених та аварійних зупинок.

В умовах старіння і зносу устаткування газотранспортної системи України одним із шляхів підвищення економічності й надійності транспортування природного газу при обмеженості інвестицій є перехід від традиційної системи експлуатації на нову ресурсозберігаючу експлуатацію за «фактичним станом» [1]. Можливість такого переходу, в першу чергу, спирається на ефективні методи математичного моделювання процесів зносу деталей і елементів відцентрових нагнітачів і газотурбінних установок газоперекачувальних агрегатів для визначення діагностичних характеристик і параметрів їх фактичного функціонально-технічного стану за даними штатних засобів вимірів. При цьому для вирішення завдань оптимізації режимів роботи газотранспортної системи, порівняльної оцінки і контролю ефективності роботи, визначення черговості ре-новації, ремонтно-технічного обслуговування, нормування витрат газу на власні потреби необхідні діагностичні характеристики, що визначаються для всього парку встановленого устаткування на один і той же або близькі моменти часу.

При вирішенні цієї проблеми чільне місце займає питання підвищення ефективності процесу розпізнавання поточного технічного стану (ТС) газотурбінної установки (ГТУ), нагнітача та газоперекачувального агрегату (ГПА) в цілому та прогнозування перспектив зміни у часі параметрів, що характеризують цей стан. Використання методів моніторингу ТС техніки дозволяє максимально використовувати ресурсні можливості техніки та мінімізувати експлуа-

таційні витрати [2]. При цьому з'являється можливість формування керуючих впливів на об'єкт контролю з метою недопущення виходу значень його характеристик за дозволені межі – проведення регулювань, заміна вузлів та агрегатів тощо.

Чільне місце займає питання ефективності визначення та прогнозування зміни технічного стану ГТУ. У першу чергу ця проблема стосується питань визначення фізичного (міцнісного) ресурсу та його залишку. Такий ресурс оцінюється за рівнем пошкоджуваності, накопиченої під час експлуатації.

Необхідно відзначити, що жодний з розроблених на сьогодні методів контролю технічного стану не забезпечує повного виявлення всіх дефектів і відмов, що виникають в двигуні в процесі експлуатації. Вирішення задачі повного моніторингу ТС можливе лише за умов використання широкої номенклатури методів і алгоритмів діагностики і при синтезі одержуваних за їх допомогою результатів. Реалізація такого глобального контролю можлива тільки в рамках автоматизованої системи, яка базується на алгоритмі комплексного діагностування і керування технічним станом.

Для реалізації методів оцінки ресурсних можливостей ГТУ у контур вище згаданої системи повинні бути включені відповідні алгоритми. На сьогодні отримали розвиток три групи методів оцінки ресурсних можливостей: методи, пов'язані з урахуванням фактичного напрацювання; інструментальні методи оцінки залишкового ресурсу деталей ГТД; методи моніторингу ресурсу, що базуються на розрахунковій оцінці залишкового ресурсу за критеріями накопиченого в конструктивних елементах ГТД пошкодження. Розглянемо ці методи більш докладно.

Перша група пов'язана з обліком фактичного напрацювання ГТД. Такі методи знайшли широке застосування при експлуатації ГТУ. Їхня реалізація може бути здійснена шляхом неавтоматизованого збору й опрацювання інформації про граничні і фактичні напрацювання. Граничні значення спочатку встановлюються за даними стендових випробувань і підтверджуються результата-

ми випробувань. Згодом значення граничних напрацювань коректуються на підставі досвіду експлуатації [3].

Необхідно відзначити, що пошкодження і вичерпання ресурсу відповідальних деталей ГТД визначаються значеннями діючих на них навантажень, у першу чергу, статичною напругою σ і температурою T , у небезпечному перетині конструктивного елемента. Можна виділити основну особливість експлуатаційного навантаження – нестационарність навантажень.

Значення діючих у деталях ГТД напружень і температур визначаються цілим набором чинників. Це в першу чергу зовнішні умови експлуатації (характеристики атмосферного повітря) [4 ÷ 6], режим роботи, конструктивні особливості конкретного екземпляру двигуна [7, 8]. Вплив перерахованих вище чинників призводить до того, що конструктивні елементи у процесі експлуатації накопичують різне пошкодження і мають різні фактичні ресурсні характеристики.

Для урахування дії всіх перерахованих чинників на процес вичерпання ресурсу конструктивних елементів (КЕ) та двигуна в цілому необхідно розробити методологію моніторингу пошкодження, яка базується на вимірній під час експлуатації ГТД інформації про його параметри робочого процесу. При розробці методології необхідно враховувати пошкодження, що вносяться в матеріал КЕ під дією статичного та малоциклового навантаження. До цієї групи методів контролю може бути віднесено методи моніторингу ресурсу, що базуються на розрахунковій оцінці залишкового ресурсу за непрямыми критеріями накопиченого в конструктивних елементах пошкодження [9 ÷ 11]. Цей підхід базується на використанні характеристик довговічності конструкційних матеріалів. У рамках даного підходу розроблено і розробляються різні методи розрахункової оцінки експлуатаційної довговічності, засновані на принципі лінійного сумування ушкоджень і його модифікацій.

Загальна схема розрахунку рівня пошкоженості, накопиченої у КЕ, полягає в наступному:

- розшифрування, верифікація та корегування вхідної інформації про параметри робочого процесу ГТД;
- розрахунок параметрів навантаження, що діють у найбільш навантаженому перетині конструктивного елемента в поточний момент часу;
- розрахунок довговічності матеріалу КЕ при діючих параметрах навантаження;
- визначення характеристик пошкодження матеріалу КЕ на елементарній ділянці експлуатаційного циклу;
- розрахунок характеристик сумарного пошкодження матеріалу КЕ з початку експлуатації.

Метою даної дипломної роботи є розробка методу оцінки рівня накопичених пошкоджень у робочих лопатках турбіни високого тиску за критерієм тривалої міцності.

Задачами дослідження є: розробка математичної моделі робочого процесу ГТУ; розробка математичної моделі для визначення параметрів навантаження робочої лопатки ТВТ; створення математичної моделі для розрахунку пошкоженості робочої лопатки ступені ТВТ; аналіз впливу експлуатаційних і технологічних факторів на пошкоженість; перевірка роботоспроможності розробленого методу; розробка та проведення чисельного експерименту, метою якого буде прогнозування процесу накопичення пошкоджень у робочій лопатці ТВТ на протязі календарного року при різному технічному стані компресора.

1 ПРОБЛЕМИ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПОШКОДЖУВАНOSTІ МАТЕРІАЛІВ ДЕТАЛЕЙ ГТД

1.1 Підходи до моделювання процесів пошкодження матеріалів, деталей та конструкцій

Відкази промислових виробів у більшості випадків є наслідком фізичних процесів деградації міцності, що розвиваються в часі і обумовлених стадійним руйнуванням матеріалів. Вони залежать від властивостей матеріалів і умов роботи об'єктів. У цьому зв'язку для вирішення задач оцінки надійності деталей і прогнозування їхнього ресурсу при проектуванні й в експлуатації об'єктивно виникає проблема якісного і кількісного описування процесів вичерпання міцності в часі.

У самому загальному вигляді задачі оцінки працездатності об'єктів у часі вирішуються в рамках теорії надійності [12]. Особливе місце в системній і параметричній теоріях надійності займає теорія надійності механічних систем, математичні методи якої побудовані з урахуванням характерних особливостей відказів машин і конструкцій [6,13].

Проблеми моделювання вичерпання працездатності механічних систем у часі з урахуванням фізичних закономірностей процесів старіння розробляються в рамках напрямку, названому фізикою відказів [14,15]. Тут для формалізації явищ поступового формування відказів широко використовується поняття накопичення пошкоджень чи пошкоджуваність. У роботі [15] приводиться наступне формулювання: пошкодження матеріалу виробу – це відхилення його контрольованих властивостей від початкових. Часто як критерії пошкодження використовуються параметри які проявляються на макроскопічному рівні, що піддаються контролю, : величина залишкової пластичної деформації, ступінь зносу чи корозії, довжина магістральної тріщини. У цих випадках стає можливим проведення об'єктивних кількісних оцінок пошкодження, а прогнозування граничних станів може бути здійснене з досить високим ступенем точності. Однак випадки вдалого опису руйнування за такими параметрами пов'язані з

обмеженим класом об'єктів [14].

Слід зазначити, що відхилення властивостей об'єктів від вихідних значень не завжди виявляються на макроскопічному рівні. Так, при утомі не можна судити повною мірою про пошкодження матеріалів контролюючи, наприклад, розвиток магістральної тріщини. Пошкодження в даному випадку розвивається на більш ранніх стадіях у порівнянні з появою магістральної тріщини і виявляється у відхиленні від початкових значень таких властивостей, як питомий опір, внутрішнє тертя, магнітна проникність, щільність, мікротвердість і ін. [16, 17], зміна яких, як відомо, обумовлена пошкоджуваністю на мікроскопічному розмірному рівні. Моделювання процесів пошкодження з урахуванням руйнування, що реалізується на дрібномасштабних структурних рівнях, відноситься до одного з найбільш перспективних і найменш розроблених у даний час напрямків механіки тіл із тріщинами – механіки розсіяних пошкоджень.

Коло задач, що відносяться до того чи іншого напрямку механіки руйнування, формується з урахуванням відповідної групи граничних станів. Стадія утворення макротріщин відноситься до групи граничних станів, що обмежують проблематику механіки розсіяних ушкоджень. Питання поведінки макроскопічних тріщин для різних за властивостями матеріалів у широкому діапазоні навантажування теоретично й експериментально пророблені досить повно. Однак, при відсутності в матеріалі на початковий момент експлуатації технологічних чи металургійних дефектів відповідного розмірного рівня задачі механіки руйнування об'єктивно складають область дослідження довговічності, пов'язану з інкубаційним періодом руйнування. Особливості пошкоджуваності матеріалів на двох вищерозглянутих стадіях руйнування істотно відрізняються, що і визначило розвиток механіки розсіяних пошкоджень.

Моделювання пошкоженості матеріалів здійснюється у двох основних напрямках. Перший напрямок припускає розробку феноменологічних (напівемпіричних) моделей, другий – охоплює структурні моделі.

Феноменологічні моделі накопичення пошкоджень засновані на узагальненні результатів спостережень і не спрямовані на пояснення чи детальний

опис явищ [6]. Можна виділити два типи моделей цього напрямку. До першого з них відносяться моделі, призначені для вирішення інженерних задач з розрахунку на довговічність і прогнозування ресурсу. Другий тип поєднує моделі, що дають якісний опис пошкоджуваності на основі самих загальних уявлень про фізичні процеси вичерпання міцності. Даний тип є перехідним від інженерних розрахункових моделей до фізичних структурних.

Структурні моделі на відміну від напівемпіричних призначені для опису пошкодження з урахуванням явищ, що відбуваються на рівні елементів структури розглянутих об'єктів. Ця обставина визначає характерні риси структурних моделей: базування на фізику явищ і використання при математичному описі цих явищ статистичних методів.

В даний час найбільший розвиток у механіці розсіяних пошкоджень одержали феноменологічні моделі. Вони ґрунтуються на гранично спрощених вихідних передумовах і для їхньої реалізації зазвичай досить мати нормативні емпіричні дані: механічні і фізичні властивості матеріалів, характеристики довговічності. Ці моделі мають, як правило, прикладне значення і лежать в основі багатьох методів розрахунку конструкцій на міцність і довговічність. Однак, кількісні результати, отримані на підставі даних моделей, будуть достовірні тільки в обмеженій області, визначеній сукупністю вихідних, закладених у модель, емпіричних даних.

Слід зазначити, що багато в чому відрізняючи, феноменологічні і структурні моделі накопичення пошкоджень і руйнування в загальній своїй цілеспрямованості вони є взаємозалежними. Ці два види моделей, не дивлячись на різні підходи до опису явищ, не тільки не є альтернативними, але й у ряді випадків стикуються, взаємодоповнюючи один одного.

1.2 Структурні моделі накопичення пошкоджень

Одним з найбільш істотних факторів, що визначають закономірності деформування і руйнування й обмежуючих адекватність розрахункових методів,

є структурна неоднорідність (СН) конструкційних матеріалів.

Зазвичай виділяють дві причини СН [18]. Одна з них пов'язана з технологіями виготовлення матеріалів і деталей і визначається характером процесів плавки, спікання, кристалізації, обробки тиском і різання, термічної обробки і т.д. Інша причина обумовлена особливостями складу і будови матеріалів (рис.1.1).

Характерною рисою теорії структурно-неоднорідних тіл у порівнянні з класичними підходами механіки суцільного середовища є введення і використання параметрів, що мають розмірність довжини й обумовлених будовою і властивостями матеріалу. Для полікристалічного матеріалу такими параметрами, зокрема, можуть бути: параметр ґратки – a_0 ; характерний розмір кристаліта – a_1 ($a_1 \gg a_0$); параметр квазіоднорідності - l ($l > a_1$) [19]. Параметр квазіоднорідності l є ключовим при стикуванні результатів, одержуваних методами механіки структурно-неоднорідних і суцільних тіл. Він визначає масштаб описування явищ у класичних теоріях: на площадках з лінійним розміром l визначається напружено-деформований стан, властивості об'ємів з лінійним розміром l вважаються однорідними й ідентичними властивостям лабораторних зразків.

Однак далеко не всі явища можуть бути досить повно описані в масштабах параметра l . Зокрема процеси пошкоджуваності, що пов'язані з розпушуванням структури і накопиченням мікродефектів, реалізуються в областях, лінійні розміри яких менше параметра квазіоднорідності.

Для звичайних полікристалічних тіл відношення a_1/a_0 має порядок $10^4 \dots 10^7$. Очевидно, що якщо не ввести додатковий масштаб l_0 ($a_0 \ll l_0 \ll a_1$), то цілий ряд явищ у такому широкому діапазоні розмірних рівнів може бути не врахований. Перехід до масштабу чи масштабам опису порядку l призводить до необхідності дискретизації тіл, введенню дискретних чи квазідискретних структурних моделей, що оперують поняттями структурний елемент (СЕ), елементарний об'єм, осередок і т.п.

Одним з основних факторів, що визначають значимість і перспективність моделювання пошкоджуваності з врахуванням СН матеріалів, є можливість

описування таких фундаментальних особливостей процесу руйнування як багатомасштабність і багатостадійність. Дійсно, при обґрунтованому виборі масштабів, властивим конкретним фізичним процесам деградації міцності і при наявності функціональних залежностей параметрів, що характеризують ці процеси на різних розмірних рівнях, така проблема має перспективу вирішення. Однак, сучасний стан розвитку структурних моделей обмежується в основному задачами адекватного опису пошкоджуваності в рамках окремих масштабів, що обумовлено складностями при ув'язуванні фізичних явищ на різних структурних рівнях.

Іншою, не менш значимою особливістю структурних моделей є можливість представлення результатів у імовірнісному аспекті. Прогнозування основних показників якості матеріалів і властивостей конструкцій з врахуванням їхньої статистичної природи, пов'язаної з неоднорідністю структури, є актуальною задачею, особливо для виробів, до яких пред'являються підвищені вимоги з надійності.

Докладно обґрунтовані принципи класифікації різних типів структурних моделей викладені в роботі [6]. Автор виділяє два крайніх класи моделей: моделі крихкого руйнування (МКР) і моделі пластичного типу (МПТ), а також проміжний клас: моделі уповільненого крихкого руйнування (МУКР) і моделі накопичення розсіяних пошкоджень (МНРП).

В основу МКР покладений принцип відповідальності за міцність сукупності СЕ одного елемента, що має, в силу випадкових причин, мінімальну міцність. Такий принцип поєднує моделі, що відносяться в теорії надійності до типу найслабшої ланки, і системи, що складаються з послідовно з'єднаних однотипних елементів. Апарат теорії імовірності, на підставі якого будуються моделі даного типу, відноситься до теорії упорядкованих статистик.

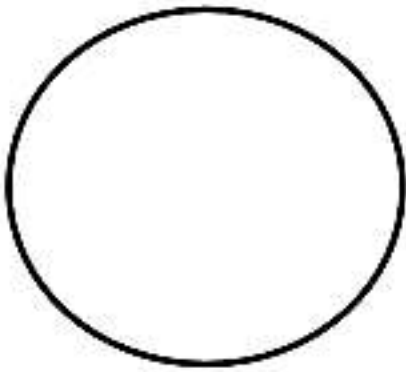
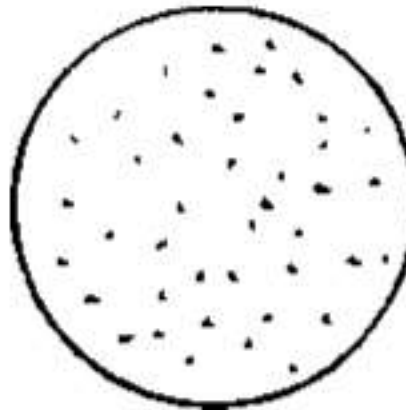
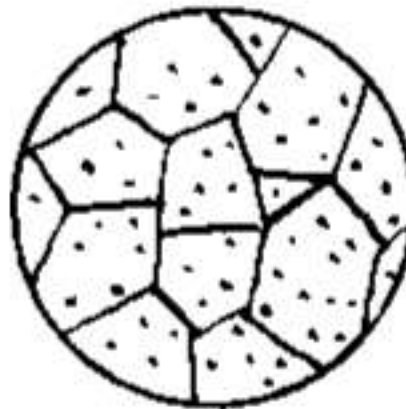

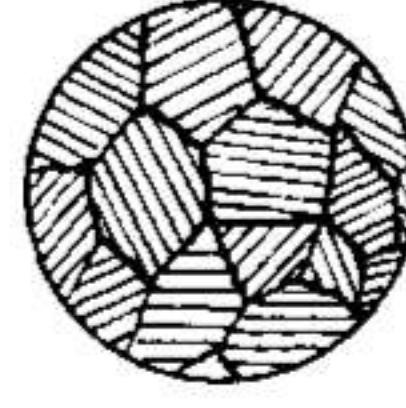
Будова матеріалу	Вид структури	Фактори, що визначають структурну неоднорідність
Чисті монокристали		Тип кристалічних ґраток, орієнтація відносно осі навантаження, наявність дефектів структури.
Монокристали з розподіленими частками		Тип кристалічних ґраток, орієнтація відносно осі навантаження, форма і розмір часток, їхній об'ємний склад, особливості розподілу часток, наявність дефектів.
Однофазні полікристали		Тип кристалічних ґраток, форма і розмір зерна, конфігурація границь зерна, наявність дефектів.
Полікристали, зміцнені частками		Тип кристалічних ґраток, форма і розмір часток, їхній об'ємний склад, наявність дефектів.
Двофазні (багатофазні) полікристали		Тип кристалічних ґраток, форма і розмір зерна, властивості структурних складових їхній об'ємний склад, наявність дефектів.
Метали з армованими зернами		Тип кристалічних ґраток, властивості армованих елементів, їхні розміри, конфігурація, особливості розподілу армованих елементів.

Рисунок 1.1–Типи структур і фактори, що визначають структурну неоднорідність

Застосування концепції найслабшої ланки до просторового тіла вперше було запропоновано Вейбулом. Надалі дана концепція одержала розвиток стосовно статистичного трактування міцності. Докладний розгляд різних аспектів МКР на основі концепції найслабшої ланки міститься в роботі [20].

МУКР є різновидом МКР і відрізняється від них використанням фактора часу.

У МПТ, як і в МКР, об'єм чи площа поперечного перерізу зразка розбиваються на велике число СЕ N . Однак у МПТ граничний стан визначається відмовою (руйнуванням) не одного СЕ, а всіх N СЕ. У такий спосіб МПТ аналогічні моделям надійності систем, що складаються з N паралельно з'єднаних однотипних елементів.

Особливістю МПТ є залежність властивостей моделей від середніх чи близьких до них характеристик СЕ. Для МПТ масштабний ефект і розкид механічних властивостей зразків менш суттєві, чим для МКР [6].

МПТ служать найпростішим наближенням для опису деформування і руйнування реальних матеріалів з випадковою мікроструктурою. Вони використовуються для оцінок статистичних характеристик межі міцності, межі текучості, а також для моделювання пластичного деформування при розтягуванні, повзучості, циклічному навантаженні [21, 22].

Особливий клас структурних моделей, зв'язаних з тимчасовим описом руйнування окремих СЕ, складають МНРП [6]. Ці моделі є різновидом МПТ і відрізняються від них тим, що граничний стан об'єму, що пошкоджується, характеризується критичним числом n_* СЕ. Аналогом МНРП у теорії надійності є моделі, що описують відкази в системах з багаторазовим резервуванням.

Для усіх раніше розглянутих моделей накопичення пошкоджень критичний рівень скалярної міри пошкодження ϕ_* приймався рівним одиниці й основна увага акцентувалася на описуванні процесу пошкоджуваності до цього критичного рівня. Принципи побудови структурних моделей визначають відмінний від інших моделей підхід до використання критеріїв граничних станів. Так, очевидно, що крихке руйнування в реальних матеріалах буде лімітуватися

руйнуванням одного чи декількох СЕ, а пластичне – групи СЕ. У загальному випадку можна стверджувати, що $\varphi_* < 1$.

Виділимо два підходи до вирішення даної задачі. Один з них базується на припущенні, що втрата цілісності матеріалу настає, якщо поруч з яким-небудь зруйнованим ізольованим СЕ знайдеться хоча б ще один зруйнований СЕ. Таким чином, критичне значення залежить від числа СЕ в групі, відповідальної за початок руйнування. Якщо позначити це число n_* , то відповідно до оцінки В.В.Болотіна [6],

$$\varphi_* \propto n_*^{-1}$$

Число n_* залежить від форми і способу упакування СЕ. Для реальних значень $n_* \sim 10$ впливає оцінка: $\varphi_* \leq 10^{-1}$.

Інший підхід, що одержав розвиток останнім часом, базується на використанні при обґрунтуванні критичного числа СЕ положень теорії протікання (перколяції) [23, 24, 25]. Відповідно до даної теорії [26] граничний стан системи, що складається з великої кількості складових елементів, визначається умовами утворення нескінченного кластера, що формується шляхом об'єднання сусідніх "ушкоджених" елементів. Для формування такого фракталу незалежно від виду системи й умов "ушкодження" елементів необхідна наявність визначеного відносного числа довільно розсіяних у системі "ушкоджених" елементів: для об'ємного випадку – 0,17, а для плоского – 0,5. На наш погляд, використання теорії перколяції для рішення задач прогнозування граничних станів при пошкоджуваності має великі перспективи, що обумовлено основною особливістю даної теорії – відображенням фундаментальних ознак подоби множинного руйнування [23, 25]. У той же час необхідно відзначити, що в реальних процесах множинного руйнування критичні значення пошкодження, що відповідають теорії перколяції, повинні бути значно менше через ефекти концентрації напружень у локальних областях, які примикають до дефектів.

Обґрунтований вибір масштабу, що є кількісною характеристикою розмірного параметра СЕ, відноситься до ключової задачі побудови структурних

моделей і опису багатомасштабності і багатостадійності руйнування. Зв'язок пошкодженого об'єму V з розмірним параметром СЕ l визначається співвідношенням

$$N l^3 = V.$$

Очевидно, що той чи інший масштаб пошкодження повинний вибиратися з умови локалізації у визначеній розмірній області реальних фізичних проявів руйнування або структурних перетворень. У більшості структурних моделей оперують гіпотетичними СЕ, чи все різноманіття структурної неоднорідності зводиться до розмірів кристалітів.

Як відзначається в роботі [6], одним з можливих підходів до побудови моделей може бути наступний: приймається один з рівнів структури за вихідний, постулюються властивості матеріалу на цьому рівні і спосіб взаємодії елементів структури. За допомогою побудованої моделі передбачається поведінка матеріалу на більш високому розмірному рівні.

Іншим, на наш погляд перспективним напрямком побудови багаторівневої структурної моделі може бути підхід, заснований на сучасній гіпотезі про автотемельність руйнування [24, 27]. Відповідно до властивості автотемельності каскаду дефектів, характеристики множинного руйнування на базовому розмірному рівні будуть подібні відповідним характеристикам на більш високому рівні з урахуванням пропорційної зміни масштабів.

Структурні моделі є ефективними, сучасними засобами опису процесів накопичення розсіяних пошкоджень, що проявляються в зародженні локальних осередків мікроруйнування. Такий характер руйнування називають множинним. Йому відповідає цілий ряд індивідуальних особливостей, врахування яких у ряді випадків є вирішальним при моделюванні явищ вичерпання міцності твердих тел.

1.3 Характерні особливості множинного руйнування матеріалів

Проблема множинного руйнування (МР) охоплює цілий ряд наукових напрямків: накопичення розсіяних пошкоджень, поведінка малих тріщин,

міцність з урахуванням особливостей структури [27].

МР спостерігається в більшості випадків втрати міцності незалежно від виду матеріалу й умов навантаження. МР передує утворенню макроскопічних тріщин і відноситься до інкубаційного періоду макроскопічного руйнування.

Характерним проявом МР є наявність системи розсіяних у об'ємі, або на поверхні навантаженого матеріалу, дефектів, що розвиваються в часі і відносяться за своїми розмірами до визначеного масштабного рівня.

Слід зазначити, що вивчення закономірностей МР розпочато порівняно недавно і зв'язане, в основному, з необхідністю обґрунтування граничних станів і прогнозування працездатності високонадійних виробів, експлуатація яких з макроскопічними дефектами неприпустима [28].

Прояв МР характерний для різноманітних типів матеріалів при дії різних пошкоджуваних факторів.

До характерних рис МР можна віднести багатомасштабність і багатостадійність процесів накопичення пошкоджень. При деформуванні у твердому тілі утворюються розосереджені дефекти суцільності, розміри яких відповідають структурним особливостям матеріалу. З часом деформування кількість дефектів визначеного масштабного рівня збільшується, причому в межах даного масштабу можуть зростати і розміри утворених дефектів. При досягненні концентрації дефектів критичного значення відбувається їхнє об'єднання, у результаті чого утворюються дефекти більш високого розмірного рівня. Якщо утворені дефекти не призводять до остаточного руйнування тіла, то процес пошкоджуваності, що характеризується збільшенням кількості і розмірів дефектів, розвивається аналогічним образом, але на більш високому масштабному рівні.

Спільність механізму накопичення пошкоджень для різних за властивостями матеріалів і незалежно від способу прикладання навантаження є фундаментальною особливістю МР.

Оскільки в загальному випадку МР характеризується процесами зародження і поширення пошкоджень, причому стохастична природа цих процесів зв'язана з неоднорідністю структури і взаємним впливом випадково розташо-

ваних дефектів, тому моделювання розвитку системи розсіяних пошкоджень на підставі опису поведінки ізольованих дефектів є неплідним. Властивості подібних неоднорідних систем визначаються колективними ефектами їх складових елементів і можуть бути охарактеризовані параметрами, усередненими по визначеному статистичному ансамблю таких елементів. Об'єм статистичного ансамблю або підсистеми визначається межами кореляції взаємодії складових елементів, а можливість перенесення властивостей статистичного ансамблю на всю систему припускає виконання принципу подоби.

Непряме припущення про подобу МР твердих тіл було висунуте С.Н.Журковим зі співавторами при обґрунтуванні універсальності концентраційного критерію руйнування [29, 30]. Даний критерій дорівнює відношенню середньої відстані між дефектами в системі до середнього розміру дефектів. Він зменшується в процесі накопичення пошкоджень і при критичній їхній щільності, що відповідає масовому об'єднанню і, за рахунок цього, укрупненню дефектів, досягає критичної величини рівної, приблизно, трьом. Значення критичної величини концентраційного критерію, як показано авторами, практично не залежить від виду матеріалу, умов прикладання навантаження і масштабного рівня дефектів.

Підходи до аналізу граничних станів, що базуються на описі зміни щільності пошкоджень при колективних ефектах у системах розсіяних дефектів [31], є найбільш розповсюдженими. Концепція універсальності значення критичної щільності дефектів підтверджується емпірично [32]. При теоретичному обґрунтуванні наявності критичних значень щільності дефектів, проведеному на підставі статистичної термодинаміки, сталість значень граничного розпушення ототожнювалася з умовою утворення нескінченного кластера перколяції. Сталість концентраційного критерію в теорії С.Н.Журкова однозначно зв'язана з критичним значенням щільності тріщин, що визначають середню відстань між дефектами. Таким чином, умови граничних станів при МР є автомодельними, тобто подібними самим собі.

Концепція автомодельності МР, що стосується не тільки часткового ви-

падку граничного стану, але і подоби процесів накопичення пошкоджень у часі, відображена в роботах Г.И.Баренблатта і Л.Р.Ботвіної [11, 27]. При цьому на відміну від раніше розглянутих підходів до обґрунтування граничних станів, дана концепція автотодельності базується на використанні характеристик неоднорідності розмірів дефектів.

Процес, що розвивається в часі, автотодельний, якщо розподіли його характеристик в просторі в різні моменти часу можуть бути отримані один з іншого перетворенням подоби. Стосовно до МР принцип автотодельності означає, що в ході процесу утворення і росту дефектів змінюються тільки розмірні параметри, наприклад, статистично середній розмір дефектів $\langle l \rangle$ і статистично середнє значення відстані між їхніми центрами $\langle r \rangle$. Розмірні ж статистичні характеристики каскаду залишаються незмінними [27].

1.4 Методи оцінки пошкоджуваності деталей ГТД

1.4.1 Детерміновані моделі оцінки пошкоджуваності

При прогнозуванні ресурсу відповідальних конструктивних елементів газотурбінних двигунів на стадії проектування і при розробці методів розрахункової оцінки еквівалентного напрацювання і залишкового ресурсу в процесі експлуатації широко користуються поняттям пошкоджуваності матеріалу [7, 33]. Під пошкоджуваністю звичайно розуміють процес втрати несучої здатності або зниження довговічності матеріалу який відбувається в результаті незворотних змін в матеріалі, які обумовлені механічними, тепловими і хімічними впливами і який призводить, в остаточному підсумку, до руйнування. Мірою пошкоджуваності є пошкодженість – кількісна характеристика, яка відображає частину працездатності, яку втратив КЕ внаслідок роботи під дією навантажень.

З точки зору фізики процесу, проявом пошкоджуваності є незворотні зміни структури матеріалу (зсувні процеси усередині зерна, утворення двійників, дроблення зерен, процеси розпушення й утворення порожнеч, зміна зміц-

нювальних фаз, деформування на границях зерен і утворення субмікроскопічних розривів) старіння й викрихкування, зміцнення і знеміцнення, пошкодження поверхневого шару в зв'язку з дією експлуатаційних факторів [34]. Структурні зміни формують пошкодження, які викликають порушення суцільності матеріалу (макротріщини, формозміни, жолоблення тощо), обумовлені характером діючого навантаження (статичної, тривалої статичної, багатоциклової механічної, термоциклічної дії).

Існуючі моделі накопичення пошкоджень в основному базуються на феноменологічних уявленнях. Наявний експериментальний матеріал указує на складність фізичних процесів, які протікають на макро- і мікрорівні в структурі матеріалу і на їхні недостатньо стійкі кореляційні зв'язки з процесами силового і температурного впливу. Пошкоджуваність матеріалу, що накопичується до визначеного моменту вироблення ресурсу, проявляється в інтегральній формі. Зокрема, знижуються значення основних характеристик короткочасної і тривалої міцності опору багато- і малоциклової втомленості, повзучості і пластичності, а також змінюються фізичні характеристики матеріалу (питомий електричний опір, акустична емісія й ін.), що можуть служити непрямомірою пошкоджуваності. Пошкоджуваність матеріалу також оцінюють за допомогою параметрів, які описують поведінку матеріалу на основі методів механіки суцільного середовища.

Ступінь пошкодження матеріалу деталі прийнято оцінювати відносною величиною Π , що змінюється в межах $0 \div 1$, значення якої у вихідному, неушкодженому стані дорівнює нулю ($\Pi=0$), а в момент досягнення граничного стану - одиниці ($\Pi=1$).

Основними параметрами, що характеризують ступінь впливу статичного, багатоциклового механічного, малоциклового ізотермічного і неізотермічного навантажень на пошкоджуваність, є температура T , рівень статичних напружень σ_{cm} , тривалість дії режиму t , амплітуда циклічних навантажень σ_a , число циклів N , розмах пружно-пластичної $\varepsilon^{(k)}$, пластичної $\varepsilon_p^{(k)}$ деформацій у циклі,

однобічна накопичена деформація $\varepsilon_p^{(k)}$, максимальна температура циклу нагрівання T_{max} , тривалості циклів напруження t_{σ} і температури t_{um} .

Для оцінки частки пошкоджуваності від дії тривалого статичного навантаження широко використовується умовний принцип лінійного підсумовування пошкоджуваності у вигляді відносних довговічностей:

$$\Pi_c = \int_0^t \frac{dt}{\tau_{mp}(\sigma_{cm}, T)}$$

де $\tau(\cdot)$ – характеристики тривалої міцності.

Аналогічно частку пошкоджуваності втомленого характеру оцінюють величиною

$$\Pi_u = \int_1^N \frac{dN}{N(\sigma_a, T)},$$

де $N(\cdot)$ – характеристики опору втомленості.

У випадку багатокomпонентного навантаження для розрахунку пошкоджуваності деталі застосовуються критерії силового, часового, деформаційного й енергетичного типів, що засновані як на лінійному так і на нелінійному способі підсумовування пошкоджень.

Критерії силового типу базуються на побудові моделі довговічності, яка є функцією діючих статичних $\sigma_{ст}$, перемінних механічних σ_a , термоциклічних σ_T та інших видів навантажень, а також температури T

$$\tau_k = \tau_k(\sigma_{ст}, \sigma_a, \sigma_T, T, \dots),$$

де $\tau_k(\cdot)$ – узагальнені характеристики міцності матеріалу.

Пошкоджуваність при цьому буде визначатися сумарним ефектом взаємодії усіх відзначених видів навантажень для всього різноманіття умов роботи даної деталі.

$$\Pi = \int_0^t \frac{dt}{\tau_k(\sigma_{cm}, \sigma_a, \sigma_m, T, \dots)}$$

Моделі багатокomпонентного навантаження, засновані на побудові поверхонь граничних напружень за окремими видами навантаження, являють со-

бою, у випадку трикомпонентного навантаження, площину, еліптичний параболоїд або інші види апроксимуючих поверхонь чи пряму, еліпс та інші криві другого порядку при двокомпонентному навантаженні.

У зв'язку з цим один із загальних видів поверхонь граничних напружень можна представити в такий спосіб

$$\left(\frac{\sigma_{cm}}{\sigma_{mp}}\right)^{v1} + \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}\right)^{v2} + \left(\frac{\Delta\sigma_m}{\Delta\sigma_{mzp}}\right)^{v3} = 1$$

де $\sigma_{тр}$ – межа тривалої міцності; σ_{-1} - границя витривалості; $\Delta\sigma_{тр}$ - гранична величина розмаху термоциклічних напружень; $v_i (i = \overline{1,3})$ - коефіцієнти рівняння апроксимуючої поверхні.

Якщо припустити, що криві граничних напружень по окремим видам навантажень описуються формулами вигляду:

$$\lg \tau = a_i + b_i \sigma_{гpi}$$

де a_i, b_i – параметри, що залежать від температури,

тоді довговічність деталі при багатоконпонентному навантаженні можна одержати з рішення, у загальному випадку, нелінійного рівняння. Наприклад, для лінійної моделі ($v1=v2=v3=1$) в умовах трикомпонентного навантаження формула для розрахунку довговічності деталі має вигляд рівняння третього ступеня відносно $\lg \tau$.

У роботі Кузнєцова М.Д. і Цейтліна В.І. [35] пропонується силовий критерій у випадку спільної дії циклічних навантажень з амплітудою напружень σ_a і повторно-статичних навантажень σ_m . Узагальнена діаграма зв'язку між σ_a і σ_m при заданому ресурсі описується параболічною залежністю, що задовільно погоджується з експериментальними даними

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{вт}} \right)^a \right)$$

де $\sigma_{-1}, \sigma_{вт}$ – границі витривалості при високочастотній і низькочастотній втомленості; a - коефіцієнт, що залежить від матеріалу й умов навантаження ($a \approx 2$).

Критерії змішаного типу звичайно мають чисто феноменологічний характер, де в якості міри пошкоджуваності використовується відносний час або число циклів до руйнування. До них відносяться цілий ряд критеріїв для визначення довговічностей деталей, які працюють в умовах низькочастотного механічного і статичного навантажень при підвищених температурах, зокрема, критерії Менсона [36], Гецова Б.Г.[37], Дульнева Р.А.[38], що, у загальному вигляді, можна представити наступним виразом

$$\left[c_p \int_0^{t_p} \frac{dt}{\tau(\cdot)} \right]^a + \left[\int_1^{N_p} \frac{dn}{N(\cdot)} \right]^b = 1$$

де $\Pi_c = \int_0^{t_p} \frac{dt}{\tau(\cdot)}$ і $\Pi_u = \int_1^{N_p} \frac{dn}{N(\cdot)}$ – пошкоджуваність від дії статичного і циклічного навантажень; c , a , b – коефіцієнти рівняння, які враховують взаємний вплив пошкоджень Π_c і Π_u ; t_p і N_p – тривалість статичного і число циклів перемінного механічного навантажень.

В даний час для опису процесів накопичення пошкоджень і руйнування матеріалів при дії циклічних механічних і температурних навантажень велике поширення одержали деформаційні й енергетичні критерії, що засновані на прояві явища непружності металів.

При одноосьовому симетричному навантаженні на підставі експериментальних досліджень Менсоном і Кофіном була запропонована емпірична степенева залежність між непружною деформацією за цикл і числом циклів до руйнування

$$\Delta \varepsilon_{пл} N_p^k = C$$

де $\Delta \varepsilon_{пл}$ – пластична деформація за цикл; N_p – число циклів до руйнування;

k , C – постійні параметри рівняння.

Ця залежність базується на припущенні про адитивність накопичення деформацій у матеріалі. Пошкоджуваність матеріалу, накопичена за N циклів пружно-пластичного деформування, при цьому може бути описана величиною

$$\Pi = \Delta \varepsilon_{nl}^{k_0} \frac{N}{C_0} = \left(\frac{\Delta \varepsilon_{nl}}{\Delta \varepsilon_{nl p}} \right)^{k_0} \frac{N}{N_p}$$

де $\Delta \varepsilon_{nl p}$ – гранична накопичена пластична деформація;

$k_0 = 1/k$; $C_0 = C^{1/k}$ – параметри.

Інші критерії деформаційного типу, запропоновані Менсоном, Серенсеном С.В., Шнейдеровичем Р.М., Гусєнковим А.П., Махутовим Н.А., Гецовим Л.Б., Дульневим Р.А. та іншими приводяться в роботах [38, 39]. Наприклад, у роботі [33] розглянутий критерій для опису процесу руйнування в умовах одностороннього накопичення необоротних деформацій у випадку, коли значення деформаційної здатності при короткочасному ε_p і тривалому ε_n розриві істотно відрізняються:

$$\int_1^{N_p} \frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon_{II}(\tau)} dN + \int_0^{N_p} \frac{dl}{\varepsilon_p(\tau)} = 1$$

де $\Delta \varepsilon$ - повна деформація за цикл.

Один з перших енергетичних критеріїв [40], запропонованих для опису процесів руйнування від втоми, заснований на гіпотезі про сталість критичної енергії руйнування, що поглинається в результаті циклічного деформування матеріалів має вигляд:

$$\sum_{i=1}^{N_p} W_i = W_p$$

де W_i – енергія, що розсіюється в одиниці об'єму за i -й цикл; W_p - енергія руйнування при статичному розтягненні.

При цьому сумарна енергія пластичного деформування при симетричному циклі навантаження дорівнює

$$W_p = 2W_p \int_0^{\Delta \varepsilon_{nl}} \sigma_a d\varepsilon_{nl}$$

де σ_a – амплітуда напруження.

Фелтнер і Морроу вважають, що енергією руйнування, є енергія деформаційного зміцнення і що вона дорівнює енергії статичного руйнування. У ряді інших досліджень [41] показано, що сумарна енергія, розсіяна в одиниці об'єму не постійна, а збільшується зі зменшенням напруження, а також значно перевищує енергію, що поглинається при статичному розтягненні. Ці підходи використовувалися в роботі [42] для опису процесів малоциклової і термічної втомленості.

Аналіз енергетичних критеріїв, запропонованих у роботах Троценка В.Т. [43], Писаренка Г.С., Можаровського М.С. [42], Муратова Л.В. і раніше розглянутих авторів показує, що ці критерії, так само як деформаційні, мають свої переваги та недоліки, а також обмежену область застосування. Зокрема, енергетичні критерії є більш обґрунтованими з фізичної точки зору, однак математичні вирази для їхнього опису досить складні. Відзначені обставини вимагають пошуку більш прийнятних для інженерних розрахунків показників пошкоджуваності матеріалів.

При багатокomпонентному навантаженні, коли руйнування може наступити з кількох причин, у випадку використання лінійної моделі, граничну сумарну пошкоджуваність можна записати у вигляді суми відносних пошкоджень:

$$\sum_{i=1}^{K_1} \frac{\tau_i}{\tau_{pi}} + \sum_{i=1}^{K_2} \frac{n_i}{N_{pi}} + \sum_{i=1}^{K_3} \frac{l_i}{l_{pi}} = 1$$

де перший доданок враховує пошкоджуваність від статичного навантаження, другий - від циклічного навантаження, третій від циклічної повзучості.

У загальному випадку дії S одночасних факторів, як незалежних, так і факторів які впливають один на одного, граничний стан можна визначити з наступних умов

$$\sum_{j=1}^S \Pi_j = 1 \quad \text{— лінійна гіпотеза сумування пошкоджень;}$$

$$\max_s(\Pi_j) = 1 \quad \text{— при незалежних факторах;}$$

$$\sum_{j=1}^S g(\Pi_j) = 1 \quad \text{— нелінійна гіпотеза сумування пошкоджень.}$$

Такий метод оцінки пошкоджуваності особливо зручний в інженерній практиці, тому що в цьому випадку за граничні характеристики використовуються характеристики міцності при однокомпонентному навантаженні.

Більш обґрунтований і точний метод оцінки граничної пошкоджуваності у випадку дії складного навантаження при термоциклуванні заснований на аналізі кінетики пружно-деформованого стану конструктивних елементів. У роботі [5] розглянуті наближені підходи до такого розрахунку з використанням діаграм циклічного деформування. Однак, розрахунок циклічних пружно-пластичних деформацій у динаміці є досить трудомістким і можливий тільки в тому випадку, коли стабілізація процесу деформування настає після незначного числа циклів навантаження.

Кіялбаєв Д.А. і Чудновський А.І. [44] використовують уявлення про ентропійну природу руйнування матеріалу. Іванова В.С. [16, 34] процес руйнування розглядає як результат порушення міжатомних зв'язків унаслідок поглинання кристалічними ґратками граничної енергії. Болотін В.В. [7], аналізуючи наявний досвід, розробив математичні моделі узагальненої теорії накопичення пошкоджень, що описує залежності довговічності від історії навантаження, а також багатостадійні теорії, де процес руйнування представляється у вигляді двох стадій, наприклад, підготовчої і стадії розвитку і поглиблення тріщин.

На додаток до різноманіття видів тепло-пружно-деформованих станів, а також видів і критеріїв руйнування деталей, розглянутих раніше в розрахунках на міцність і надійність, варто враховувати і деякі особливості процесів накопичення пошкоджень. Розглянемо узагальнення моделей пошкодження і пов'язані з ними критерії граничного стану. Розподіл напружень, деформацій і температур в деталях, як правило, неоднорідний. Тому процеси пошкодження, що протікають у різних точках деталі, неоднакові, що обумовлює залежність пошкоджуваності не тільки від часу, але і від координат. Це призводить до континуальних моделей пошкоджуваності матеріалу, прикладами яких можуть слу-

жити моделі теорій пластичності і повзучості або поля пошкоджуваності, які характеризують щільність мікротріщин, дислокацій, ліній ковзання або інших дефектів кристалічних решіток. На практиці використання таких мір пошкоджуваності викликає значні труднощі, і тому як правило пошкодження оцінюється в найбільш напружених зонах.

Деталі ГТД працюють в умовах, коли настання граничного стану можливо з декількох як незалежних, так і залежних друг від друга причин (утворення тріщин, неприпустимі деформації, граничне абразивне або корозійне зношення). При цьому доцільне введення декількох мір пошкоджуваності, що характеризують різні процеси з різними видами граничного стану. Такі взаємозв'язані процеси, що протікають паралельно, можна описати вектор-функцією Π , а їхній граничний стан - представити у вигляді деякої норми, типовий вираз для якої має вигляд:

$$|\Pi| = \left(\sum_{i=1}^k \Pi_i^{v_i} \right)^{\frac{1}{v_0}}$$

де $v_i (i = \overline{0, k})$ – параметри, що характеризують взаємозв'язок між компонентами; k – число факторів.

Як відзначалося, процес пошкоджуваності матеріалу деталей складається з декількох послідовних стадій, які характеризуються своїми структурними складовими: законами зародження, розвитку і об'єднання пошкоджень. Швидкість накопичення пошкоджень на кожній стадії розвитку процесу залежить як від рівня діючих напружень і температур, так і від порядку прикладення навантажень. Це знаходить висвітлення в тому, що час руйнування буде залежати від передісторії навантаження. Напівемпіричні моделі, що описують ці явища, докладно розглянуті далі.

Багатостадійними моделями можна описати вплив "далекої" передісторії навантаження. Для урахування "ближньої" історії, зокрема ефектів післядії і запізнювання, що проявляються, наприклад, при повзучості металів, викорис-

товуються математичні моделі, які побудовані на інтегральних рівняннях типу згортки

$$\Pi(t) = \int_0^t k(t-t')\varphi(\Pi(t'),\sigma(t'))dt$$

де $k(t-t')$ – функція, що описує залежність швидкості накопичення пошкоджень у момент часу t від навантаження й пошкоджуваності в момент часу t' .

Таким чином, при побудові узагальнених моделей пошкоджуваності матеріалу варто враховувати багатостадійність, багатокomпонентність процесів пошкодження, їх залежність від часу і координат та інші особливості.

На закінчення замітимо, що всі запропоновані гіпотези підсумовування пошкоджень мають обмежену область застосування. Кожна гіпотеза базується на допущеннях, які не можна вважати цілком справедливими в загальному випадку. Статистичних даних для надійного підтвердження тієї чи іншої теорії явно недостатньо. Матеріали різні за природою розрізняються закономірностями накопичення пошкоджень. У цьому плані з усіх теорій підсумовування найбільш простими і зручними для практичного використання є теорії, засновані на лінійній гіпотезі або її модифікаціях і на розділеному урахуванні впливу на накопичену пошкоджуваність різних складових навантаження конструктивних елементів. Лінійні моделі також зручно досліджувати з імовірнісних позицій.

Висновки

У розділі розглянуті проблеми моделювання процесів пошкоджуваності матеріалів деталей ГТД.

При прогнозуванні ресурсу відповідальних конструктивних елементів газотурбінних двигунів широко користуються поняттям пошкоджуваності матеріалу. Під пошкоджуваністю звичайно розуміють процес втрати несучої здатності або зниження довговічності матеріалу, який відбувається в результаті незворотних змін в матеріалі, які обумовлені механічними, тепловими і хімічними впливами і який призводить, в остаточному підсумку, до руйнування. Мірою пошкоджуваності є пошкодженість – кількісна характеристика, яка відображає частину працездатності, яку втратив КЕ внаслідок роботи під дією навантажень.

Ступінь пошкодження матеріалу деталі прийнято оцінювати відносною величиною, що змінюється в межах $0 \div 1$, значення якої у вихідному, неушкодженому стані дорівнює нулю, а в момент досягнення граничного стану – 1.

Наведені феноменологічні і структурні моделі, як два напрямки моделювання процесу пошкодження. Феноменологічні моделі накопичення пошкоджень засновані на узагальненні результатів спостережень і не спрямовані на пояснення чи детальний опис явищ. Структурні моделі призначені для опису пошкодження з урахуванням явищ, що відбуваються на рівні елементів структури розглянутих об'єктів. Ця обставина визначає характерні риси структурних моделей: базування на фізиці явищ і використання при математичному описі цих явищ статистичних методів. Одним з основних факторів, що визначають значимість і перспективність моделювання пошкоджуваності з врахуванням СН матеріалів, є можливість описування таких фундаментальних особливостей процесу руйнування як багатомасштабність і багатостадійність.

Один з підходів опису граничного стану, що одержав розвиток останнім часом, базується на використанні при обґрунтуванні критичного числа структурних елементів положень теорії протікання (перколяції). Відповідно до даної

теорії граничний стан системи, що складається з великої кількості складових елементів, визначається умовами утворення нескінченного кластера, що формується шляхом об'єднання сусідніх "ушкоджених" елементів. Використання теорії перколяції для рішення задач прогнозування граничних станів при пошкоджуваності має великі перспективи, що обумовлено основною особливістю даної теорії – відображенням фундаментальних ознак подоби множинного руйнування.

Перспективним напрямком побудови багаторівневої структурної моделі може бути підхід, заснований на сучасній гіпотезі про автомодельність руйнування. Відповідно до властивості автомодельності каскаду дефектів, характеристики множинного руйнування на базовому розмірному рівні будуть подібні відповідним характеристикам на більш високому рівні з урахуванням пропорційної зміни масштабів.

Розглянуті і проаналізовані найрізноманітніші теорії і гіпотези підсумовування пошкоджень. З усіх теорій підсумовування найбільш простими і зручними для практичного використання є теорії, засновані на лінійній гіпотезі або її модифікаціях і на розділеному урахуванні впливу на накопичену пошкоджуваність різних складових навантаження конструктивних елементів.

2 АНАЛІЗ І КОНСТРУКЦІЯ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ

2.1 Аналіз основних технічних даних двигуна-прототипу

В якості прототипу обрано двигун ДГ-90Л2.1 [45].

Двигун ДГ-90Л2.1 призначений для приводу нагнітача автоматизованого газоперекачувального агрегату (ГПА).

Конструкція КНТ забезпечує його роботу в складі ГПА на всіх режимах без постійної присутності обслуговуючого персоналу.

Основні технічні характеристики двигуна - прототипу:

номінальна потужність при нормальних умовах 16,7 МВт;

ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $19 \div 19,5$;

витрата газу на зрізі вихлопного патрубку 70 кг/с;

температура газу на зрізі вихлопного патрубку, 683 – 703°К;

температура газу перед турбіною розрахункова, 1343°К;

номінальна частота обертання валу силової турбіни 5200 об/хв;

ККД ГТУ в станційних умовах на режимі 16,0 МВт не менше, 34 %;

компресор низького тиску осьовий, кількість ступенів 9;

компресор високого тиску осьовий, кількість ступенів 10;

камера згоряння трубчато-кільцева, кількість жарових труб 16;

турбіна високого тиску осьова, число ступенів 1;

турбіна низького тиску осьова, число ступенів 1;

турбіна силова осьова, число ступенів 3;

Напрямок обертання ротора силової турбіни проти годинникової стрілки (ліве).

Для двигуна, що проектується визначаємо температуру газу перед турбіною $T_T^* = 1330$ К, параметри основних елементів ГТУ, що проектується, визначаємо за методичними рекомендаціями [46] (табл. 1.1).

Для визначення раціонального значення ступеня підвищення тиску в компресорі здійснюємо параметричну оптимізацію робочого процесу в межах зміни ступеня підвищення тиску в компресорі від 10 до 30.

Таблиця 1.1 – Параметри основних елементів двигуна

$\sigma_{\text{вх}}=0,98$	Коефіцієнт збереження повного тиску вхідного пристрою;
$\eta_{\text{КНТ}}^*=0,82$	ККД КНТ;
$\eta_{\text{КВТ}}^*=0,82$	ККД КВТ;
$\sigma_{\text{КЗ}}=0,97$	Коефіцієнт відновлення повного тиску в КЗ;
$\eta_{\text{ТВТ}}^*=0,89$	ККД ТВТ;
$\eta_{\text{СТ}}^*=0,9$	ККД СТ;
$\eta_{\text{ТНТ}}^*=0,9$	ККД ТНТ.

У зв'язку з тим, що ГТУ працює основну частину часу на режимах менших ніж максимальний, тому можливо зменшити розрахункову питому потужність для збільшення ефективного ККД двигуна.

При зменшенні питомої потужності на 5% ефективний ККД збільшується з $\Pi_{\text{опт}} = 32,2\%$ до $\Pi_{\text{розр}} = 36,6\%$. При цьому ступінь підвищення тиску $\pi_{\text{к}}$ збільшується з $\pi_{\text{к опт}}^* = 12,3$ до $\pi_{\text{к розр}}^* = 19$.

Таким чином, при визначеній температурі газу $T_{\text{г}}=1330$ К і розрахунковому значенні ступені підвищення тиску $\pi_{\text{к розр}}^* = 19$ проводимо термодинамічний і газодинамічний розрахунок.

2.2 Конструкція двигуна

Двигун призначений для приводу нагнітача автоматизованого газоперекачувального агрегату (ГПА).

Конструкція ГТД забезпечує його роботу в складі ГПА на усіх режимах без постійної присутності обслуговуючого персоналу. ГТД пристосований для

роботи з системою автоматичного управління, захисту і контролю, для чого має місце для під'єднання необхідних датчиків, які забезпечують формування сигналів управління.

Газотурбінний двигун встановлюється на рамі і складається з вхідного пристрою, компресора низького тиску (КНТ), компресора високого тиску (КВТ), камери згоряння (КЗ), турбіни високого тиску (ТВТ), турбіни низького тиску (ТНТ), силової турбіни (СТ), агрегатів двигуна.

СТ розташована за ТНТ і кінематично не пов'язана ні з одним з контурів. Потужність від СТ передається через ресору на нагнітач.

Для приводу агрегатів, які обслуговують двигун, на передньому корпусі КНТ і рамі двигуна встановлені коробки приводів.

Двигун працює в такий спосіб:

Через вхідний пристрій повітря послідовно надходить в КНТ, потім в КВТ, де стискається до необхідних параметрів. З КВТ повітря надходить в КЗ, в якій спалюється паливо-повітряна суміш.

При запуску двигуна, займання палива здійснюється двома запальниками. Надалі горіння в камері згоряння підтримується безперервною подачею палива і повітря. У камері згоряння повітря частково бере участь в процесі горіння, частково змішується з продуктами горіння.

Висновки

Проведено аналіз основних технічних даних двигуна-прототипу – ДГ-90Л2.1. Визначено параметри робочого процесу двигуна, що проектується та здійснено опис його конструкції.

3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ЩО ДОЗВОЛЯЄ ОЦНТИ РІВЕНЬ ПОШКОДЖЕНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ГАРЯЧОЇ ЧАСТИНИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВИМІРЯНИХ ПАРАМЕТРІВ

3.1 Термодинамічний розрахунок ГТУ

Метою термодинамічного розрахунку є визначення основних параметрів робочого тіла в характерних перетинах проточної частини ГТУ, питомої потужності та питомої витрати палива.

Вихідні дані:

потужність ГТУ на максимальному режимі $N_e = 10$ МВт;

температура газу $T_r^* = 1330$ К;

ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_K^* = 19$;

ступінь підвищення тиску повітря в КНТ $\pi_{КНТ}^* = 4,75$;

в КВТ $\pi_{КВТ}^* = 4,0$;

параметри повітря на вході до ГТУ :

$T_H = 288$ К;

$P_H = 101325$ Па;

показник адіабати для повітря: $k = 1,41$;

газова стала для повітря: $R_H = 287,3$ Дж/(кг·К);

показник адіабати для газу $k_r = 1,33$;

газова стала для газу: $R_r = 288$ Дж/(кг·К);

Визначення параметрів повітря на вході до ГТУ.

Температура повітря:

$$T_{\theta}^* = T_H^* = T_H = 288 \text{ К.}$$

Коефіцієнт, що враховує втрати повного тиску у вхідному пристрої приймаємо $\sigma_{вх} = 0,98$ [4] та визначаємо P_{θ}^* :

$$P_v^* = P_H^* \cdot \sigma_{вх} = 0,98 \cdot 101325 = 99298,5 \text{ Па.}$$

Відповідно до рекомендацій [47] приймаємо ККД КНТ $\eta_{КНТ}^* = 0,82$.

Температура і тиск повітря на виході з КНТ розраховуються за формулами:

$$T_{КНТ}^* = T_B^* \cdot \left(1 + \frac{(\pi_{КНТ}^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{КНТ}^*} \right) = 288 \left(1 + \frac{(4,75)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1}{0,82} \right) = 489,3 \text{ К};$$

$$P_{КНТ}^* = P_B^* \cdot \pi_{КНТ}^* = 1003121 \cdot 4,75 = 471668 \text{ Па.}$$

Визначаємо роботу, що витрачається для стиснення 1 кг. повітря, у КНТ:

$$L_{КНТ} = \frac{k}{k-1} \cdot R_{II} \cdot (T_{КНТ}^* - T_B^*) = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287,3 \cdot (489,3 - 288) = 198891 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Відповідно до рекомендацій [3] приймаємо ККД КВТ $\eta_{КВТ}^* = 0,82$.

Температура і тиск повітря на виході з КВТ розраховуються за формулами:

$$T_{КВТ}^* = T_{КНТ}^* \cdot \left(1 + \frac{(\pi_{КВТ}^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{КВТ}^*} \right) = 489,3 \left(1 + \frac{(4,0)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1}{0,82} \right) = 785,55 \text{ К};$$

$$P_{КВТ}^* = P_{КНТ}^* \cdot \pi_{КВТ}^* = 471668 \cdot 4,0 = 1,887 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Визначаємо роботу, що витрачається для стиснення 1 кг. повітря, у КВТ:

$$L_{КВТ} = \frac{k}{k-1} \cdot R_{II} \cdot (T_{КВТ}^* - T_{КНТ}^*) = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287,3 \cdot (785,55 - 489,3) = 292700 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Розраховуємо роботу, що витрачається для стиснення 1 кг. повітря, у компресорі газогенератора:

$$L_K = L_{КНТ} + L_{КВТ} = 198891 + 292700 = 491591 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Приймаючи коефіцієнт відновлення повного тиску в КЗ $\sigma_{КЗ} = 0,97$ [2] визначаємо тиск газу на виході з КЗ:

$$p_{\Gamma}^* = p_{КВТ}^* \cdot \sigma_{КЗ} = 1,887 \cdot 10^6 \cdot 0,97 = 1,83 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Відповідно до рекомендацій [3] середню теплоємність газів у КЗ розраховуємо з використанням залежності:

$$C_{КЗ} = 878 + 0,208 \cdot (T_{\Gamma}^* + 0,48 \cdot T_{КВТ}^*) = 878 + 0,208 \cdot (1330 + 0,48 \cdot 785,55) = 1233,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Відносну витрату палива знаходимо, задаючись коефіцієнтом згоряння $\eta_{\Gamma} = 0,97$ і приймаючи значення нижчої теплоти згоряння палива [46]:

$$H_u = 50 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$g_n = \frac{C_{КЗ} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{КВТ}^*)}{H_u \cdot \eta_{\Gamma}} = \frac{1233,1 \cdot (1330 - 785,55)}{50 \cdot 10^6 \cdot 0,97} = 0,0138.$$

Питоме підведене тепло вКЗ:

$$g_{\text{пит}} = C_{КЗ} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{КВТ}^*) = 1233,1 \cdot (1330 - 785,55) = 671350 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Для газоподібного палива можна прийняти [3]: $L_o = 18 \frac{\text{кг (повітря)}}{\text{кг (газу)}}$.

Загальний коефіцієнт надлишку повітря в КЗ: $\alpha = \frac{1}{g_n \cdot L_o} = \frac{1}{0,0138 \cdot 18} = 4,01.$

Відповідно до рекомендацій [47] приймаємо:

відносну витрату повітря на охолодження деталей турбіни $q_{\text{охл}} = 0,04$;

відносну витрату повітря для забезпечення систем станції $q_v = 0,01$;

механічний ККД $\eta_M = 0,99$;

ККД ТВТ $\eta_{ТВТ}^* = 0,89$ і розраховуємо параметри за ТВТ:

$$\begin{aligned} T_{ТВТ}^* &= T_{\Gamma}^* - \frac{L_{КВТ}}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_M \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - 0,5 \cdot q_{\text{охл}} - q_v)} = \\ &= 1330 - \frac{292700}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,99 \cdot (1 + 0,0138) \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,04 - 0,01)} = 1071 \text{ К.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 p_{ТВТ}^* &= p_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{L_{КВТ}}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_M \cdot \eta_{ТВТ}^* \cdot T_{\Gamma}^* (1 + g_n)(1 - 0,5 \cdot q_{охл} - q_{\epsilon})}\right) = \\
 &= 1830000 \left(1 - \frac{292700}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,99 \cdot 0,89 \cdot 1330(1 + 0,0138)(1 - 0,5 \cdot 0,04 - 0,01)}\right) = 676453 \text{ Па.}
 \end{aligned}$$

Відповідно до рекомендацій [47] приймаємо ККД ТНТ $\eta_{ТНТ}^* = 0,91$ і розраховуємо параметри за ТНТ:

$$\begin{aligned}
 T_{ТНТ}^* &= T_{ТВТ}^* - \frac{L_{КНТ}}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_M (1 + g_n)(1 - 0,5 \cdot q_{охл} - q_{\epsilon})} = \\
 &= 1071 - \frac{198891}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,99(1 + 0,0138)(1 - 0,5 \cdot 0,04 - 0,01)} = 895 \text{ К.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 p_{ТНТ}^* &= p_{ТВТ}^* \left(1 - \frac{L_{КНТ}}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot \eta_M \cdot \eta_{ТНТ}^* \cdot T_{ТНТ}^* (1 + g_n)(1 - 0,5 \cdot q_{охл} - q_{\epsilon})}\right) = \\
 &= 676453 \left(1 - \frac{198891}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,99 \cdot 0,9 \cdot 895(1 + 0,0142)(1 - 0,5 \cdot 0,04 - 0,01)}\right) = 363834 \text{ Па.}
 \end{aligned}$$

Розраховуємо роботу турбіни газогенератора:

$$L_{ТК} = \frac{L_K}{(1 + g_n)(1 - 0,5 \cdot q_{охл} - q_{\epsilon})} = \frac{491591}{(1 + 0,0138)(1 - 0,5 \cdot 0,04 - 0,01)} = 515554 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Вважаючи, що в СТ здійснюється повне розширення, розраховуємо тиск за СТ:

$$p_T^* = 1,05 p_H^* = 1,05 \cdot 101325 = 106391 \text{ Па.}$$

Ступень розширення в СТ:

$$\pi_T^* = \frac{p_{ТНТ}^*}{p_T^*} = \frac{363834}{106391} = 3,42.$$

Відповідно до рекомендацій [47] приймаємо ККД СТ $\eta_{СТ}^* = 0,9$ і розраховуємо роботу СТ:

$$L_T = \frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_\Gamma \cdot \eta_{CT}^* \cdot T_{THT}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\pi_T^* \right)^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}} \right) = \frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,9 \cdot 895 \cdot \left(1 - \frac{1}{3,42^{\frac{1,33}{1,33}}} \right) = 245835 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Розраховуємо температуру за СТ:

$$T_T^* = T_{THT}^* - \frac{L_T}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_\Gamma \cdot \eta_{CT}^*} = 895 - \frac{245835}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 0,9} = 659,67 \text{K}$$

Розраховуємо витрати повітря крізь ГТУ:

$$G_n = \frac{N_e}{L_T} = \frac{10000000}{245835} = 40,68 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Відповідно до рекомендацій [47] приймаємо механічний ККД СТ $\eta_{mex}^* = 0,99$ і розраховуємо питому потужність СТ:

$$N_{num} = \eta_{mex}^* \cdot L_T \cdot \frac{1 + g_n}{1000000} = 0,99 \cdot 245835 \cdot \frac{1 + 0,0138}{1000000} = 0,247 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Розраховуємо питому витрату палива ГТУ:

$$C_e = \frac{3600 \cdot g_n}{N_{num}} = \frac{3600 \cdot 0,0138}{0,247 \cdot 10^6} = 0,202 \frac{\text{кг}}{\text{МВт} \cdot \text{год}}$$

Розраховуємо ефективний ККД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{L_T}{g_{num}} = \frac{245835}{671350} = 0,366$$

За результатами термодинамічного розрахунку будемо залежності зміни повного тиску і повної температури за трактом двигуна (рис.3.1).

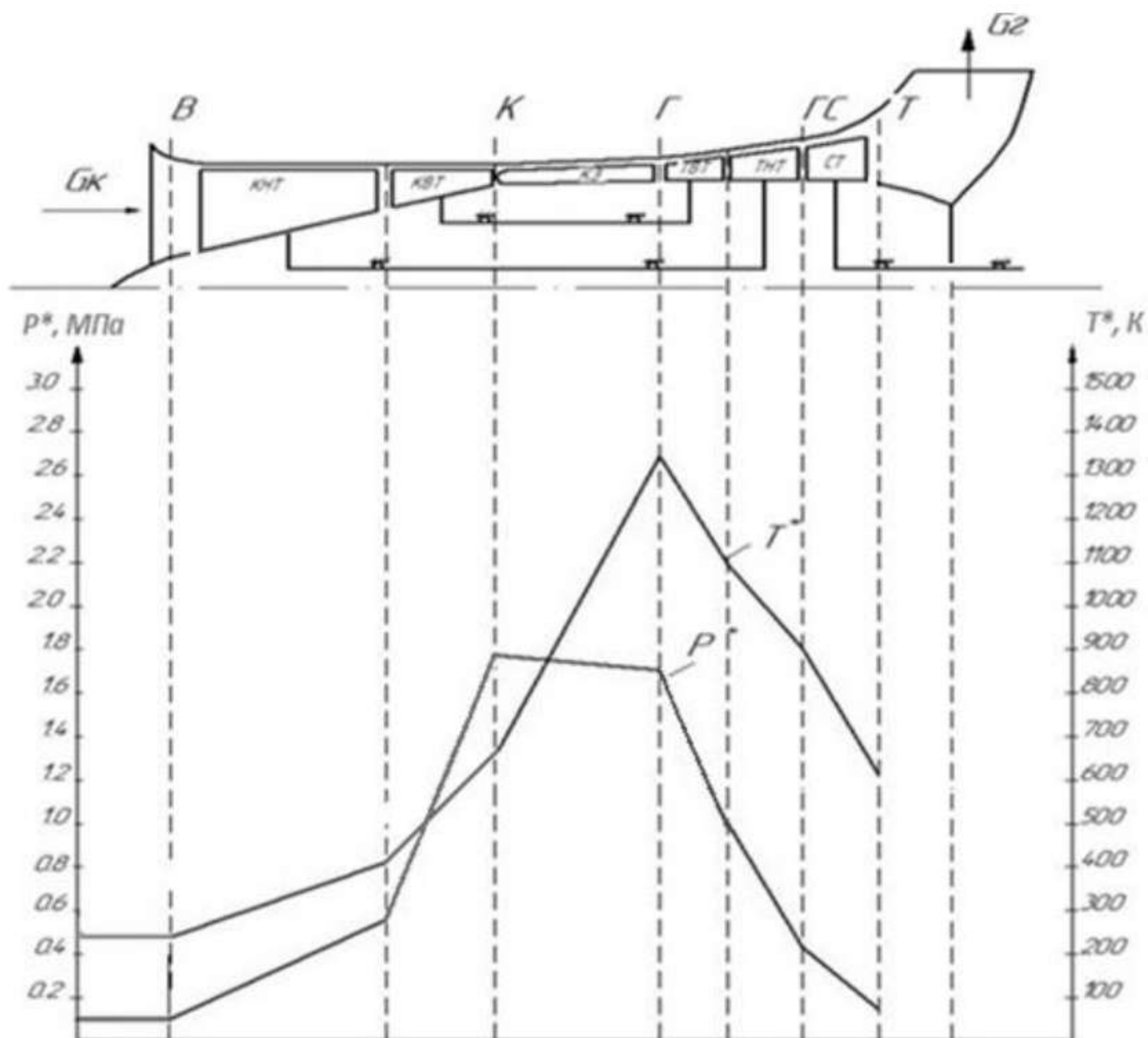


Рисунок 3.1 – Зміна температури і тиску за трактом ГТУ

3.2 Газодинамічний розрахунок ГТУ

Метою газодинамічного розрахунку є визначення розмірів у характерних перетинах проточної частини ГТУ, кількості роторів і частот їх обертання, числа ступенів компресора і турбіни, розподілу роботи стиснення (розширення) між каскадами та ступенями, уточнення параметрів ГТУ.

У якості вихідних даних використовуються результати термодинамічного розрахунку ГТУ.

При профілюванні робочої лопатки першої ступені дозвукового компресора відповідно до рекомендацій [47] визначаємо осьову швидкість потоку на вході до першого ступеня КНТ $C_B = 150$ м/с. Вона визначає статичні параметри:

Розрахуємо статичну температуру, тиск і густину на вході до першого ступіня КНТ:

$$T_B = T_B^* - \frac{c_B^2}{2 \frac{k}{k-1} R_{II}} = 288 - \frac{(150)^2}{2 \cdot \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287,3} = 276,61 \text{ K},$$

$$p_B = p_B^* \left(\frac{T_B}{T_B^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 100312 \cdot \left(\frac{276,61}{288} \right)^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 86436,1 \text{ Па},$$

$$\rho_B = \frac{p_B}{R_{II} \cdot T_B} = \frac{86436,1}{287,3 \cdot 276,61} = 1,088 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Площа прохідного перетину на вході в КНТ визначається на підставі отриманої за результатами термодинамічного розрахунку витрати повітря:

$$F_B = \frac{G_B}{\rho_B \cdot c_B} = \frac{40,68}{1,088 \cdot 150} = 0,25 \text{ м}^2$$

Приймаємо відносний діаметр втулки (за прототипом) $\bar{d}_{BT.B.} = 0,5$. Кінцевий діаметр КНТ на вході визначається за співвідношенням:

$$D_K = \sqrt{\frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot (1 - \bar{d}_{BT.B.}^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,25}{3,14 \cdot (1 - 0,5^2)}} = 0,65 \text{ м}.$$

Діаметр втулки на вході в КНТ визначаємо за формулою:

$$D_{BT} = D_K \cdot \bar{d}_{BT.B.} = 0,65 \cdot 0,5 = 0,33 \text{ м}.$$

Середній діаметр визначаємо за формулою:

$$D_{CER} = \frac{D_{BT} + D_K}{2} = \frac{0,325 + 0,65}{2} = 0,488 \text{ м}.$$

Висота лопатки на вході в КНТ :

$$h_B = \frac{D_K - D_{BT}}{2} = \frac{0,65 - 0,325}{2} = 0,16 \text{ м}.$$

Згідно методичних рекомендацій обираємо колову швидкість в кінцевому діаметрі $u_{КНТ} = 350 \text{ м / с}$.

Визначаємо частоту обертання ротора КНТ:

$$n_{КНТ} = \frac{60 \cdot u_{КНТ}}{\pi \cdot D_K} = \frac{60 \cdot 350}{3,14 \cdot 0,65} = 10279,6.$$

Площа вихідного перетину:

$$F_{\text{КНТ}} = \frac{G_n}{\rho_{\text{КНТ}} \cdot C_{6a}} = \frac{40,68}{3,563 \cdot 114} = 0,1 \text{ м}^2.$$

Середній діаметр на виході з КНТ:

$$D_{2\text{СЕР}} = D_{\text{СЕР}} = 0,488 \text{ м}.$$

Кінцевий діаметр на виході з КНТ:

$$D_{2\text{К}} = D_{\text{СЕР}} + \frac{h_B}{2} = 0,488 + \frac{0,064}{2} = 0,553 \text{ м}.$$

Втулковий діаметр на виході з КНТ:

$$D_{2\text{ВТ}} = D_{\text{СЕР}} - \frac{h_B}{2} = 0,488 - \frac{0,064}{2} = 0,423 \text{ м}.$$

Висота лопатки на виході з КНТ:

$$h_B = \frac{D_{2\text{К}} - D_{2\text{ВТ}}}{2} = \frac{0,553 - 0,423}{2} = 0,064 \text{ м}.$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі РК:

$$u_{\text{СЕРКНТ}} = u_{\text{КНТ}} \cdot \frac{D_{2\text{СЕР}}}{D_{2\text{К}}} = 350 \cdot \frac{0,488}{0,553} = 308,86 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Відповідно до рекомендацій [48] коефіцієнт теоретичного напору ступенів КНТ приймаємо $\mu_{\text{НКНТ}} = 0,232$.

Кількість ступенів КНТ:

$$z_{\text{КНТ}} = \frac{L_{\text{КНТ}}}{u_{\text{СЕРКНТ}}^2 \cdot \mu_{\text{НКНТ}}} = \frac{198891}{308,8 \cdot 0,2088} = 8,987 \approx 9.$$

Профілювання КВТ.

Площа вхідного перерізу в КВТ дорівнює площі на виході з КНТ $F_{\text{вст}} = F_{\text{кит}}$, параметри потоку на вході в КВТ приймаємо рівними параметрам на виході з КНТ, тобто втрати приймаємо рівними 0.

Кінцевий діаметр на вході до КВТ визначаємо за прототипом:

$$D_{1\text{КВ}} = D_{2\text{К}} \cdot 0,99 = 0,553 \cdot 0,99 = 0,547 \text{ м}.$$

Втулковий діаметр на вході до КВТ:

$$D_{1\text{ВТВ}} = D_{2\text{ВТН}} \cdot 0,99 = 0,423 \cdot 0,99 = 0,419 \text{ м}.$$

Висота лопатки першого ступеня КВТ:

$$h = \frac{(D_{1KB} - D_{1BTV})}{2} = \frac{(0,547 - 0,419)}{2} = 0,064 \text{ м}$$

Відповідно до рекомендацій [48] визначаємо осьову швидкість потоку на виході з КВТ: $C_{Ka} = 114 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Розрахуємо статичні температуру, тиск і густину на виході з КВТ:

$$T_K = T_K^* - \frac{C_{Ka}^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_{II}} = 785,55 - \frac{(114)^2}{2 \cdot \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287,3} = 779 \text{ К};$$

$$p_K = p_K^* \cdot \left(\frac{T_K}{T_K^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 2,44 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{779}{785,55} \right)^{1,41-1} = 1,83 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\rho_K = \frac{p_K}{R \cdot T_K} = \frac{1,83 \cdot 10^6}{287,3 \cdot 779} = 8,19 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Площа вихідного перетину КВТ:

$$F_K = \frac{G_n}{\rho_K \cdot C_{Ka}} = \frac{40,68}{8,19 \cdot 114} = 0,0436 \text{ м}^2.$$

Втулковий діаметр на виході з КВТ визначаємо за прототипом:

$$D_{2BTV} = D_{1BTV} = 0,419 \text{ м}.$$

Кінцевий діаметр на виході з КВТ визначаємо за формулою:

$$D_{2KB} = \sqrt{\frac{4F_K}{\pi} + D_{2BTV}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0436}{3,14} + (0,419)^2} = 0,547 \text{ м}$$

Визначаємо середній діаметр, як:

$$D_{2KBСЕР} = \frac{(D_{2BTV} + D_{2KB})}{2} = \frac{(0,419 + 0,547)}{2} = 0,462 \text{ м}.$$

Висота лопатки на виході з КВТ:

$$h_K = \frac{(D_{2KB} - D_{2BTV})}{2} = \frac{(0,547 - 0,419)}{2} = 0,064 \text{ м}.$$

Визначаємо частоту обертання ротора КВТ:

$$n_{KBТ} = \frac{60 \cdot u_{KBТ}}{\pi \cdot D_{2KB}} = \frac{60 \cdot 320}{3,14 \cdot 0,547} = 12092,7 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

де $u_{KBТ} = 320 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – колова швидкість на зовнішньому діаметрі [46].

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі на виході з КВТ:

$$u_{\text{СЕРКВТ}} = u_{\text{ККВТ}} \cdot \frac{D_{2\text{КВСЕР}}}{D_{2\text{КВ}}} = 320 \cdot \frac{0,462}{0,547} = 292,29 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Відповідно до рекомендацій [48] коефіцієнт теоретичного напору ступенів КВТ приймаємо $\mu_{\text{НКНТ}} = 0,343$.

Кількість ступенів КВТ:

$$z_{\text{КВТ}} = \frac{L_{\text{КВТ}}}{u_{\text{СЕРКВТ}}^2 \cdot \mu_{\text{НКНТ}}} = \frac{292700}{(292,29)^2 \cdot 0,343} = 9,98 \approx 10.$$

Профілювання ТВТ.

Параметри потоку на вході в ТВТ приймають рівними параметрам на виході з камери згоряння. На вході до ТВТ швидкість газового потоку відповідає числу Маха $M_{\Gamma} = 0,2 \dots 0,3$. Обираємо число Маха для двигуна, що проектується $M_{\Gamma} = 0,24$.

Втулковий діаметр на вході до ТВТ визначаємо по масштабу двигуна прототипу:

$$D_{1\text{ТВТ}} = D_{2\text{КВСЕР}} = 0,462 \text{ м}.$$

Розрахуємо статичні температуру, тиск і густину на вході до ТВТ:

$$T_{\Gamma\text{С}} = \frac{T_{\Gamma}^*}{1 + \frac{k_{\Gamma} - 1}{2} \cdot M_{\Gamma}^2} = \frac{1330}{1 + \frac{1,33 - 1}{2} \cdot 0,24^2} = 1317,48 \text{ К};$$

$$p_{\Gamma\text{С}} = p_{\Gamma}^* \cdot \left(\frac{T_{\Gamma\text{С}}}{T_{\Gamma}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1}} = 1,83 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{1317,48}{1330} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 1,76 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\rho_{\Gamma\text{С}} = \frac{p_{\Gamma\text{С}}}{R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma\text{С}}} = \frac{1,76 \cdot 10^6}{288 \cdot 1317,48} = 4,64 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Швидкість на вході до ТВТ:

$$C_{\Gamma} = M_{\Gamma} \cdot \sqrt{R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma\text{С}} \cdot k_{\Gamma}} = 0,24 \cdot \sqrt{288 \cdot 1317,48 \cdot 1,33} = 170,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Площа вхідного перетину ТВТ:

$$F_{\Gamma} = \frac{G_n \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - q_{\text{охл}} - q_6)}{\rho_{\Gamma\text{С}} \cdot C_{\Gamma}} = \frac{27,6 \cdot (1 + 0,0138) \cdot (1 - 0,04 - 0,1)}{4,64 \cdot 170,5} = 0,0495 \text{ м}^2.$$

Зовнішній діаметр на вході до ТВТ:

$$D_{1ГК} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Г}}{\pi} + D_{1ГВТ}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0495}{3,14} + (0,462)^2} = 0,526 \text{ м.}$$

Середній діаметр на вході до ТВТ:

$$D_{1ГСЕР} = \frac{D_{1ГК} + D_{1ГВТ}}{2} = \frac{0,526 + 0,462}{2} = 0,494 \text{ м.}$$

Втулковий діаметр на виході з ТВТ визначаємо за двигуном прототипом:

$$D_{ВТТВТ} = D_{1ГВТ} = 0,462 \text{ м.}$$

Приймаємо число Маху на виході з ТВТ $M_{ТВТ} = 0,24$.

Розрахуємо статичні температуру, тиск і густину на виході з ТВТ:

$$T_{ТВТ} = \frac{T_{ТВТ}^*}{1 + \frac{k_{Г}-1}{2} \cdot M_{ТВТ}^2} = \frac{1330}{1 + \frac{1,33-1}{2} \cdot 0,24} = 1036,36 \text{ К.}$$

$$P_{ТВТ} = P_{ТВТ}^* \cdot \left(\frac{T_{ТВТ}}{T_{ТВТ}^*} \right)^{\frac{k_{Г}}{k_{Г}-1}} = 676453 \cdot \left(\frac{1036,36}{1330} \right)^{\frac{1,33}{1,33-1}} = 592530 \text{ Па.}$$

$$\rho_{ТВТ} = \frac{P_{ТВТ}}{R_{Г} \cdot T_{ТВТ}} = \frac{592530}{288 \cdot 1036,36} = 1,985 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Швидкість на виході з ТВТ:

$$C_{ТВТ} = M_{ТВТ} \cdot \sqrt{R_{Г} \cdot T_{ТВТ} \cdot k_{Г}} = 0,24 \cdot \sqrt{288 \cdot 1036,36 \cdot 1,33} = 283,53 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Площа вихідного перетину ТВТ:

$$F_{ТВТ} = \frac{G_n \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - q_{охл} - q_{в})}{\rho_{ТВТ} \cdot C_{ТВТ}} = \frac{40,68 \cdot (1 + 0,0138) \cdot (1 - 0,04 - 0,1)}{1,985 \cdot 283,53} = 0,0696 \text{ м}^2$$

Середній діаметр на виході з ТВТ:

$$D_{СЕРТВТ} = D_{1ГСЕР} = 0,494 \text{ м.}$$

Висота лопатки на виході з ТВТ:

$$h_{ТВТ} = 0,0748 \text{ м}$$

Зовнішній діаметр на виході з ТВТ:

$$D_{КТВТ} = D_{СЕРТВТ} + \frac{h_{ТВТ}}{2} = 0,494 + \frac{0,0748}{2} = 0,63 \text{ м}$$

Втулковий діаметр на виході з ТВТ:

$$D_{ВТВ} = D_{\GammaСЕР} - \frac{h_{\Gamma}}{2} = 0,494 - \frac{0,0748}{2} = 0,555 \text{ м}$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі на виході з ТВТ:

$$u_{СЕРТВТ} = u_{ККВТ} \cdot \frac{D_{СЕРТВТ}}{D_{КТВТ}} = \frac{0,494}{0,63} \cdot 360 = 300,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Відповідно до рекомендацій [47] приймаємо $k_{Вт} = 3,2$.

Кількість ступенів ТВТ:

$$z_{ТВТ} = \frac{L_{КВТ}}{u^2_{СЕРТВТ} \cdot k_{Вт} \cdot \eta_M} = \frac{292700}{(300,6)^2 \cdot 3,2 \cdot 0,99} = 1,02 \approx 1.$$

Профілювання ТНТ.

Середній діаметр на вході до ТНТ визначаємо за прототипом:

$$D_{ТНТСЕР} = D_{СЕРТВТ} = 0,494.$$

Розрахуємо статичні температуру, тиск і густину на виході з ТНТ:

$$T_{\text{ТНТ}} = \frac{T_{\text{ТНТ}}^*}{1 + \frac{k_{\Gamma} - 1}{2} \cdot M_{\text{ТНТ}}^2} = \frac{895}{1 + \frac{1,33 - 1}{2} \cdot 0,5} = 859,54 \text{ К};$$

$$P_{\text{ТНТ}} = P_{\text{ТНТ}}^* \cdot \left(\frac{T_{\text{ТНТ}}}{T_{\text{ТНТ}}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1}} = 363834 \cdot \left(\frac{859,54}{895} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 309137 \text{ Па};$$

$$\rho_{\text{ТНТ}} = \frac{P_{\text{ТНТ}}}{R_{\Gamma} \cdot T_{\text{ТНТ}}} = \frac{309137}{288 \cdot 859,54} = 1,249 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Швидкість на виході з ТНТ:

$$C_{\text{ТНТ}} = M_{\text{ТНТ}} \cdot \sqrt{R_{\Gamma} \cdot T_{\text{ТНТ}} \cdot k_{\Gamma}} = 0,5 \cdot \sqrt{288 \cdot 859,54 \cdot 1,33} = 287 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Площа вихідного перетину ТНТ:

$$F_{\text{ТНТ}} = \frac{G_n \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - q_{\text{охл}} - q_w)}{\rho_{\text{ТНТ}} \cdot C_{\text{ТНТ}}} = \frac{40,68 \cdot (1 + 0,0138) \cdot (1 - 0,04 - 0,01)}{1,57 \cdot 287} = 0,11 \text{ м}^2.$$

Кінцевий діаметр на виході з ТНТ:

$$D_{\text{ТНТК}} = D_{\text{ТНТСЕР}} + \frac{h_{\text{ТНТ}}}{2} = 0,494 + \frac{0,126}{2} = 0,557 \text{ м}.$$

Втулковий діаметр на виході з ТНТ:

$$D_{ТНТВТ} = D_{ТНТСЕР} - \frac{h_{ТНТ}}{2} = 0,494 - \frac{0,126}{2} = 0,431 \text{ м.}$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі ТНТ:

$$u_{СЕРТНТ} = u_{КНТ} \cdot \frac{D_{ТНТСЕР}}{D_{ТНТК}} = \frac{0,494}{0,557} \cdot 330 = 310,26 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Відповідно до рекомендацій [48, 49] приймаємо $k_{НТ} = 2,1$.

Кількість ступенів ТНТ:

$$z_{ТНТ} = \frac{L_{КНТ}}{u_{ТНТСЕР}^2 \cdot k_{НТ} \cdot \eta_M} = \frac{198891}{(310,26)^2 \cdot 0,99 \cdot 2,25} = 0,99 \approx 1.$$

Профілювання СТ.

Втулковий і кінцевий діаметри на вході до СТ визначаємо за прототипом:

$$D_{ВТСТ} = 0,494 \text{ м,}$$

$$D_{КСТ} = D_{ВТСТ} \cdot 1,443 = 0,713 \text{ м.}$$

Розрахуємо статичні температуру, тиск і густину на виході з СТ:

$$T_{1СТ} = \frac{T_{СТ}^*}{1 + \frac{k_{Г} - 1}{2} \cdot M_{СТ}^2} = \frac{659,67}{1 + \frac{1,33 - 1}{2} \cdot 0,3} = 650,01 \text{ К;}$$

$$P_{1СТ} = P_T^* \cdot \left(\frac{T_{1СТ}}{T_{СТ}^*} \right)^{\frac{k_{Г}}{k_{Г} - 1}} = 106391 \cdot \left(\frac{650,01}{659,67} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 100255 \text{ Па;}$$

$$\rho_{1СТ} = \frac{P_{1СТ}}{R_{Г} \cdot T_{1СТ}} = \frac{100255}{287,3 \cdot 650,01} = 0,536 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Швидкість на виході зі СТ:

$$C_{СТ} = M_{СТ} \cdot \sqrt{R_{Г} \cdot T_{1СТ} \cdot k_{Г}} = 0,3 \cdot \sqrt{288 \cdot 650,01 \cdot 1,33} = 149,694 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Площа вихідного перетину СТ:

$$F_{СТ} = \frac{G_n \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - q_{охл} - q_{с})}{\rho_{1СТ} \cdot C_{СТ}} = \frac{40,68 \cdot (1 + 0,0138) \cdot (1 - 0,04 - 0,01)}{0,563 \cdot 149,694} = 0,489 \text{ м}^2$$

Зовнішній діаметр на виході зі СТ:

$$D_{СТК} = D_{ТНТСЕР} + \frac{h_{СТ}}{2} = 0,6035 + \frac{0,516}{2} = 0,86 \text{ м}$$

Середній діаметр на виході зі СТ:

$$D_{СТСЕР} = 0,6035 \text{ м.}$$

Втулковий діаметр на виході зі СТ:

$$D_{ВТВСТ} = D_{ТНТСЕР} - \frac{h_{СТ}}{2} = 0,6035 - \frac{0,516}{2} = 0,345 \text{ м}$$

Обчислюємо колову швидкість на середньому радіусі на вході до ТНТ:

$$u_{СТСЕР} = u_{СТ} \cdot \frac{D_{СТСЕР}}{D_{СТК}} = 240 \cdot \frac{0,6035}{0,86} = 210,12 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Відповідно до рекомендацій [48, 49] приймаємо $k_{СТi} = 1,85$.

Кількість ступенів СТ:

$$z_{СТ} = \frac{L_e}{u_{СТСЕР}^2 \cdot k_{СТi}} = \frac{299510}{(210,12)^2 \cdot 1,85} = 3,009 \approx 3.$$

За результатами газодинамічного розрахунку (рис. 3.2) наведені діаметральні розміри в основних перетинах двигуна.

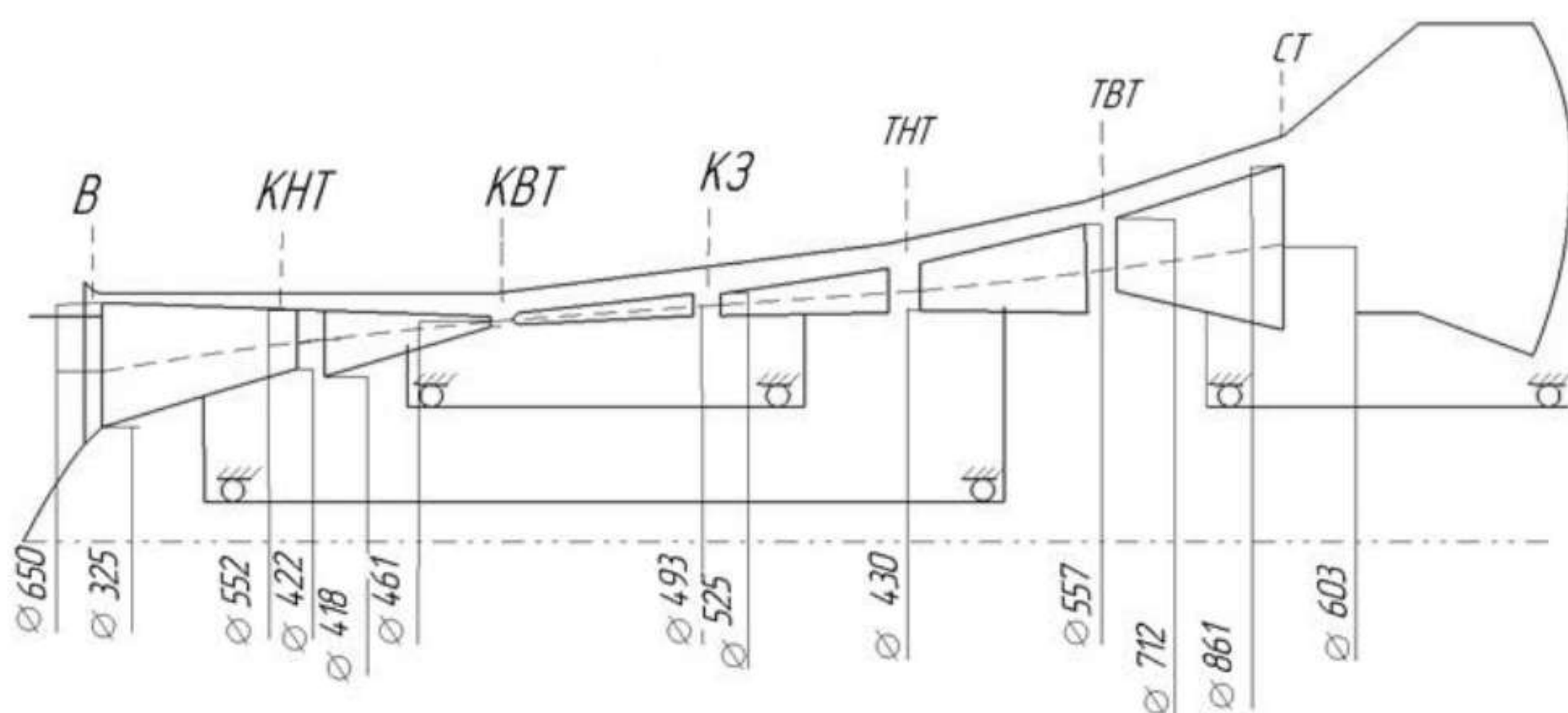


Рисунок 3.2 – Діаметральні розміри в основних перетинах двигуна

3.3 Математична модель робочого процесу ГТУ

Задачею математичної моделі робочого процесу ГТУ являється розрахунок параметрів ГТУ при дроселюванні, зокрема, частоти обертання роторів двигуна, температури, тиску, потужності для подальшого розрахунку напружень підконтрольних деталей ГТУ.

Однією з цілей математичної моделі робочого процесу є отримання залежностей вимірюваних параметрів робочого процесу від відносної зведеної частоти обертання ротора турбокомпресора при незмінних параметрах повітря на вході в ГТУ.

Всі розрахунки параметрів ГТУ проводимо згідно з методичними рекомендаціями [50].

Вихідними параметрами для розрахунку вибираємо обчислені параметри в процесі термогазодинамічного розрахунку, яким присвоюємо індекс «р» (розрахунковий).

Після визначення вихідних параметрів вибираємо значення відносної частоти обертання ротору \bar{n} в межах: 0,9; 0,92; 0,94; 0,96; 0,98; 1,0; 1,02.

Температуру на вході приймаємо рівній атмосферній температурі:
 $T_v^* = T_H$,

Тиск на вході приймаємо $P_H = 101325 \text{ Па}$.

Зведену частоту обертання ротора знаходимо за формулою:

$$\bar{n}_{зв} = \bar{n} \sqrt{\frac{288}{T_v^*}}.$$

Відносну степінь підвищення тиску в компресорі знаходимо за формулою:

$$\bar{\pi}_k^* = \bar{n}_{зв}^a,$$

де $a = \pi_{кр}^{*0,2}$ – показник степеня;

$\pi_{кр}^*$ – сумарний степінь підвищення тиску в компресорі розрахунковий.

Після чого степінь підвищення тиску визначається за формулою:

$$\pi_k^* = \pi_{кр}^* \cdot \bar{\pi}_k^*.$$

Відносний коефіцієнт корисної дії компресора(ККД):

$$\bar{\eta}_k^* = \bar{n}_{36}^6,$$

де $v = \pi_{кр}^{*0,1} (\bar{n}_{36} - \bar{n}_{36}^2)$ – показник степеня.

Далі ККД буде дорівнювати:

$$\eta_k^* = \eta_{кр}^* \cdot \bar{\eta}_k^*.$$

Роботу компресора знаходимо за формулою:

$$L_k = \frac{kRT_6^*}{k-1} (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1) \frac{1}{\eta_k^*},$$

де $k=1,4$ – показник адіабати;

$R = 287,3$ Дж/кг·К – газова стала.

Температуру за компресором визначаємо за формулою:

$$T_k^* = T_6^* + L_k [kR/(k-1)].$$

Тиск за камерою згоряння:

$$P_\Gamma^* = P_H \pi_k^* \sigma_{кр} \sigma_{вхр},$$

де $\sigma_{кр} = 0,97$ – коефіцієнт відновлення повного тиску в камері згоряння;

$\sigma_{вхр} = 0,98$ – коефіцієнт, що враховує втрати повного тиску у вхідному пристрої.

Температура за камерою згоряння:

$$T_\Gamma^* = T_{\Gamma p}^* \cdot L_k / L_{кр},$$

де $T_{\Gamma p}^*$ – температура за камерою згоряння розрахункова;

$L_{кр}$ – робота компресора розрахункова.

Середню теплоємність газів у КЗ розраховуємо з використанням залежності:

$$C_{кз} = 878 + 0,208(T_\Gamma^* + 0,48T_k^*).$$

Відносну витрату палива знаходимо, використовуючи залежність:

$$g_{пал} = C_{кз} \cdot (T_\Gamma^* - T_k^*) / (H_u \cdot \eta_{\Gamma p}),$$

де $g_{пал} = H_u = 50 \cdot 10^6$ Дж/кг – значення нижчої теплоти згоряння палива;

$\eta_{\Gamma p} = 0,97$ – коефіцієнт згоряння.

Роботу турбіни компресора визначаємо за формулою:

$$L_{TK} = \left[\frac{L_K}{(1 + g_{пал})(1 - g_{ox.p} - g_{в.р})\eta_{T.p}} \right],$$

де $g_{ox.p.} = 0,04$ – відносна витрата повітря на охолодження деталей турбіни;
 $g_{в.р.} = 0,01$ – відносна витрата повітря для забезпечення систем станції;
 $\eta_{T.p.} = 0,99$ – механічний ККД турбіни.

Температуру за турбіною компресора знаходимо за формулою:

$$T_T^* = T_\Gamma^* - L_{TK} \cdot \frac{k_g - 1}{k_g \cdot R_g},$$

де $k_g = 1,33$ – показник адіабати для газу;

$R_g = 288 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ – газова стала для газу.

Тиск за турбіною компресора знаходимо за формулою:

$$P_T^* = P_\Gamma^* \left(1 - \frac{T_\Gamma^* - T_T^*}{T_\Gamma^* \cdot \eta_{T.k.p.}} \right)^{\frac{k_2}{k_2 - 1}},$$

де $\eta_{Tkp} = 0,91$ – ККД турбіни.

Роботу вільної турбіни розраховуємо за формулою:

$$L_{BT} = \frac{k_2 R_g T_T^*}{k_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{P_{Tp}^*}{P_T^*} \right)^{\frac{k_2 - 1}{k_2}} \right] \times \eta_{Tkp},$$

Температуру за вільною турбіною знаходимо:

$$T_{BT}^* = T_T^* - \frac{L_T}{\frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_\Gamma \cdot \eta_{BT}^*}.$$

де $\eta_{BT} = 0,9$ – ККД вільної турбіни.

Вважаючи, що у вільній турбіні здійснюється повне розширення, розраховуємо тиск за нею:

$$P_{BT}^* = 1,05 \cdot P_H^*$$

Розраховуємо питому потужність за формулою:

$$N_{e.n} = L_{BT} \cdot \eta_{мсп} (1 + g_{нал}),$$

Де $\eta_{мсп} = 0,992$ – механічний ККД вільної турбіни.

Розраховуємо витрати повітря крізь ГТУ:

$$G_K = G_{кр} \frac{P_\Gamma^*}{P_{Tp}^*} \sqrt{\frac{T_{Tp}^*}{T_\Gamma^*}}.$$

Значення частот обертання роторів визначаємо за формулами:

$$n_{HT} = \bar{n} \cdot n_{HTp}; \quad n_{BT} = \bar{n} \cdot n_{BTp}.$$

Витрату палива знаходимо, використовуючи залежність:

$$G_{\text{пал}} = G_{\text{к}} \cdot g_{\text{пал}} \cdot 3600.$$

Питому витрату палива визначаємо за залежністю:

$$C_e = 3,6 \cdot g_{\text{пал}} / N_{e,n}$$

Потужність визначаємо за формулою:

$$N_e = 10^{-3} \cdot N_{e,n} \cdot G_{\text{к}}$$

Всі розрахунки зводимо у вигляді табл.2.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку робочого процесу ГТУ при зміні режиму його роботи у стандартних атмосферних умовах

Параметр і розрахункова формула	Значення						
\bar{n} ,	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	1,0	1,02
$T_{\text{в}}^* = T_{\text{Н}}, \text{К}$	288	288	288	288	288	288	288
$P_{\text{Н}}, \text{Па}$	101325	101325	101325	101325	101325	101325	101325
$\bar{n}_{\text{зв}} = \bar{n} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{в}}^*}}$	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	1,0	1,02
$\bar{\pi}_{\text{к}}^* = \bar{n}_{\text{зв}}^a$, де $a = \pi_{\text{кр}}^* 0,2$	0,827	0,86	0,894	0,929	0,964	1	1,036
$\pi_{\text{к}}^* = \pi_{\text{кр}}^* \cdot \bar{\pi}_{\text{к}}^*$	15,714	16,349	16,995	17,652	18,321	19	19,69
$\bar{\eta}_{\text{к}}^* = \bar{n}_{\text{зв}}^b$, де $b = \pi_{\text{кр}}^* 0,1 (\bar{n}_{\text{зв}} - \bar{n}_{\text{зв}}^2)$	0,987	0,992	0,995	0,998	0,999	1	0,999
$\eta_{\text{к}}^* = \eta_{\text{кр}}^* \cdot \bar{\eta}_{\text{к}}^*$	0,77	0,774	0,776	0,778	0,78	0,78	0,78
$L_{\text{к}} = \frac{kRT_{\text{в}}^*}{k-1} (\pi_{\text{к}}^{*(k-1)/k} - 1) \frac{1}{\eta_{\text{к}}^*}$, Дж/кг	$4,501 \cdot 10^5$	$4,574 * 10^5$	$4,65 * 10^5$	$4,729 * 10^5$	$4,812 * 10^5$	$4,898 * 10^5$	$4,989 * 10^5$
$T_{\text{к}}^* = T_{\text{в}}^* + L_{\text{к}} [kR/(k-1)], \text{К}$	735.574	742.88	750.44	758.31	766.52	775.13	784.173
$P_{\text{Г}}^* = P_{\text{Н}} \pi_{\text{к}}^* \sigma_{\text{кр}}^* \sigma_{\text{вкр}}^*$, Па	$1,514 * 10^6$	$1,575 * 10^6$	$1,637 * 10^6$	$1,7 * 10^6$	$1,765 * 10^6$	$1,83 * 10^6$	$1,897 * 10^6$
$T_{\text{Г}}^* = T_{\text{Гр}}^* \cdot L_{\text{к}} / L_{\text{кр}}^*$, К	1218	1237	1258	1279	1302	1325	1350
$C_{\text{кз}} = 878 + 0,208(T_{\text{Г}}^* + 0,48T_{\text{к}}^*)$, Дж/(кг·К)	1205	1210	1215	1220	1225	1231	1237
$g_{\text{пал}} = C_{\text{кз}} \cdot (T_{\text{Г}}^* - T_{\text{к}}^*) / (H_{\text{и}} \cdot \eta_{\text{Гр}})$	0,012	0,0123	0,0127	0,0131	0,0135	0,014	0,0144

$L_{TK} = \left[\frac{L_K}{(1 + g_{нал})(1 - g_{ox.p} - g_{в.p})\eta_{Г.р}} \right]$, Дж/(кг·К)	4,729* *10 ⁵	4,804* *10 ⁵	4,882* *10 ⁵	4,963* *10 ⁵	5,049* *10 ⁵	5,136* *10 ⁵	5,229* *10 ⁵
$T_T^* = T_{Г}^* - L_{TK}(k_2 - 1)/(k_2 \cdot R_2)$, К	810.242	823.61	837.46	851.88	866.93	882.72	899.314
$P_T^* = P_{Г}^* \left(1 - \frac{T_{Г}^* - T_T^*}{T_{Г}^* \cdot \eta_{Г.к.р.}} \right)^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}$, Па	2,983* *10 ⁵	3,106* *10 ⁵	3,232* *10 ⁵	3,36* *10 ⁵	3,49* *10 ⁵	3,624* *10 ⁵	3,759* *10 ⁵
$L_{BT} = \frac{k_2 R_2 T_T^*}{k_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{P_{Tp}^*}{P_T^*} \right)^{\frac{k_2 - 1}{k_2}} \right] \times$ $\times \eta_{Ткр}$ Дж/кг	1,911* *10 ⁵	2,009* *10 ⁵	2,108* *10 ⁵	2,209* *10 ⁵	2,312* *10 ⁵	2,418* *10 ⁵	2,526* *10 ⁵
$N_{e.n} = L_{CT} \cdot \eta_{мсп} (1 + g_{нал})$, Вт/(кг/с)	1,918* *10 ⁵	2,017* *10 ⁵	2,118* *10 ⁵	2,22* *10 ⁵	2,325* *10 ⁵	2,432* *10 ⁵	2,542* *10 ⁵
$G_K = G_{кр} \frac{P_{Г}^*}{P_{Гр}^*} \sqrt{\frac{T_{Гр}^*}{T_{Г}^*}}$, кг/с	35,165	36,291	37,415	38,535	39,649	40,755	41,848
$C_e = 3,6 \cdot g_{нал} / N_{e.n}$, кг/(кВт·год)	0,225	0,22	0,216	0,213	0,209	0,207	0,204
$n_{HT} = \bar{n} \cdot n_{HTp}$, об/хв	9252	9457	9663	9868	10070	10280	10490
$n_{BT} = \bar{n} \cdot n_{BTp}$, об/хв	10880	11130	11370	11610	11850	12090	12330
$G_{нал} = G_K \cdot g_{нал} \cdot 3600$	1516	1612	1712	1818	1930	2049	2174
$N_e = 10^{-3} \cdot N_{e.n} \cdot G_K$, кВт	6745	7320	7923	8555	9217	9911	10640
$\bar{C}_e = C_e / C_{e.p}$	1,113	1,09	1,07	1,052	1,037	1,023	1,012
$\bar{N}_e = N_e / N_{e.p}$	0,674	0,732	0,792	0,856	0,922	0,991	1,064

На основі проведеного розрахунку математичної моделі робочого процесу ГТУ будуюмо графіки залежностей параметрів ГТУ (температури, тиску в різних перетинах двигуна, годинної витрати палива, частоти обертання ротору низького тиску) від частоти обертання ротору високого тиску (рис. 3.3 ÷ 3.6).

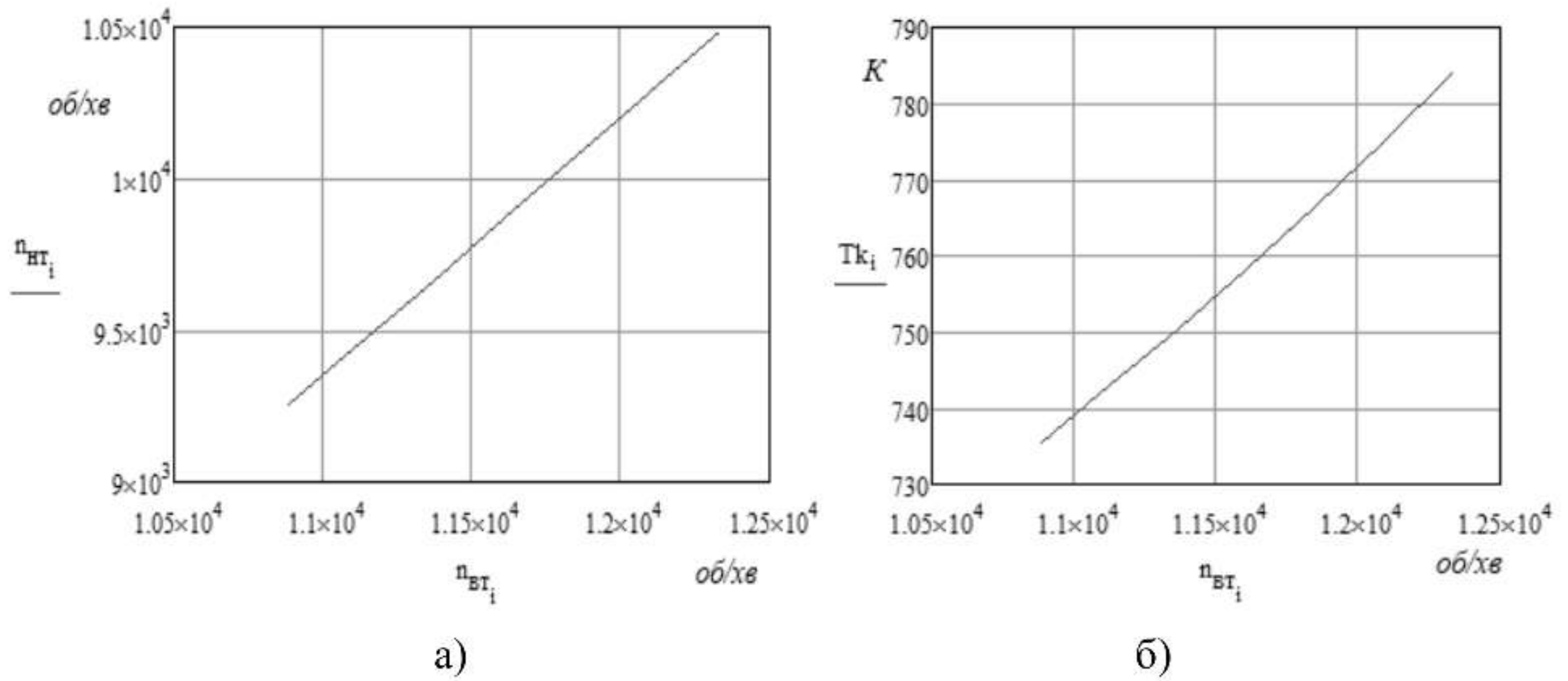


Рисунок 3.3 – Залежність частоти обертання ротору низького тиску n_{HT} (а) та температури за компресором високого тиску T_k^* (б) від частоти обертання ротору високого тиску n_{BT}

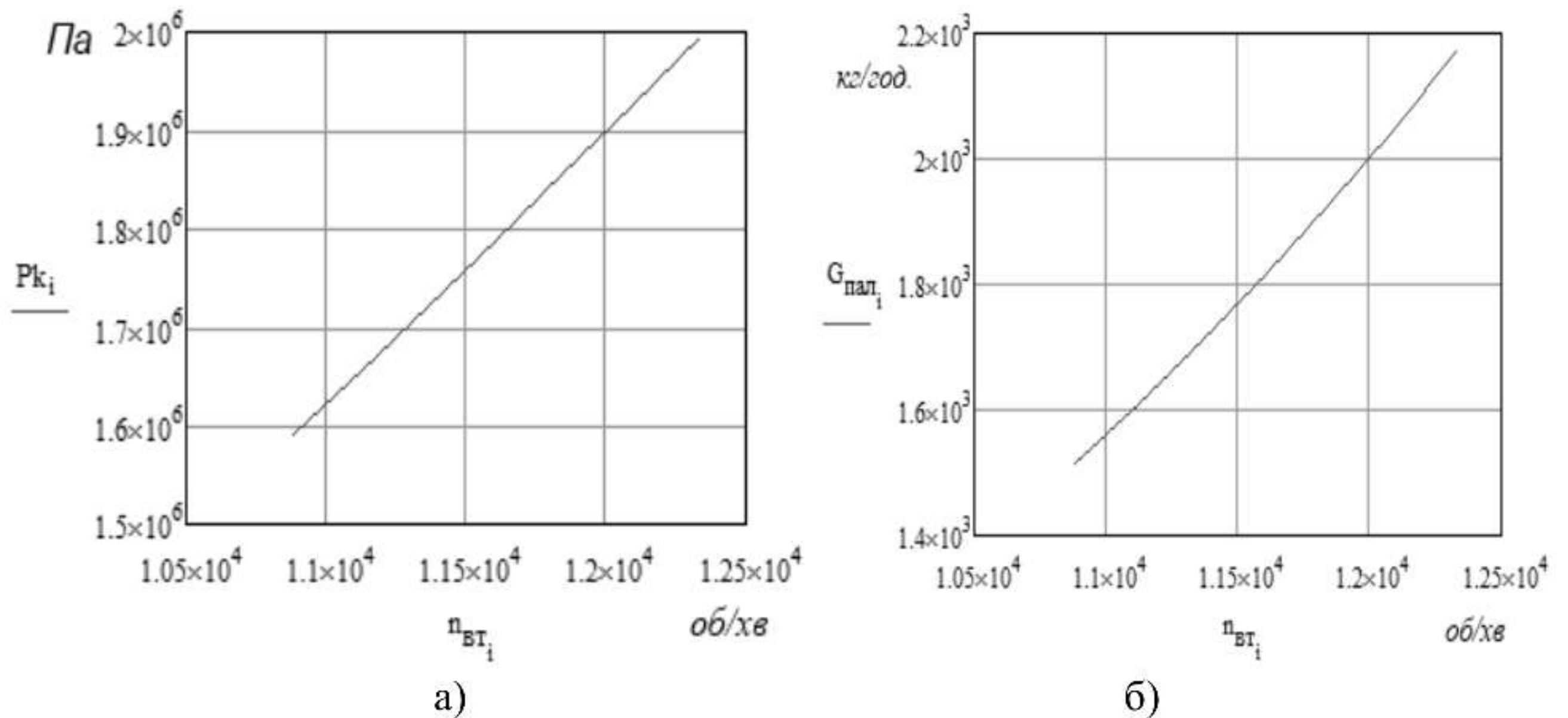


Рисунок 3.4 – Залежність тиску за компресором P_k^* (а) та годинної витрати палива $G_{нал}$ (б) від частоти обертання ротору високого тиску n_{BT}

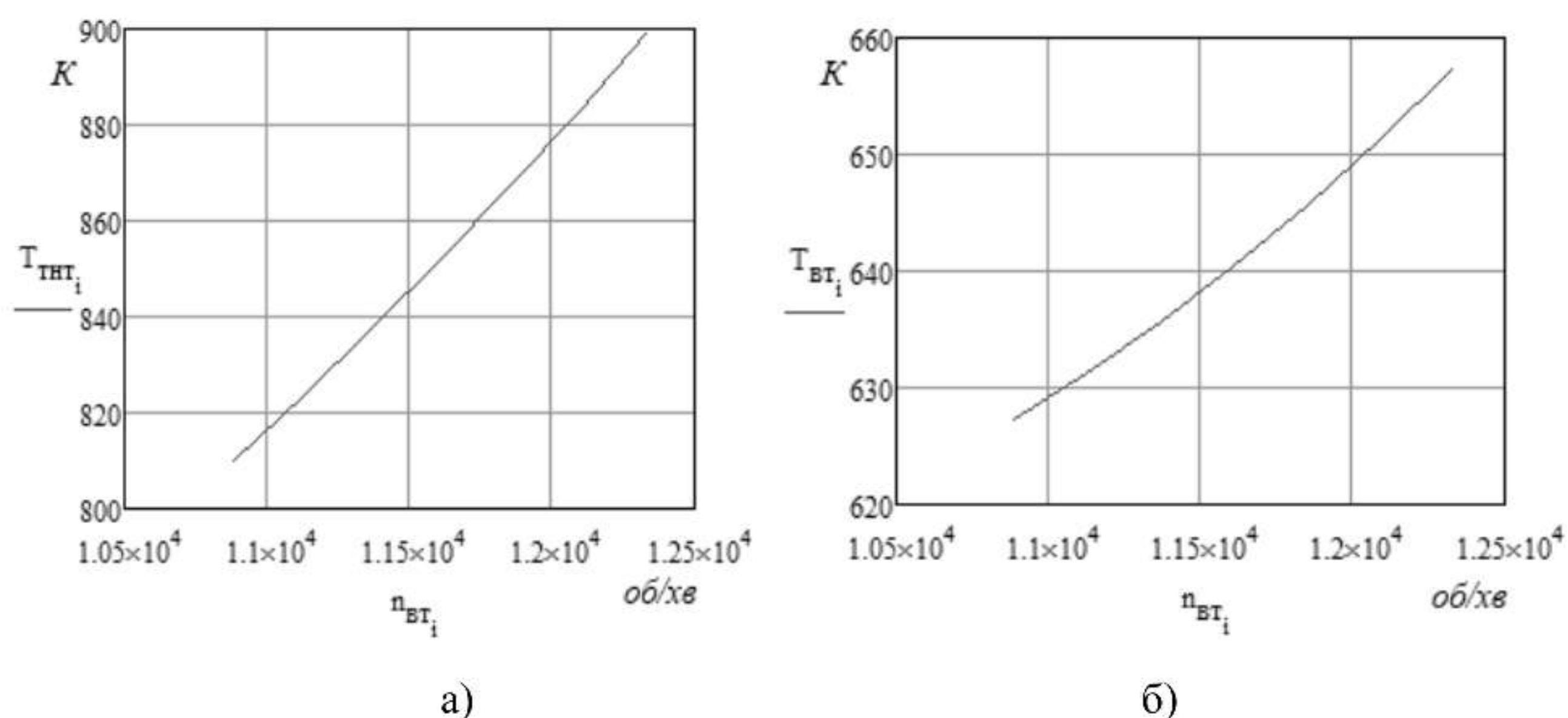


Рисунок 3.5 – Залежність температури за турбіною низького тиску T_{THT}^* (а) та температури за вільною турбіною T_{BT}^* (б) від частоти обертання ротору високого тиску n_{BT}

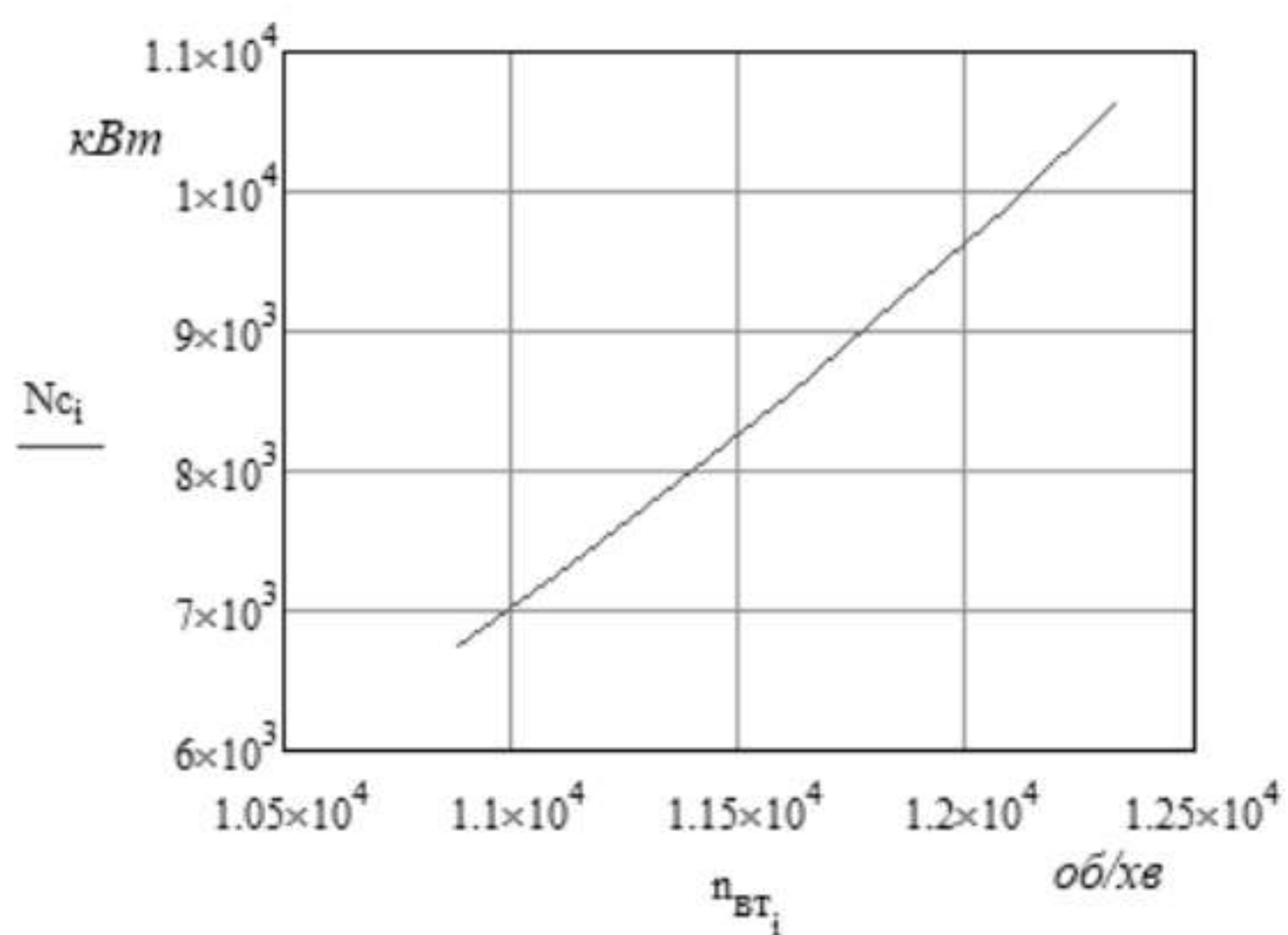


Рисунок 3.6 – Залежність потужності від частоти обертання ротору високого тиску

Після аналізу графіків видно, що практично всі досліджувані параметри, такі як температура в різних перетинах ГТУ, тиск за компресором високого тиску, годинна витрата палива, потужність двигуна, зростають при дроселюванні за чіткою зростаючою практично прямою.

3.4 Математична модель для визначення параметрів навантаження робочої лопатки ТВТ

Оскільки довговічність матеріалів є функція напружень та температур, що діють у конструктивних елементах (КЕ), тоді для переходу від параметрів робочого процесу ГТУ до параметрів навантаження необхідно мати відповідну математичну модель навантаження КЕ. Як таку модель використовуємо методику [51].

На будь-якому радіусі робочої лопатки напруження розтягування від дії відцентрових сил визначаємо за формулою:

$$\sigma_{p.відц.} = \frac{\rho U^2}{2} (1 - \bar{r}^2) \frac{1 + \frac{2(\bar{f} - 1)}{(1 - v_{em})^m (1 - \bar{r}^2)} \left[\frac{(1 - \bar{r})^{m+1}}{m+1} - \frac{(1 - \bar{r})^{m+2}}{m+2} \right]}{1 + \frac{\bar{f} - 1}{(1 - v_{em})^m} (1 - \bar{r})^m}, \quad (3.1)$$

де $\sigma_{p.відц.}$ – напруження розтягування в розрахунковому перетині лопатки, Па;

ρ – щільність матеріалу лопатки, кг/м³;

U – колова швидкість кінця лопатки, м/с;

$\bar{r} = \frac{r_k}{R_k}$ – відносний радіус перетину лопатки;

r_k – радіус розрахункового перетину лопатки, м;

R_k – радіус кінцевого перетину лопатки, м;

$\bar{f} = \frac{f_0}{f_k}$ – відношення площ кореневого та кінцевого перетину лопатки,

($f = 2 \div 4$). Приймаємо $f = 3$;

m – показник ступеня закону зміни площі перетинів лопатки по радіусу ($m = 1,2 \div 3$). Приймаємо $m = 2,2$;

$v_{em} = \frac{R_k - l}{R_k}$ – втулкове відношення на вході в робоче колесо турбіни.

Допускається прийняття згинальних напружень орієнтовно рівними 20÷40% величини напружень розтягування відцентровими силами у відповідних перетинах. Нижня межа зазначеного діапазону відноситься до коротких робочих лопаток.

Спрощений профіль лопатки турбіни високого тиску викреслюємо на міліметровому папері в масштабі 2:1 (рис.3.7). Всю довжину пера лопатки розбиваємо на вісім рівних перетинів, починаючи з нульового перетину від кореня лопатки і закінчуючи восьмим перетином на кінці лопатки.

При побудові графіка зміни температури матеріалу по довжині лопатки можна виходити з того, що максимальне її значення нижче розрахункової температури газу перед ступенем турбіни на 120÷170 К.

Максимальне значення температури досягається на передній кромці на відстані 50÷75 % довжини лопатки від її кореневого перетину. Температура лопатки біля кореня залежить від способу охолодження і її можна прийняти на 150÷200 К нижче максимального значення.

При побудові графіку зміни температури по довжині лопатки приймаємо, що максимальне її значення знаходиться на відстані 50% довжини лопатки від її кореневого перетину та нижче розрахункової температури газу перед ступенем турбіни на 120 К ($1330 - 120 = 1210$ К).

Температуру лопатки біля кореня приймаємо рівною 1160 К.

З попереднього термогазодинамічного розрахунку маємо:

Частота обертання ротору – $n_p = 12092,7$ об/хв.

Кінцевий діаметр лопатки ТВТ – $D_{ТВТ} = 0,526$ м.

Діаметр втулки лопатки ТВТ – $d_{ТВТ} = 0,462$ м.

Тоді розраховуємо радіуси лопатки турбіни:

Кінцевий радіус лопатки знаходимо за формулою:

$$R_k = \frac{D_{ТВТ}}{2} = \frac{0,526}{2} = 0,263 \text{ м.}$$

Аналогічно знаходимо радіус втулки:

$$r_{вт} = \frac{d_{ТВТ}}{2} = \frac{0,462}{2} = 0,231 \text{ м.}$$

Визначаємо висоту лопатки:

$$l = R_k - r_{вт} = 0,263 - 0,231 = 0,032 \text{ м.}$$

Окружну швидкість на кінцевому радіусі визначаємо за формулою:

$$U = \frac{n_p \cdot 3,14 \cdot D_{ТВТ}}{60} = \frac{12092,7 \cdot 3,14 \cdot 0,526}{60} = 332,88 \text{ м/с}$$

Втулкове відношення маємо:

$$v_{от} = \frac{R_k - l}{R_k} = \frac{0,263 - 0,032}{0,263} = 0,878$$

Для матеріалу лопатки турбіни високого тиску приймаємо легований сплав ЖС26ВНК направленої кристалізації (щільність $\rho = 8400 \text{ кг/м}^3$, межа тривалої міцності: $\sigma_{100}^{900} = 400 \text{ МПа}$, $\sigma_{100}^{1000} = 200 \text{ МПа}$, $\sigma_{100}^{1000} = 85 \text{ МПа}$) [52].

Після побудови і аналізу рисунка 3.7 визначаємо радіуси характерних перерізів r_i , а також відповідну цим перетинам температуру матеріалу лопатки $T_{лі}$ за прийнятим законом розподілу температури по висоті лопатки, а також коефіцієнт $k_{Тлі}$, який знаходимо за формулою:

$$k_{Тлі} = \frac{T_{лі}^*}{T_{Гр}^*}$$

де $T_{Гр}^*$ – розрахункова температура газів за камерою згоряння, K .

Усі зняті показники з рисунку 3.7 заносимо в табл.3.2.

Таблиця 3.2 – Значення радіусів та температур в характерних перетинах лопатки

№ о/о перетину	Радіус r_i , м.	Температура лопатки $T_{лі}$, K	$k_{Тлі} = \frac{T_{лі}^*}{T_{Гр}^*}$
0	0,231	1160	0,8722
1	0,235	1178	0,8857
2	0,239	1196	0,8992
3	0,243	1205	0,906
4	0,247	1210	0,9098
5	0,251	1205	0,906
6	0,255	1196	0,8992
7	0,259	1178	0,8857
8	0,263	1160	0,8722

Значення кінцевого радіусу для подальших розрахунків відкидаємо. Всі розрахунки проводимо в системі комп'ютерної алгебри Mathcad (Додаток А).

Подальший розрахунок для напруження проводимо за формулою (3.1), де в якості відносного радіусу перетину підставляємо значення $\bar{r}_i = \frac{r_i}{R_k}$, і отрима-

ємо масив даних всіх напружень, довговічностей і пошкодженостей для всіх характерних перетинів:

Згинальні напруження приймаємо рівними 22% від величини відцентрових напружень:

$$\sigma_{зг.i} = 0,22 \cdot \sigma_{р.відц.i}$$

Сумарні напруження знаходимо як суму напружень розтягування і згинальних напружень:

$$\sigma_{\Sigma i} = \sigma_{р.відц.i} + \sigma_{зг.i}$$

Температуру лопатки в характерних перетинах визначаємо за формулою:

$$T_{ли}^* = k_{Тли} \cdot T_{Г1}^*$$

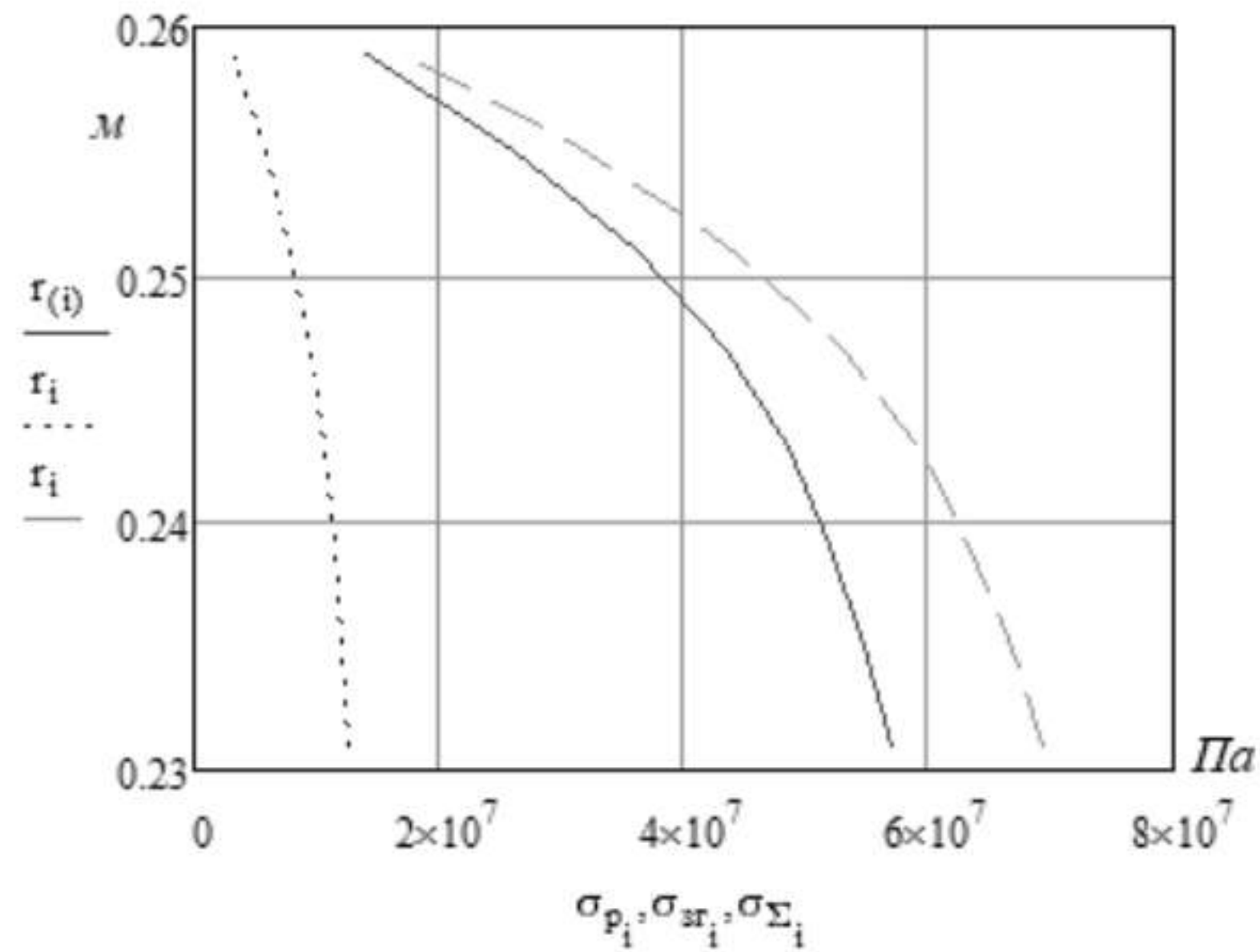
де $T_{Г1}^*$ – температура газів за камерою згоряння, що отримана при розрахунку дросельної характеристики при $\bar{n} = 1,0$.

Всі результати розрахунків у Mathcad зводимо в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Значення напружень і температур в характерних перетинах лопатки

№ о/о Перетину	Радіус r_i , м.	Напруження розтягування $\sigma_{р.відц.i}$, Па	Згинальні напруження $\sigma_{зг.i}$, Па	Сумарні напруження $\sigma_{\Sigma i}$, Па	Температура лопатки $T_{ли}^*$, К
0	0,231	$5,686 \cdot 10^7$	$1,251 \cdot 10^7$	$6,937 \cdot 10^7$	1156
1	0,235	$5,47 \cdot 10^7$	$1,203 \cdot 10^7$	$6,673 \cdot 10^7$	1174
2	0,239	$5,203 \cdot 10^7$	$1,145 \cdot 10^7$	$6,348 \cdot 10^7$	1191
3	0,243	$4,845 \cdot 10^7$	$1,066 \cdot 10^7$	$5,911 \cdot 10^7$	1200
4	0,247	$4,337 \cdot 10^7$	$9,542 \cdot 10^6$	$5,291 \cdot 10^7$	1205
5	0,251	$3,611 \cdot 10^7$	$7,945 \cdot 10^6$	$4,406 \cdot 10^7$	1200
6	0,255	$2,622 \cdot 10^7$	$5,768 \cdot 10^6$	$3,199 \cdot 10^7$	1191
7	0,259	$1,385 \cdot 10^7$	$3,048 \cdot 10^6$	$1,69 \cdot 10^7$	1174

В результаті будемо графік розподілу напружень і температури по висоті пера лопатки (рис.3.8÷3.9).



- — напруження розтягування від дії відцентрових сил $\sigma_{p.відц.i}$;
 - - - згинальні напруження $\sigma_{зг.i}$;
 — · — сумарні напруження $\sigma_{\Sigma i}$;

Рисунок 3.8 – Графік розподілу напружень по висоті пера лопатки

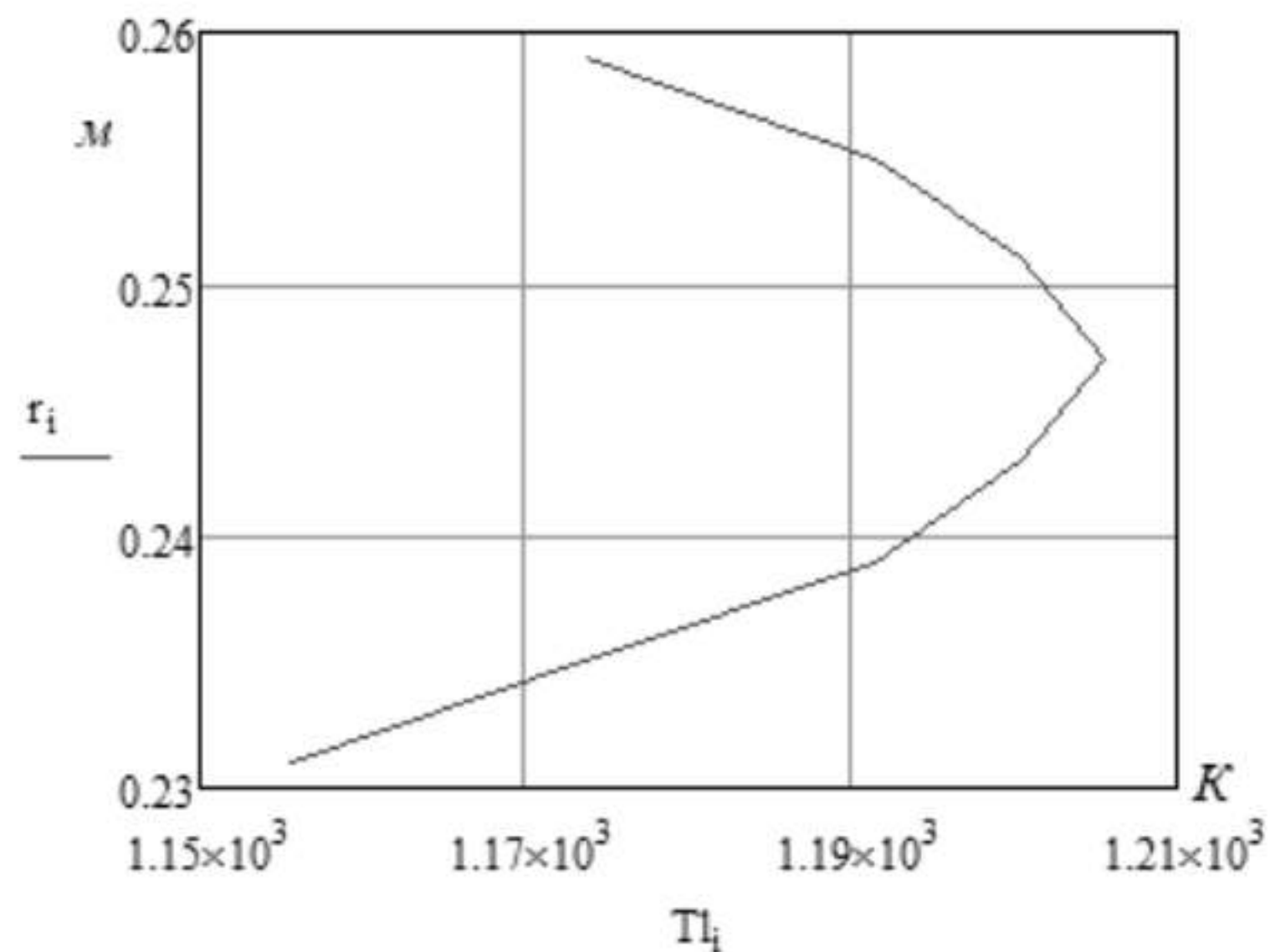


Рисунок 3.9 – Графік розподілу температури по висоті пера лопатки

3.5 Математична модель для розрахунку пошкодженості робочої лопатки ступені ТВТ

Для опису процесів пошкоджуваності при нестационарному навантаженні розроблений цілий ряд напівемпіричних моделей накопичення пошкоджень. Для параметрів температурного й силового навантаження, що змінюються в часі, найбільш прийнятною є модель лінійного підсумовування.

При використанні правила лінійного підсумовування пошкоджень накопичена за N_k робочих циклів (проміжків часу, коли ГПА працював) пошкодження деталі може бути знайдена як:

$$\Psi_{N_k} = \sum_{j=1}^{N_k} \sum_{i=1}^n \Psi_{i,j}$$

де n – число стаціонарних режимів (кадрів реєстрації, елементарних ділянок розбивки); $\Psi_{i,j}$ – пошкодження деталі на i -ому стаціонарному режимі j -го циклу.

У даній математичній моделі буде розроблена та наведена модель розрахунку пошкоженості з урахуванням методу лінійного підсумовування пошкоженості. Для цього необхідно визначити довговічність матеріалу при розрахункових температурах і напруженнях, що були визначені у попередній моделі.

Визначаємо довговічність лопатки турбіни високого тиску, використовуючи параметричну залежність Ларсона–Міллера [53,54]. Спочатку розрахуємо значення десятичного логарифму сумарного напруження.

Визначаємо параметр напруження при різних значеннях напруження:

$$P1_i = -34207227 + 7684940 \cdot \lg(\sigma_{\Sigma,i}) - 431356 \cdot \lg^2(\sigma_{\Sigma,i}), \text{ при } \lg(\sigma_{\Sigma,i}) \geq 8,917$$

$$P2_i = -2672855 + 628332 \cdot \lg(\sigma_{\Sigma,i}) - 36585 \cdot \lg^2(\sigma_{\Sigma,i}), \text{ при } 8,77 \leq \lg(\sigma_{\Sigma,i}) < 8,917$$

$$P3_i = -67394 + 30235 \cdot \lg(\sigma_{\Sigma,i}) - 2260,9 \cdot \lg^2(\sigma_{\Sigma,i}), \text{ при } \lg(\sigma_{\Sigma,i}) < 8,7$$

Знаходимо поточне значення параметра напруження за формулою:

$$P_{\sigma_i} = P1_i \cdot (\lg(\sigma_{\Sigma,i}) \geq 8,917) + P3_i \cdot (\lg(\sigma_{\Sigma,i}) < 8,7) + P2_i \cdot (\lg(\sigma_{\Sigma,i}) \geq 8,77) \cdot (\lg(\sigma_{\Sigma,i}) < 8,917)$$

де $\sigma_{\Sigma,i}$ – напруження сумарні в характерних перетинах, Па;

\lg – десятичний логарифм.

Довговічність деталі визначається за формулою:

$$\tau_i(\sigma_{\Sigma,i}, T_{li}) = 10^{\frac{P_{\sigma_i} - C}{T_{li}}},$$

де C – константа, яка зазвичай дорівнює 20 ($C = 20$).

Пошкодженість лопатки ТВТ за 10000 часів експлуатації знаходимо за формулою:

$$\psi_i = \frac{10000}{\tau_i}.$$

Всі результати попередніх розрахунків у Mathcad довговічності і пошкодженості зводимо у табл.3.4.

Таблиця 3.4 – Значення параметра напруження, довговічності та пошкодженості в характерних перетинах лопатки ТВТ

№ о/о Пере- тину	Радіус r_i , м.	Сумарні на- пруження $\sigma_{\Sigma i}$, Па	Параметр на- пруження $P_{\sigma i}$	Довговіч- ність τ_i	Пошкод- женість ψ_i
0	0,231	$6,937 \cdot 10^7$	$3,067 \cdot 10^4$	$3,49 \cdot 10^6$	$2,865 \cdot 10^{-3}$
1	0,235	$6,673 \cdot 10^7$	$3,076 \cdot 10^4$	$1,632 \cdot 10^6$	$6,127 \cdot 10^{-3}$
2	0,239	$6,348 \cdot 10^7$	$3,087 \cdot 10^4$	$8,165 \cdot 10^5$	0,012
3	0,243	$5,911 \cdot 10^7$	$3,103 \cdot 10^4$	$7,012 \cdot 10^5$	0,014
4	0,247	$5,291 \cdot 10^7$	$3,126 \cdot 10^4$	$8,5 \cdot 10^5$	0,012
5	0,251	$4,406 \cdot 10^7$	$3,162 \cdot 10^4$	$2,172 \cdot 10^6$	$4,604 \cdot 10^{-3}$
6	0,255	$3,199 \cdot 10^7$	$3,217 \cdot 10^4$	$1,011 \cdot 10^7$	$9,89 \cdot 10^{-4}$
7	0,259	$1,69 \cdot 10^7$	$3,303 \cdot 10^4$	$1,387 \cdot 10^8$	$7,208 \cdot 10^{-5}$

За результатами таблиці 3.4 будемо графік розподілу пошкодженості по радіусу лопатки (рис. 3.10).

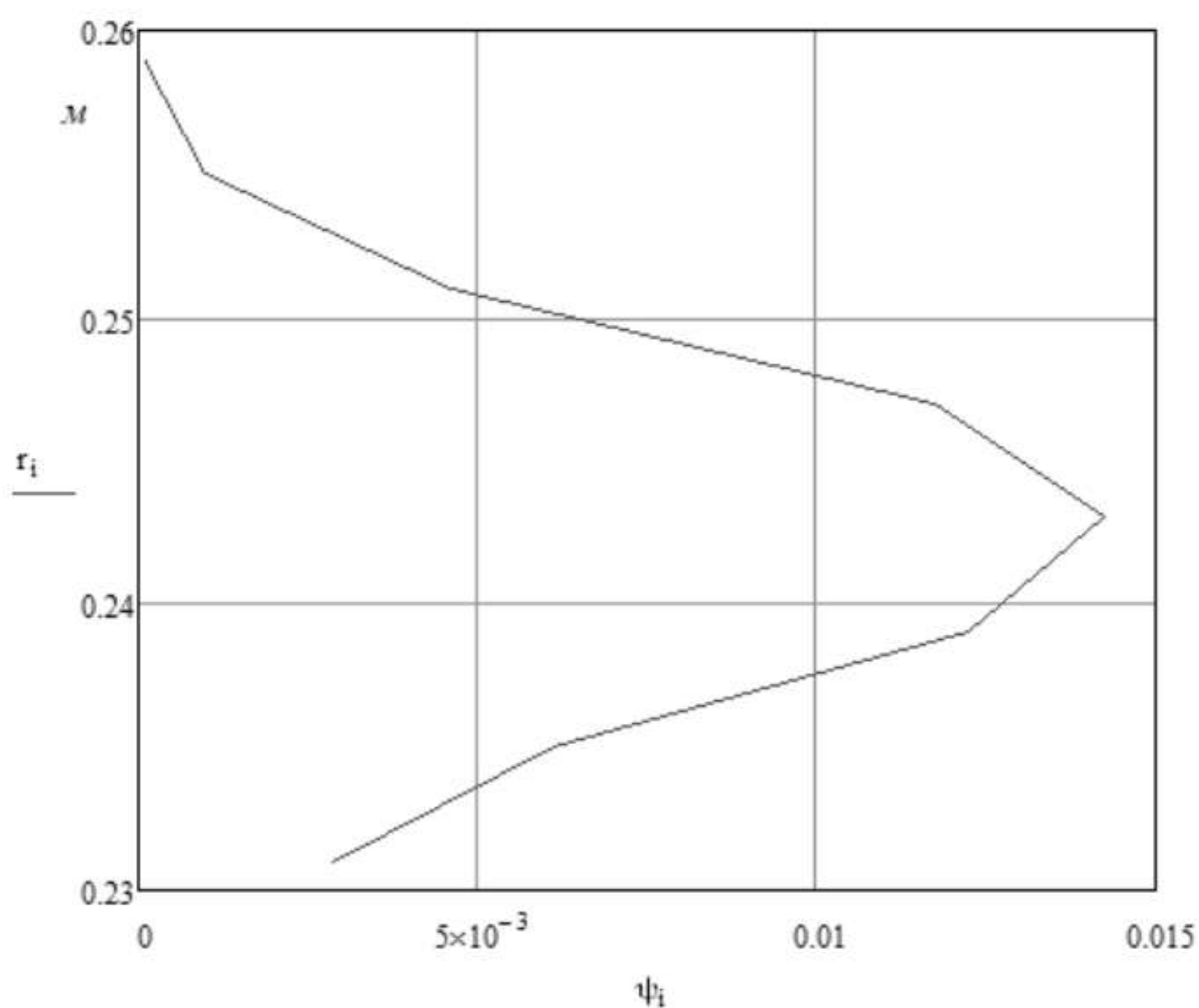


Рисунок 3.10 – Розподіл пошкодженості по радіусу лопатки ТВТ

Аналізуючи графік розподілу пошкодженості (рис.3.10), знаходимо значення радіусу лопатки, де значення пошкодженості має найбільше значення. Значення радіусу із графіку склало 0,2431 м. ($\psi_i \approx 0,0142$). Це і буде найбільш небезпечний перетин лопатки, де можливе руйнування лопатки ($r_{руйн} = 0,2431$ м.).

Всі наступні розрахунки напружень, довговічності та пошкодженості будемо вести для радіусу $r_{руйн}$.

3.6 Аналіз впливу експлуатаційних і технологічних факторів на пошкодженість

3.6.1 Аналіз впливу режиму роботи ГТУ на пошкодженість

Визначаємо напруження за формулою (3.1), варіюючи окружну швидкість U_i в залежності від відносної частоти обертання \bar{n} .:

$$U_i = \frac{n_i \cdot 3,14 \cdot D_{ТВТ}}{60},$$

де $n_i = \bar{n} \cdot n_p$ – частота обертання ротору ВТ, об/хв.

Відносний радіус небезпечного перетину знаходимо за формулою:

$$\bar{r}_{руїн} = \frac{r_{руїн}}{R_k} = \frac{0,2431}{0,263} = 0,924$$

Всі інші коефіцієнти із формули (2.1) залишаються тими ж самими.

Аналогічно попереднім розрахункам знаходимо напруження розтягування $\sigma_{р.відц.i}$, згинальні $\sigma_{зг.i}$ та сумарні напруження $\sigma_{\Sigma i}$ за формулами, що наведені вище.

Всі результати розрахунків у Mathcad зводимо в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Значення напружень і температур при дроселюванні

Відн. част. оберт. \bar{n}_i	Колова швидк. U_i , м/с	Напруження розтягування $\sigma_{р.відц.i}$, Па	Згинальні напруження $\sigma_{зг.i}$, Па	Сумарні напруження $\sigma_{\Sigma i}$, Па	Температура лопатки $T_{ли}^*$, К
0,9	299,592	$3,916 \cdot 10^7$	$8,615 \cdot 10^6$	$4,778 \cdot 10^7$	1102
0,92	306,249	$4,092 \cdot 10^7$	$9,003 \cdot 10^6$	$4,992 \cdot 10^7$	1120
0,94	312,907	$4,272 \cdot 10^7$	$9,398 \cdot 10^6$	$5,212 \cdot 10^7$	1138
0,96	319,565	$4,456 \cdot 10^7$	$9,802 \cdot 10^6$	$5,436 \cdot 10^7$	1158
0,98	326,222	$4,643 \cdot 10^7$	$1,022 \cdot 10^7$	$5,665 \cdot 10^7$	1178
1,0	332,88	$4,835 \cdot 10^7$	$1,064 \cdot 10^7$	$5,898 \cdot 10^7$	1199
1,02	339,537	$5,03 \cdot 10^7$	$1,107 \cdot 10^7$	$6,137 \cdot 10^7$	1221

За результатами табл.3.5 будемо графік зміни сумарних напружень у небезпечному перетині лопатки при дроселюванні (рис.3.11).

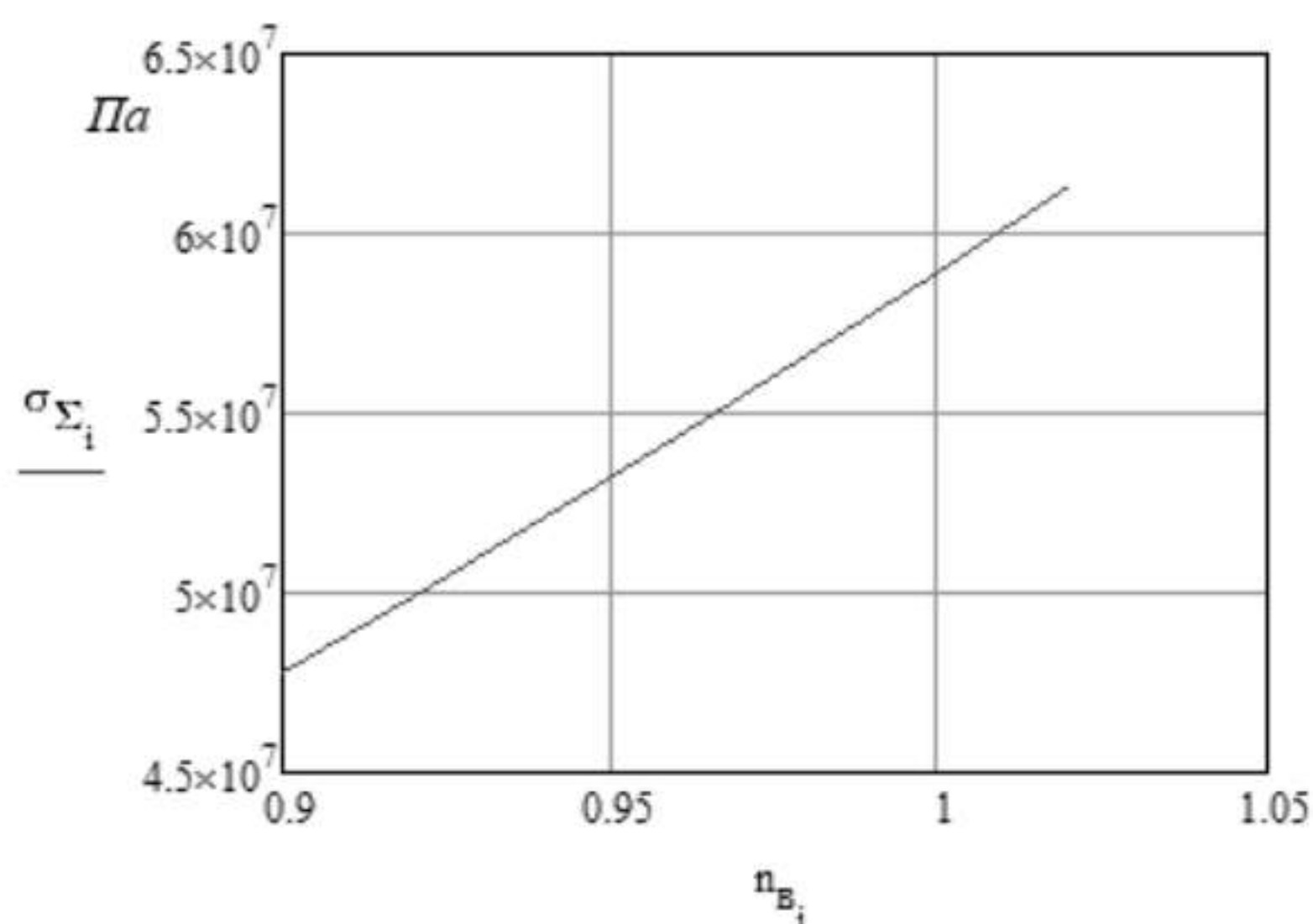


Рисунок 3.11 – Графік залежності сумарних напружень на радіусі $r_{руїн}$ при дроселюванні

З графіку бачимо, що при дроселюванні від 0,9 до 1,02 сумарні напруження зростають практично прямо пропорційно.

Аналогічно попереднім розрахункам визначаємо у Mathcad довговічність і пошкодженість для небезпечного перетину за формулами, що наведені вище. Відносну пошкодженість знаходимо за формулою:

$$\bar{\Psi}_i = \frac{\Psi_i}{\Psi_{руйи}},$$

де $\Psi_{руйи} = 0,0141$ – пошкодженість руйнування у критичному перетину, що знайдена вище.

Всі результати розрахунків зводимо в табл.3.6.

Таблиця 3.6 – Значення параметра напруження, довговічності та пошкодженості в небезпечному перетині при дроселюванні

Відн. част. оберт. \bar{n}_i	Сумарні напруження $\sigma_{\Sigma i}$, Па	Параметр напруження $P_{\sigma i}$	Довговічність τ_i	Пошкодженість Ψ_i	Відн. пошкодженість $\bar{\Psi}_i$
0,9	$4,778 \cdot 10^7$	$3,146 \cdot 10^4$	$3,598 \cdot 10^8$	$2,779 \cdot 10^{-5}$	$1,985 \cdot 10^{-3}$
0,92	$4,992 \cdot 10^7$	$3,137 \cdot 10^4$	$1,048 \cdot 10^8$	$9,541 \cdot 10^{-5}$	$6,815 \cdot 10^{-3}$
0,94	$5,212 \cdot 10^7$	$3,129 \cdot 10^4$	$3,064 \cdot 10^7$	$3,263 \cdot 10^{-4}$	0,023
0,96	$5,436 \cdot 10^7$	$3,12 \cdot 10^4$	$8,959 \cdot 10^6$	$1,116 \cdot 10^{-3}$	0,08
0,98	$5,665 \cdot 10^7$	$3,112 \cdot 10^4$	$2,611 \cdot 10^6$	$3,83 \cdot 10^{-3}$	0,274
1,0	$5,898 \cdot 10^7$	$3,103 \cdot 10^4$	$7,567 \cdot 10^5$	0,013	0,945
1,02	$6,137 \cdot 10^7$	$3,095 \cdot 10^4$	$2,176 \cdot 10^5$	0,046	3,283

За результатами розрахунків будемо графіки залежностей довговічності і відносної пошкодженості при дроселюванні (рис.3.12).

З графіку бачимо, що при дроселюванні довговічність знижується близько за плавною спадною кривою і прагне до нуля зі збільшенням відносної частоти обертання. Пошкодженість при дроселюванні зростає близько за зростаючою кривою. При відносній частоті \bar{n}_i , близькій до одиниці та вище, значення пошкодженості різко зростає.

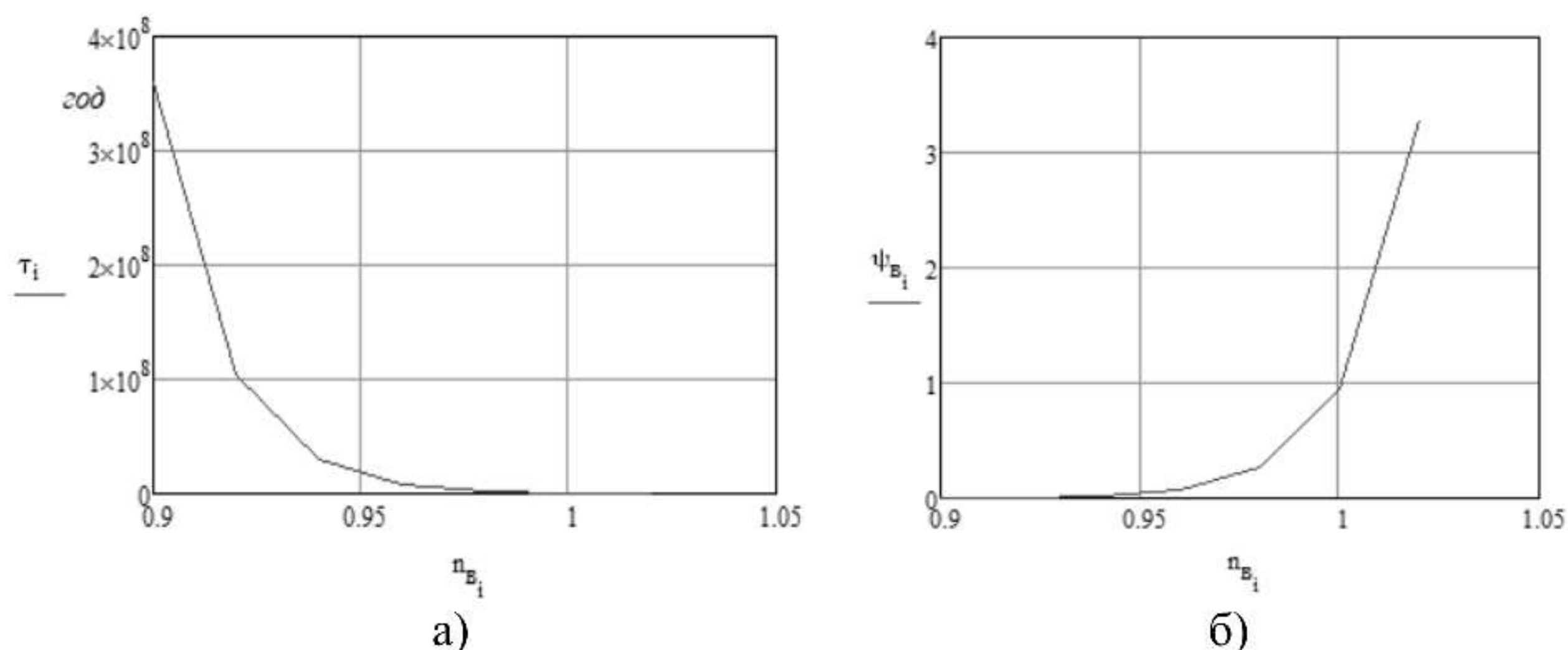


Рисунок 3.12 – Залежність довговічності τ_i (а) та відносної пошкодженості $\bar{\psi}_i$ (б) при дроселюванні

В наступному аналізуємо зміну всіх параметрів лопатки при зміні вхідних параметрів.

3.6.2 Аналіз впливу температури на вході в ГТУ на пошкодженість

Приймаємо температуру зовнішнього повітря в дапазоні трьох точок:

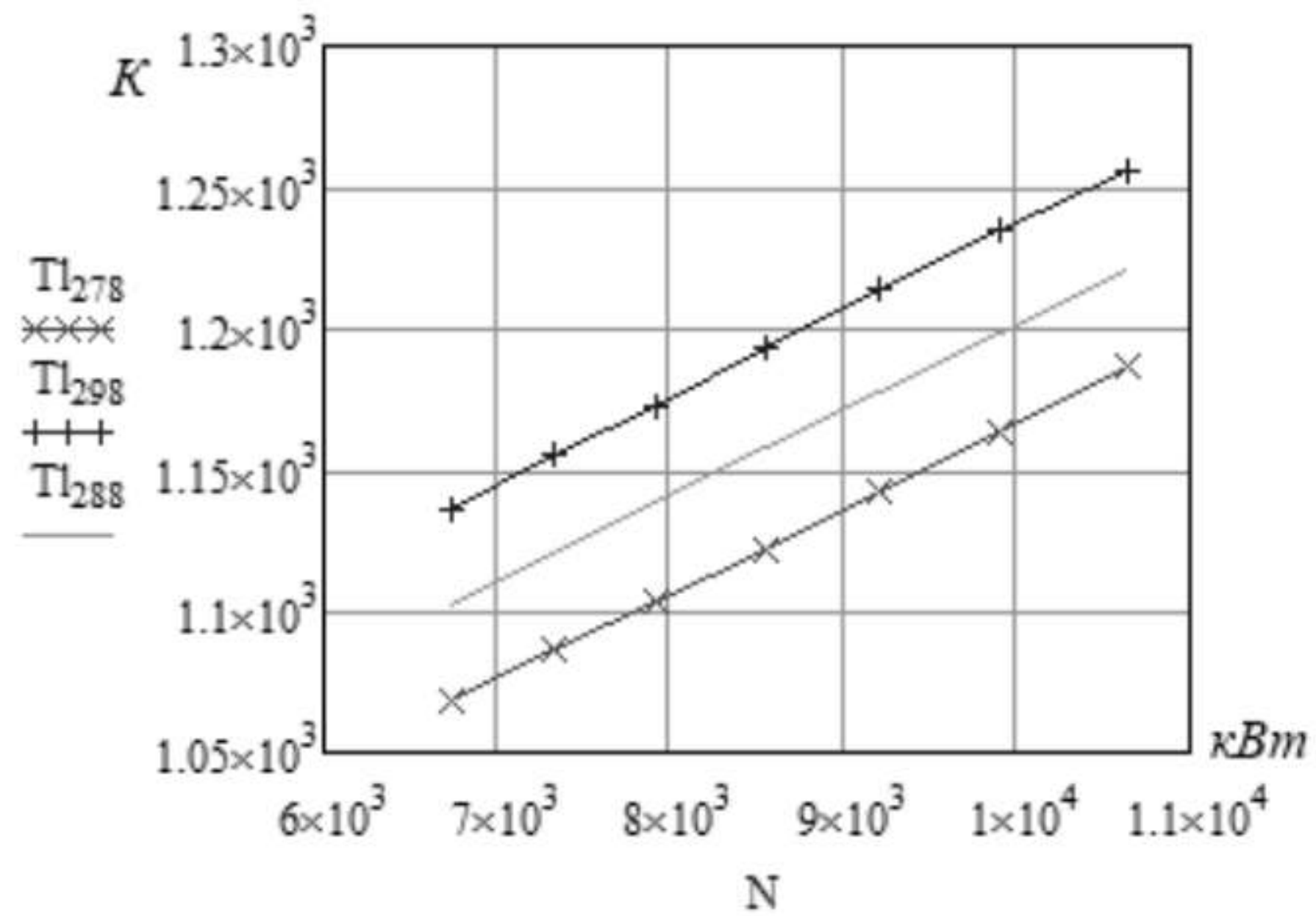
$T_e = 278 \text{ K}; 288 \text{ K}$ (розрахунковий режим); 298 K .

Спочатку проводимо розрахунок всіх параметрів ГТУ за методикою, що викладена раніше у п. 3.3 «Математична модель робочого процесу ГТУ».

Всі розрахунки проводимо у Mathcad. За результатами розрахунку (Додаток А) видно зміну параметрів ГТУ.

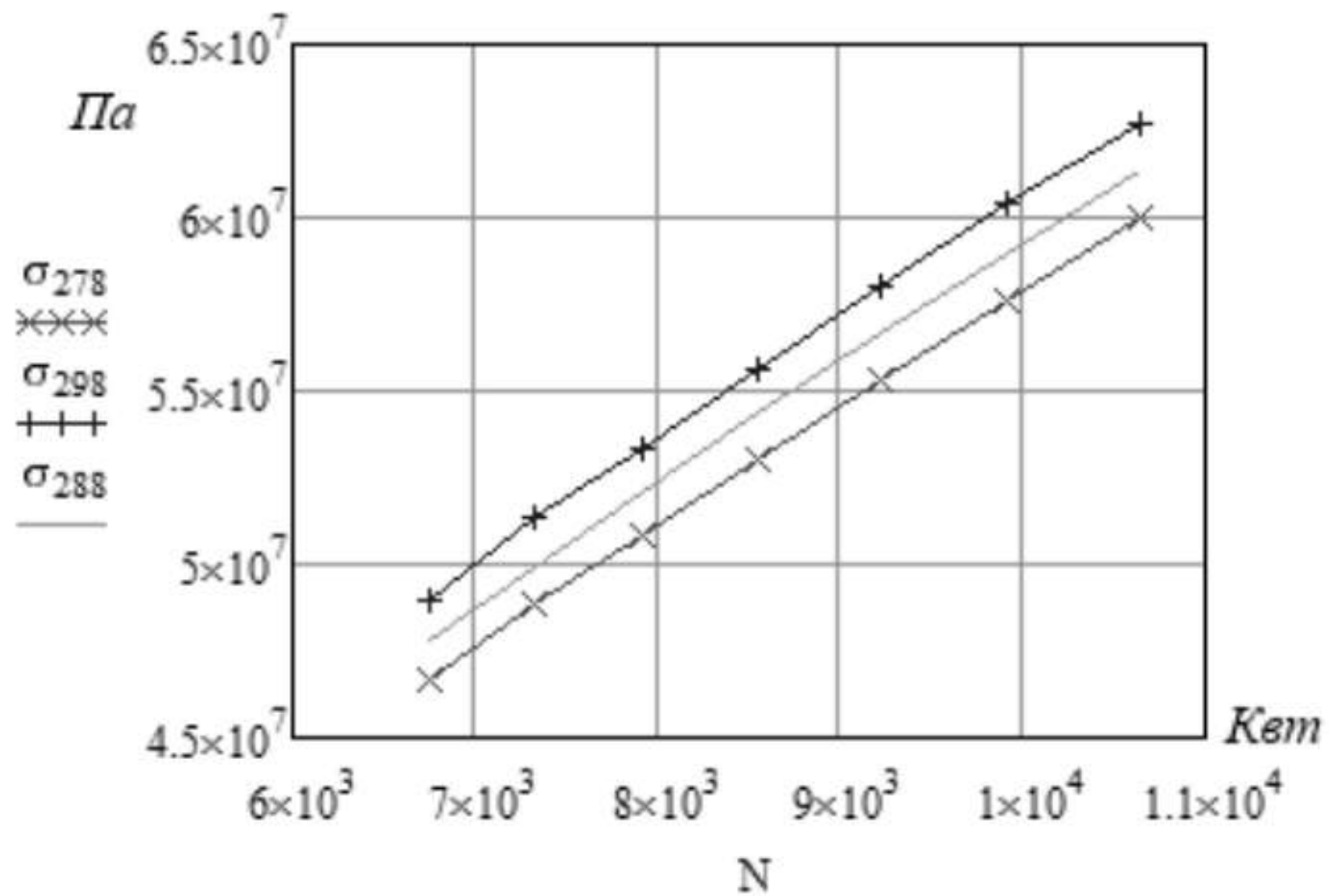
Для більш правдивого і об'єктивного проведеного нами моделювання домагаємося однакових значень величин потужності ГТУ в кінці розрахунку за математичною моделлю для визначення параметрів навантаження, що дорівнюють значенням потужності на розрахунковому розрахунку при $T_e = 288 \text{ K}$, шляхом підбору відносної частоти обертання \bar{n}_i .

Подальший розрахунок сумарних напружень, довговічності та пошкодженості проводимо за методикою, що викладена вище (Додаток А).



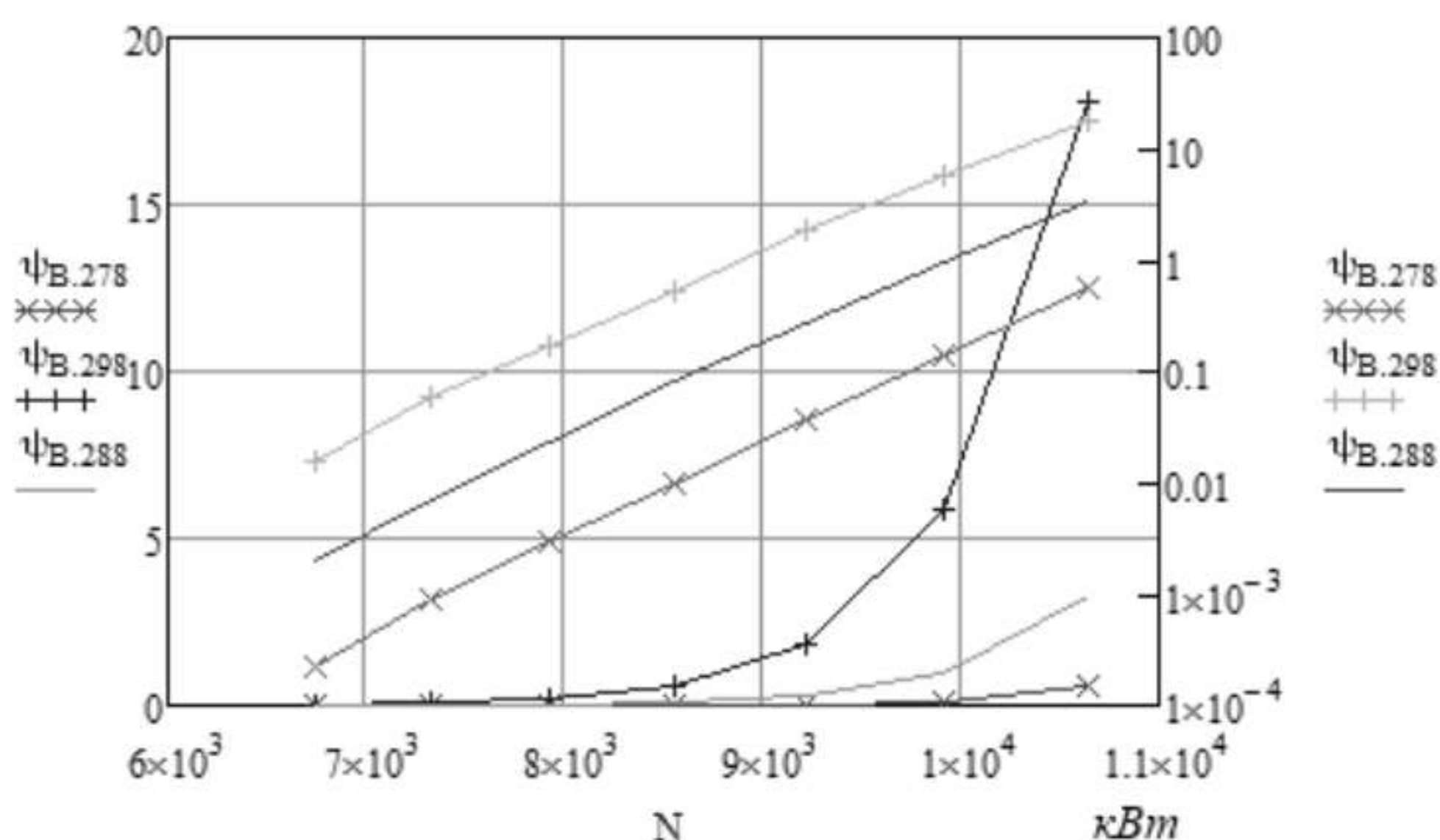
\times – Температура на вході $T_e = 278$ К; — – $T_e = 288$ К; $+$ – $T_e = 298$ К.

Рисунок 3.13 – Залежність температури лопатки при різній температурі на вході (278; 288; 298 К) від потужності ГТУ



\times – Температура на вході $T_e = 278$ К; — – $T_e = 288$ К; $+$ – $T_e = 298$ К.

Рисунок 3.14 – Залежність сумарного напруження лопатки при різній температурі на вході (278; 288; 298 К) від потужності ГТУ



××× – Температура на вході $T_g = 278$ К; — — $T_g = 288$ К; +++ – $T_g = 298$ К.

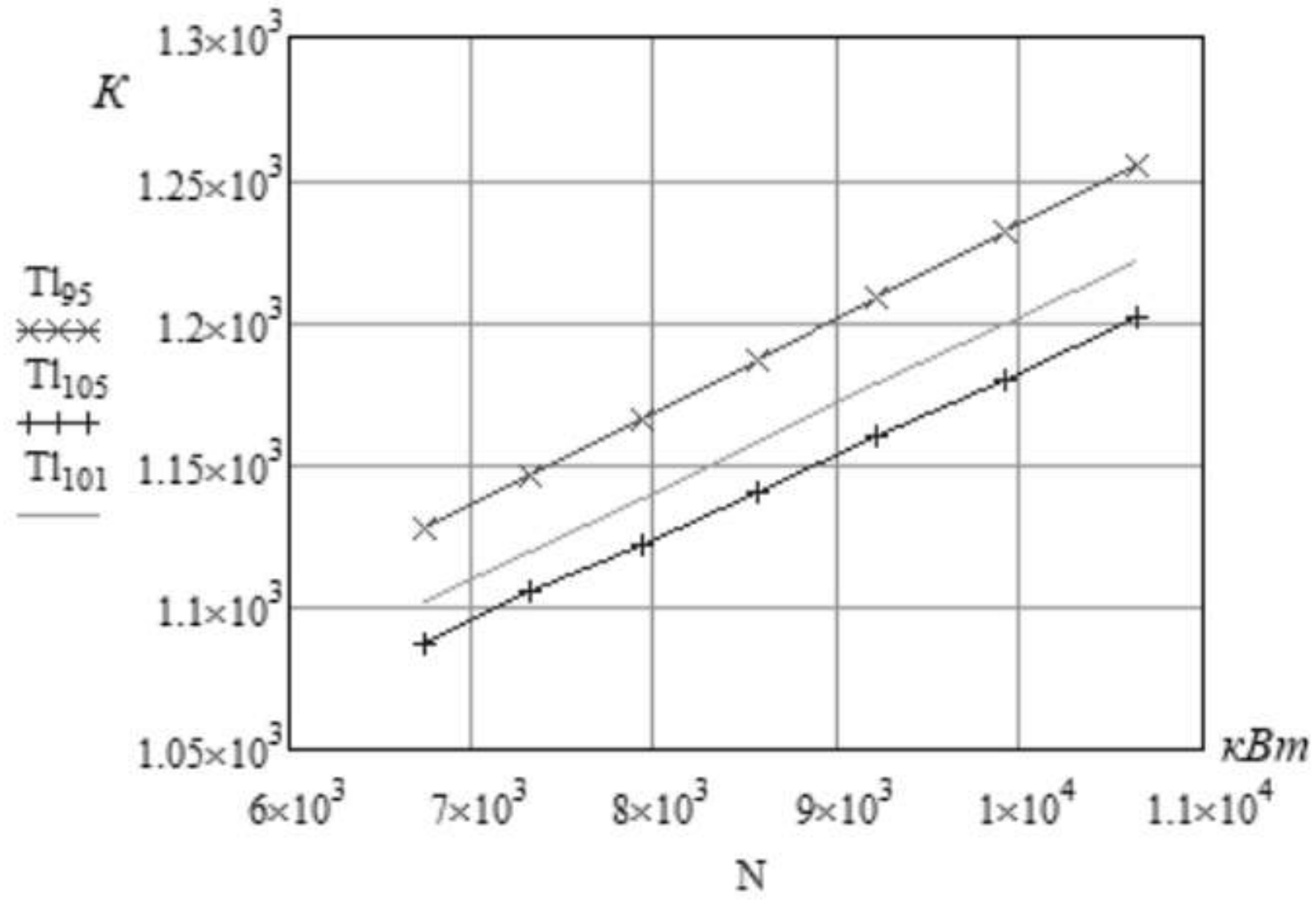
Рисунок 3.15 – Залежність відносної пошкодженості лопатки та десятичного логарифму відносної пошкодженості при різній температурі на вході T_g від потужності ГТУ

Після аналізу наведених вище рисунків (рис.3.13÷3.15) чітко видно, що при зниженні температури на вході значення температури лопатки, сумарного напруження, а також відносної пошкодженості помітно знижується, при збільшенні ж температури на вході всі перелічені параметри очікуємо збільшуються. Самі ж значення параметрів при зростанні потужності також зростають за чітко вираженою зростаючою прямою. Значення відносної пошкодженості при зростанні значень потужності до значень, де відносна частота обертання ротору високого тиску та вище, різко зростає.

3.6.3 Аналіз впливу тиску на вході в ГТУ на пошкодженість

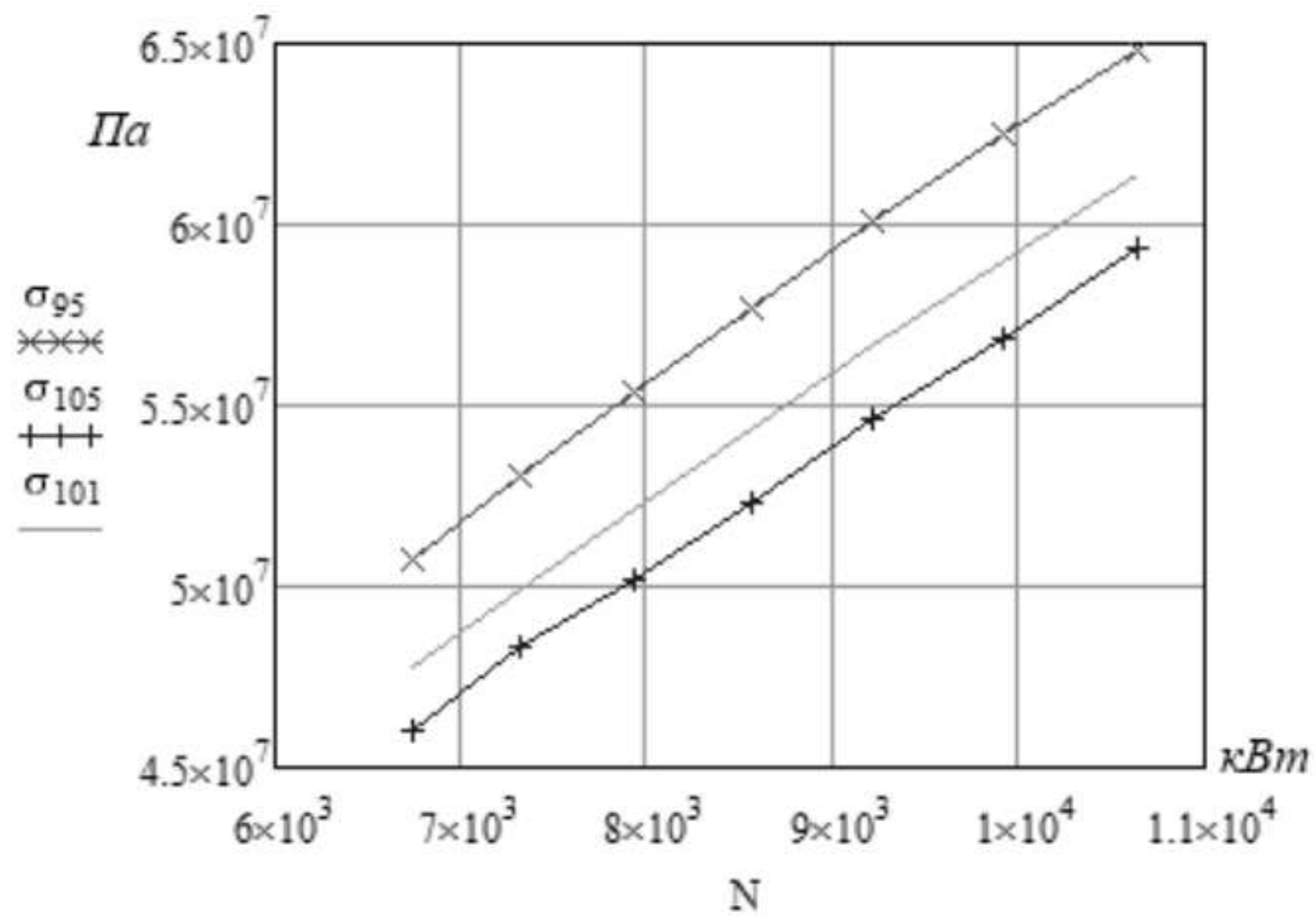
Приймаємо тиск на вході в двигун (атмосферний тиск) в діапазоні трьох точок: $P_H = 95325$ Па.; 101325 Па (розрахунковий); 105325 Па.

Аналогічно з попереднім розрахунком (при зміні температури на вході) проводимо всі розрахунки за обома математичними моделями, а також шляхом підбору відносної частоти обертання \bar{n}_i , домагаємося рівняння потужностей при зміні тиску на вході.



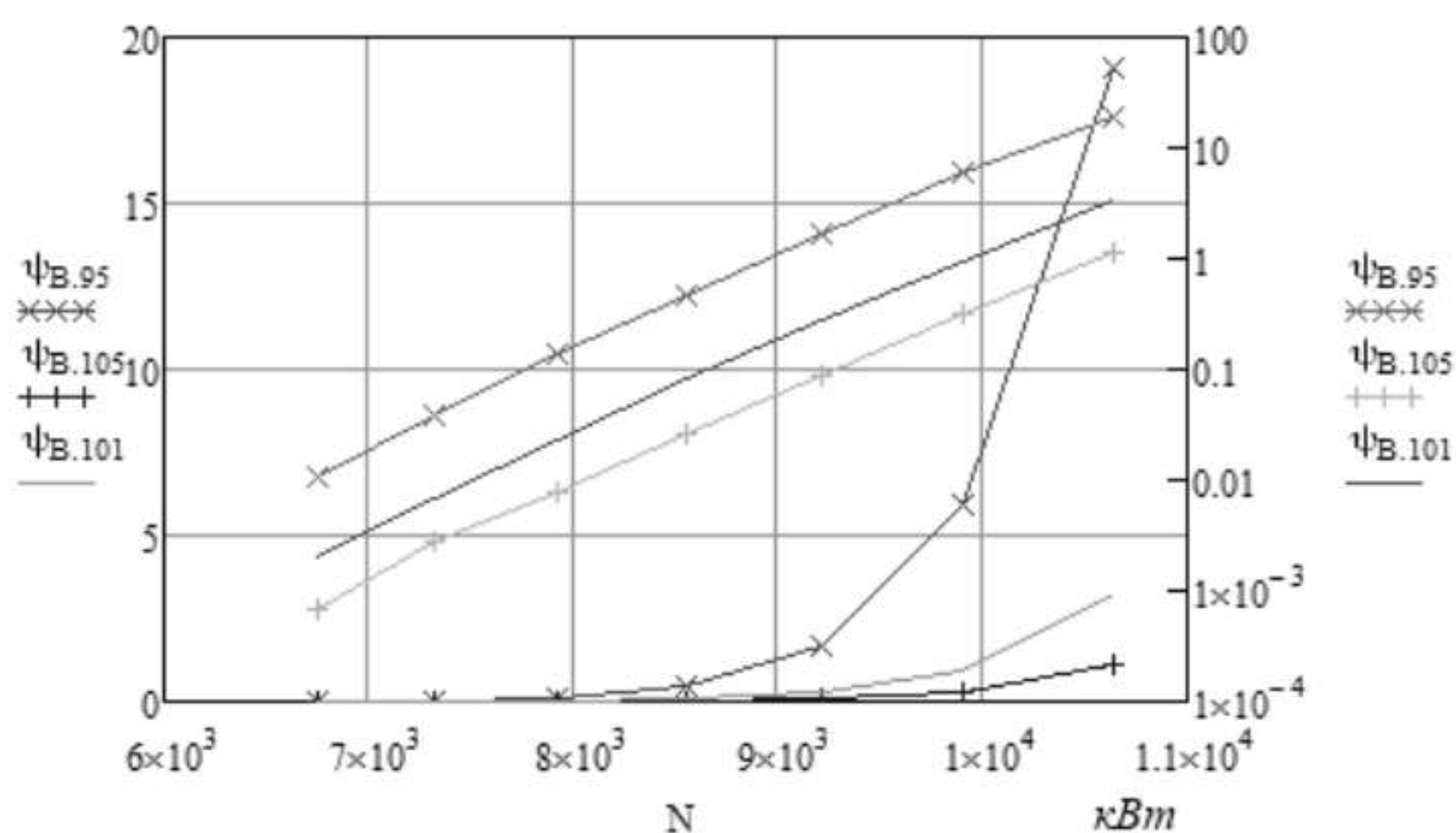
××× – Тиск на вході $P_H = 95325$ Па; — — $P_H = 101325$ Па; +++ – $P_H = 105325$ Па.

Рисунок 3.16 – Залежність температури лопатки при різному тиску на вході P_H від потужності ГТУ



××× – Тиск на вході $P_H = 95325$ Па; — — $P_H = 101325$ Па; +++ – $P_H = 105325$ Па.

Рисунок 3.17 – Залежність сумарного напруження лопатки при різному тиску на вході P_H від потужності ГТУ



××× – Тиск на вході $P_H = 95325$ Па; — — $P_H = 101325$ Па; +++ – $P_H = 105325$ Па.

Рисунок 3.18 – Залежність відносної пошкодженості лопатки та десятичного логарифму відносної пошкодженості при різному тиску на вході P_H від потужності ГТУ

Після аналізу наведених вище рисунків (рис.3.16÷3.18) чітко видно, що при зниженні тиску на вході значення температури лопатки, сумарного напруження, а також відносної пошкодженості помітно збільшується, при збільшенні ж тиску на вході всі перелічені параметри очікуємо зменшуються. Самі ж значення параметрів при зростанні потужності також зростають за чітко вираженою зростаючою прямою. Значення відносної пошкодженості при зростанні значень потужності до значень, де відносна частота обертання ротору високого тиску $\bar{n}_i = 1$ та вище, різко зростає, особливо при зниженому тиску.

3.6.4 Аналіз впливу параметрів ГТУ на пошкодженість

Проводимо зміну коефіцієнта корисної дії компресора і сумарного ступеня підвищення тиску компресора [55, 56] (на один і два відсотки менш за розрахункові параметри).

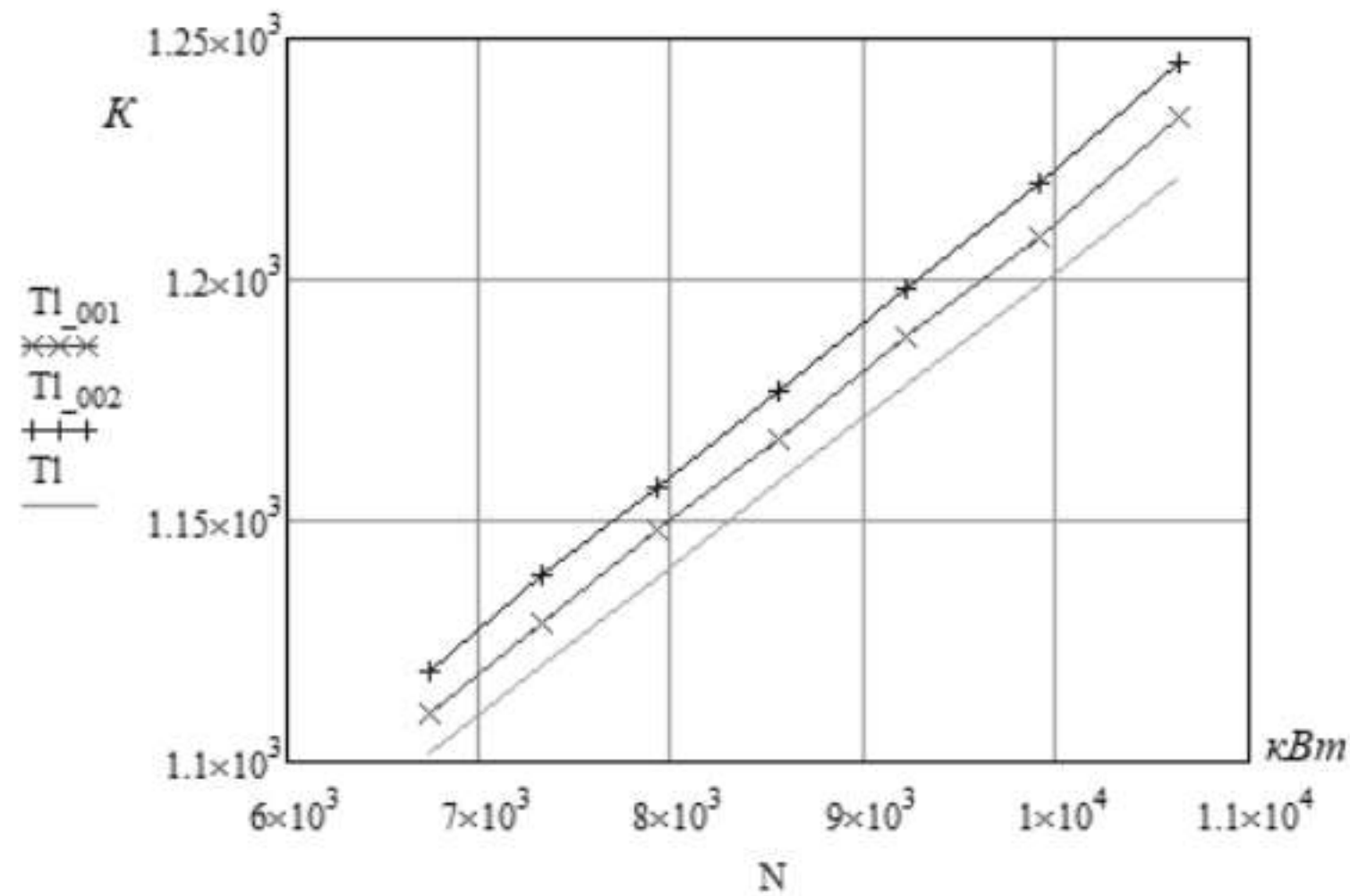
Таким чином модулюємо зміну технічного стану ГТУ через забруднення проточної частини двигуна з плином часу.

$$\pi_k^* = \pi_{kr}^* \cdot 0,99 = 19 \cdot 0,99 = 18,81; \quad \eta_k^* = \eta_{kr}^* \cdot 0,99 = 0,78 \cdot 0,99 = 0,7722$$

$$\pi_k^* = \pi_{kr}^* \cdot 0,98 = 19 \cdot 0,98 = 18,62 \quad \eta_k^* = \eta_{kr}^* \cdot 0,99 = 0,78 \cdot 0,98 = 0,7644$$

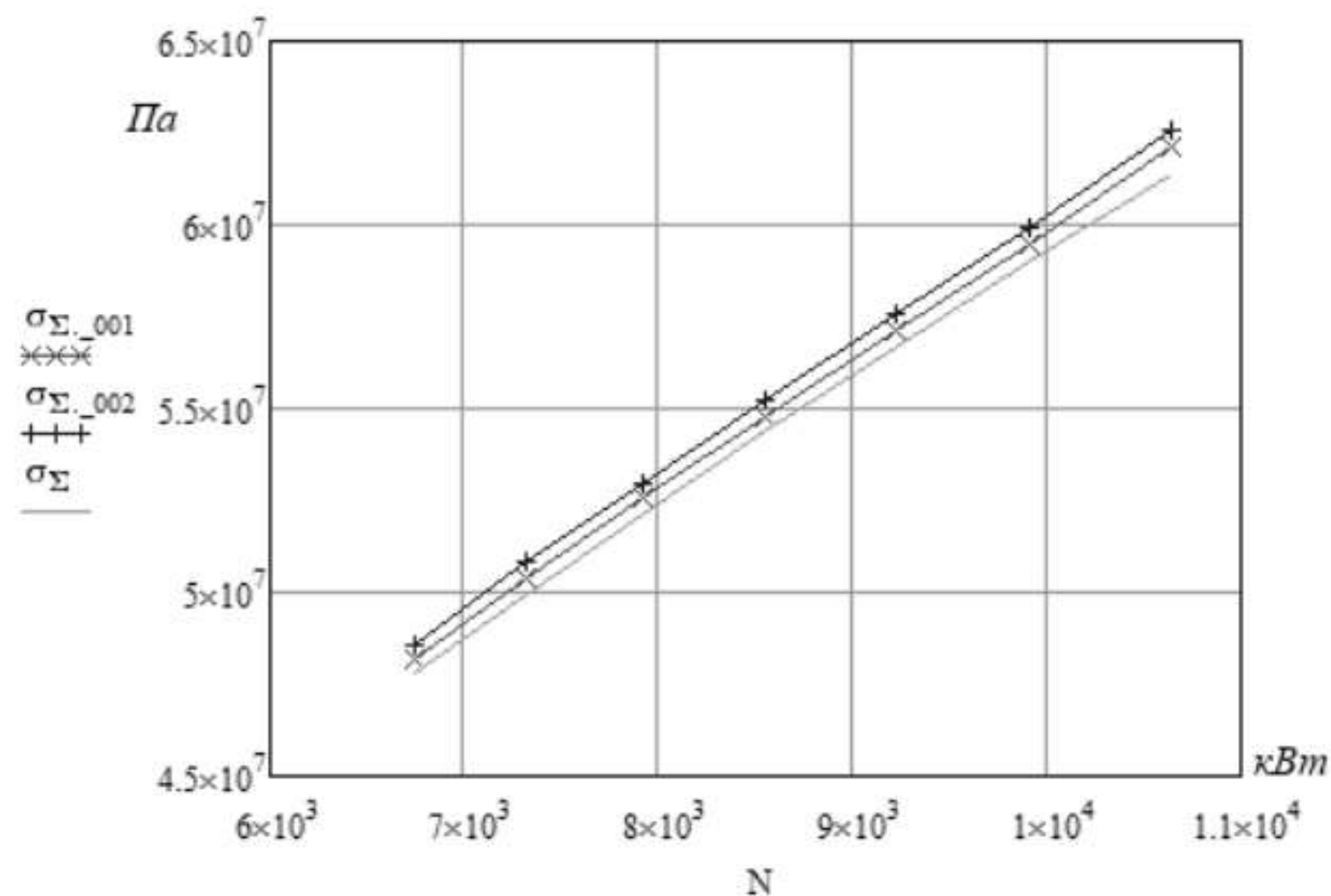
Аналогічно проводимо всі розрахунки за обома математичними моделями, а також шляхом підбору відносної частоти обертання \bar{n}_i домагаємося рівняння потужностей при зміні π_k^* і η_k^* на вході.

Всі результати розрахунків представлені у вигляді графіків (рис. 3.19÷3.21).



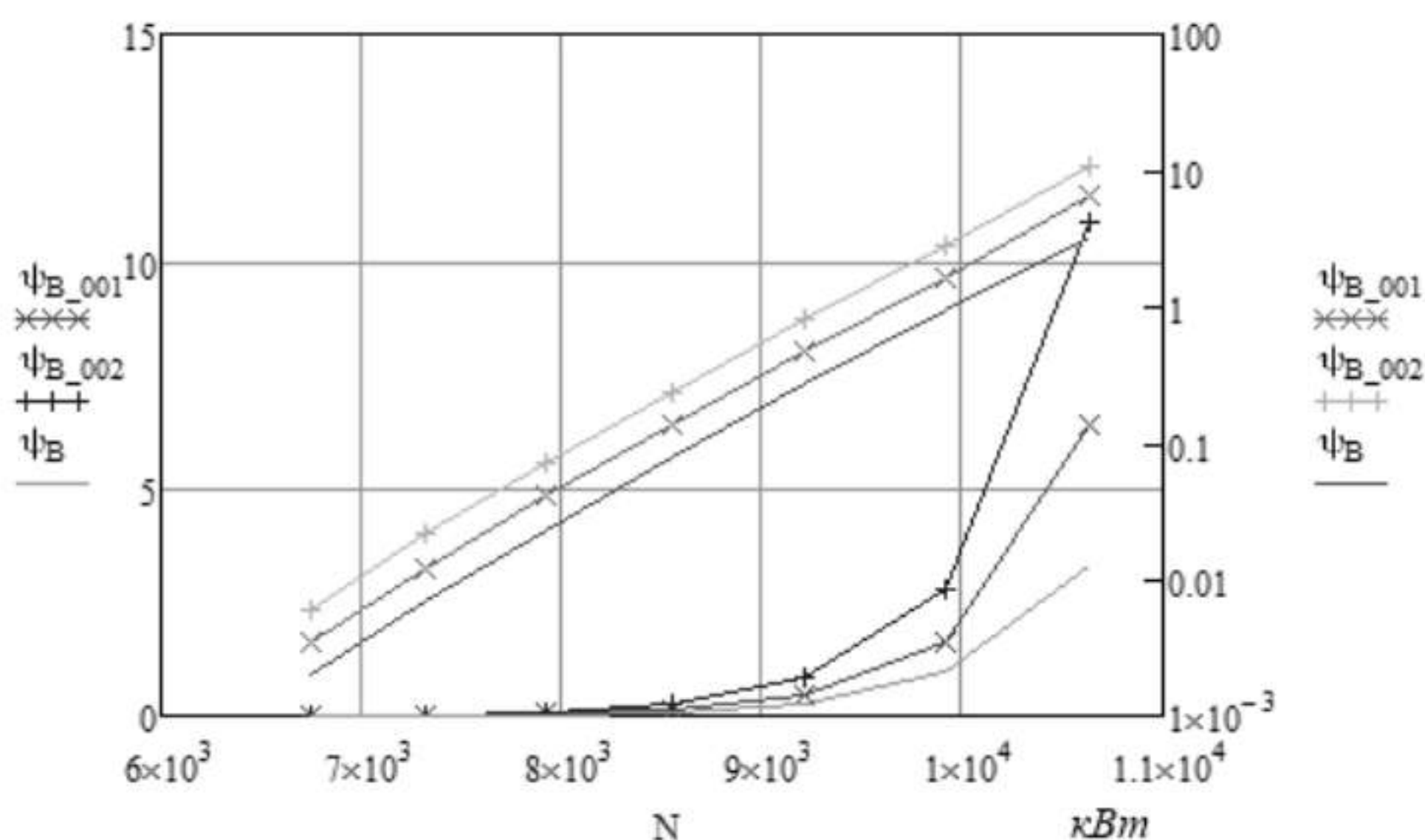
※※※ – (зміщення π_k^*, η_k^* на 1 % відносно $\pi_{кр}^*, \eta_{кр}^*$); — — — ($\pi_k^*, \eta_k^* = \pi_{кр}^*, \eta_{кр}^*$); +++ – (π_k^*, η_k^* на 2 %)

Рисунок 3.19 – Залежність температури лопатки при зниженні π_k^* і η_k^* від потужності ГТУ



※※※ – (зміщення π_k^*, η_k^* на 1 % відносно $\pi_{кр}^*, \eta_{кр}^*$); — — — ($\pi_k^*, \eta_k^* = \pi_{кр}^*, \eta_{кр}^*$); +++ – (π_k^*, η_k^* на 2 %)

Рисунок 3.20 – Залежність сумарного напруження лопатки при зміні π_k^* і η_k^* від потужності ГТУ



$\times\times\times$ – (зміщення π_k^*, η_k^* на 1 % відносно $\pi_{кр}^*, \eta_{кр}^*$); — ($\pi_k^*, \eta_k^* = \pi_{кр}^*, \eta_{кр}^*$); +++ – (π_k^*, η_k^* на 2 %)

Рисунок 3.21 – Залежність відносної пошкодженості лопатки (десятичного логарифму відносної пошкодженості) при зміні π_k^* і η_k^* від потужності ГТУ

Після аналізу наведених вище рисунків (рис.3.19÷3.21) чітко видно, що при зміні (зниженні) коефіцієнту корисної дії компресора η_k^* , а також зниженні ступеня підвищення тиску в компресорі π_k^* значення температури лопатки, сумарного напруження, а також відносної пошкодженості збільшується, і чим більше це зниження, тим більше збільшення спостережуваних параметрів. Самі ж значення параметрів при зростанні потужності також зростають за чітко вираженою зростаючою прямою. Значення відносної пошкодженості при зростанні значень потужності до значень, де відносна частота обертання ротору високого тиску $\bar{n}_i = 1$ та вище, різко зростає, особливо при збільшеному зниженні π_k^* і η_k^* .

3.7 Прогнозування процесу накопичення пошкоджень

Визначаємо параметри робочого процесу ГТУ, параметри навантаження і пошкодженості робочої лопатки ТВТ за сезонами на протязі календарного року

(весна, літо, осінь, зима). При цьому використовуємо математичні моделі, що наведені у попередніх розділах.

Для сезону весни та осені приймаємо в якості вихідних даних:

- Атмосферний тиск на вході в ГТУ $P_H=101325$ Па;
- Температура на вході $T_v=278$ К.
- відносна частота обертання ротора ВТ $\bar{n} = 0,96$

Для літнього сезону приймаємо в якості вихідних даних:

- Атмосферний тиск на вході в ГТУ $P_H=97325$ Па;
- Температура на вході $T_v=293$ К.
- відносна частота обертання ротора ВТ $\bar{n} = 0,92$

Для зимнього сезону приймаємо в якості вихідних даних:

- Атмосферний тиск на вході в ГТУ $P_H=105325$ Па;
- Температура на вході $T_v=263$ К.
- відносна частота обертання ротора ВТ $\bar{n} = 1$

Середньодобову пошкодженість розраховуємо за формулою:

$$\Psi_{доб.і} = \frac{\psi_i \cdot 24}{10000}$$

Ставимо задачу порівняти два двигуна, які мають однакову потужність та забезпечують однакове прокачування газу, але мають різний технічний стан. Для цього у розрахунок другого двигуна вводимо поправки: знижуємо ступінь підвищення тиску в компресорі π_k^* та коефіцієнт корисної дії компресора η_k^* на 1 % шляхом множення вихідних значень π_k^* і η_k^* на 0,99. Таким чином модулюємо забруднення компресора високого тиску в процесі експлуатації.

Всі розрахунки проводимо в системі комп'ютерної алгебри Mathcad (Додаток Б). Результати розрахунків зводимо в табл.3.7. Індексом «j» позначаємо параметри двигуна зі зниженими π_k^* і η_k^* на 1 %.

Таблиця 3.7 – Значення середньодобової пошкодженості для двох двигунів с різним ТС за сезонами на протязі року

Відносна частота оберт. \bar{n}_i	Сумарні напруження $\sigma_{\Sigma i}$, Па	Сумарні напруження $\sigma_{\Sigma j}$, Па	Середньодобова пошкодженість $\Psi_{доб.i}$	Середньодобова пошкодженість $\Psi_{доб.j}$
Літо –0,92	$4,992 \cdot 10^7$	$5,033 \cdot 10^7$	$4,579 \cdot 10^{-7}$	$7,838 \cdot 10^{-7}$
Весна - осінь –0,96	$5,436 \cdot 10^7$	$5,479 \cdot 10^7$	$7,384 \cdot 10^{-7}$	$1,297 \cdot 10^{-6}$
Зима –1,0	$5,898 \cdot 10^7$	$5,947 \cdot 10^7$	$1,791 \cdot 10^{-6}$	$3,289 \cdot 10^{-6}$

Маючи середньодобову пошкодженість двигунів за сезонами, проводимо чисельний експеримент з прогнозування накопичення пошкодженості для обох двигунів протягом року. Проводимо прогнозування з урахуванням методу лінійного підсумовування пошкодженості. Дані розрахунки проводимо у програмі «Microsoft Excel». Результати експерименту представлені у вигляді діаграм і графіку на рис. 3.22 ÷ 3.25.

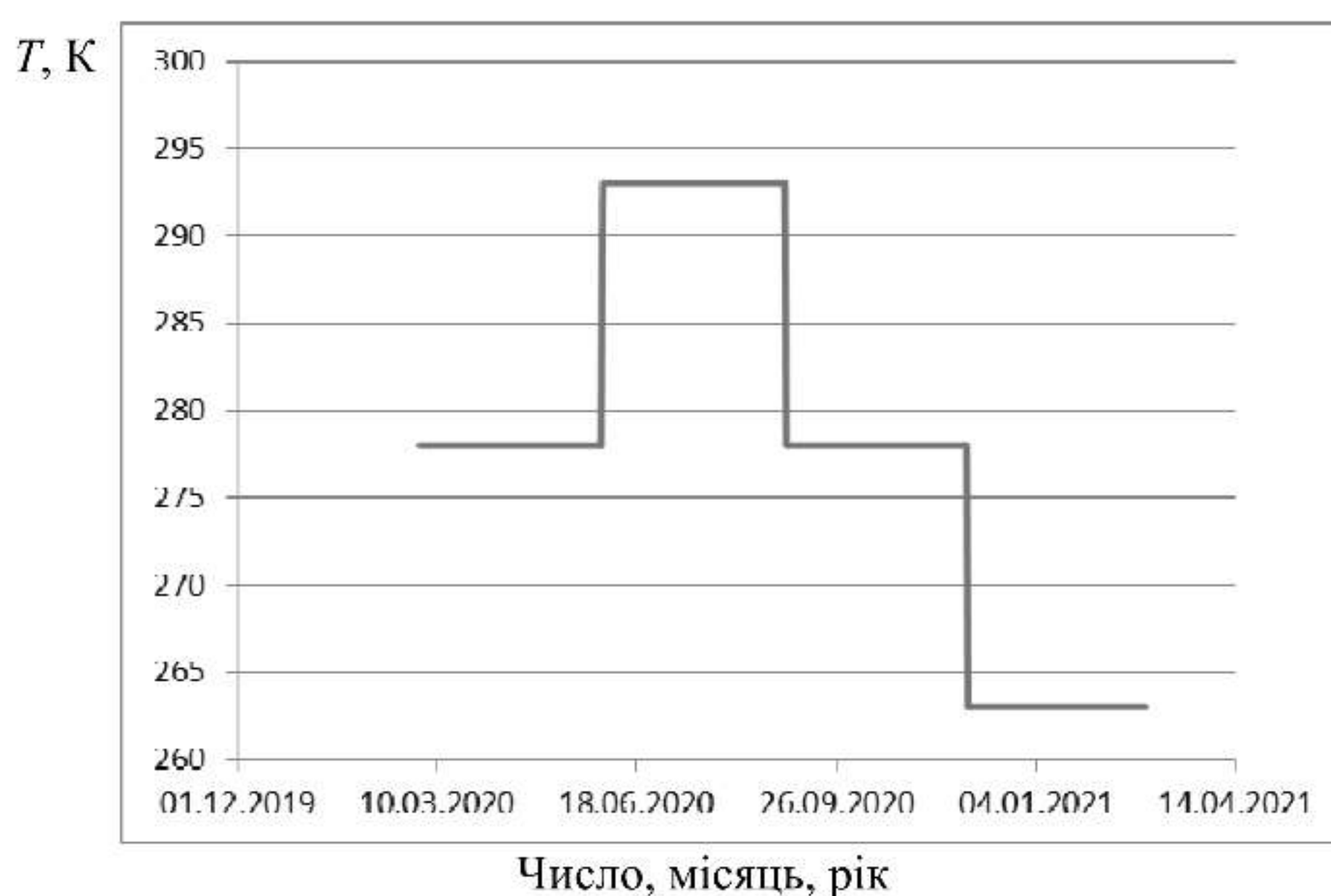


Рисунок 3.22 – Розкид температури на вході в ГТУ на протязі року

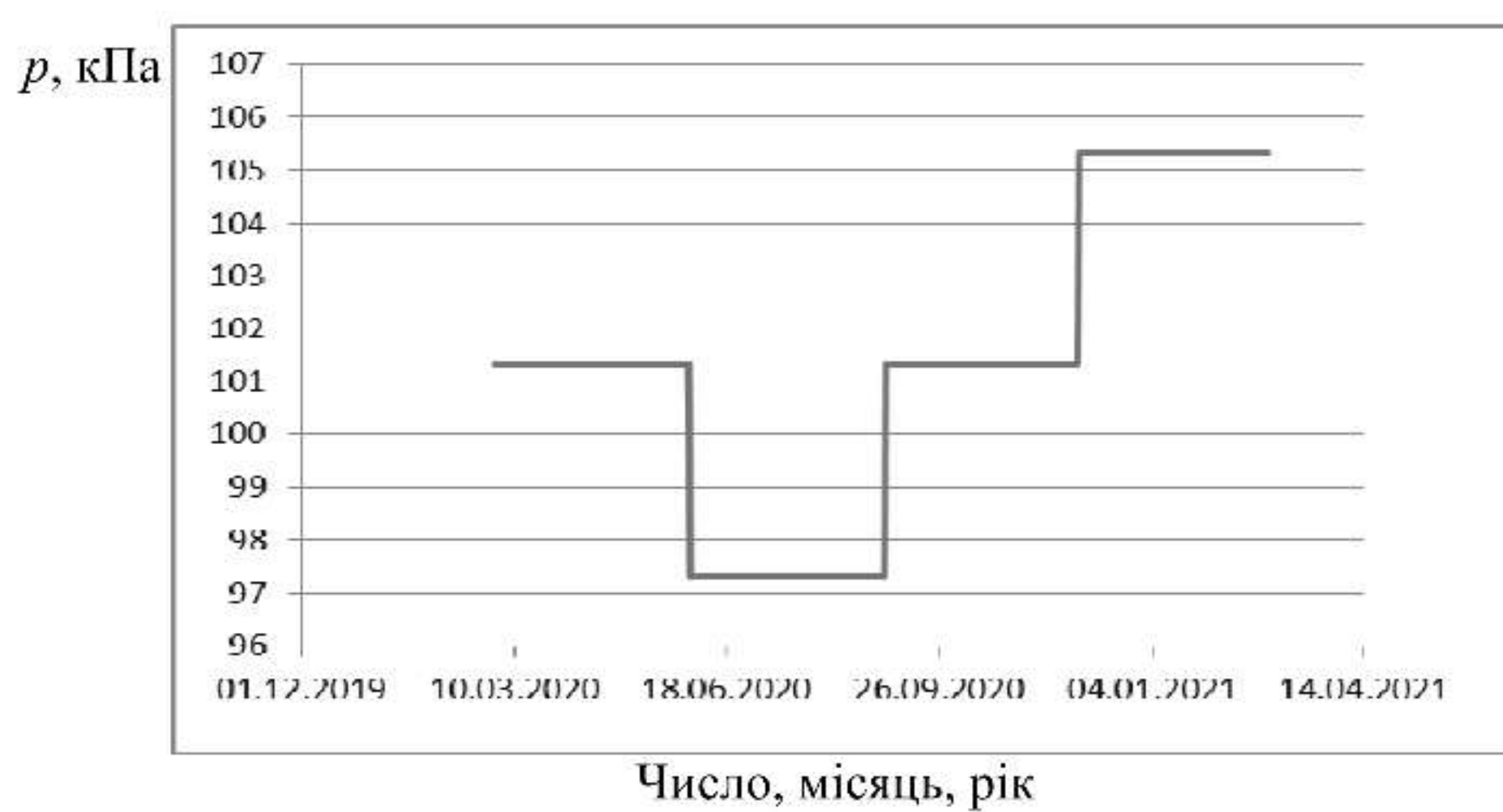


Рисунок 3.23 – Розкид тиску на вході в ГТУ на протязі року

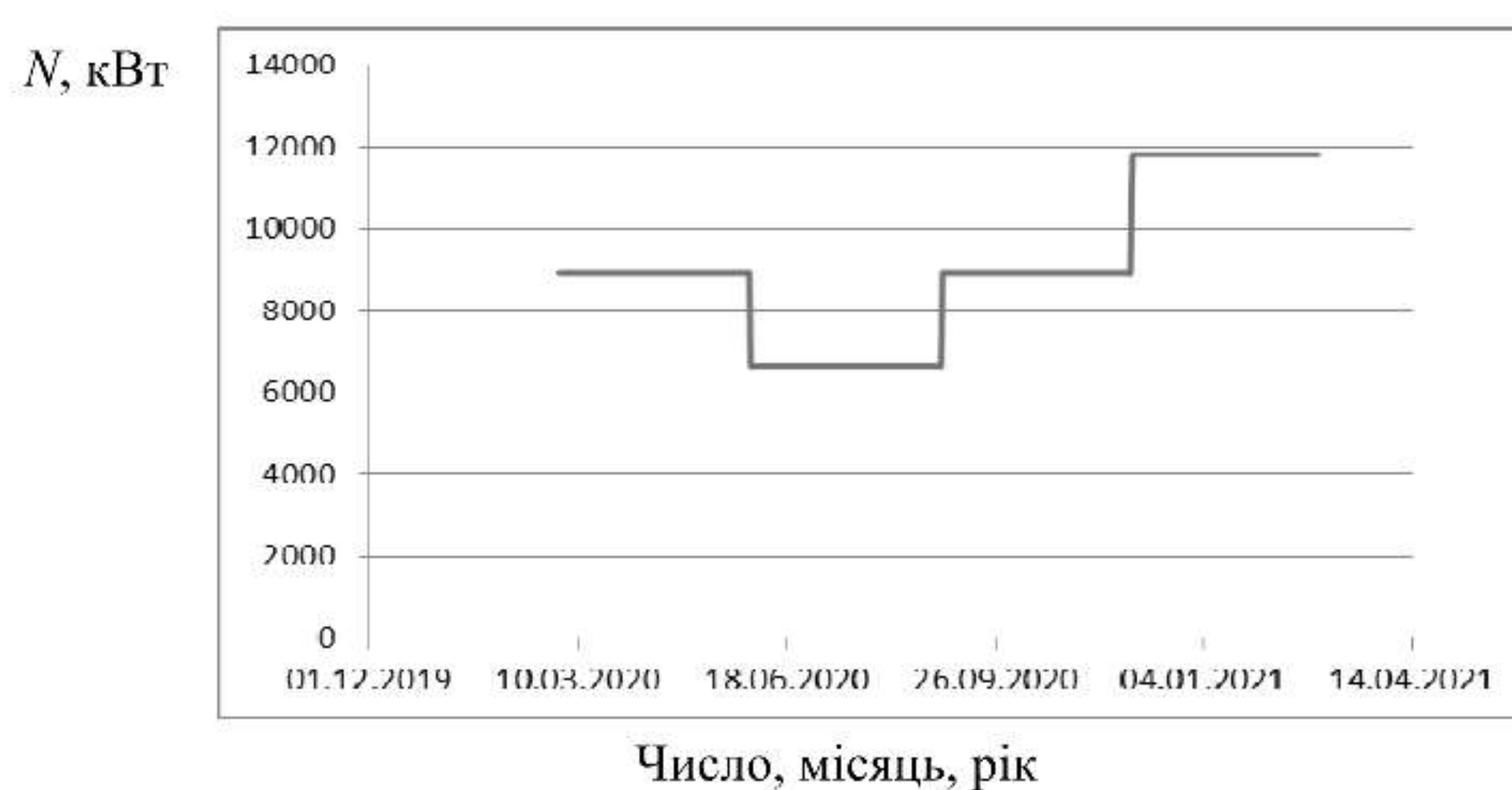


Рисунок 3.24 – Розкид потужності ГТУ на протязі року

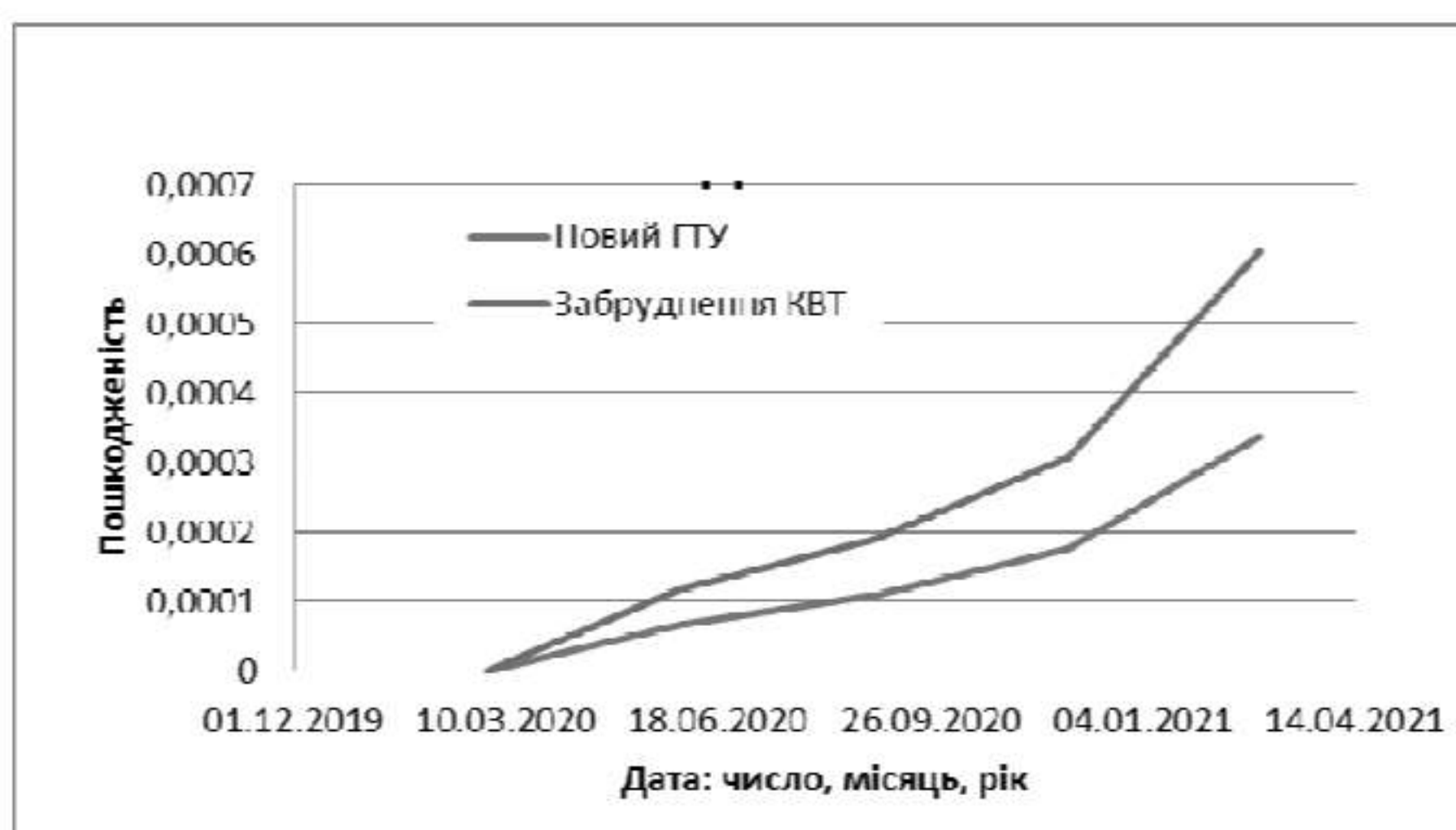


Рисунок 3.25 – Прогнозування процесу накопичення пошкодженості ГТУ на протязі року

У результаті проведеного чисельного експерименту була отримана в кінці досліджуваного року така пошкодженість двигунів: $\psi_i = 3,38 \cdot 10^{-4}$; $\psi_j = 6,04 \cdot 10^{-4}$.

За результатами отриманих значень бачимо, що в двигуні із забрудненим компресором високого тиску накопичена пошкодженість за рік набагато більша, ніж у двигуна без забруднення. Також бачимо на рис. 3.25 постійне зростання пошкодженості на протязі року. Маючи такий графік процесу накопичення пошкодженості, можемо приблизно спрогнозувати накопичену пошкодженість у двигуні у певний час.

3.8 Прийняття рішення на керуючі впливи за результатами моніторингу параметрів пошкодження

Умови експлуатації й індивідуальні особливості ГТУ обумовлюють високу інтенсивність накопичення пошкодження протягом контрольного періоду експлуатації (середнє пошкодження значно вище середнього пошкодження по парку). Також на рівень пошкодженості великий вплив мають параметри повітря на вході у двигун, котрі значно різняться за сезонами року. В процесі експлуатації ГТУ можливе забруднення проточної частини двигуна, внаслідок чого також рівень накопиченої пошкодженості суттєво збільшується. Для зниження інтенсивності накопичення пошкодження необхідні керуючі впливи: регулювання системи автоматичного керування; промивання та очистка проточної частини; зміна режимів роботи ГТУ; переведення у резерв і т.д. Для прийняття адекватного керуючого впливу необхідне проведення додаткових досліджень, спрямованих на визначення фактору, що викликав підвищену інтенсивність накопичення пошкодженості.

У момент вироблення двигуном призначеного ресурсу підконтрольні деталі мають значний залишок ресурсу за критерієм пошкодженості. Цей факт може бути однією з підстав для продовження індивідуального призначеного ресурсу.

Висновки

1. Розроблена математична модель робочого процесу ГТУ. Модель дозволяє обчислювати параметри ГТУ, які необхідні для подальшого розрахунку напружень та температур деталей ГТУ. Модель дозволяє розраховувати частоту обертання ротора високого тиску, температуру за камерою згоряння та потужність ГТУ.

2. Розроблена математична модель для визначення параметрів навантаження робочої лопатки турбіни високого тиску, які необхідні для подальшого розрахунку довговічності та пошкодженості матеріалу підконтрольної деталі. В результаті отримані значення напружень і температур в характерних перетинах робочої лопатки турбіни високого тиску.

3. Створено алгоритм для розрахунку пошкодженості робочої лопатки ступені ТВТ. У підсумку отримано розподіл пошкодженості по радіусу робочої лопатки та із графіку визначено критичний радіус лопатки, де значення пошкодженості має найбільше значення.

4. Зроблений аналіз впливу експлуатаційних і технологічних факторів на пошкодженість, зокрема: режиму роботи ГТУ на пошкодженість; температури і тиску на вході в ГТУ на пошкодженість; параметрів технічного стану вузлів ГТУ на пошкодженість. В результаті отримані залежності температури лопатки, сумарного напруження та відносної пошкодженості від частоти обертання ротору високого тиску при зміні експлуатаційних і технологічних факторів.

5. Розроблено алгоритм та проведено чисельний експеримент з прогнозування накопичення пошкоджень протягом року. Алгоритм враховує зміну зовнішніх умов, режиму роботи та технічного стану ГТУ.

6. Запропоновано можливі керуючі впливи за результатами моніторингу пошкодженості.

4 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Шкідливі фактори, що виникають при роботі ГТУ

Відповідно до державного стандарту шкідливі і небезпечні чинники за дією та природою впливу поділяються на чотири класи: фізичні, хімічні, біологічні й психофізіологічні.

Під час роботи ГТУ можливий негативний вплив на навколишнє середовище складається з декількох основних факторів: можливого витоку газу та підвищеного рівня шуму і вібрації.

Відповідно до державного стандарту шкідливі і небезпечні чинники за дією та природою впливу поділяються на чотири класи: фізичні, хімічні, біологічні й психофізіологічні. Шум та вібрація належать до фізичних забруднювачів, а витік газу – до хімічних.

Шумом прийнято називати сукупність різних за силою і частотою звуків, що заважають сприйняттю корисних сигналів і негативно впливають на людину. Фізична сутність звуку – це коливання частинок навколишнього середовища, що сприймається органами слуху людини як небажані. Під час звукових коливань утворюються області зниженого і підвищеного тиску, що діють на слуховий аналізатор (мембрану вуха). Вібрація – рух механічної системи, при якому по чергові зростають і спадають за часом значення величини, що характеризує цей рух. Проявляється у вигляді механічних коливань пружних тіл.

До шкідливих факторів, які негативно впливають на навколишнє середовище відносяться:

- підвищений рівень шуму, при роботі ГТУ;
- можливий вибух газоповітряної суміші внаслідок небезпечної концентрації (5÷15%) із повітрям, утворений внаслідок витоку газу через порушення герметичності в з'єднаннях, ущільненнях;
- хімічні забруднення, пов'язані із можливим витоком газу через порушення герметичності в з'єднаннях, ущільненнях;

– вібрація, під час роботи ГТУ.

4.2 Вплив шкідливих факторів на навколишнє середовище

Однією із форм фізичного забруднення атмосфери є шум, адаптація організму до нього є неможливою. Шум – це сукупність звуків різноманітної частоти та інтенсивності, що виникають у результаті коливального руху частинок у пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних). Шуми інтенсивністю 30÷80 дБ не наносять шкоди людському організму. Водночас шуми інтенсивністю 85 дБ і більше призводять до фізіологічних і психологічних негативних наслідків на нервову систему, сон, емоції, працездатність. На сьогодні проблема шумового забруднення є дуже актуальною, оскільки воно зростає з часом все більше. Зазвичай шум – це неприємний або небажаний звук чи сукупність звуків, що заважають сприйняттю корисних звукових сигналів, порушують тишу, чинять шкідливу або подразливу дію на організм людини, знижують її працездатність. Шум підвищеного рівня несприятливо діє на організм людини. Ступінь цієї дії залежить від характеристики шуму та індивідуальних особливостей людини. Шум діє не тільки на органи слуху, але й на нервову систему, спричиняє підвищення кров'яного тиску, ослаблення уваги, приводить до зниження продуктивності праці і підвищення рівня травматизму. Існуючими нормативами передбачається гранично допустимий рівень звуку – 85 дБ.

Шум негативно впливає на різні системи організму: серцево-судинну, нервову, порушує сон, увагу, збільшує роздратованість, депресію, неспокій, подразнення, може впливати на дихання і травну систему; ушкодження слухової функції з тимчасовою або постійною втратою слуху; порушення здатності передавати та сприймати звуки мовного спілкування; відволікання уваги від звичайних занять; зміни фізіологічних реакцій людини на стресові сигнали; вплив на психічне і соматичне здоров'я; дію на трудову діяльність і продуктивність праці. Дослідження свідчать про несприятливий вплив шуму на центральну нервову, серцево-судинну систему і органи травлення.

При вібрації виробничих механізмів передаються їх швидкі коливальні і обертальні рухи контактуючим з ними предметам в тому числі працівникам.

Причиною порушення вібрації є виникаючі при роботі машин неврівноважені силові впливи: ударні навантаження; зворотно-поступальні переміщення; дисбаланс. Причиною дисбалансу є: неоднорідність матеріалу; розбіжність центрів мас і осей обертання; деформація.

Вібрація – загально біологічний шкідливий чинник, що призводить до фахових захворювань – віброзахворювань, лікування котрих можливо тільки на ранніх стадіях. Хвороба супроводжується стійкими порушеннями в організмі людини. Людина частково або цілком утрачає працездатність. По способі передачі на людину вібрація підрозділяється на загальну і локальну. Загальна – діє через опорні поверхні ніг на весь організм у цілому. Локальна – на окремі ділянки тіла. Тривалий вплив вібрації викликає фахове захворювання – вібраційну хворобу.

Метан є другим за значенням парниковим газом після двооксиду вуглецю за загальною емісією та вмістом в атмосфері. Потенціал глобального потепління у метану на одиницю об'єму для сторічного горизонту часу в 58 раз вищий ніж у двооксиду вуглецю. Метан в 21 раз ефективніший як парниковий газ, ніж двооксид вуглецю в розрахунку на одиницю маси. Прямий внесок метану в ріст парникового ефекту вже перевищив 20%. Однак час існування його в атмосфері (12 ± 3 роки) значно менший, ніж у двооксиду вуглецю.

4.3 Розрахунок викидів шкідливих речовин двигуном ГПА

ГПА є стаціонарними організованими джерелами викиду шкідливих речовин (ШР) в атмосферу. При складанні і контролю виконання планів з охорони навколишнього природного середовища на підприємствах газової промисловості враховуються викиди окису вуглецю (CO) та окиси азоту (NO_x).

Викиди ШР в атмосферу з відпрацьованими газами двигунів визначається їх емісійними характеристиками, режимами роботи, а також кількістю працюючих ГПА.

Масу викидів шкідливих речовин в зоні компресорної станції для трьох працюючих ГПА на номінальному режимі розраховуємо таким чином:

1. Приймаємо час роботи на номінальному режимі за рік:

$$t_n = 270 \text{ діб} = 6480 \text{ год.}$$

2. Визначаємо режимне напруцювання двигунів на номінальному режимі:

$$T_n = t_n n,$$

де n - кількість працюючих агрегатів ($n=3$),

$$T_n = 3 \cdot 648 (= 19440 \text{ год.})$$

3. Визначаємо масу палива, витраченого агрегатом за період роботи:

$$G_T = G_{\text{пит.}} R_H T_n,$$

де $G_{\text{пит.}} = 0,183 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ — питома витрата палива на номінальному режимі, кг/год.

$R_H = 6,3 \text{ МВт.}$ — потужність агрегату на номінальному режимі (відповідно технічним характеристикам двигуна).

$$G_T = 0,183 \cdot 6,3 \cdot 19440 = 22412 \text{ кг/рік} \quad G_T = 0,183 \cdot 25 \cdot 19440 = 101590 \text{ кг / рік}$$

4. Обчислюємо масу M_i річних викидів окису вуглецю (CO), окисів азоту (NO_x), для ГПА на номінальному режимі в районі компресорної станції:

$$M_i = \kappa_i G_T,$$

де κ_i — коефіцієнт викиду i -ої речовини, при роботі на номінальному режимі (індекс емісії), кг.ШВ/кг.пал.

Для оксиду вуглецю $\kappa_{\text{CO}} = 0,0175 \text{ кг.ШВ/кг.пал.}$, для оксиду азоту $\kappa_{\text{NO}_x} = 0,0125 \text{ кг.ШВ/кг.пал.}$ (показники κ_i узяті як середньо-статистичні дані з працюючих аналогічних двигунів), і тоді:

$$M_{\text{CO}} = 0,0175 \cdot 22412 = 0,392 \frac{\text{т.ШВ}}{\text{рік}}$$

$$M_{\text{NO}_x} = 0,0125 \cdot 22412 = 0,28 \frac{\text{т.ШВ}}{\text{рік}}$$

Відвернений еколого-економічний збиток, що має місце за рік через викиди в атмосферу, для джерела забруднень визначається за формулою:

$$Y = \gamma \cdot \sigma \cdot f \cdot M$$

де Y – відвернений еколого-економічний збиток (грн./рік);

γ – константа, численне значення якої рівно 2,4 при оцінці річних викидів;

σ – величина, значення якої визначається в розрахунках;

f – величина, значення якої визначається в наступних розрахунках;

M – приведена маса річного викиду забруднень із джерела забруднень.

Для організованого джерела (вихлопна труба), висотою $h > 10$ м. і зону активного забруднення (ЗАЗ), що представляє собою коло з радіусом $z_{ЗАЗ} = 20 \cdot xh$,

$$x = 1 + \frac{\Delta T}{75^\circ C},$$

де x – безрозмірна поправка на підйом факелу викидів в атмосферу, обчислюємо за формулою;

ΔT – середньорічне значення різниці температур на виході із джерела забруднення і рівне $15^\circ C$:

$$x = 1 + \frac{15}{75} = 1,2,$$

тоді

$$z_{ЗАЗ} = 20 \cdot 1,2 \cdot 10 = 240 \text{ м.}$$

Значення показника відносної небезпеки забруднення атмосферного повітря над територією компресорної станції $b = 4$ (територія промислових підприємств).

Значення множника f (поправки, що враховує характер розсіювання домішок в атмосфері) для газоподібних домішок і легких дрібнодисперсних часток приймаємо, що:

$$f = \frac{100M}{100M + x \cdot h} \times \frac{4 \frac{M}{c}}{1 \frac{M}{c} + U \frac{M}{c}},$$

де U – середньорічне значення модуля швидкості вітру на рівні флюгеру, м/с; в тих випадках, коли значення невідоме, воно приймається рівним 3 м/с :

$$f = \frac{100}{100 + 1,2 \cdot 10} \cdot \frac{4}{1 + 3} = 0,89$$

Значення приведеної маси річного викиду забруднень в атмосферу із джерела визначаємо за формулою:

$$M = A_i M_i,$$

де M_i – маса річного викиду домішки i -го виду т/рік (для СО $M_{CO} = 0,392$ т.ШР/рік, для NO_x – $M_{NO_x} = 0,28$ т.ШР/рік).

A_i – показник відносної агресивності речовини (для СО $A_{CO} = 1$):

$$M_{CO} = 0,392 \cdot 1 = 0,392 \text{ т.ШР/рік .}$$

$$M_{NO_x} = 0,28 \cdot 1 = 0,28 \text{ т.ШР/рік .}$$

Відвернений еколого-економічний збиток:

$$Y_{CO} = 2,4 \cdot 4 \cdot 0,89 \cdot 392 = 3349,24 \text{ грн./рік}$$

$$Y_{NO_x} = 2,4 \cdot 4 \cdot 0,89 \cdot 280 = 2392 \text{ грн./рік}$$

4.4 Заходи, що підвищують екологічну безпеку приводу ГПА

Зменшення негативного впливу ГПА у складі КС на навколишнє середовище під час її роботи забезпечується наступним:

- в якості палива для приводу ГПА використовується компримований природний газ, що зменшує шкідливі викиди продуктів згорання;
- на місці встановлення ГПА передбачені резервуари для збору відстою палива (газового конденсату), мастил, технічних рідин і піддони для виключення проливу рідин при заміні вузлів і агрегатів. Це запобігає забруднен-

ню ґрунту під час технічної експлуатації та ремонту приводу ГПА, а також під час регламентних робіт на агрегаті;

- передбачені місця мийки на площадках періодичного технічного обслуговування та ремонту з необхідними комунікаціями;

- технічний персонал суворо дотримується правил технічного обслуговування у відповідності з екологічними вимогами щодо захисту природи від виробничих факторів;

- повітрязбірні та вихлопні пристрої двигуна забезпеченні ефективними шумоглушниками пластинчато-щільового типу, що знижує рівень шуму;

- стіни усіх блоків виконані з використанням панелей, заповнених звукопоглинаючим матеріалом;

- компресорні станції розташовуються на відстані не менше 7÷8 км. від великих населених пунктів;

- по периметру території компресорної станції використовуються лісонасадження, що компенсують вплив шуму, запобігаючи його подальшому розповсюдженню.

Висновки

У розділі розглянуто питання стосовно охорони навколишнього природного середовища:

– проведено аналіз екологічної небезпеки, що викликається газотурбінним приводом ГПА;

– розраховано викиди шкідливих речовин двигуном ГПА та визначено відвернений еколого-економічний збиток завданий довкіллю;

– визначено шляхи, що підвищують екологічну безпеку спроектованого приводу ГПА, основна мета яких зменшити негативний вплив ГПА у складі компресорних станцій на навколишнє природне середовище.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

Всі виробництва газової галузі є виробництвами з підвищеним рівнем небезпеки. Рівень виробничого травматизму підприємств галузі носить стабільний характер. Переважна кількість виробничих травм припадає на допоміжні підприємства. Характер та причини виробничого травматизму з року в рік не змінюється. Основною причиною є незадовільна організація праці, падіння виробничої дисципліни, низька кваліфікація персоналу. Тому організація охорони праці на підприємствах являється однією з найважливіших завдань та обов'язків адміністрації. Адміністрація підприємства зобов'язана забезпечити належне технічне обладнання всіх робочих місць і створити умови роботи, що відповідають правилам охорони праці.

5.1 Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів

Небезпечний виробничий фактор — виробничий фактор, дія якого на працюючого в певних умовах призводить до травми чи іншого раптового різкого погіршення здоров'я.

Шкідливий виробничий фактор — виробничий фактор, дія якого на працюючого в певних умовах призводить до захворювання чи зниження працездатності.

У відповідності з ДНАОП 5.1.30-1.06-98 та ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ «Опасные и вредные производственные факторы» на об'єкті, можливі такі небезпечні і шкідливі фактори:

- незахищені рухомі елементи ГПА, підйомних механізмів та виробничого обладнання;
- транспортні засоби для доставки агрегатів обладнання;
- підвищена слизькість (внаслідок ожеледиці, зволоження та замаслення поверхні установки;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень інфрачервоної радіації від нагрітих частин привода;

- підвищений рівень шуму (знижує продуктивність праці, швидко викликає почуття втоми, може бути наслідком професійних захворювань);
- підвищений рівень ультрафіолетового та теплового випромінювання;
- підвищена запиленість та загазованість в зоні ГПА;
- підвищена або понижена температура поверхні ГПА обладнання та матеріалів;
- небезпечний рівень напруги в електричній мережі;
- фізичні перевантаження (статичні та динамічні);
- нервово-психічні (емоційні).

Хімічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

- за характером дії на організм людини – загальнотоксичні і подразнюючі;
- за шляхом проникнення в організм людини – проникаючі через органи дихання, шлунково-кишковий тракт, шкіряні покрови і слизові оболонки.

Під час проведення різних видів робіт на обладнанні генеруються механічні коливання різної частоти, які мають несприятливу дію на організм людини у вигляді шуму і вібрації.

Шум, як сукупність хвильових коливань часток у повітрі, що утворюють звуки, несприятливо діють на людину, заважають його роботі і відпочинку. Тривала дія інтенсивного звуку (вище 80 дБА) на слух людини призводить до його часткової або повної втрати. В залежності від тривалості та інтенсивності впливу шуму виникає більше або менше зниження чутливості органів слуху, яке має вираження в тимчасовому зміщенні порогу чутності, яке зникає після закінчення дії шуму, а при більшій тривалості або інтенсивності шуму мають місце незворотні втрати слуху, які характеризуються постійним змінням порогу чутності. Через волокна слухових нервів подразнення шумом передається в центральну і вегетативну нервові системи, а через них діє на внутрішні органи, призводячи до значних змін в функціональному стані організму, має дію на психічний стан людини, викликає почуття неспокою і роздратування. Чим вищий частотний склад шумів, чим вони інтенсивніші і тривалі, тим швидше і потужніше виявляють несприятливу дію на орган слуху.

Вібрації – це механічні коливальні рухи, джерелами яких в даному випадку є газо- і повітропроводи, обладнання, деякі види ручних інструментів. Якщо коливні частини обладнання доторкуються тіла працюючого, вібрація виступає в якості професійної шкідливості. Точками її прикладання частіш за все є руки і ноги. Розрізняють вібрацію місцеву, яка прикладається до обмеженої ділянки тіла, їй піддаються працюючі з електричними інструментами ударної і обертальної дії, та загальну, пов'язану з переміщенням тіла у просторі. Вібрації викликають подразнюючі дії або перешкоди для трудового процесу.

Потенційно-небезпечні та шкідливі виробничі фактори, які можуть проявитись при реалізації технологічного процесу чи експлуатації обладнання, зведені в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Аналіз потенційно небезпечних виробничих факторів

Джерело небезпеки	Характеристика потенційно небезпечних виробничих факторів допустимі значення
ГПА	Підвищений рівень звукового тиску L = 100 дБА, f = 63 Гц ГДР L = 80 дБА, f = 63 Гц
Загазованість	Перевищення концентрацій в 2,2 раза
Електрообладнання	I = 10 А, U = 380 В, f = 50 Гц
Електрична дуга	Високий рівень ультрафіолетового випромінювання 72 (мер год)/м ² при l=280 нм ГДР 60 (мер год)/м ² при l=280 нм
Посудини під тиском	тиск в газопроводі – 55 атм
Перевищення шуму в приміщенні КЦ і на площадці АПО	В приміщенні КЦ ГПА створюють рівень шуму 86 – 100 дБА; На площадці АПО рівень шуму становить 83 – 86 дБА

Більшість робіт виконується під зоровим контролем (спостерігання за роботою механізмів, апаратів, показання контрольно-вимірювальних приладів і при виконанні виробничих операцій). При цьому орган людини несе ту чи іншу ступінь навантаження і зазнає напруження, що при певних умовах приводить до втоми органу зору і загального втоми організму. Недостатня освітленість діє на ступінь втомленості очей, котра залежить від ступеня напруженості процесів, що супроводжують зорове сприйняття предметів зовнішнього світу. До таких процесів відносяться акомодация, конвергенція і адаптація. Від рівня освітленості залежить гострота зору (здатність очей розрізняти деталі предметів) і сталого бачення.

В таблиці 5.2 наведено перелік токсичних і шкідливих речовин, що використовуються на підприємстві.

Таблиця 5.2 – Характеристика шкідливих речовин

Найменування речовини чи матеріалу	ГДК, мг/м ³		Перша допомога при отруєнні
	В робочій зоні	В атмосфері	
Метанол	5	1,0	Промивка шлунка, дезінфекція розчином марганцівки, пиття 5% розчину солі
Діетиленгліколь	45	0,1	Стаціонарне лікування
Бензин	85	3	Свіже повітря, тепло, 20...30 капель валеріани
Конденсат	5	3	Свіже повітря, чай
Масло	6	1	Промити руки теплою водою з милом
Дизельне паливо	300	3	Свіже повітря, 20-30 капель валеріани,
Кислоти	0,3	0,01	Свіже повітря, промивання шкіри водою
Ацетон	200	0,35	Свіже повітря, , підвищене положення ніг, міцний солодкий чай чи кава
Бензол	1,5	0,02	Свіже повітря, промивання водою шкіри.
Кислота сірчана	30	0,3	Свіже повітря, інгаляції содовим розчином.

5.2 Організаційні та конструктивно-технологічні заходи для зниження впливу шкідливих виробничих факторів

Проектом передбачені всі необхідні технічні рішення та заходи, які забезпечують безпечну роботу всіх при дотриманні регламенту експлуатації та всіх вимог безпеки:

- застосування обладнання у вибухобезпечному виконанні в приміщеннях і зовнішніх установках, в яких є вибухонебезпечні середовища;
- для забезпечення нормальних умов експлуатації передбачені всі необхідні системи автоматичного контролю і захисту, які спрацьовують при відхиленні від заданих параметрів;
- контроль і регулювання всіх основних технологічних параметрів проводиться з операторної;
- монтаж і ремонт обладнання, виконується за допомогою спеціальної підйомної техніки;
- установлені блискавкозахист і захист обладнання і трубопроводів від повторного проявлення блискавок та від статичної електрики;

- встановлені стаціонарні газоаналізатори у приміщеннях і на зовнішніх установках;
- в необхідних випадках передбачені майданчики обслуговування, монтажні і експлуаційні проходи;
- забезпечена доступність до вузлів обладнання при їх обслуговуванні;
- гарячі поверхні обладнання в зонах обслуговування покриті теплоізоляцією;
- передбачені система збирання і організованого скидання газу в атмосферу.

Чисельність обслуговуючого персоналу і час перебування його біля обладнання, як джерела шуму, вібрації і можливого газовиділення, регламентується згідно стандартів і відповідних правил.

Робота основного технологічного обладнання здійснюється в автоматизованому режимі і не вимагає постійної присутності обслуговуючого персоналу.

Для створення нормальних умов експлуатації передбачені всі необхідні системи автоматичного контролю і захисту, які спрацьовують при відхиленні від заданих параметрів. В місцях, де можливе витікання природного газу, передбачена сигналізація вибухонебезпечної концентрації газу в повітрі. Для забезпечення звукової сигналізації передбачена сирена.

Усунення причин виникнення аварійних ситуацій і ліквідація аварій повинні проводитися згідно з інструкціями по експлуатації і техніці безпеки, розробленими на підприємстві з урахуванням діючих нормативних документів, а також інструкцій заводів-виробників обладнання.

5.3 Розрахунок вентиляційного обладнання на вибухонебезпечність

Система аварійної вентиляції передбачається у виробничому приміщенні, у якому можливе різке поступлення у повітря великої кількості вибухонебезпечної речовини. Дану небезпеку складають ГПА в машинних залах. В таблиці 5.3 наведено об'ємні долі горючих компонентів природного газу.

Вихідними даними для проведення розрахунку аварійної вентиляції є:

- об'ємні долі компонентів природного газу, наведені в таблиці 5.3
- геометричні розміри компресорного залу;
- об'єм газу, який викидається в приміщенні.

Таблиця 5.3 – Об'ємні долі компонентів природного газу

№ п/п.	Компонентний склад газу	Об'ємні долі компонентів
1	Метан CH_4	95,26
2	Етан C_2H_4	1,123
3	Пропан C_3H_8	0,986
4	Бутан C_4H_{10}	0,121
5	Пентан C_5H_{12}	0,017

Визначаємо нижчу межу вибуховості $L_{H.B}$ за формулою Лешател'є об'ємний склад газу:

$$L_{H.B} = \frac{100}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{L_i^{H.B}}},$$

де n – кількість компонентів природного газу;

r_i – об'ємна доля i -го компонента;

$L_i^{H.B}$ – нижня межа вибуховості i -го компоненту суміші з повітрям.

$$L_{H.B} = \frac{100}{\frac{95,26}{5,3} + \frac{1,123}{3} + \frac{0,986}{2,2} + \frac{0,121}{1,9} + \frac{0,017}{1,3}} = 5,299 \text{ \%}.$$

Аварійна вентиляція вмикається автоматично при досягненні у приміщенні концентрації вибухонебезпечної суміші 15% від нижчої межі вибуховості, тобто $5,299 \cdot 0,85 = 4,504 \text{ \%}$.

На основі отриманих даних вибираємо тип вентилятора.

Продуктивність вентилятора можна обчислити за наступною формулою:

$$L = n \cdot V_{np},$$

де n – кратність повітрообміну;

V_{np} – об'єм приміщення.

Об'єм приміщення визначаємо за наступною формулою:

$$V_{np} = (1 - 0,3) \cdot V_{ГПА},$$

де $V_{ГМК}$ – об'єм зали ГПА, $543,9 \text{ м}^3$.:

$$V_{ГМК} = a \cdot b \cdot c,$$

$$V_{ГМК} = 9,2 \cdot 8,1 \cdot 7,3 = 543,9 \text{ м}^3$$

$$V_{пр} = (1 - 0,3) \cdot 543,9 = 380,8 \text{ м}^3$$

Визначаємо об'єм викиду газу в приміщення при виході з ладу одного ГПА.

Об'єм нагнітача рівний $0,2237 \text{ м}^3$.

Визначимо об'єм газу, приведений до стандартних умов, який знаходиться в нагнітачі:

$$V = \frac{P_{BC}}{P_{CT}} \cdot \frac{T_{CT}}{T_{BC}} \cdot \frac{1}{z},$$

де P_{BC} і T_{BC} – відповідно тиск і температура газу за умов всмоктування, для найгірших умов $P_{BC}=3,5 \text{ МПа}$, $T_{BC}=283^0\text{К}$.

P_{CT} і T_{CT} – відповідно тиск і температура газу за стандартних умов: $P_{CT}=101325 \text{ Па}$, $T_{CT}=293,15^0\text{К}$.

Тоді коефіцієнт стисливості газу для умов всмоктування рівний:

$$z = 1 - 5,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{BC} \cdot \Delta^{1,3}}{T_{BC}^{3,3}}.$$

Маса газу, яка вийде в приміщення визначається:

$$M = V \cdot \rho_{CT}.$$

Отже:

$$z = 1 - 5,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,5 \cdot 0,591^{1,3}}{283^{3,3}} = 0,921;$$

$$V = \frac{3,5}{0,101325} \cdot \frac{293,15}{283} \cdot \frac{1}{0,921} = 38,831 \text{ м}^3;$$

Перевіряємо, чи утворилась вибухова суміш:

$$\alpha = \frac{38,831}{380,8} = 10,19\%$$

Висновок: концентрація газу в повітрі перевищує верхню межу спалаху. Дана ситуація є небезпечною і вимагає створення примусової вентиляції.

Допустима концентрація природного газу для даного приміщення рівна 5%, тобто допустимий об'єм газу в приміщенні рівний:

$$V_{г.доп} = 380,8 \cdot 0,05 = 19,4, м^3$$

Якщо припустити, що газ із ГПА викидається на протязі двох хвилин, до витрата газу, приведена до витрати за одну годину рівна:

$$G = \frac{38,831}{120} \cdot 3600 = 1164,9 \frac{м^3}{год}$$

Тоді кратність повітрообміну визначається як:

$$n = \frac{1164,9}{38,831 - 19,4} = 38,59 .$$

Кратність повітрообміну, для аварійної вентиляції лежить в межах від 20 до 40, приймаємо $n = 40$; – прийнято із запасом, якщо час раптового викиду буде менший двох хвилин.

Тоді необхідна продуктивність вентилятора визначається за формулою:

$$L = 40 \cdot 380,8 = 15231,9 \frac{м^3}{год}$$

За даною продуктивністю вибираємо відцентровий вентилятор типу Ц 4-70 № 8 з межами продуктивності $15 \div 23,3$ тис.м³/год., в кількості 8 шт.

5.4 Пожежна і вибухова безпека при експлуатації компресорної станції

Компресорні станції повинні обладнуватися приладами і засобами контролю автоматизації і сигналізації на газопроводах і агрегатах.

Справність і правильність показів контрольно-вимірювальних приладів перевіряються:

– один раз за зміну (черговим персоналом) за графіком огляду технічного стану;

– газоаналізатори на відповідність встановленим параметрам перевіряються 2 рази на рік за допомогою суміші.

Роботи з регулювання і ремонту систем автоматизації, протиаварійних захистів і сигналізації в умовах загазованості забороняється.

Технічне обслуговування і ремонт засобів вимірів, систем автоматизації і сигналізації повинні виконуватись спеціально навченим персоналом, який пройшов перевірку знань і успішно склав заліки.

Прилади, зняті в ремонт або перевірку, повинні негайно змінюватися на ідентичні.

До заміни газоаналізаторів контроль загазованості приміщень необхідно проводити переносними газоаналізаторами (постійно).

В будівлі компресорного цеху влаштовувати підвальні та напівпідвальні приміщення забороняється.

Встановлювати в цехах будь-які апарати чи обладнання, які конструктивно або технологічно не пов'язані з компресорами, забороняється.

Обслуговуючий персонал компресорного цеху повинен систематично контролювати:

герметичність, міцність з'єднань газопроводів, сальникових ущільнень обладнання і апаратури;

справність аварійних зливних і переливних ліній із маслобаків (ємності для аварійного зливу повинні бути справними і порожніми, управління кранами на зливних лініях – надійним);

справність теплової ізоляції нагрітої поверхні ГПА, газоходів і повітропроводів;

справність вентиляційних систем і автоматичних засобів вмикання аварійного електроосвітлення.

В компресорному цеху та інших будівлях забороняється:

- прокладати тимчасові електричні мережі;
- використовувати корпус машин, трубопроводи та металеві конструкції будівель як заземлюючі пристрої агрегатів обладнання;

- користуватися для промивання і очищення деталей легкозаймистими горючими рідинами;

- сушити спецодяг на приладах центрального опалення, гарячих поверхнях агрегатів і газових комунікаціях.

Не допускається виконувати будь-які ремонтні роботи на діючих агрегатах, апаратах і трубопроводах.

Забороняється прочищати трубопроводи за допомогою сталених трутів та інших пристосувань, які можуть викликати іскроутворення.

Обслуговуючий персонал повинен знати схему розташування всіх комунікацій, а також їх призначення, безпомилково перекривати (відкривати) їх при аваріях і пожежах.

Відповідно до ДСТУ України 2273-93 «ССПБ Пожежна техніка. Терміни та визначення» вогнегасниками називається переносне або пересувне обладнання для гасіння осередків пожежі за рахунок випуску запасної вогнегасної речовини.

5.5 Основні вимоги до додержання правил з охорони праці при експлуатації проектного двигуна

Обслуговування обладнання, в тому числі його пуск, зупинку і регламентні питання, необхідно здійснювати у відповідності з вимогами технічних інструкцій заводу-виробника. Експлуатація ГТУ з параметрами, що мають відхилення від значень, вказаних в інструкції по експлуатації, не допускається.

Після монтажу основного та допоміжного обладнання при проведенні пуско-налагоджувальних робіт, коли на компресорній станції зосередженні будівельне, монтажне, експлуатаційне та пуско-налагоджувальне обладнання, слід звернути особливу увагу на виконання правил техніки безпеки. Перед подачею газу на компресорну станцію весь персонал будівельних, монтажних, пуско-налагоджувальних та інших організацій, задіяних на площадці, повинен пройти інструктаж по техніці безпеки, що повинно бути зафіксовано документально.

При монтажі ГТУ слід звернути увагу на наступне:

- підняття турбінного блоку слід виконувати за допомогою спеціальної траверзи;

- підняття інших блоків (всмоктувальної камери, блока масляних охолоджувачів, вихлопного пристрою, шумоглушника тощо) повинно виконуватися у відповідності до схем страхівки та згідно з рекомендаціями, викладеними в технічній документації на ГТУ.

У з'єднаннях блоків ГТУ необхідно усунути всі нещільності та щілини, кришки маслобаків повинні бути встановлені герметично. На непрацюючому агрегаті жалюзі повітроочисного пристрою, повітрязабірного відсіку двигуна повинні бути закриті, вхідні дифузори вентиляторів блока маслоохолоджувачів зачохлені.

Роботи з пусконаладжування, ремонту та експлуатації ГТУ повинні проводитися у відповідності з вимогами «Правил техніки безпеки при монтажі обладнання компресорних станцій магістральних газопроводів».

До експлуатації та ремонту газотурбінних установок допускається обслуговуючий персонал, який пройшов спеціальну підготовку, здав іспити та допущений у встановленому порядку до їх обслуговування та експлуатації.

Перед пуском ГТУ необхідно переконатися у спрацьовуванні звукового сигналу при натисненні кнопки «Пуск». Пуск агрегату без огорожень і кожухів на деталях, що обертаються і на вузлах, що знаходяться на висоті не більш 2-ох м. від рівня підлоги (вентилятори блока охолодження масла, муфта пускових насосів) або зняття їх під час роботи агрегату не допускається.

При експлуатації ГТУ забороняється:

- входити у відсік двигуна при запуску та роботі двигуна;
- виконувати роботи на двигуні, коли система ГТУ знаходиться під струмом;
- виконувати роботи у всмоктувальній камері та вихлопній шахті агрегату під час запуску або при роботі двигуна;

– працювати з відкритими дверима відсіку двигуна, нагнітача, ПОП та всмоктувальної камери.

Повітря в маслобаку повинно щоденно перевірятися на вміст в ньому горючих газів із записом в журналі. При вмісті горючих газів в маслобаці агрегату більше 1%, робота ГПА не допускається.

Не допускається перебування обслуговуючого персоналу біля працюючого агрегату без засобів індивідуального захисту від шуму, більше однієї години на протязі однієї робочої зміни.

Допустимий рівень вібрації ГТУ, що вимірюється штатною апаратурою, не повинен перевищувати 30 мм/с.

Герметична перегородка між відсіками двигуна і нагнітача повинна підтримуватися в такому стані, щоб повітря із відсіку нагнітача не потрапляло у відсік двигуна. При подачі гарячого повітря від двигуна для обігріву відсіків агрегату необхідно сповіщати про це працюючий у відсіках персонал. При роботі з арматурою гарячого повітря слід користуватися захисними рукавицями.

При відключенні електроенергії необхідно користуватися станційними переносними ліхтарями, напругенням 12В у вибухонебезпечному виконанні.

У зимовий час площадки обслуговування ГТУ слід періодично очищати від снігу.

Аварійне зупинення агрегату повинне бути виконане в наступних випадках:

- при загрозі безпеці обслуговуючого персоналу;
- при поломці агрегату;
- при появі металічних стуків і ударів;
- сильних втратах масла або газу;
- запалюванні масла або газу;
- помпажних явищах в агрегаті.

Всі роботи по регулюванню двигуна можуть виконуватися тільки при зупиненому агрегаті. Регламентні та ремонтні роботи на двигуні повинні виконуватися тільки після охолодження його зовнішніх поверхонь до температури

45⁰С. В період зборки і розбирання агрегату необхідно користуватися справними спеціальними інструментами і пристроями, які гарантують безпечне проведення робіт.

Забороняється:

- користуватися несправними підймальними механізмами та пристроями для підймання двигуна, кришки нагнітача, ротору та інших збірних одиниць агрегату;

- залишати деталі у підвішеному стані на вантажопідймальних механізмах;

- експлуатувати вантажопідймальні механізми при температурі нижче – 20⁰С.

Вантажопідймальні механізми, які працюють в парі, слід навантажувати рівномірно з метою виключення їх поломки та травматизму персоналу.

При розконсервації та мийці деталей слід використовувати пожежобезпечні технічні миючі засоби.

Забороняється зберігати в укриттях ГТУ або поблизу них гас, бензин та інші легкозаймисті матеріали.

Експлуатація установки пожежогасіння недопустима, якщо скінчився термін експлуатації балонів, а також виявлені дефекти, що виключають гарантію безпечної роботи установки. Транспортувати установку при наявності в балонах вогнегасної речовини забороняється. Входити у відсіки двигуна та нагнітача після спрацьовування системи пожежогасіння без протигазу дозволяється тільки після ретельного провітрювання та взяття проб загазованості в приміщенні.

Для визначення вмісту шкідливих речовин у повітрі робочої зони повинні виконуватися контрольні заміри методом відбору проб не рідше одного разу на рік.

На дверях відсіку двигунів, всмоктувальної камери та повітроочисного пристрою повинні бути нанесені забороняючі знаки безпеки з написом «При роботі ГПА не входити».

Висновки

В даному розділі розглянуто:

- небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що виникають при експлуатації та ремонті проекрованої ГТУ;
- організаційні, конструктивно-технологічні заходи по зменшенню рівня дії небезпечних та шкідливих виробничих факторів;
- пожежна та вибухова безпека при технічному обслуговуванні ГТУ;
- основні вимоги з дотримання правил з охорони праці при експлуатації проекрованої ГТУ.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Розроблена математична модель робочого процесу ГТУ. Модель дозволяє обчислювати параметри ГТУ, які необхідні для подальшого розрахунку напружень та температур деталей ГТУ. Модель дозволяє розраховувати частоту обертання ротора високого тиску, температуру за камерою згоряння та потужність ГТУ.

2. Розроблена математична модель для визначення параметрів навантаження робочої лопатки турбіни високого тиску, які необхідні для подальшого розрахунку довговічності та пошкодженості матеріалу підконтрольної деталі. В результаті отримані значення напружень і температур в характерних перетинах робочої лопатки турбіни високого тиску.

3. Створено алгоритм для розрахунку пошкодженості робочої лопатки ступені ТВТ. У підсумку отримано розподіл пошкодженості по радіусу робочої лопатки та із графіку визначено критичний радіус лопатки, де значення пошкодженості має найбільше значення.

4. Зроблений аналіз впливу експлуатаційних і технологічних факторів на пошкодженість, зокрема: режиму роботи ГТУ на пошкодженість; температури і тиску на вході в ГТУ на пошкодженість; параметрів технічного стану вузлів ГТУ на пошкодженість. В результаті отримані залежності температури лопатки, сумарного напруження та відносної пошкодженості від частоти обертання ротору високого тиску при зміні експлуатаційних і технологічних факторів.

5. Розроблено алгоритм та проведено чисельний експеримент з прогнозування накопичення пошкоджень протягом року. Алгоритм враховує зміну зовнішніх умов, режиму роботи та технічного стану ГТУ.

6. Запропоновано можливі керуючі впливи за результатами моніторингу пошкодженості.

7. Розглянуто питання стосовно охорони навколишнього природного середовища та охорони праці. Проведено аналіз екологічної небезпеки, що ви-

кликається газотурбінним приводом ГПА. Розраховано викиди шкідливих речовин двигуном ГПА та визначено відвернений еколого-економічний збиток, що завданий довкіллю. Визначено шляхи, що підвищують екологічну безпеку спроектованого приводу ГПА.

8. Проаналізовані небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що виникають при експлуатації та ремонті спроектованої ГТУ, організаційні, конструктивно-технологічні заходи по зменшенню рівня дії небезпечних та шкідливих виробничих факторів. Розглянута пожежна та вибухова безпека при технічному обслуговуванні ГТУ. Перелічені основні вимоги з дотримання правил з охорони праці при експлуатації проекрованої ГТУ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Германчук, Ф.К. Новые принципы эксплуатации воздушных судов по фактическому уровню надежности / Ф.К. Германчук, А.А. Комаров // Проблемы управления технической эксплуатацией авиационной техники: Сб. науч. тр. – Киев: КМУГА. 1996. – С. 9 – 14.
2. Акимов, В.Н. Экономическая эффективность повышения ресурса и надежности ГТД / В.Н. Акимов, Д.Э. Старик, А.А. Морозов // М.: Машиностроение, 1972. – 172 с.
3. Методы Определения Соответствия к АП 25.571 «Обеспечение безопасности конструкции по условиям прочности при длительной эксплуатации». 1996. – 29с
4. Игнатович С.Р., Трокоз Г.А.,Тарасенко А.В. Оптико-электронный метод контроля технического состояния проточной части газотурбинного двигателя // Методы и средства контроля технического состояния авиационных двигателей: Сб. науч. тр. - К: КИИГА. - 1987.
5. Болотин В.В. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. - М.: Стройиздат, 1982.-351 с.
6. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. - М.: Машиностроение, 1990.- 448 с.
7. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. - М.: Машиностроение, 1984. - 312 с.
8. Эфрос А.Л. Физика и геометрия беспорядка. - М.: Наука, 1982.- 176 с
9. Сопротивление материалов деформированию и разрушению: Справочник / Под ред. Трощенко В.Т. - К.: Наукова думка. - 1994. - Т.2. - 701с.
10. Йовенко С.И., Игнатович С.Р. Автоматизированный стенд для исследования долговечности турболопаточных материалов ГТД при трехкомпонентном нагружении // Эксплуатационная надежность авиационных ГТД: Межвуз. сб. науч. трудов. - К: КИИГА. -1988. - С.126-132.
11. Ботвина Л.Р. Кинетика разрушения конструкционных материалов. - М.: Наука, 1989.-232 с.

12. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности. - М.: Наука, 1965.-524 с.
13. Болотин В.В. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. - М.: Стройиздат, 1982.-351 с.
14. Надежность и долговечность машин / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бершадский, А.К. Караулов. - К: Техніка, 1975.-406 с.
15. Проников А.С. Надежность машин. - М.: Машиностроение, 1978. - 592 с.
16. Иванова В.С. Усталостное разрушение металлов. - М.: Metallurgizdat, 1963.-198 с.
17. Школьник Л.М. Скорость роста трещин и живучесть металла. - М.: Metallurgiya, 1973.-216 с.
18. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов: В 2 ч.: Деформация и разрушение. - М.: Машиностроение, 1974.-Ч. 1.-472 с.
19. Ломакин В.А. Проблемы механики структурно-неоднородных твердых тел // Изв. АН СССР. Механика твердого тела.-1978.-№ 6.- С. 45-62.
20. Фрейденталь А.М. Статистический подход к хрупкому разрушению // Разрушение: в 7 т. / Ред. Г. Либовиц. - М.: Мир, 1975-Т. 2.- С. 616-645.
21. Гурьев А.В., Богданов Е.П. Закономерности перехода микропластической деформации в макропластическую для структурно-неоднородных металлов // Пробл. прочности.-1986.-№ 6.- С. 35-41.
22. Радченко В.П., Кузьмин С.В. Структурная модель накопления повреждений и разрушения металлов при ползучести // Пробл. прочности.-1989.-№ 10.-С. 18-23.
23. Бейгельзимер Я.Е., Гетманский А.П. Анализ перехода микропластической деформации в макропластическую в приближении теории протекания // Пробл. прочности. - 1988. - № 10. -С. 65-68.
24. Мосолов А.Б., Динариев О.Ю. Автоподобность и фрактальная геометрия разрушения // Пробл. прочности. - 1988. - № 1. - С. 3-7.
- 25.
26. Эфрос А.Л. Физика и геометрия беспорядка. - М.: Наука, 1982.- 176 с.
27. Баренблатт Г.И., Ботвина Л.Р. Методы подобия в механике и физике раз-

- рушения // Физико-хим. механика материалов. -1986.- № 1.- С. 57-62.
28. Махутов Н.А., Кокшаров И.И., Лепихин А.М. Применение численных методов расчета показателей надежности элементов конструкций с повреждениями // Пробл. прочности. - 1991. - № 5. - С. 3-8.
 29. Журков С.Н., Куксенко В.С., Петров В.А. Можно ли прогнозировать разрушение?// Будущее науки.-М.: Знание, 1983. - С.100-111.
 30. Петров В.А. О механизме и кинетике макроразрушения // Физика твердого тела. - 1979. - 21, № 12. - С. 3681-3686.
 31. Владимиров В.И. Коллективные эффекты в ансамблях дефектов // Вопросы теории дефектов в кристаллах. - Л.: Наука, 1987. - С. 43-57.
 32. Арутюнян Р.А. О критериях разрушения в условиях ползучести // Пробл. прочности. - 1982. - № 9. - С. 42-45.
 33. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник.3-е изд.-М.: Машиностроение,1979.-702
 34. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов.– М.: Металлургия, 1975. 456 с
 35. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. -М.: Машиностроение, 1976. -212 с.
 36. Manson S.S. Interference between fatigue creep and fracture. - International Journal of Fracture Mechanics 1966, March, vol 2, N1, p.327-361.
 37. Гецов Л.Б. Детали газовых турбин. -Л.: Машиностроение, 1982.- 295 с.
 38. Дульнев Р.А., Котов П.И. Термическая усталость металлов. -М.: Машиностроение, 1980. - 200 с.
 39. Мэнсон С. Температурные напряжения и малоцикловая усталость.- М.: Машиностроение, 1974.-344 с.
 40. Третьяченко Г.Н., Кравчук Л.В. Исследование циклической долговечности сплава ЖС6У при неоднородном теплонапряженном состоянии // Пробл. прочности. -1984. -N 1. -С. 10-14.
 41. Felther C.E., Morrow I.D. Microplastic strain Hysteresis Energy as a Criterion for Fatigue Fracture Trans, ASME 1961, III vol 83, N1. p.15-22.
 42. Писаренко Г.С., Можаровский Н.С., Антипов Е.А. Сопротивление жаро-

- прочных материалов нестационарным силовым и температурным воздействиям. -Киев: Наукова думка, 1974.-200 с.
43. Трощенко В.Т. Прочность металлов при переменных нагрузках. -Киев: Наукова думка, 1978. -174 с.
 44. Киялбаев Д.А., Чудновский А.И. К вопросу о характеристиках разрушения // Тр. Ленинградского инженерно-строительного института (ЛИСИ). - 1969. -N10. - С.32-34.
 45. Двигатель ДГ90Л2 агрегата ГПА-Ц-16С (Техническое описание Г90108000 ТО) [Текст]. – Николаев: Издательство "Машпроект", 1995. – 70 с.
 46. Гай, Л.Д. Термодинамічний та газодинамічний розрахунки компресорів та ГТУ [Текст]: методичні вказівки до дипломного проектування / Гай Л.Д., Шпакович М.І., Моца В.Г., та інші. - К.: «НАУ-друк», 2002 – 79 с.
 47. Терещенко, Ю.М. Теорія теплових двигунів. Термогазодинамічний розрахунок газотурбінних двигунів [Текст] : навч. посібник / Ю. М. Терещенко. М.С. Кулик, Л.Г. Волянская та ін. – Київ: Вид-во Нац. Авіац. Уні-ту «НАУ-друк», 2009. – 328 с.
 48. Кулик, М.С. Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок і компресорів [Текст]: підручник / М.С. Кулик, О.А. Тамаргазін, В.В. Козлов. – Київ : Вид-во Нац. Авіац. ун-ту «НАУ-друк», 2009. – 480 с.
 49. Скубачевский, Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей [Текст] / Г. С. Скубачевский – М. : Машиностроение, 1974. – 520 с.
 50. Березлев, В.Ф. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: методическое руководство по выполнению курсового проекта / В.Ф.Березлев, И.И.Гвоздецкий, Е.Н.Карпов.–К.:КИИГА, 1977 – 34 с.
 51. Березлев, В.Ф. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: методическое руководство по выполнению курсового проекта / В.Ф.Березлев, И.И.Гвоздецкий, Е.Н.Карпов. – К.:КИИГА, 1977 – 34 с.

52. Каблов, Е.Н. Литейные жаропрочные сплавы и технология получения монокристаллических турбинных лопаток ГТД. Всероссийский институт авиационных материалов / Е.Н.Каблов, Н.Г.Орехов, В.Н.Толораия, И.М.Демонис. – «Технология легких сплавов», №4, 2002.
53. Фетисов, Г.П. Материаловедение и технология материалов. В 2 ч. Часть 1: учебник для СПО / под ред. Г.П.Фетисова. – 8-е изд., пер. и доп. – М.: Издательство Юрайт, 2018. – 386 с.
54. Игнатович, С.Р. Использование математической модели рабочего процесса ГТД при прогнозировании его остаточного ресурса / С.Р.Игнатович, А.С.Якушенко // Прогресс-технология-качество: Труды второго конгресса двигателестроителей Украины. – Харьков.: ИМиС, 1997. – С.279-281.
55. Ветров, А.Н. Моделирование влияния состояния элементов проточной части авиационного двигателя на темпы выработки ресурса его деталей / А.Н.Ветров, П.В.Королев, А.С.Якушенко // Матеріали звітної НТК наукових колективів Університету за 1994 р.: Тези доповідей. – К.КМУЦА, 1995. – с.13.
56. Якушенко, О.С. Дослідження впливу експлуатаційних чинників на процеси виробітку ресурсу робочих лопаток турбіни авіадвигуна. / О.С.Якушенко. Матеріали МНПК «Обеспечение безопасности полетов в новых экономических условиях». – К.:КМУГА, 1997. – С.252.