

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Є. В. Марценюк

**МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО
ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ГТД**

Навчальний посібник до курсового
та дипломного проєктування

Харків «ХАІ» 2022

УДК 621.452.3-226.2-71(075.8)
М25

Рецензенти: д-р техн. наук, доц. О. М. Литвяк,
канд. техн. наук, доц. О. Ю. Ліньков

Марценюк, Є. В.

М25 Моделювання нестационарного термонапруженого стану елементів ГТД [Текст] : навч. посіб. до курс. та дипл. проектування / Є. В. Марценюк. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2022. – 88 с.

ISBN 978-966-662-878-0

Викладено методику моделювання процесів, пов'язаних із тепловим та напруженим станом елементів турбіни авіаційного двигуна у стаціонарному й перехідному процесах. Наведено детальний приклад виконання розрахунків граничних умов теплообміну, а також термонапруженого стану для диска турбіни.

Для студентів, які навчаються за спеціальністю «Авіаційна та ракетно-космічна техніка».

Іл. 99. Табл. 2. Бібліогр.: 10 назв

УДК 621.452.3-226.2-71(075.8)

© Марценюк Є. В., 2022

© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», 2022

ISBN 978-966-662-878-0

ВСТУП

Програмний комплекс ANSYS є лідером серед CAE-програм, що базуються на скінченно-елементному аналізі з великим досвідом розв'язання складних прикладних задач числовими методами. Перша версія ANSYS, що з'явилася близько півстоліття тому, була здатна реалізувати лише аналіз напружено-деформованого й теплового станів конструкції у стаціонарній постановці. Але з моменту виходу цей продукт постійно розвивався і набував все нових можливостей інженерного аналізу, а основним напрямом розробок стала реалізація багатодисциплінарних розрахунків, завдяки чому сучасний програмний комплекс ANSYS перекидає такі види інженерного аналізу, як механіка деформованого твердого тіла, тепловий аналіз, гідрогазодинаміка та аналіз процесів горіння, вибуху, тепломасообміну, фазових переходів, електродинаміки.

Постійне вдосконалення не тільки розрахункового модуля, але й графічного ядра привело до того, що фірма ANSYS, Inc., уже з 10-ї версії свого продукту запропонувала нову платформу Workbench, у якій реалізувала сучасний графічний інтерфейс. Ця платформа насамперед спрямована на ефективне керування окремими модулями й продуктами ANSYS при вирішенні складних мультидисциплінарних завдань.

Моделювання геометрії забезпечено вбудованим модулем Design Modeler, який реалізовано на базі ядра Parasolid. Останнім часом ці можливості ще розширили додатковим модулем SpaceClaim Direct Modeler (SCDM). SCDM – це багатофункціональний додаток для тривимірного моделювання, що надає ефективні рішення для будь-яких завдань проєктування. SpaceClaim, що ґрунтується на технології прямого моделювання, усуває проблеми, пов'язані з підготовкою геометрії в сторонніх САПР, полегшуючи редагування, спрощення й відновлення імпортованих моделей.

Для математичного опису й моделювання різних фізичних процесів програма ANSYS, як і інші CAE-продукти, використовує метод скінченних елементів. Цей метод поєднує в собі універсальність алгоритмів розв'язання різних крайових задач з ефективністю комп'ютерної реалізації обчислень.

Для роботи з програмними продуктами ANSYS користувачеві необхідно володіти базовими знаннями про ідею та реалізацію методу скінченних елементів.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО АНАЛІЗ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ

Коректне визначення температурного стану деталей турбіни є одним з найбільш важливих завдань на етапі проєктування.

Температурний стан деталі турбіни визначається в основному конвективним теплообміном із зовнішнім середовищем і контактним теплообміном зі сполученими деталями. Променистим теплообміном в практичних розрахунках можна знехтувати через його незначність. Виняток становить лопатка соплового апарата першого ступеня, де відносна величина тепла, що додається внаслідок випромінювання, може бути дуже значною.

Основним способом визначення теплового стану деталей турбіни є числовий (наближений) розрахунок, в основу якого покладено метод скінченних елементів (МСЕ). Розрахунок може бути проведений як у двовимірній (поперечний переріз лопатки або вісесиметричний переріз ротора/статора), так і в просторовій постановках.

Визначення стаціонарної температури тіла зводиться до розв'язання рівняння теплопровідності (рівняння Фур'є)

$$\mathbf{q} = -\lambda \text{grad} T, \quad (1.1)$$

де \mathbf{q} – тепловий потік;
 λ – теплопровідність матеріалу;
 T – температура.

Для такого класу задач застосовуються граничні умови 3-го роду – задання на поверхні теплообміну коефіцієнта тепловіддачі та температури середовища. Інтенсивність конвективного теплообміну в інженерній практиці оцінюється величиною коефіцієнта тепловіддачі α :

$$\alpha = \mathbf{q}_w / (T - T_f), \quad (1.2)$$

де T – температура стінки;
 \mathbf{q}_w – питомий тепловий потік у певній точці поверхні теплообміну.

Величина T_f має бути задана за визначенням і звичайно являє собою температуру середовища, що омиває поверхню теплообміну.

Основною проблемою при визначенні поля температур у деталях турбін є задавання коректних граничних умов. Коефіцієнти тепловіддачі визначаються або за емпіричними залежностями, або за результатами розрахунку параметрів течії методами обчислювальної газодинаміки.

Щоб задати граничні умови в місцях контакту сполучених деталей застосовують коефіцієнт контактного теплообміну α_{cont} :

$$\alpha_{cont} = q_{cont} / (T_{b1} - T_{b2}), \quad (1.3)$$

де T_{b1} і T_{b2} – температури деталей, що контактують у певній точці поверхні теплообміну;

q_{cont} – питомий тепловий потік.

Під час проєктування комбінують розрахунки в 2D- і 3D-постановках.

При розрахунках роторів і корпусів турбіни, що складаються переважно з тіл обертання, використовують вісесиметричні (2D) розрахункові моделі, що дає змогу з деякими припущеннями отримати уявлення про тепловий стан вузла в цілому.

Для визначення циклічного ресурсу й радіальних зазорів проводять розрахунки теплового стану в нестационарній постановці. Вісесиметричні моделі застосовують для розрахунків нестационарного теплового стану ротора турбіни, щоб визначити напружений стан деталей в узагальненому польотному циклі (УПЦ) двигуна й вибрати зони для проведення аналізу вже в просторовій постановці.

За результатами розрахунку теплового стану в УПЦ ротора і корпусу визначають їх радіальні переміщення, необхідні для розрахунку радіальних зазорів у турбіні (одного з основних факторів, що впливають на її ККД).

Поєднання нестационарного вісесиметричного розрахунку ротора в цілому і тривимірного аналізу його найбільш критичних зон (деталі з отворами підведення повітря, замкові частини дисків і т. ін.) дає змогу оптимізувати деталі так, щоб отримати циклічний ресурс усіх частин турбіни не нижче, ніж у найбільш навантаженому місці ротора (зазвичай маточина диска), і забезпечити приблизно рівні запаси за статичною міцністю по кожній деталі.

Використання комбінованих (2D/3D) розрахунків сприяє значному зменшенню трудомісткості й часу проєктування турбіни.

2 ПІДГОТОВКА ГЕОМЕТРИЧНОЇ МОДЕЛІ ДИСКА ТВТ

Ротор турбіни має складну конструкцію, яка може містити фланцево-болтові, штифтові, шліцьові з'єднання деталей, а також канали або отвори для забезпечення потреб системи охолодження.

2.1 Спрощення геометрії деталей

Для спрощення розрахунків роблять припущення про те, що картина розподілу температур і напружень у тілах обертання є симетричною відносно осі обертання. Це дає змогу використовувати більш просту двовимірну вісесиметричну модель ротора. Однак такий підхід у сукупності з розрахунковим методом – методом скінчених елементів – виключає

наявність розривів у розрахунковій області. Таким чином, такі деталі, як болти, гайки, шайби, штифти та ін., а також отвори для їх установлення і для підведення охолодного повітря виключають з розрахункової моделі (рисунок 2.1).

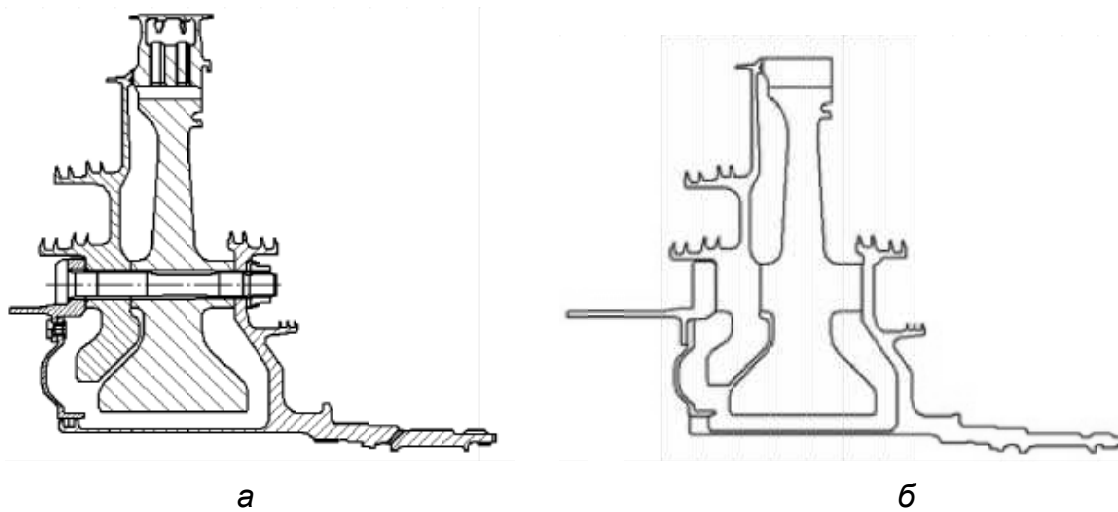


Рисунок 2.1 – Підготовка геометрії:
а – креслення перерізу вузла; б – геометрична модель ротора

Диски турбін не є відокремленими (ізольованими) деталями, а входять до складу одного з основних вузлів двигуна. Крім того, конструкції роторів турбін можуть виявитися статично невизначеними. Тому для підвищення точності проведених аналізів слід урахувувати вплив деталей, що взаємодіють з диском. Для цього необхідно включати до розрахунку не тільки диск, але й покривні диски, вали, дефлектори, кільця, лопатки і т. ін.

2.2 Моделювання розрізаної частини обода диска

Якщо розрахунок тіл обертання є нескладним, то достатньо буде просто додати ці деталі при створенні геометричної моделі диска, але розрахунок лопаток потребує іншого підходу.

З огляду на те, що моделювання ротора турбіни (диска) пропонується проводити в пласкій вісесиметричній постановці, унесення в геометричну модель скінченної кількості лопаток стає неможливим. У такому випадку дію відцентрових сил від мас лопаток замінюють рівномірно розподіленим контурним навантаженням, яке задають на периферії диска. Робота лопаток у газовому потоці буде приводити до появи згинального моменту. З огляду на те, що основна частка навантаження, спричиненого лопатковим вінцем, припадає на відцентрову силу, моментом від дії газових сил з навчальною метою зазвичай нехтують.

Крім того, слід зазначити, що виключення з геометричної моделі розрізної частини обода буде некоректним, тому що призведе до змінення жорсткості конструкції. Зменшення жорсткості пояснюється як зменшенням розмірів обода, так і порушенням силового зв'язку на периферії між диском

і прилеглими деталями, наприклад, покривним диском. Таким чином, для більш повної відповідності розрахункової моделі реальному об'єкту (диску) розрізну частину потрібно зберегти, але надати їй особливих властивостей, про що буде сказано нижче.

2.3 Умови осьової симетрії в плоских моделях тіл обертання

Використання плоскої моделі для тіл обертання потребує дотримання ще однієї умови.

Віссю симетрії для вісесиметричних елементів у програмному комплексі Ansys є вісь OY. Отже, значення абсцис точок моделі відповідають радіальним розмірам, тобто вони не мають набувати від'ємних значень. Виходячи з вищесказаного, двовимірною вісесиметричною моделлю тіл обертання являє собою плоску поверхню, обмежену контуром деталі і розташовану в площині XOY в I або (та) IV квадранті. Вісь симетрії моделі повинна проходити через початок координат і збігатися з віссю OY системи.

2.4 Одиниці вимірювання

Програмний комплекс Ansys автоматично не встановлює систему одиниць для аналізу, що проводиться. Це дає можливість використовувати будь-яку систему одиниць за умови, що вона буде єдиною для всієї інформації, яку вводитимуть. Іншими словами, системи одиниць – геометричні розміри розрахункової моделі, фізичні властивості матеріалів, початкові й граничні умови, що прикладаються, – не повинні бути суперечливими.

3 ЗАДАВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ ДЕТАЛЕЙ

3.1 Рекомендації щодо вибору матеріалів основних деталей турбіни

До складу конструкції газової турбіни входять чотири основні групи деталей, що визначають надійність роботи двигуна:

- диски, кільця та інші обертові роторні деталі;
- лопатки;
- вали;
- корпусні деталі.

Нижче розглянуто матеріали, що застосовуються для кожної групи.

3.2 Диски й роторні деталі турбіни

Матеріал, який вибирають для диска, має відповідати таким вимогам:

- висока статична й динамічна міцність при температурах до 750 °C;

- оптимальні характеристики з малоциклової втоми;
- тріщиностійкість (стійкість до розвитку тріщин, які виникли у матеріалі);
- достатній обсяг бази даних щодо конструкційної міцності;
- низька чутливість до дефектів;
- досвід застосування в експлуатації;
- досвід виготовлення у виробництві;
- гарантія відсутності металургійних дефектів у заготовках;
- можливість контролю внутрішніх і зовнішніх дефектів;
- прийнятна вартість.

Нині, з огляду на тенденцію до збільшення циклічного ресурсу, основними критеріями вибору матеріалу дисків поряд з міцністю є малоциклова втома й опір розвитку тріщин.

У 1960-х роках широкого застосування для дисків турбін набули сплави на нікелевій основі **ЭИ437БУ-ВД** (покращений, вакуумно-дугової виплавки) і **ЭИ698ВД**. Ці диски виготовлялися традиційним методом деформації зі злитків. У зарубіжних країнах зараз найбільшого поширення набув сплав **IN718**. Максимальна температура застосування для цих сплавів становить 600...650 °С.

Наступне покоління – розроблені ВІАМ дискові сплави **ЭП742ИД, ЭК79У, ЭК79ИД, ЭК151ИД, ЭП962**. Це високоміцні нікелеві сплави, які одержують зі злитків із застосуванням ізотермічного штампування. Однак при виробництві заготовок складної форми з цих сплавів виникають технологічні проблеми – їх важко деформувати.

Для вирішення цієї проблеми розроблено унікальну технологію отримання заготовок для дисків методом металургії гранул (порошкової металургії).

До гранульних сплавів належать **ЭП741НП, ЭП962П**.

У зарубіжних країнах застосовуються гранульні сплави **IN 100, RENE95, MERL76**, які можна віднести до сплавів 1-го покоління, і сплав **R88DT**, який можна віднести до сплавів 2-го покоління.

Матеріал для валів повинен мати високі міцнісні характеристики, добре оброблятися і мати задовільну корозійну стійкість. Основне призначення вала турбіни – передавання значного за величиною крутного моменту від турбіни до компресора. Вали турбіни працюють у повітряно-масляному середовищі (у зоні масляних порожнин опор) з температурою до 450 °С. Для виготовлення турбінних валів застосовуються сплави **40ХНМА, ЭИ961Ш, ЭП517**.

3.2.1 Соплові й робочі лопатки

Матеріал лопаток газових турбін повинен мати високі жароміцність і жаростійкість, а також малу чутливість до концентрації напружень, протистояти термічній втомі, задовільно оброблятися, мати прийнятну вартість.

Для лиття соплових і робочих лопаток з 1960-х років на території колишнього СРСР застосовуються нікелеві сплави **ЖС-6К**, **ЖС-6Ф**, **ЖС-6УВИ**. Ці сплави рекомендується застосовувати до температури 1050...1100 К.

Величезний прогрес у параметрах турбіни й довговічності соплових і робочих лопаток досягнуто з упровадженням у практику сплавів зі спрямованою кристалізацією й монокристалічних сплавів. Основна ідея сплаву зі спрямованою кристалізацією полягає в ліквідації меж між зернами, перпендикулярних до напрямку відцентрових сил, тобто виключення можливостей для повзучості і руйнування на межах зерен. Монокристалічна деталь взагалі не має меж зерен, тому вона має оптимальні характеристики міцності.

Як впливає з рисунка 3.1, лопатки, отримані методом спрямованої кристалізації, мають збільшену в 2,5 раза міцність, збільшену в 6 разів стійкість до термовтоми і збільшену в 2 рази стійкість до окиснення і корозії. Для монокристалічної лопатки міцність і стійкість до термовтоми поліпшуються відповідно в 9 разів, а стійкість до окиснення і корозії – в 3,5 раза.

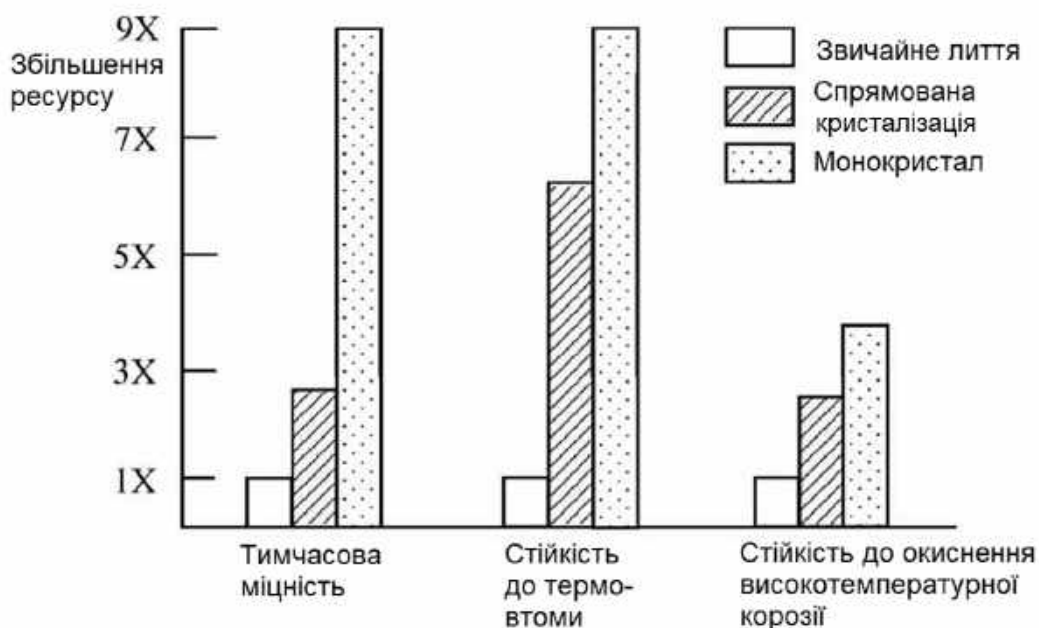


Рисунок 3.1 – Порівняльне оцінювання механічних характеристик сплавів зі спрямованою кристалізацією і монокристалічних сплавів

Нині для робочих лопаток застосовуються монокристалічні сплави **ЖС32** та **ЖС36ВИ**, розроблені у ВІАМ.

Фірма Pratt&Whitney і General Electric розробили вже чотири покоління монокристалічних сплавів: **PWA1480** – 1-ше покоління; **PWA1484**, **Rene N5** – 2-ге; **PWA1487**, **Rene N6** – 3-тє; **EPМ-102/МХ-4/PWA1497** – 4-тє. Сплави 2-го покоління можуть застосовуватися при максимальній температурі до 1095 °С, 3-го покоління – до 1125 °С.

Для двигунів наземного застосування, у яких як паливо використовується природний або попутний газ, одним із основних критеріїв вибору матеріалу для лопаток турбіни є характеристики щодо опору сольовій корозії. Такі властивості матеріалу забезпечує збільшений уміст хрому.

У турбінах наземних «авіапохідних» двигунів застосовуються корозійностійкі сплави **ЧС70ВИ, ЧС-80, ЦНК-7НК**. У ВІАМ розроблено перспективні корозійностійкі сплави нового покоління **ЖСКС-1** і **ЖСКС-2**. За жароміцністю **ЖСКС-1** перевершує наявні сплави **ЦНК-7НК, ЧС-80** і зарубіжні аналоги **GTD-111, IN738LC**, не поступаючи їм за опором гарячої корозії. Безвуглецевий сплав **ЖСКС-2**, легований 2 % танталу і 1 % ренію й призначений для лиття монокристалічних лопаток, за жароміцністю не поступається авіаційним сплавам спрямованої кристалізації **ЖС30-НК** і **ЖС26-ВНК**, значно перевершуючи їх за опором сольовій корозії.

3.2.2 Корпуси турбін

Під час роботи двигуна корпус зазнає великих напружень унаслідок значних градієнтів температур газу в проточній частині (колова нерівномірність температур за камерою згорання) і різниці температур у проточній частині й повітряному середовищі над корпусом. У зв'язку з цим матеріал для корпусу повинен мати високі характеристики, добре оброблятися, допускати можливість заварювання дефектів і мати задовільну корозійну стійкість. Сьогодні корпуси турбін виготовляють зі сплавів **ЭП609, ЭП648-ВИ, ЭИ437Б, ЭП718-ИД**.

До корпусних деталей також належать вставки (розрізні кільця) над робочими лопатками. Розрізні кільця працюють у «жорстких» умовах газового потоку проточної частини: висока температура, великі швидкості течії газу. Для розрізних кілець найбільшого поширення набули матеріали **ЭИ437Б, ЭИ868**.

3.3 Особливості задавання властивостей матеріалу в розрахунковій моделі

Для розрахунку термонапруженого стану вузла турбіни в нестационарній постановці необхідно задати такі фізичні властивості матеріалів:

- густина ρ , кг/м³;
- модуль пружності E , Па;
- коефіцієнт Пуассона μ ;
- теплоємність C , Дж/(кг·К);
- теплопровідність λ , Вт/(м·К);
- коефіцієнт температурного розширення α , 1/К.

Також слід ураховувати температурну залежність перелічених властивостей матеріалів, за винятком густини й коефіцієнта Пуассона.

Розглянемо особливості напружено-деформованого стану розрізної частини обода диска. Оскільки основним фактором навантаження дисків є відцентрова сила, спричинена їх обертанням, то переважні напруження – напруження розтягнення в осьовому й коловому напрямку.

При виконанні в ободі диска пазів для установлення робочих лопаток суцільність структури матеріалу порушується. Наслідком цього є відсутність силового зв'язку і деформацій (напружень) у коловому напрямку в міжпазових виступах обода.

Наблизити поведінку розрахункової моделі до поведінки реальної конструкції можна шляхом задавання для розрізної частини обода матеріалу, фізичні властивості якого в різних напрямках є неоднаковими. Цим умовам відповідає *ортотропна модель матеріалу*. Ортотропність буде виявлятися тільки на тих фізичних властивостях, що є необхідними при визначенні деформацій, викликаних силовим навантаженням диска. До таких належать *модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, а також модуль зсуву*, який можна визначити за формулою

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}. \quad (3.1)$$

З огляду на вищесказане, рекомендується задавати такі налаштування ортотропної моделі матеріалу:

$$E_x(T) = E_y(T) = E(T); \quad (3.2)$$

$$E_z(T) = E(T) \cdot 10^{-3}; \quad (3.3)$$

$$\mu_{xy} = \mu; \quad (3.4)$$

$$\mu_{yz} = \mu_{zx} = 0; \quad (3.5)$$

$$G_{xy}(T) = \frac{E(T)}{2(1 + \mu)}; \quad (3.6)$$

$$G_{yz}(T) = G_{zx}(T) = \frac{E_z(T)}{2(1 + \mu)}, \quad (3.7)$$

де $E(T)$ – довідкове значення модуля пружності для заданої температури;
 μ – довідкове значення коефіцієнта Пуассона.

4 ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ТЕПЛООБМІНУ

Як уже зазначалося раніше, точність результатів, які одержують під час аналізу термонапруженого стану елементів гарячої частини двигуна, значною мірою залежить від коректності моделювання теплового впливу на досліджувану конструкцію.

Змінення коефіцієнтів тепловіддачі на різних поверхнях роторних деталей пов'язане з особливостями організації течії повітряного середовища. Таким чином, розглянутий вузол слід розмежувати на окремі ділянки, що різняться характером проходження обтікального повітряного потоку. Ці межі можуть бути оформлені у вигляді природних перешкод на шляху проходження потоку – з'єднання дисків з валами, барабанні ділянки, кільцеві виступи для розміщення гребінців лабіринтових ущільнень, пояски для встановлення балансувальних вантажів та ін. Іншою ознакою виокремлення певної ділянки теплообміну є напрямок течії повітря – радіальна течія до периферії або до центра; осьова течія зовні або всередині порожнистого циліндра; осьова течія у вузькій щілині між двома циліндрами, причому обидва циліндри можуть одночасно обертатися або один з них може залишатися нерухомим тощо.

На кожній з виокремлених ділянок коефіцієнт тепловіддачі α знаходять за відомим числом Нуссельта з критеріального рівняння

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / L, \quad (4.1)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К);
 L – характерний розмір ділянки, м.

Число Нуссельта визначається формулою

$$Nu = A Re^k, \quad (4.2)$$

де Re – число Рейнольдса;

A, k – коефіцієнти критеріального рівняння, які визначаються дослідним шляхом і залежать від умов обтікання ділянки. У навчальних цілях рекомендується для всіх ділянок призначити такі значення коефіцієнтів:

$$A = 0,0207, \quad k = 0,8;$$

$$\lambda = 2,583 \cdot 10^{-2} e^{0,0009 T_{oc}}; \quad (4.3)$$

$$Re = \rho UL / \mu, \quad (4.4)$$

де ρ – густина повітря, кг/м³,

$$\rho = p / (RT_{oc}); \quad (4.5)$$

p , T_{oc} – тиск, Па, і температура, К, середовища на певній ділянці;
 R – універсальна газова постійна, Дж/(кг·К); U – колова швидкість, м/с,

$$U = R_d \omega = R_d \pi n / 30; \quad (4.6)$$

R_d – середній радіус виокремленої ділянки, м;
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості повітря, Па·с,

$$\mu = 1,8494 \cdot 10^{-5} e^{0,0008T_{oc}}; \quad (4.7)$$

n – частота обертання ротора, об/хв.

Температуру середовища на кожній ділянці розраховують за формулою

$$T_{oc} = T_e + \frac{U^2}{2C_p}, \quad (4.8)$$

де T_e – температура повітря в місці його відбору на охолодження деталі, К;
 C_p – теплоємність повітря, Дж/(кг·К),

$$C_p = -1,7287 \cdot 10^{-7} T_e^3 + 4,1509 \cdot 10^{-4} T_e^2 - 1,0764 \cdot 10^{-1} T_e + 1004,6. \quad (4.9)$$

Різні ділянки дисків турбін можуть обдуватися повітрям, що відбирається з різних ступенів компресора. Зазвичай периферійна зона диска охолоджується повітрям через останній ступень компресора або вторинним повітрям з камери згорання, а середня зона і маточина – повітрям з проміжних ступенів компресора.

5 ПЕРЕРАХУНОК ТЕМПЕРАТУРИ ЗА КОМПРЕСОРОМ НА ДОВІЛЬНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ ГТД

Для визначення температури повітряного потоку за компресором T_{ki}^* рекомендується прийняти таку умову – відношення температури повітря за компресором на проміжному режимі до температури за компресором на базовому режимі є пропорційним відношенню відповідних частот обертання ротора високого тиску. Щоб виключити вплив зовнішніх умов роботи двигуна, пропонувану пропорцію слід розглядати у зведених до стандартної атмосфери величинах (рисунок 5.1).

У загальному вигляді це твердження можна записати як

$$\frac{T_{K.i \text{ зв}}^*}{T_{K.б \text{ зв}}^*} = C \left(\frac{n_{i \text{ зв}}}{n_{б \text{ зв}}} \right)^k, \quad (5.1)$$

де $T_{K.i \text{ зв}}^*$ – зведена до стандартної атмосфери температура за компресором на i -му режимі роботи двигуна;

$T_{K.б \text{ зв}}^*$ – зведена до стандартної атмосфери температура за компресором на **базовому** режимі роботи двигуна;

C і k – константи;

$n_{i \text{ зв}}$ – зведена до стандартної атмосфери частота обертання ротора високого тиску на i -му режимі роботи двигуна;

$n_{б \text{ зв}}$ – зведена до стандартної атмосфери частота обертання ротора високого тиску на **базовому** режимі роботи двигуна.

За базовий режим беруть злітний режим роботи двигуна ($H = 0 \text{ м}$; $M_n = 0$). Апроксимацію даних залежністю (5.1) для різних типів двигунів у діапазоні режимів роботи від малого газу до максимального злітного при різних поєднаннях зовнішніх умов (T_n , H , M_n) зображено на рисунку 5.1.

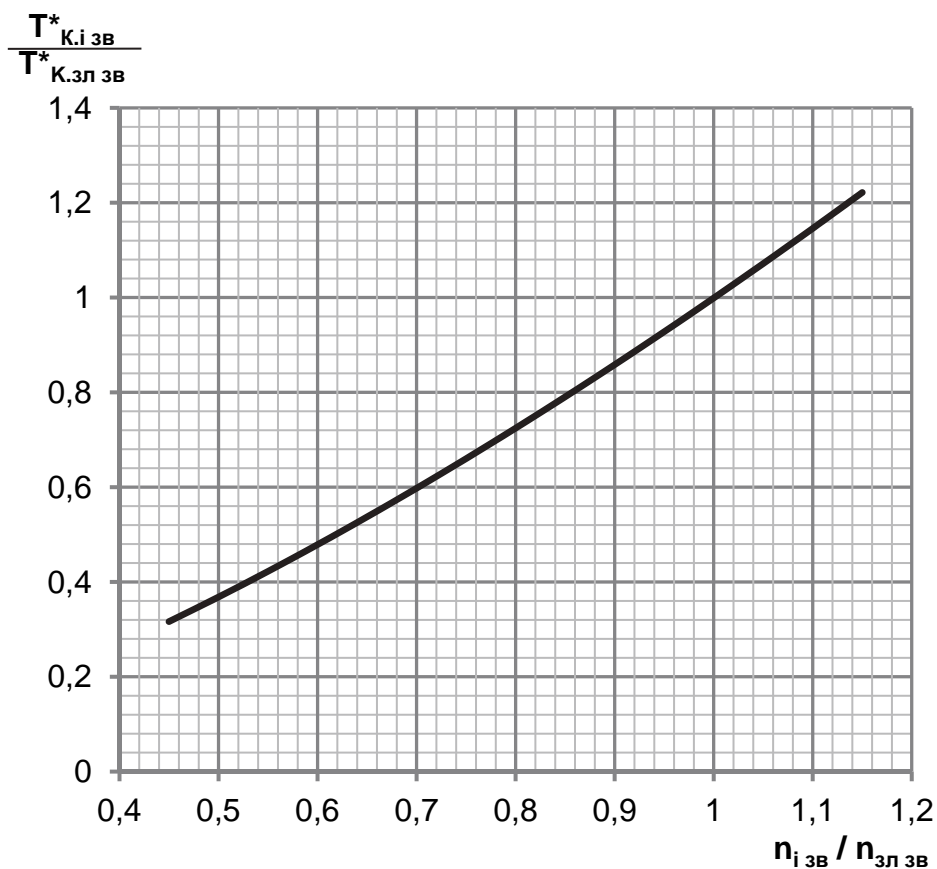


Рисунок 5.1 – Відносна зміна температури повітря на виході з компресора за режимами роботи двигуна

6 ПЕРЕРАХУНОК ТИСКУ ЗА КОМПРЕСОРОМ НА ДОВІЛЬНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ ГТД

Відносну зміну тиску повітряного потоку на виході з компресора на різних режимах роботи двигуна, як і у випадку з температурою, можна описати функціональною залежністю від відносної частоти обертання ротора. Однак, щоб не припуститися помилок, зручніше скористатися надлишковим тиском, який визначається як різниця між тиском у проточній частині на виході з компресора і тиском незбуреного потоку. З урахуванням вищесказаного, зв'язок між тисками і частотами обертання можна записати у вигляді рівності

$$\frac{p_{Над.i зв}^*}{p_{К.б зв}^*} = f\left(\frac{n_{i зв}}{n_{б зв}}\right), \quad (6.1)$$

де

$$p_{Над.i зв}^* = p_{К.i зв}^* - p_{Н.i зв}^* = p_{К.i зв}^* - p_0, \quad (6.2)$$

$p_{К.б зв}^*$ – зведений до стандартної атмосфери тиск за компресором на **базовому** режимі роботи двигуна;

$p_{К.i зв}^*$ – зведений до стандартної атмосфери тиск за компресором на i -му режимі роботи двигуна;

$p_{Н.i зв}^*$ – зведений до стандартної атмосфери тиск незбуреного потоку на вході в двигун на i -му режимі роботи двигуна;

p_0 – тиск стандартної атмосфери.

На відміну від температури, змінення тиску за режимами температури має більш складний характер та істотно залежить від типу двигуна. Результати апроксимації надлишкового тиску для різних типів двигунів у широкому діапазоні режимів роботи при різних поєднаннях зовнішніх умов (T_H , H , M_H) показано на рисунках 6.1, 6.2.

$$\frac{p^*_{\text{над зв}}}{p^*_{\text{к.зл зв}}}$$

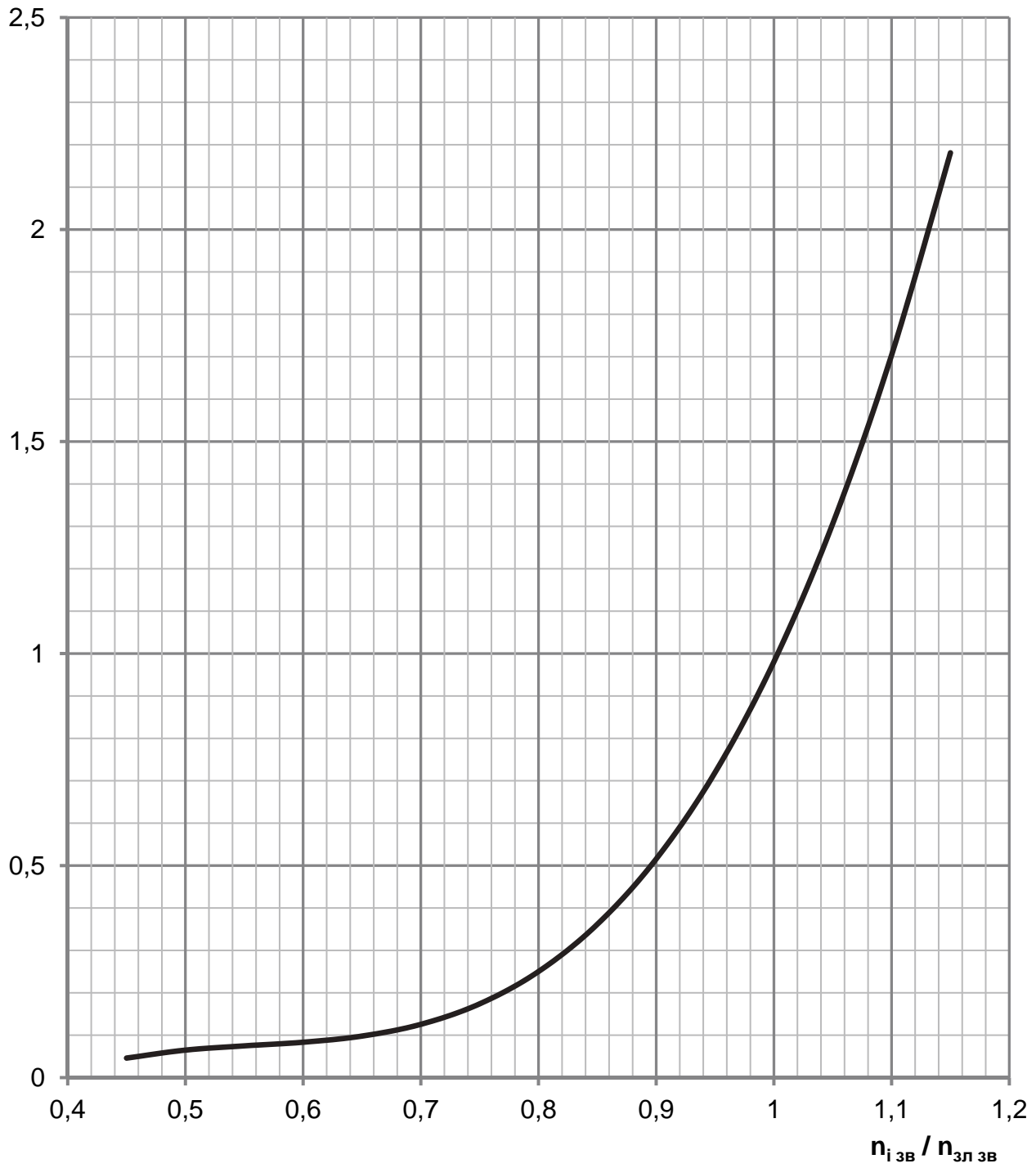


Рисунок 6.1 – Відносна зміна надлишкового тиску повітря за компресором за режимами роботи ТРД і ТРДД

$$\frac{p_{\text{над зв}}^*}{p_{\text{К.зл зв}}^*}$$

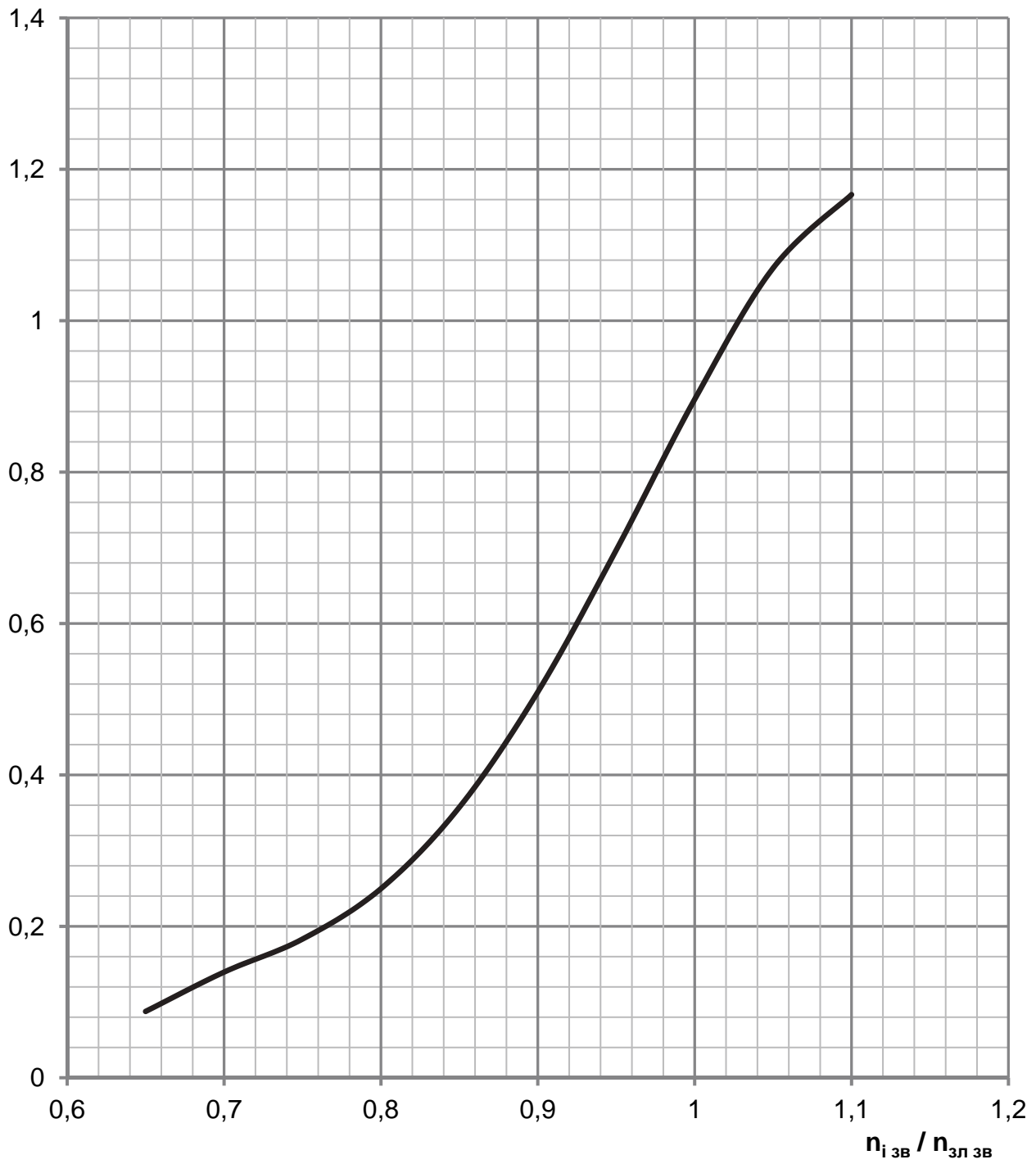


Рисунок 6.2 – Відносна зміна надлишкового тиску повітря за компресором за режимами роботи ТВад

7 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ДИСКА ТУРБІНИ

7.1 Підготовка та імпорт геометричної моделі в Ansys Workbench

Створення пласкої вісесиметричної моделі й імпорт її в Ansys Workbench складається з декількох етапів. Нижче наведено послідовність дій одного з можливих способів підготовки геометричної моделі.

Крок 1. З креслення поздовжнього перерізу турбіни необхідно виокремити основні деталі ротора турбіни високого тиску. До таких деталей можуть належати (рисунок 7.1): диск турбіни з робочими лопатками; лабіринтовий диск, що фіксує кільце; вал компресора; дефлектор; трубка підведення повітря; вал турбіни (або його фрагмент); проставки; елементи кріплення (болти, гайки, шайби).

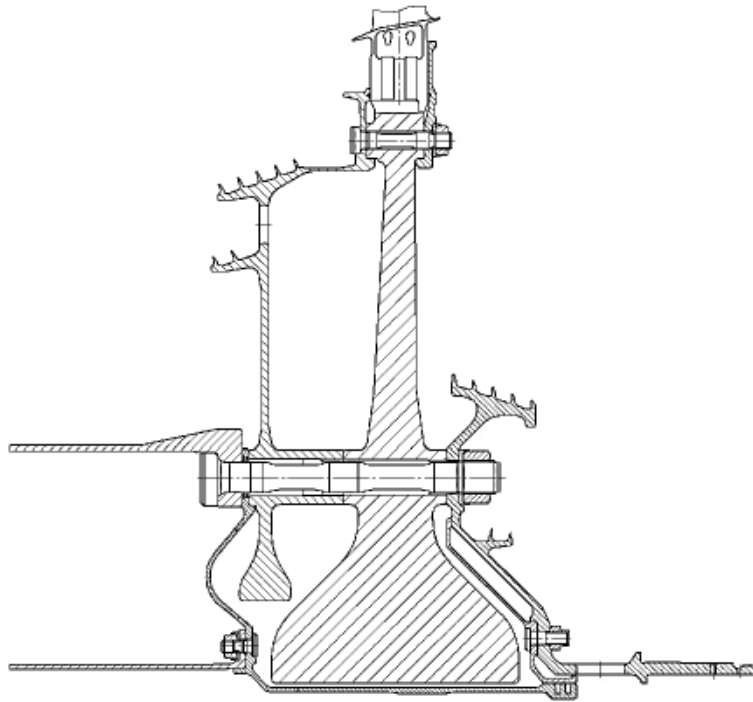


Рисунок 7.1 – Виокремлення елементів ротора, що входять до складу розрахункової моделі

- Крок 2.** Після видалення з ескізу елементів статора слід також видалити:
- штрихування;
 - усі кріплення (болти, гайки, заклепки, штифти);
 - отвори для встановлення кріплення й отвори для прокачування

повітря між порожнинами (в 2D-вісесиметричній постановці наявність наскрізного отвору означає розрив у розрахунковій області, тому його неможливо змодельовати безпосередньо, деталь розглядається як суцільне тіло без розривів);

– розрізні ущільнювальні кільця.

Також слід перевірити контури всіх деталей на відсутність розривів і накладення ліній одна на одну.

Ескіз розрахункової моделі слід розташовувати таким чином, щоб вісь обертання збігалася з віссю OY, а розрахункова область – тіло – знаходилася в 1-му або 4-му квадрантах. В іншому випадку при подальшій роботі з моделлю виникатимуть помилки, пов'язані з від'ємним радіусом, чого, з огляду на математику, не може бути.

Усі перелічені операції можна виконати в будь-якій з CAD-програм – AutoCAD, «Компас» тощо. Результат підготовки ескізу показано на рисунку 7.2.

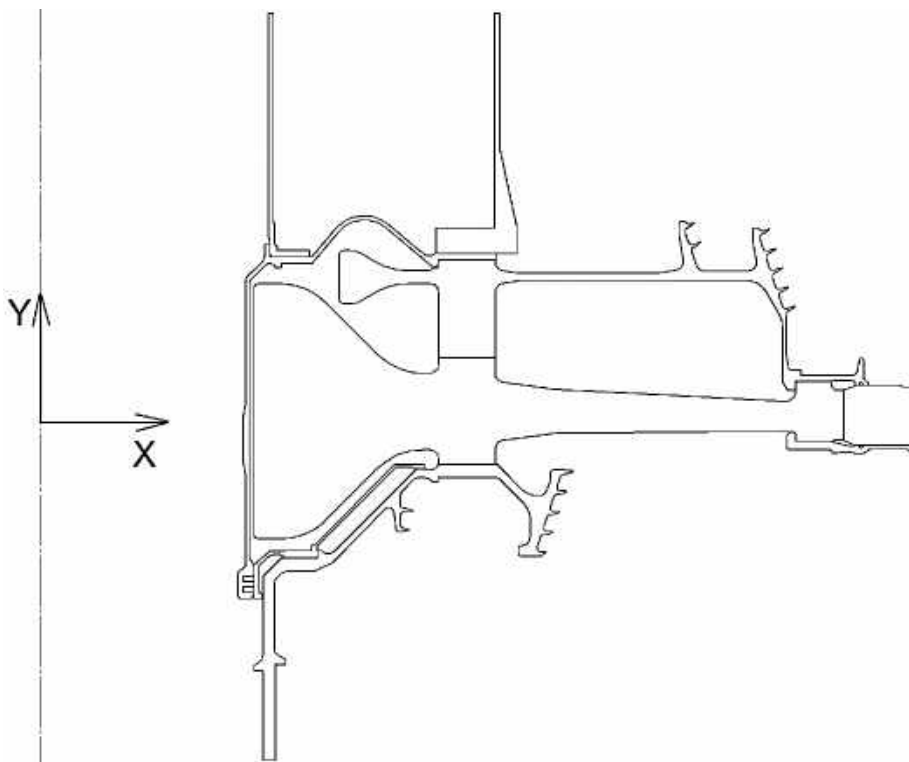


Рисунок 7.2 – Загальний ескіз моделі ротора

Крок 3. Використовуємо підготовлений загальний ескіз моделі ротора для створення ескізів окремих деталей. З рисунка 7.2 видно, що для цього прикладу таких ескізів має бути 9. Для кожної з деталей необхідно зробити копію загального ескізу й зберегти її під окремим ім'ям (можна назву деталі або будь-яке довільне ім'я). У назві файлу слід застосовувати латиницю, допускається використовувати цифри (див. довідкову систему Ansys). У кожній зі збережених копій необхідно залишити контур тільки однієї з деталей, усі інші лінії – видалити.

ВАЖЛИВО! Контури деталей не можна зміщати, розташування ліній відносно початку координат у файлах окремих деталей має точно збігатися з таким розташуванням у вихідному загальному ескізі.

Кожен із ескізів окремої деталі після завершення його редагування слід зберегти у форматі ***.igs** для подальшого імпорту геометрії в одну з програм геометричного моделювання, наприклад Solidworks.

Крок 4. Імпорт геометрії окремих деталей у Solidworks. Для цього в Solidworks викликати команду «Відкрити файл», указати тип файлу, що відкривається, – **IGES** і вибрати файл однієї з деталей (рисунок 7.3).

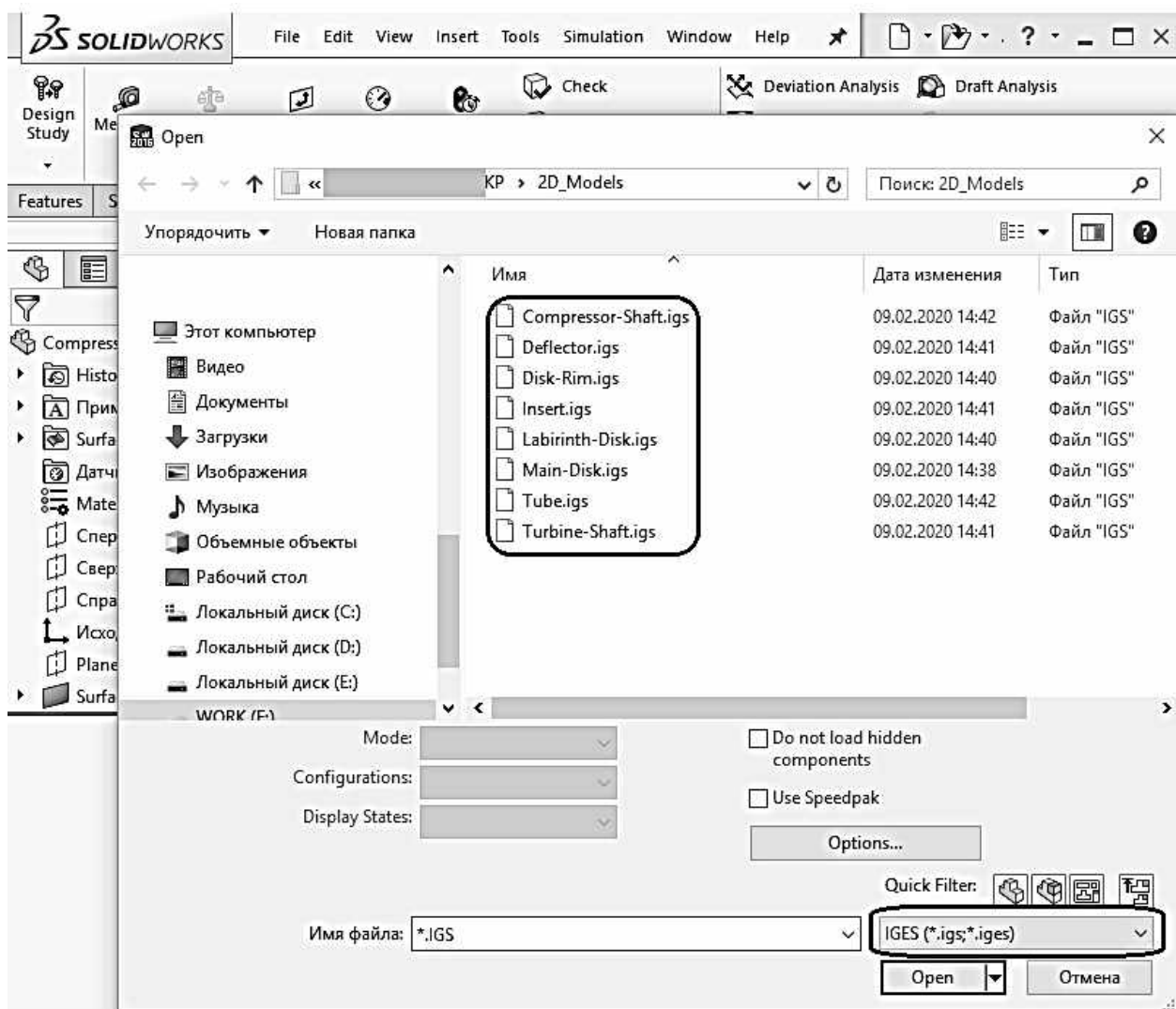


Рисунок 7.3 – Імпорт готового ескізу деталі в SolidWorks

Після натискання кнопки «Відкрити» відкриється вікно настройок процедури імпорту, в якому слід вибрати опції, як показано на рисунку 7.4.

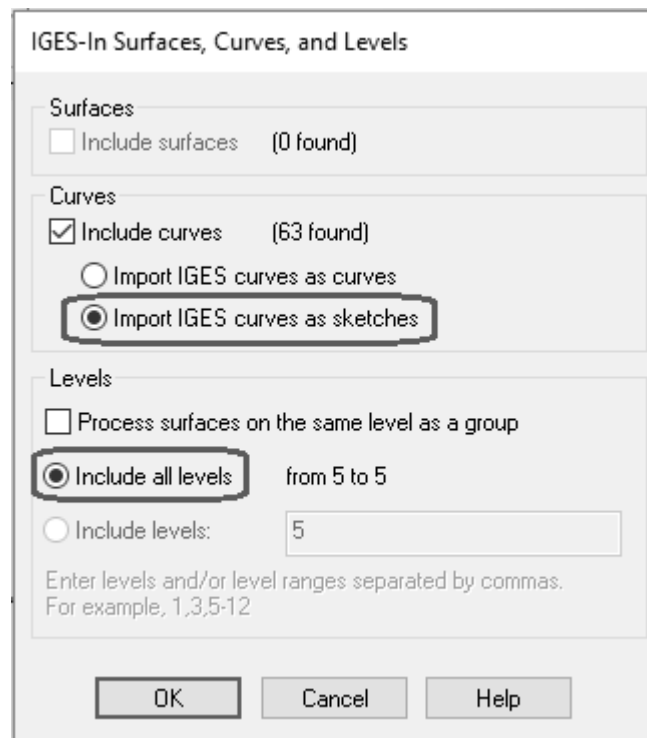


Рисунок 7.4 – Настройки імпорту формату IGES

Крок 5. Створення пласкої поверхні за імпортованим ескізом. Виконати ланцюжок команд: «Вставка» – «Поверхня» – «Пласка» (рисунок 7.5).

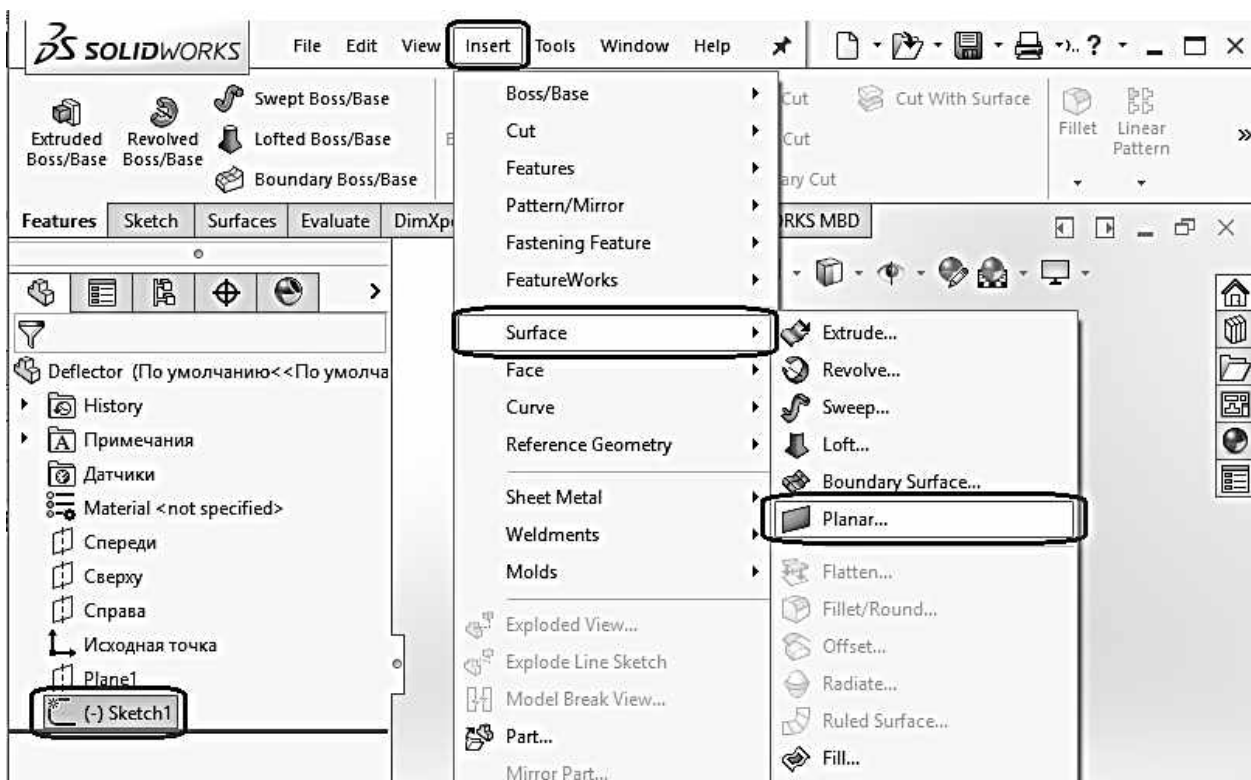


Рисунок 7.5 – Створення пласкої поверхні

Результат створення поверхні для окремої деталі показано на рисунку 7.6.

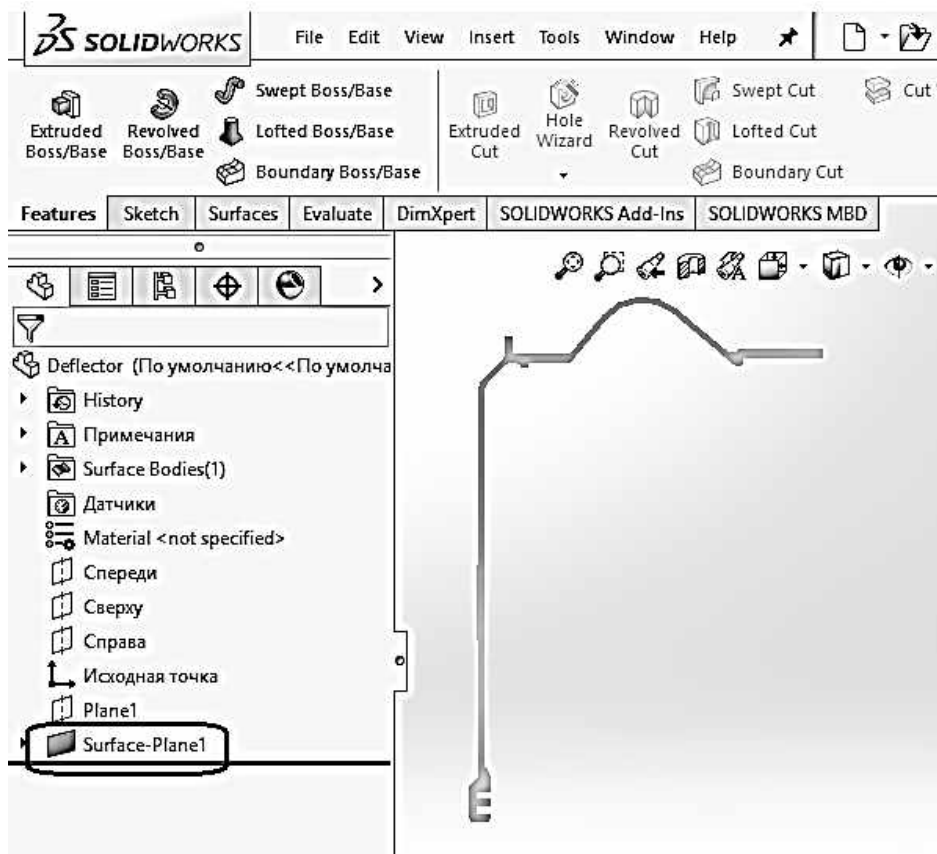


Рисунок 7.6 – Пласка модель дефлектора

При створенні пласкої поверхні може з'явитися повідомлення про помилку «Пласка поверхня не може бути створена через те, що вибраний ескіз не є пласким або не є замкнутим», як показано на рисунку 7.7.

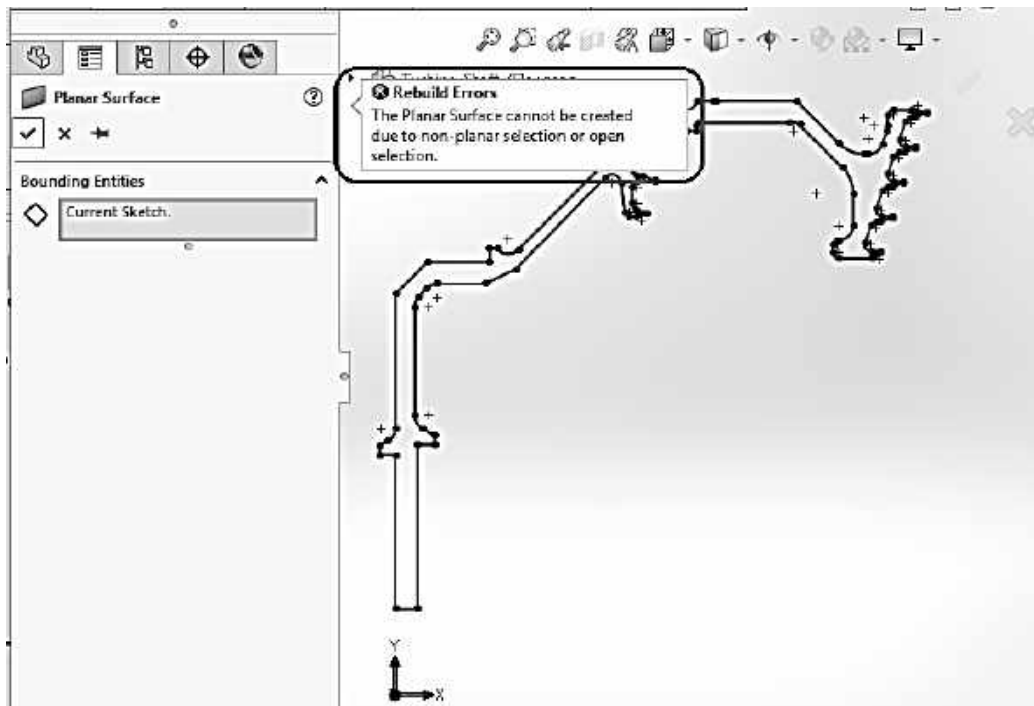


Рисунок 7.7 – Можлива помилка при створенні пласкої поверхні

Ця проблема може виникати через накладення ліній ескізу одна на одну (рисунок 7.8). У такому випадку необхідно видалити зайві лінії, перевірити «замкнутість» контуру й повторити команду створення поверхні.

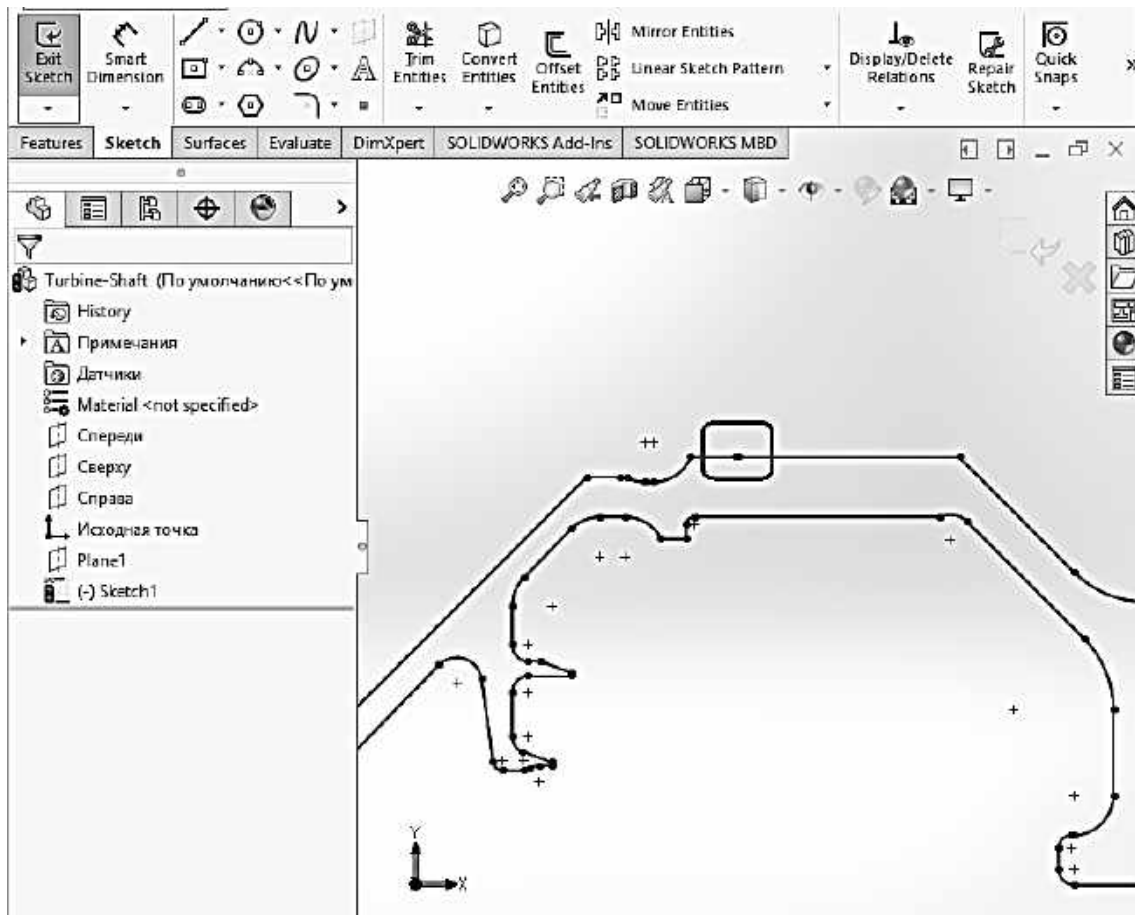


Рисунок 7.8 – Накладення ліній в ескізі

Крок 6. Після того, як усі «деталі» ротора окремо створено, їх слід зібрати в єдиний вузол. Для цього необхідно створити в Solidworks новий файл збірки Assembly (рисунок 7.9). У збірку додати створені раніше окремі деталі ротора турбіни, для чого в *Менеджері Команд* (Command Manager) на вкладці *Збірка* (Assembly) вибрати команду «*Вставка Компонентів*» (Insert Components) – «*З файлу*» (From File), після чого вибрати потрібний файл деталі.

Після додавання в збірку деталь за замовчуванням є зафіксованою в точці вставки. Про це свідчить умовне позначення (f) перед ім'ям деталі в дереві побудови збірки. Щоб задати коректне розташування деталі відносно початку координат збірки, деталь необхідно «звільнити» (Float) від фіксованого положення. Зробити це можна натисканням правою клавішею на імені деталі в дереві збірки й вибором відповідної команди з меню.

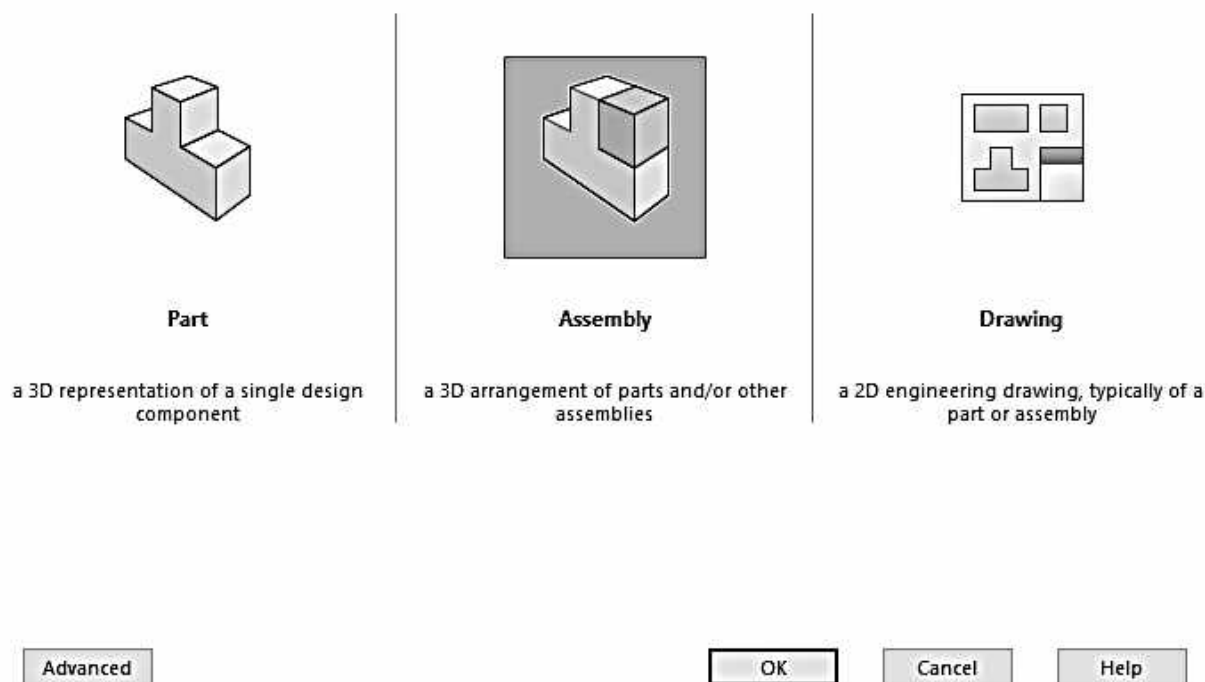


Рисунок 7.9 – Створення файлу збірки

Якщо деталь не зафіксована, то перед її ім'ям у дереві збірки буде відображатися знак «мінус» в дужках (-).

Кожну з деталей, що знову додається, необхідно спочатку зробити вільною, після чого визначити її коректне розташування відносно початку координат збірки. Роблять це шляхом задавання з'єднань (Mates) типу «Збіг» (Coincidence) між відповідними основними поверхнями деталі й збірки – по три з'єднання для кожної з деталей. Приклад додавання такого з'єднання між площинами *Спереду* для деталі Вал Компресора показано на рисунку 7.10.

Після завершення редагування збірки її необхідно зберегти у двох форматах: у форматі Solidworks – Assembly (*.asm; *.sldasm) – для можливості подальшого редагування збірки; у форматі Parasolid (*.x_t) для імпорту геометрії в модуль Workbench.

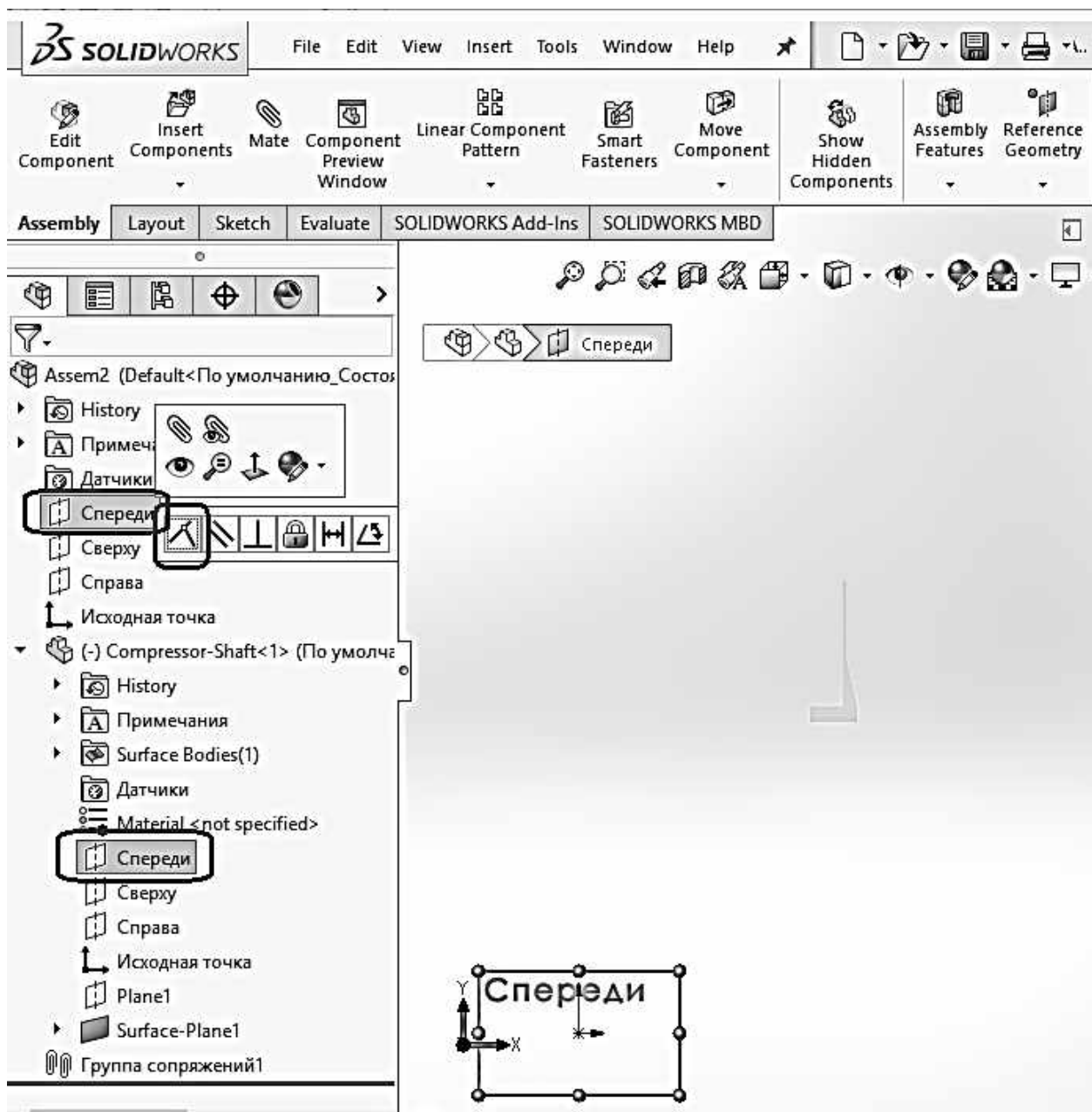


Рисунок 7.10 – Задання з'єднань між деталлю і збіркою

Крок 7. Імпорт підготовленої геометрії в модуль Ansys Workbench (далі WB). Після запуску WB з розділу *Component Systems* панелі *Toolbox* необхідно додати компонент *Geometry*. Зробити це можна подвійним кліком по компоненту або перетягуванням на схему проекту (рисунок 7.11). Після додавання слід налаштувати властивості геометрії: правою клавішею миші викликати для геометрії панель *Properties...* і вказати в полі *Basic Geometry Options* тип геометрії – *Surface Bodies*, а в полі *Advanced Geometry Options* – *Analysis Type 2D* (рисунок 7.12).

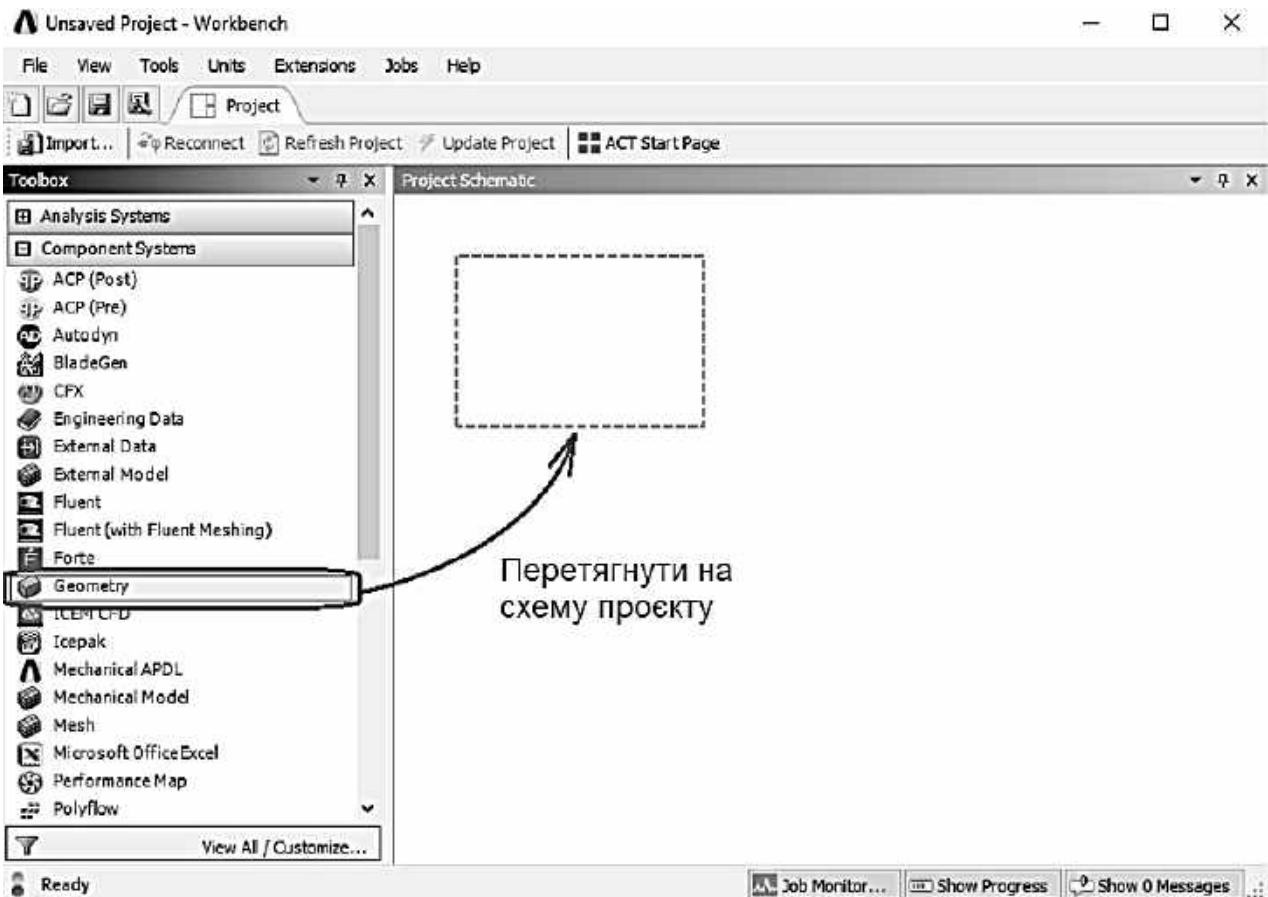


Рисунок 7.11 – Додавання компонента Geometry в схему проекту

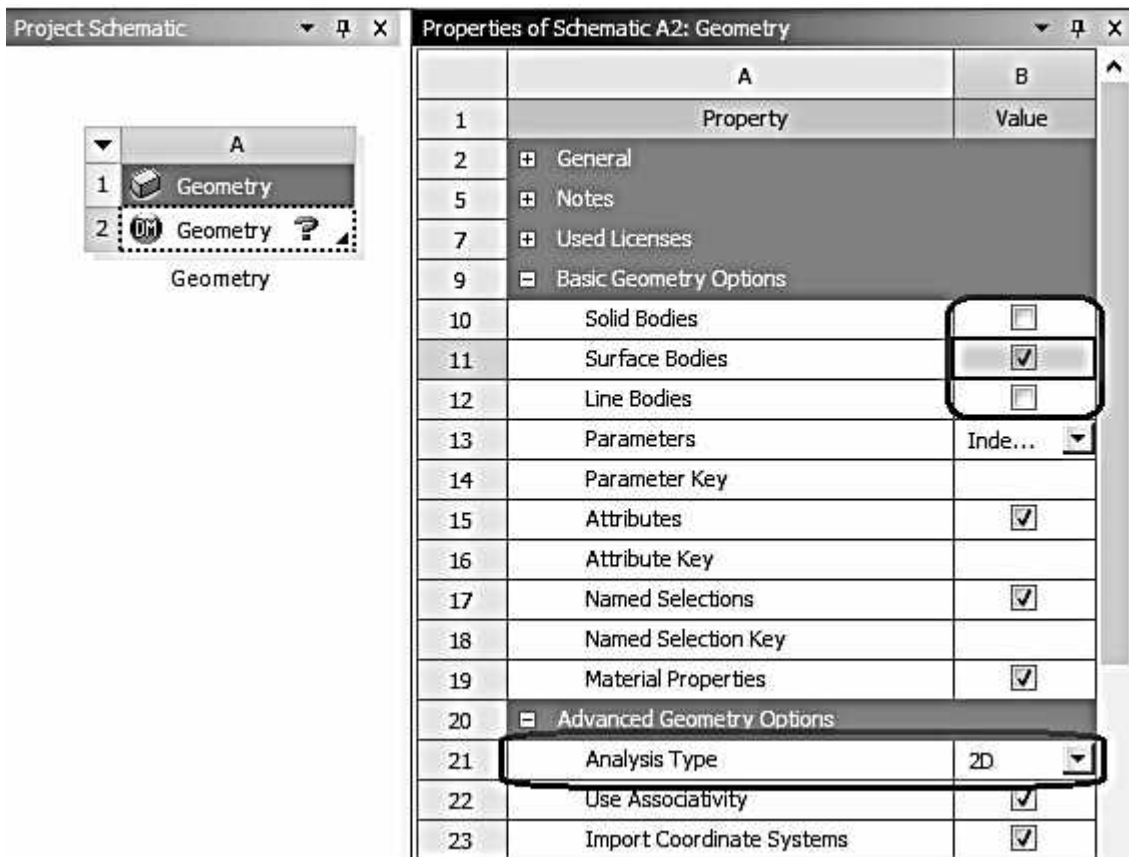


Рисунок 7.12 – Налаштування властивостей геометрії

Після встановлення властивості геометрії потрібно запустити модуль DesignModeler (рисунок 7.13). У цьому модулі з командного меню вибрати File – Import External Geometry File..., указати розташування файлу збірки в форматі parasolid *.x_t і в настройках імпорту (рисунок 7.14) виставити *Base Plane – XYPlane; Operation – Add Material; Solid Bodies – No; Surface Bodies – Yes; Line Bodies – No*, потім згенерувати геометрію – кнопка *Generate*.

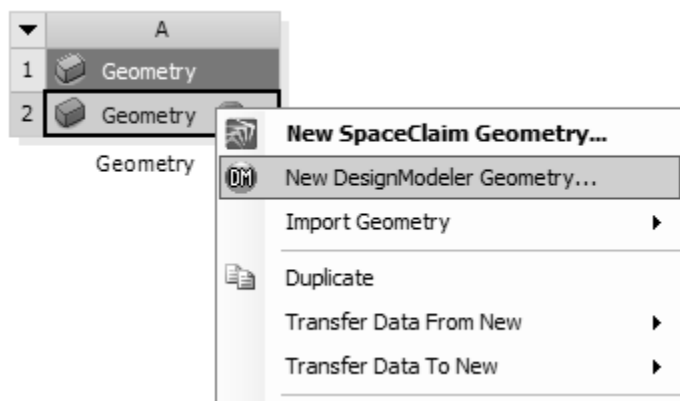


Рисунок 7.13 – Виклик модуля DesignModeler

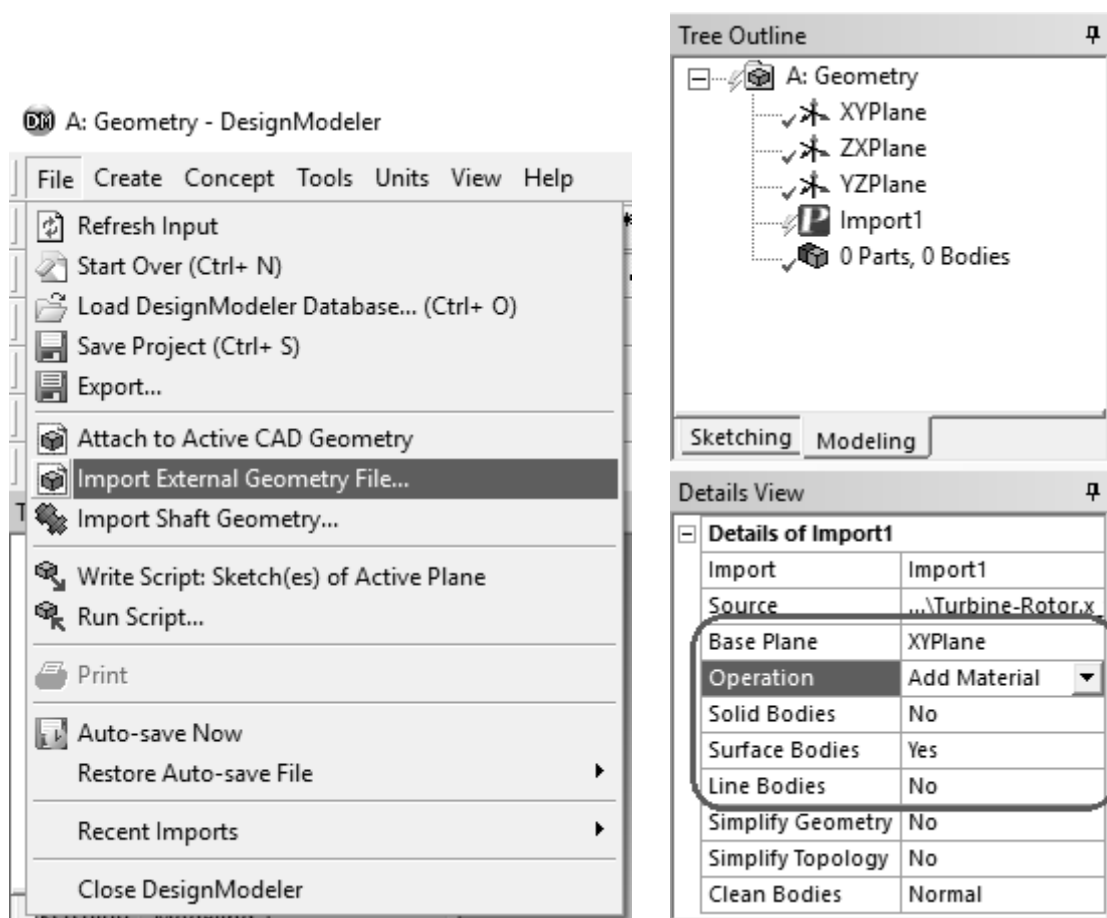


Рисунок 7.14 – Настройки імпорту геометрії в DesignModeler

На рисунку 7.15 показано результат імпорту геометрії у WB.

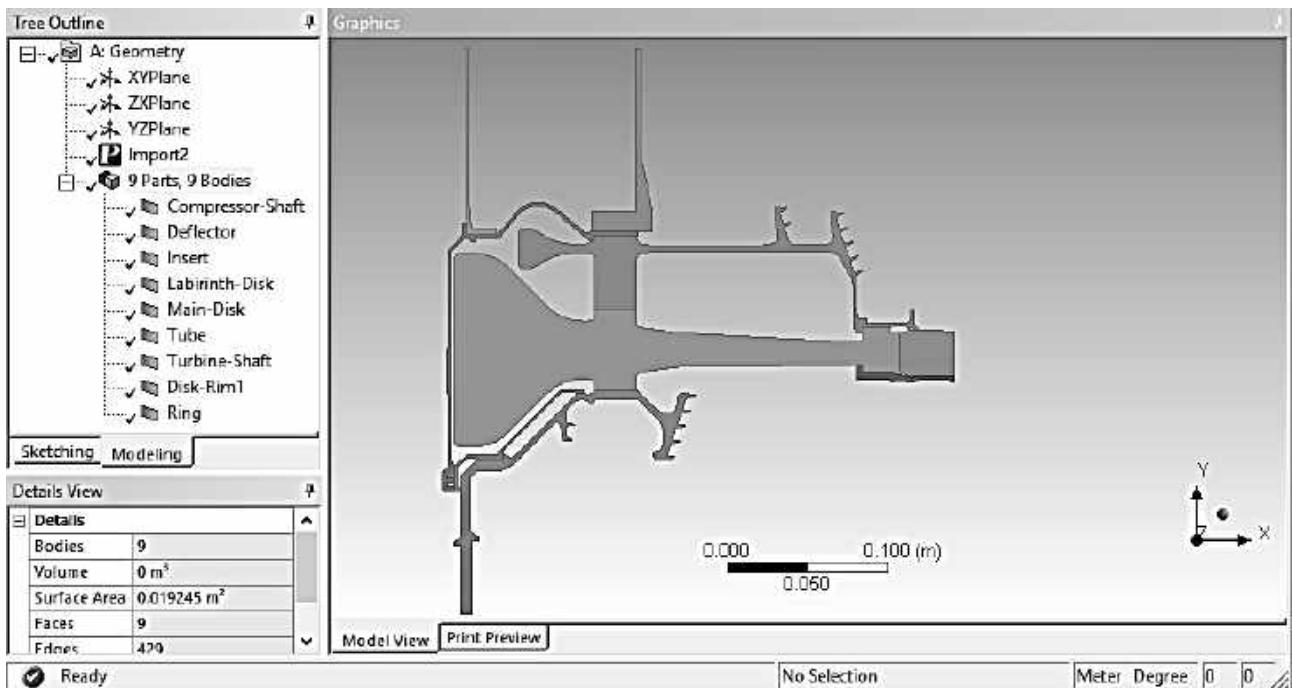


Рисунок 7.15 – Геометрична модель у DesignModeler

На цьому створення й імпорт геометрії завершено, а модуль DesignModeler можна закрити.

7.2 Вибір типу аналізу й задавання моделей матеріалів

Усі доступні типи аналізу знаходяться в головному вікні проєкту WB на панелі Toolbox у розділі Analysis Systems. Для вирішення поставленого завдання потрібно виконати розрахунки стаціонарного й нестационарного теплового й напруженого станів, використовуючи загальні геометрію і моделі поведінки матеріалів, при цьому окремі типи аналізу можуть бути як такими, що залежать від результатів попереднього розрахунку (температурні напруження залежать від теплового стану конструкції), так і ні. Вибір необхідного типу аналізу на прикладі стаціонарного теплового розрахунку зображено на рисунку 7.16. Для цього потрібно перетягнути іконку аналізу з панелі інструментів на модуль геометрії у вікно схеми проєкту. Установлений зв'язок між блоками відображається синьою лінією (рисунок 7.17).

Щоб вибрати готову модель матеріалу зі списку доступних або визначити нову, потрібно запустити модуль *Engineering Data* (див. рисунок 7.17).

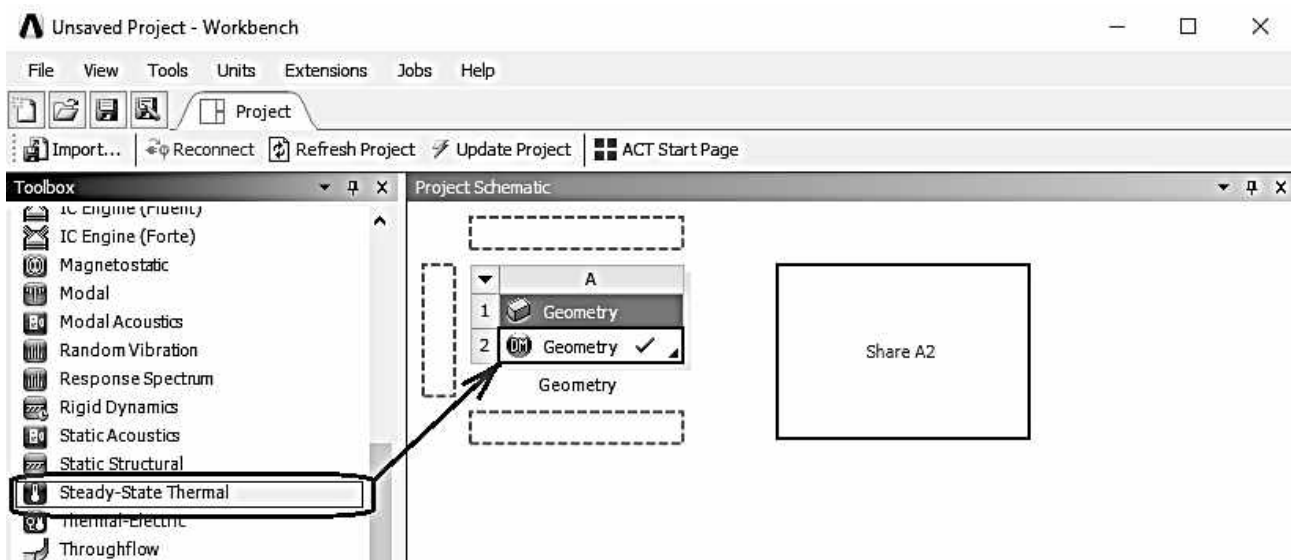


Рисунок 7.16 – Вибір типу аналізу

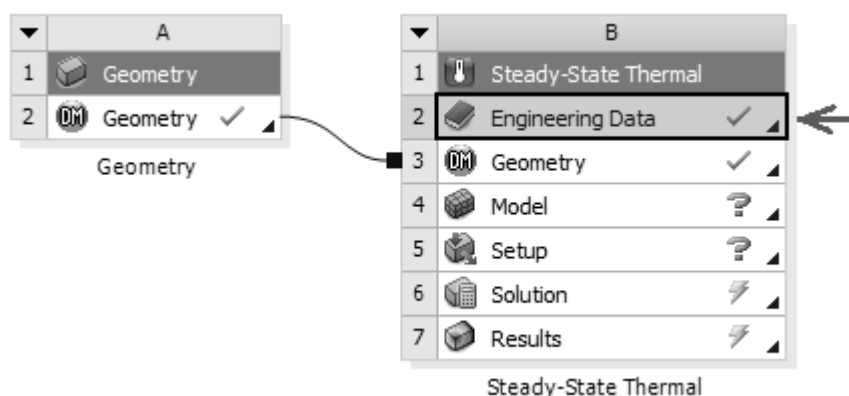


Рисунок 7.17 – Установлення зв'язку між блоками

Для створення нової моделі матеріалу з необхідними значеннями фізичних властивостей слід вибрати джерела даних – Engineering Data Sources – у вкладці Engineering Data (або у вікні залежно від версії WB), як показано на рисунку 7.18, поз. 1. У полі *Engineering Data Sources* перейти в кінець списку (поз. 2 на рисунку 7.18), клікнути в порожнє поле, позначене зірочкою (поз. 3 на рисунку 7.18) і написати (латиницею) ім'я нової бібліотеки матеріалів. Після назви нової бібліотеки буде видано запит на її збереження – тут можна вказати директорію, у якій бажаєте зберегти файл бібліотеки. Рекомендується виконати збереження на зовнішній накопичувач, щоб у подальшому можна було підключити свою бібліотеку матеріалів на будь-якому комп'ютері.

Після збереження бібліотеки стане доступною процедура визначення нового матеріалу. Для цього необхідно встановити режим редагування бібліотеки (поз. 1 на рисунку 7.19), потім у вікні *Outline of library name* клікнути в порожню чарунку *Material*, позначену зірочкою (поз. 2 на рисунку 7.19), вписати в неї ім'я нового матеріалу й натиснути на клавіатурі кнопку Enter.

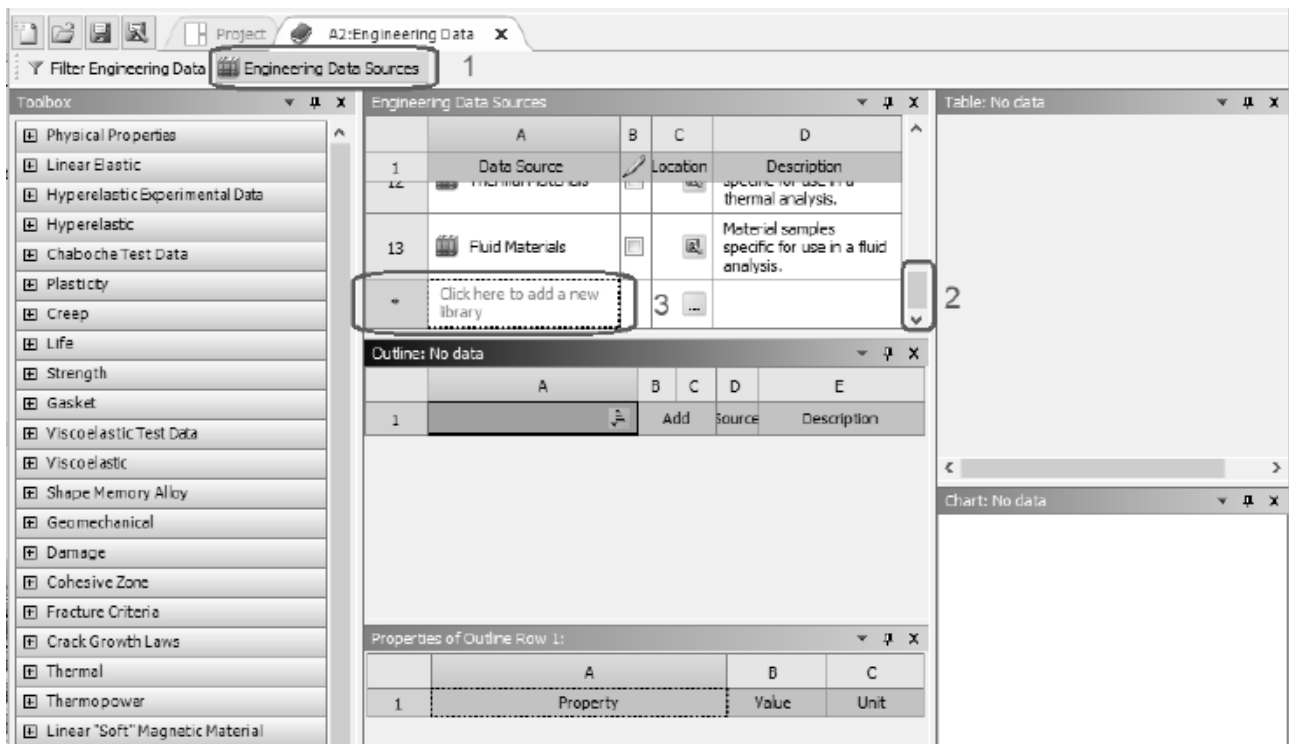


Рисунок 7.18 – Додавання нової бібліотеки матеріалів

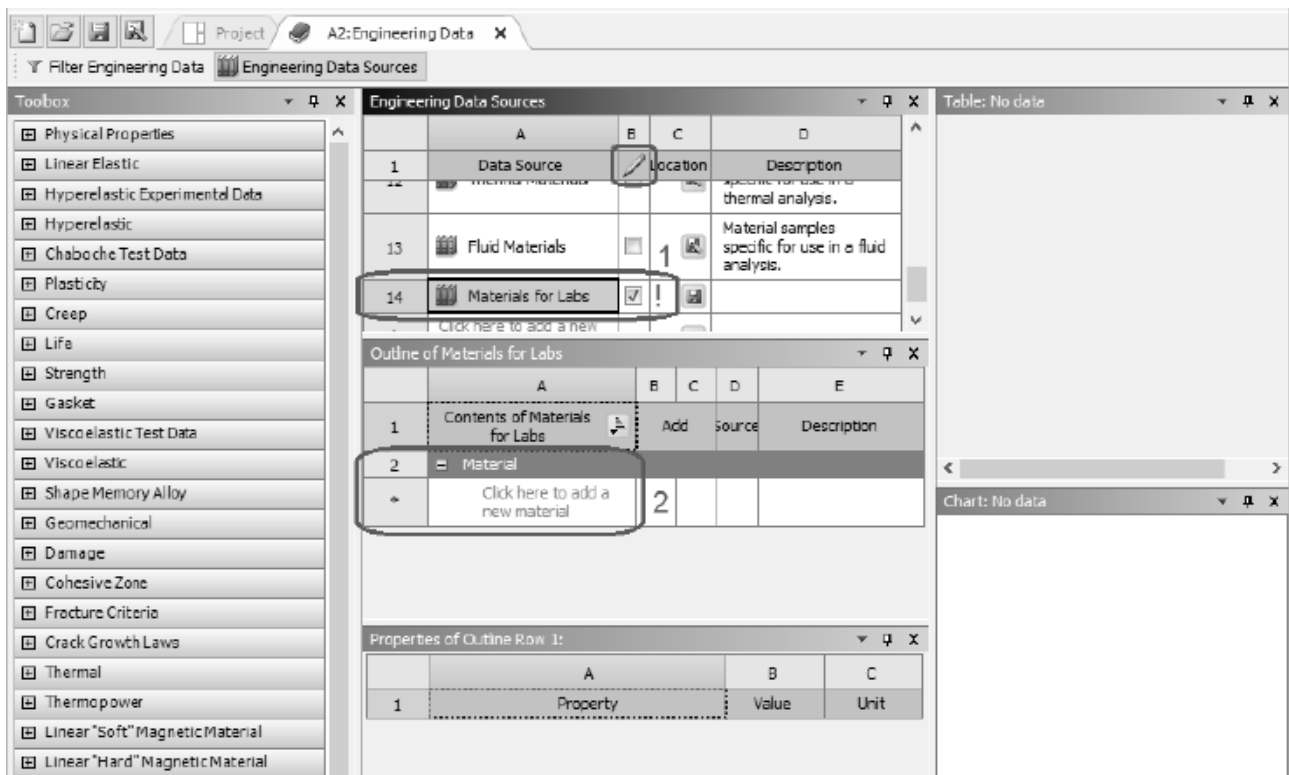


Рисунок 7.19 – Додавання нового матеріалу

Переконайтеся, що новостворений матеріал вибрано (поз. 1 на рисунку 7.20). У вікні *Toolbox* (поз. 2 на рисунку 7.20) знайдіть потрібний параметр і додайте в модель матеріалу, клікнувши по ньому двічі (поз. 3

на рисунку 7.20). Унаслідок цього вибраний параметр має з'явитися у вікні *Properties of Outline Row*. Після додавання параметра слід задати його значення в полі *Value* (рисунок 7.21).

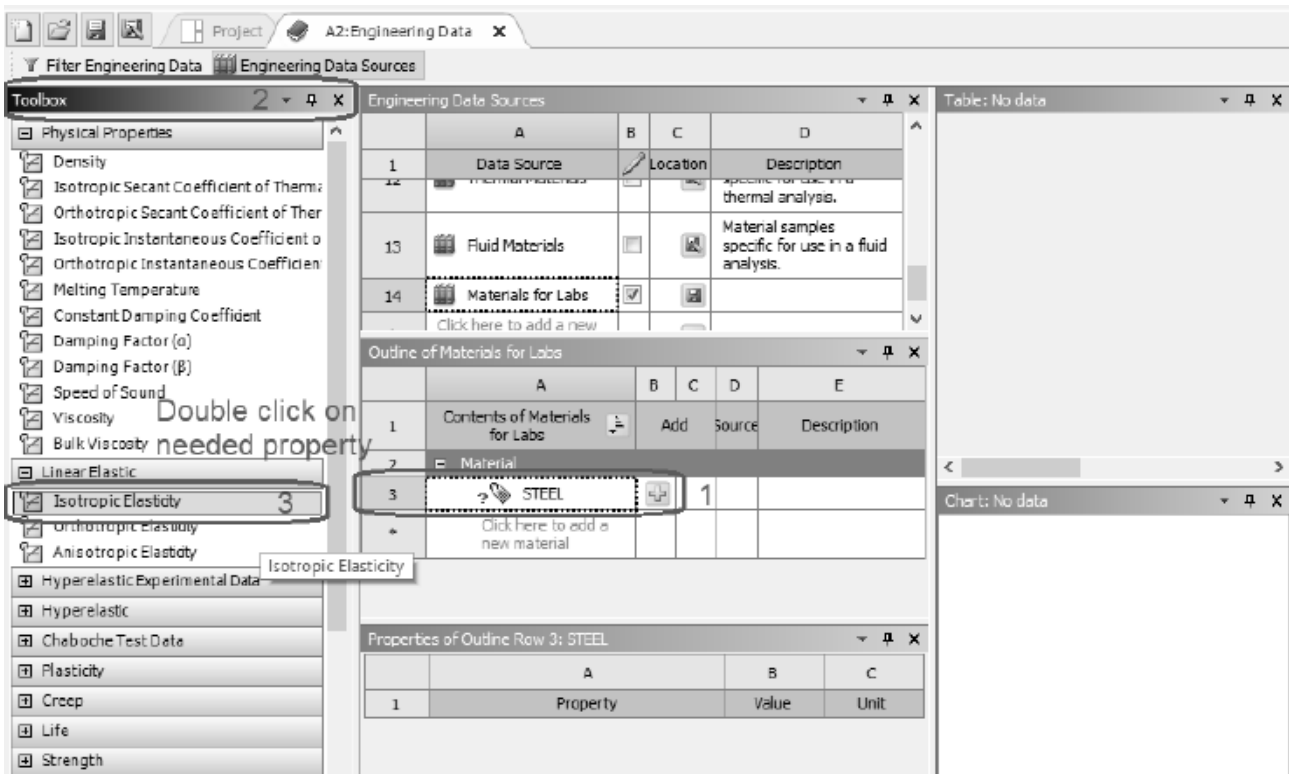


Рисунок 7.20 – Додавання властивостей нового матеріалу

Properties of Outline Row 3: STEEL			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Isotropic Elasticity		
3	Derive from	Youn...	
4	Young's Modulus		Pa
5	Poisson's Ratio		
6	Bulk Modulus		Pa
7	Shear Modulus		Pa

Рисунок 7.21 – Задавання значень вибраних властивостей

Після визначення всіх необхідних властивостей матеріалу, якщо необхідно, слід додати новий матеріал і для нього також задати властивості, після чого необхідно вимкнути режим редагування бібліотеки. На запит про збереження внесених змін у бібліотеку слід відповісти *Так* (рисунок 7.22).

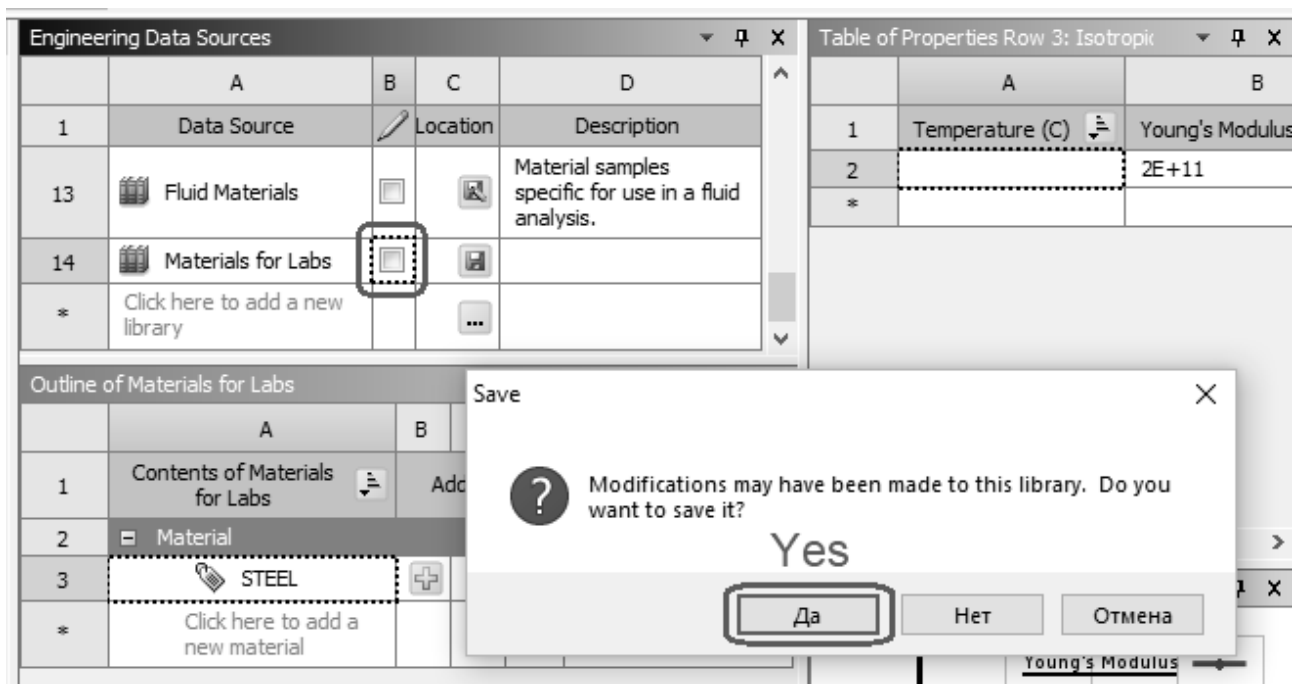


Рисунок 7.22 – Закінчення редагування бібліотеки матеріалів

Щоб додати задані матеріали в проєкт, необхідно натиснути кнопку «+», унаслідок чого іконка книги має з'явитися в C-колонці вибраного матеріалу (рисунок 7.23).

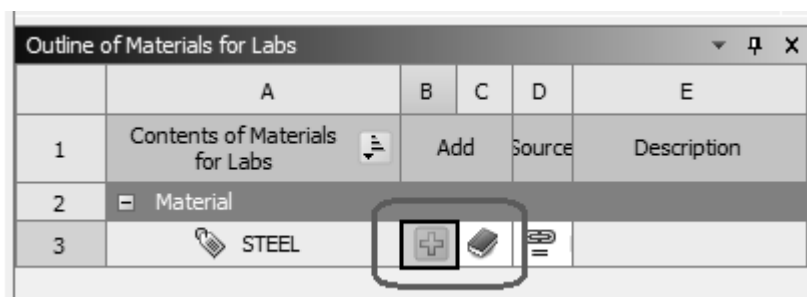


Рисунок 7.23 – Додавання створеного матеріалу в проєкт

Після закінчення створення матеріалів і додавання їх у проєкт слід деактивувати *Engineering Data Sources*, клікнувши по відповідній кнопці (рисунок 7.24).

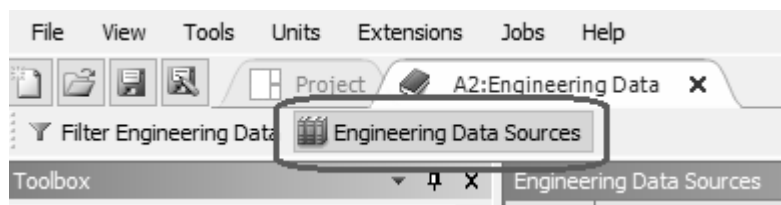


Рисунок 7.24 – Відключення джерела даних про матеріали

Щоб виключити з подальших аналізів непотрібні матеріали, достатньо відмітити їх в C-колонці – *Suppress* (рисунок 7.25).

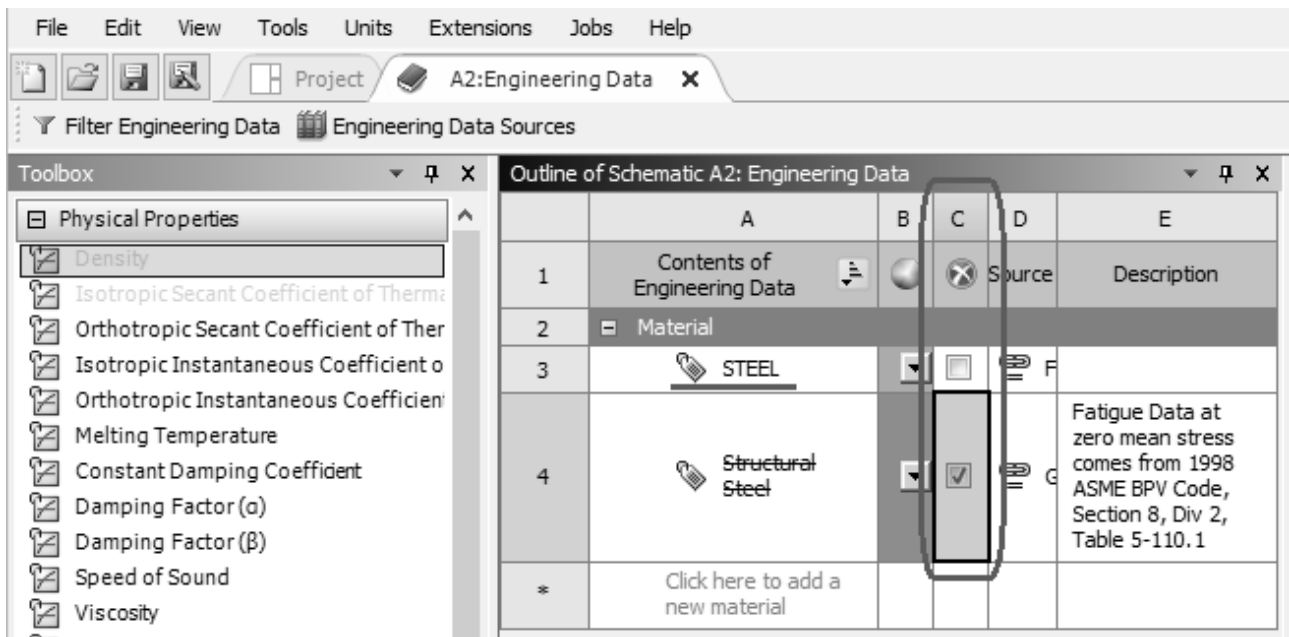


Рисунок 7.25 – Відключення незадіяних матеріалів

Після завершення роботи з матеріалами слід перейти в основне вікно (вкладку) проєкту.

7.3 Підготовка розрахункової моделі

Щоб перейти до процедури створення скінченно-елементної сітки і потім до настройок аналізу, необхідно запустити модуль *Mechanical*. Це можна зробити, клікнувши двічі по блоку *Model* або *Setup* (рисунок 7.26). Вікно модуля *Mechanical* показано на рисунку 7.27.

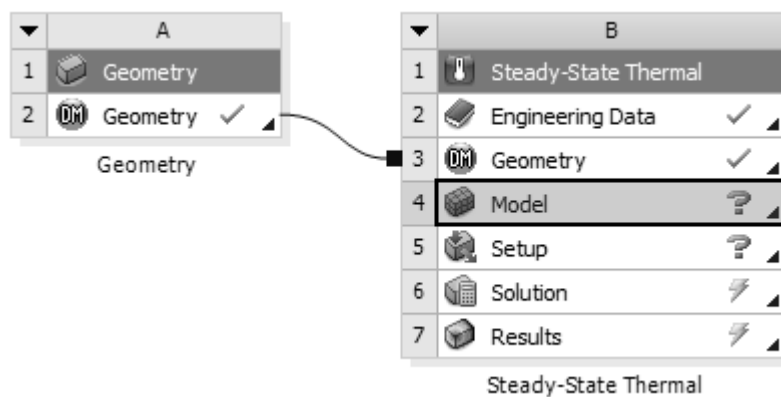


Рисунок 7.26 – Запуск модуля Mechanical

Тип аналізу, установлений за замовчуванням для пласкої 2D-моделі – це *Plane Stress* (плаский напружений стан). При моделюванні тіл обертання цю настройку потрібно змінити на *Axisymmetric* (вісесиметричний). Щоб це виконати, у дереві моделі необхідно вибрати *Geometry* (панель Outline) і потім у панелі *Details of "Geometry"* задати *2D Behavior – Axisymmetric* (див. рисунок 7.27).

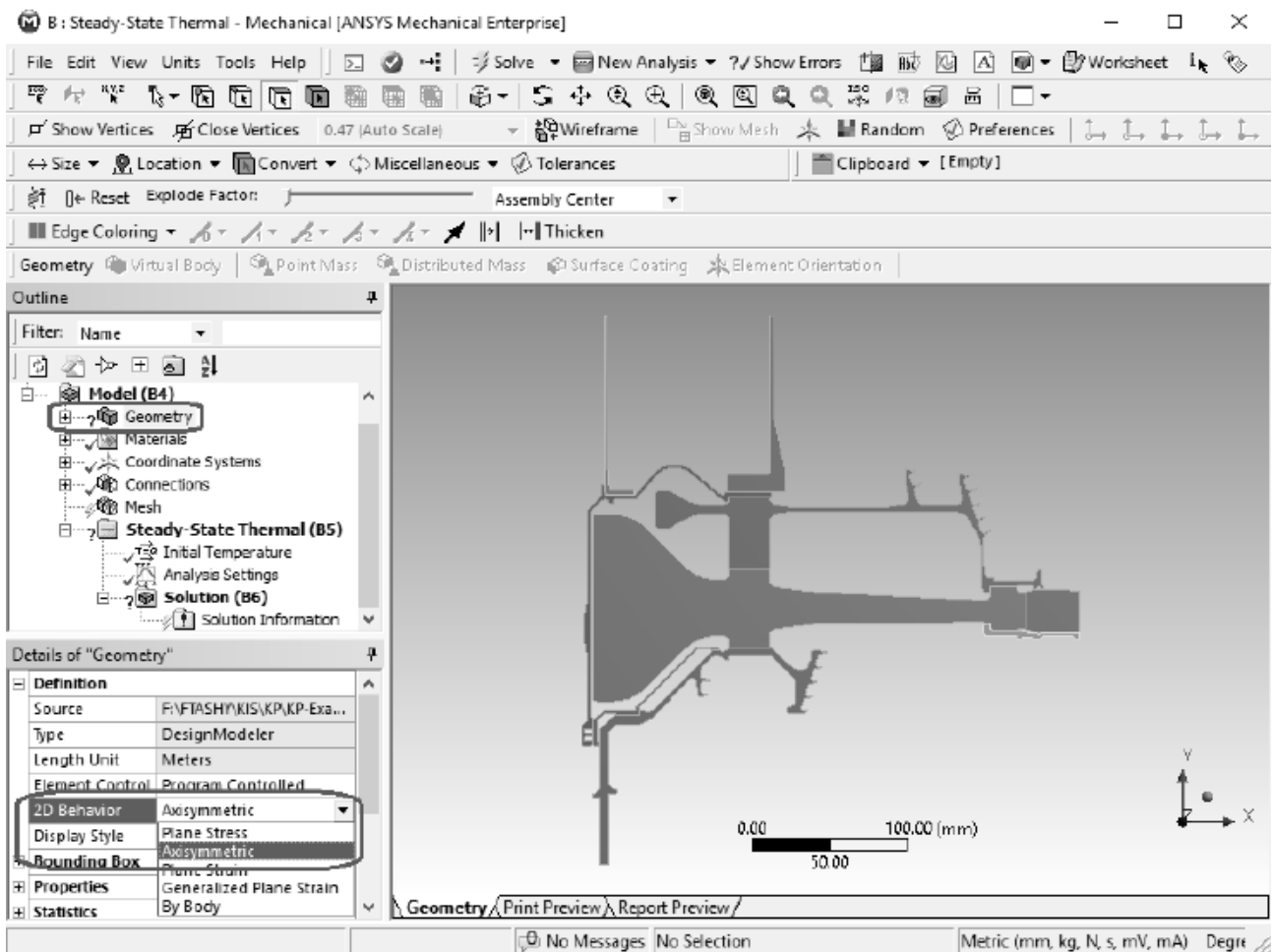


Рисунок 7.27 – Модуль Mechanical – вибір типу аналізу

Застосування створених раніше матеріалів до різних тіл геометричної моделі здійснюють таким чином: зі списку тіл у дереві моделі вибирають такі, матеріали яких є однаковими, і в панелі "Details ..." у параметрі *Material Assignment* (рисунок 7.28) присвоюють їм необхідну модель матеріалу. Доти, доки тілу не присвоєно матеріал, перед його ім'ям у дереві моделі буде відображатися знак питання, а поле *Assignment* буде виділено жовтим кольором. Після присвоєння матеріалу знак питання й виділення кольором не будуть відображатися (рисунок 7.29).

Візуально перевірити коректність задання матеріалів можна, змінивши настройку відображення геометрії. Для цього слід виділити *Geometry* у дереві моделі й у панелі "Details ..." у групі *Definition* указати *Display Style – Material*, унаслідок чого тіла, для яких задано однакові матеріали, будуть відображатися однаковим кольором. Так, на рисунку 7.29 видно, що в моделі задано три різних матеріали: перший – дисковий сплав для дисків основного й лабіринтового, а також для фіксувального кільця; другий – конструкційна легована сталь для всіх валів, труб і дефлекторів; третій – модифікована копія першого (дискового) матеріалу з ортотропними характеристиками пружності для моделювання розрізної частини обода диска.

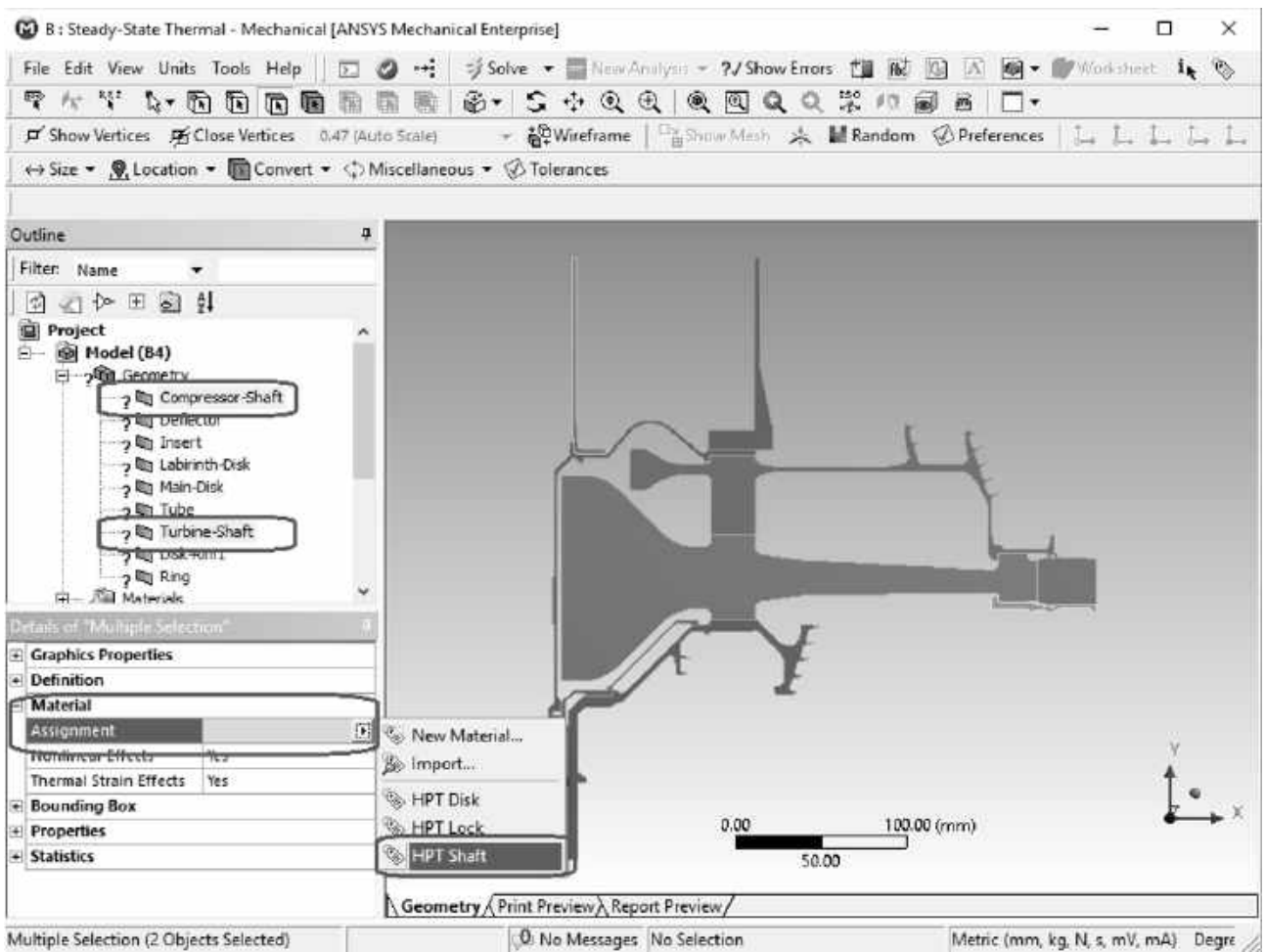


Рисунок 7.28 – Застосування матеріалів до вибраних тіл

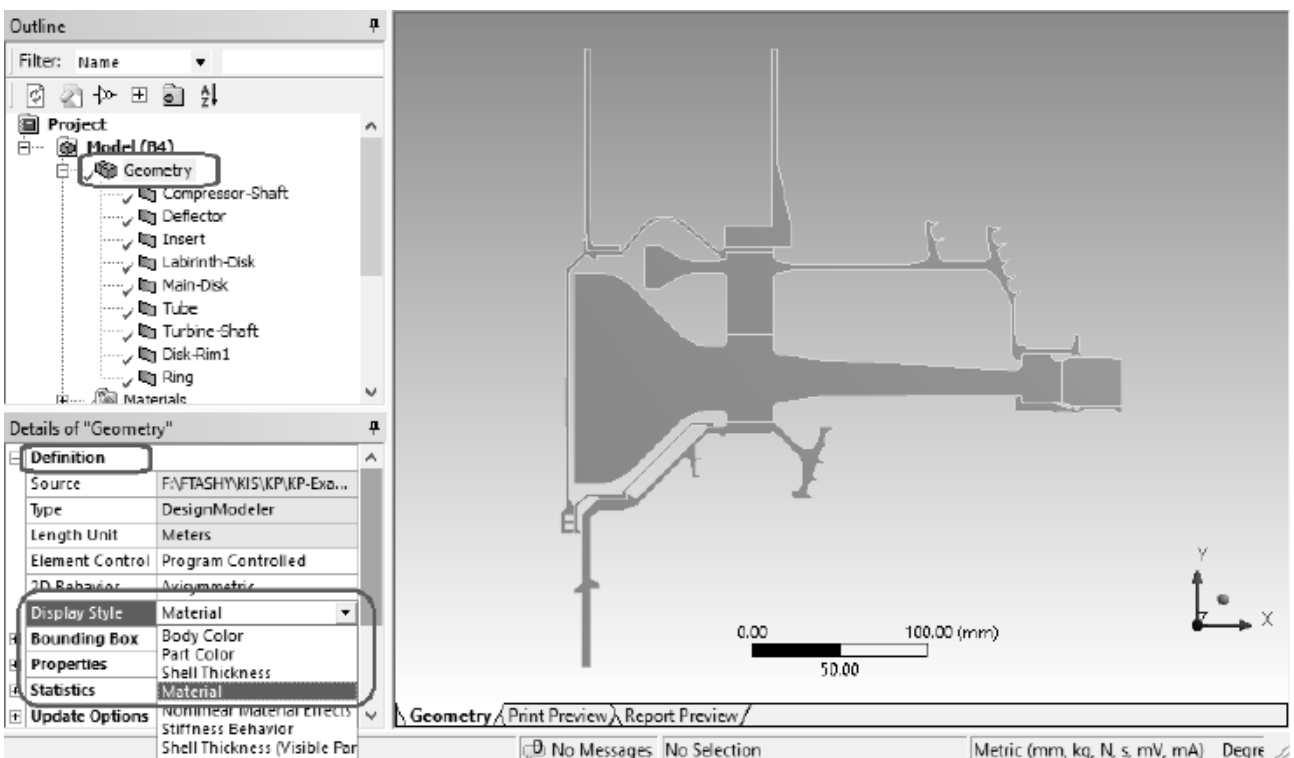


Рисунок 7.29 – Налаштування відображення геометрії в модулі Mechanical

При додаванні в проєкт моделі, що містить декілька тіл, модуль Mechanical автоматично створює контакти між усіма дотичними тілами, при цьому тип контакту – так званий "зв'язаний" або "ідеальний" *Bonded* контакт. Контакт типу *Bonded* обумовлює заборону будь-якого взаємного переміщення тіл по межі контакту, а тіла сприймаються системою як єдине ціле, можливо, з відмінністю властивостей у різних розрахункових областях. Насправді в конструкції ротора турбіни можуть бути з'єднання "телескопічного" типу, як, наприклад, в елементах ущільнень, і навіть затягнуте фланцево-болтове з'єднання, яке забезпечує певною мірою відносну свободу деформування деталей у напрямку площини фланця. Таким чином, контакт типу *Bonded* є некоректним для цього завдання й призведе до помилок у розподілі деформацій і напружень у зоні з'єднань деталей.

Контакт типу *Bonded* має бути створений тільки для пари "основний диск – розрізана частина обода" (рисунок 7.30).

Для всіх інших контактних пар необхідно задавати тип контакту *No Separation*.

Для полегшення вибору джерела (Contact) і цілі (Target) контакту можна натиснути кнопку *Body Views* на панелі команд *Connections* (див. рисунок 7.30).

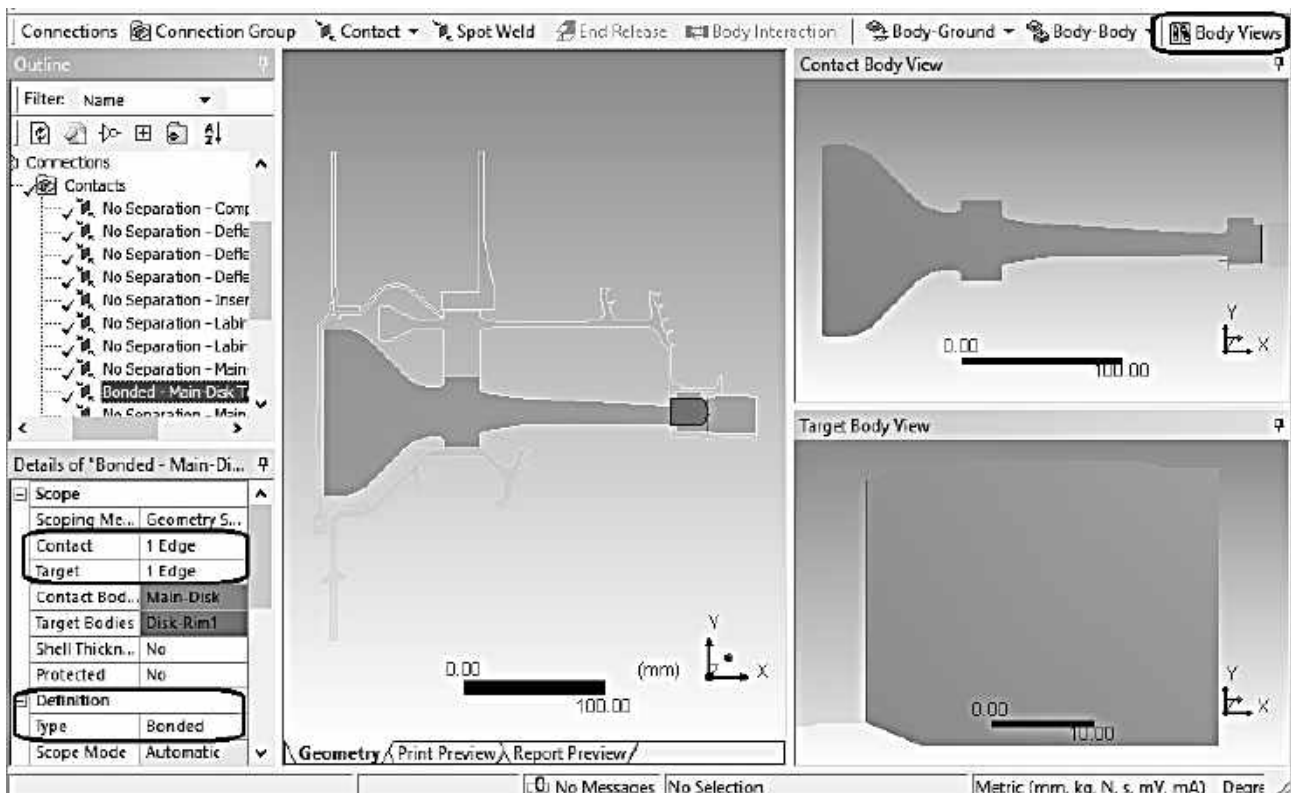


Рисунок 7.30 – Задавання контактів

Скінченно-елементна сітка може бути створена з трьома різними настройками (рисунок 7.31):

1 Налаштування сітки – блок *Mesh* у дереві моделі – за замовчуванням: сітка зазвичай виходить найбільш грубою і підходить для окремих моделей простих форм.

2 Налаштування сітки – блок *Mesh* у дереві моделі – редагує користувач: результат кращий порівняно з першим способом, можна настроїти розмір елемента, коефіцієнт зростання тощо, але налаштування залишаються загальними для всієї розрахункової області, тому може бути складно добитися оптимального результату.

3 Індивідуальна настройка параметрів сітки, таких як упорядковане або вільне розбиття, форма елементів, розмір тощо, для окремих зон і навіть геометричних примітивів розрахункової області моделі. Налаштування доступне з панелі *Mesh* у блоці команд *Mesh Control*.

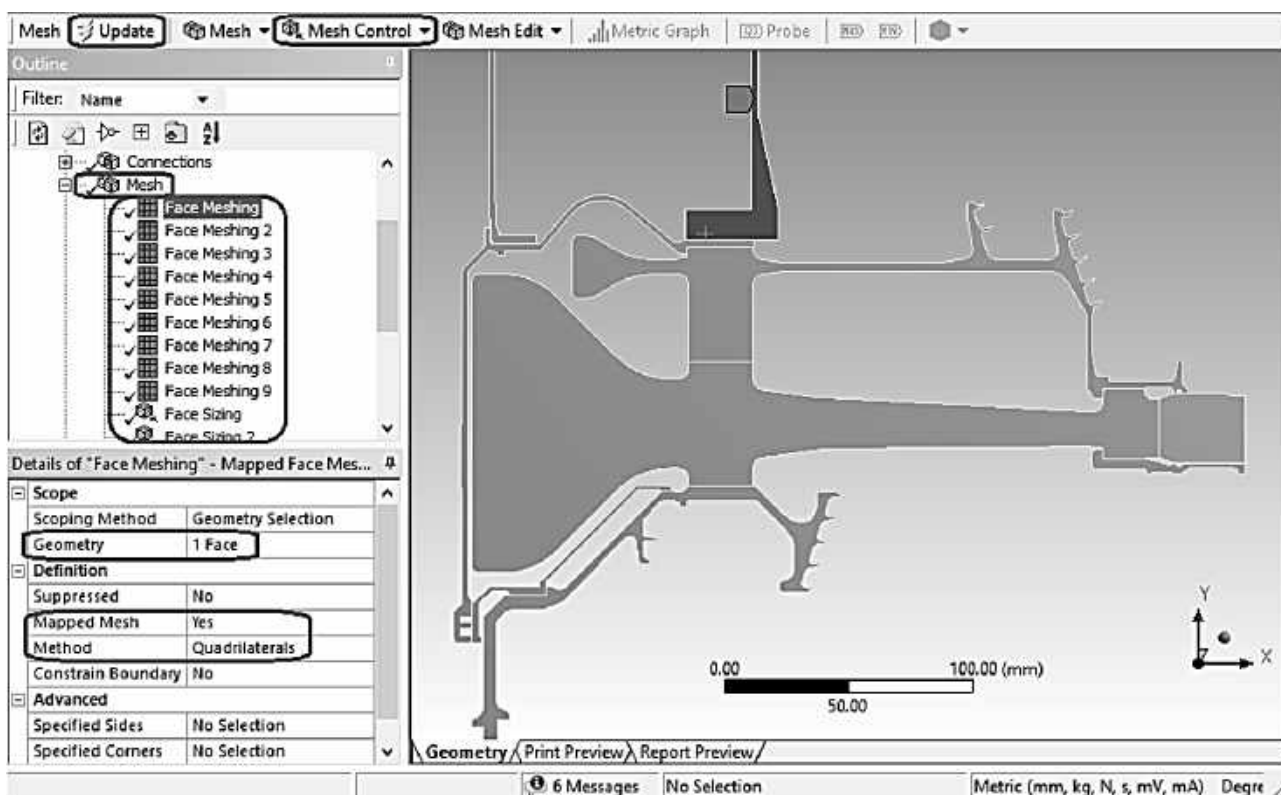


Рисунок 7.31 – Налаштування скінченно-елементної сітки

Результат створення скінченно-елементної сітки показано на рисунку 7.32.

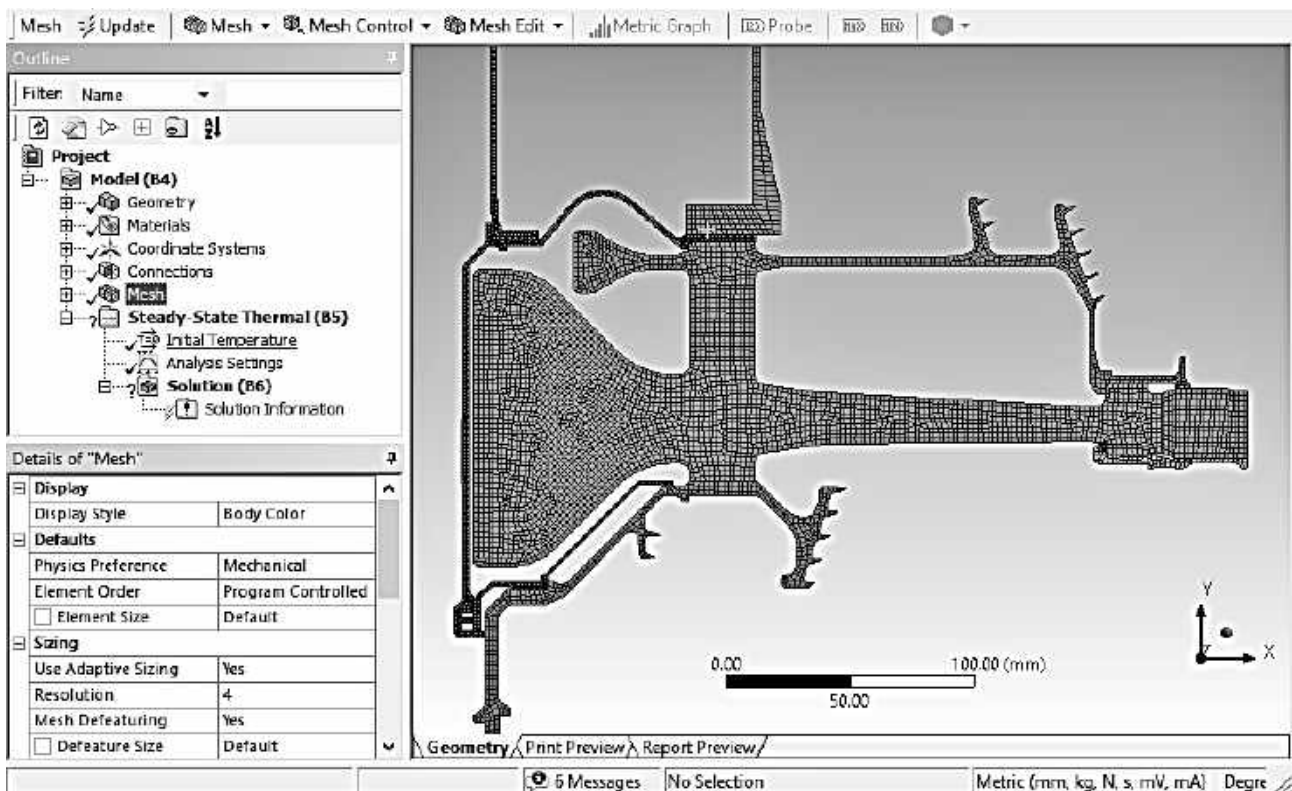


Рисунок 7.32 – Скінченно-елементна сітка ротора турбіни

Ще один крок у підготовці розрахункової моделі – це створення іменованих вибірок для подальшого їх використання під час задання граничних умов теплообміну. Ця процедура не є обов'язковою, однак її рекомендується виконати в разі необхідності багаторазового навантаження моделі (або багаторазового вибору великої кількості геометричних примітивів, об'єднаних між собою в окремі групи). У прикладі іменовані вибірки слід створити для груп ліній, які визначають межі між деталями й навколишнім середовищем, що також належать до єдиної ділянки теплообміну відповідно до затвердженої розрахункової схеми (рисунок 7.33).

На рисунку 7.33 зображено таку розрахункову схему для ротора турбіни високого тиску. Вертикальними лініями позначено межі між ділянками теплообміну з постійними граничними умовами. Горизонтальні лінії вказують протяжність ділянки – більш наочно для замкнутих порожнин або ділянок зі "складними" межами.

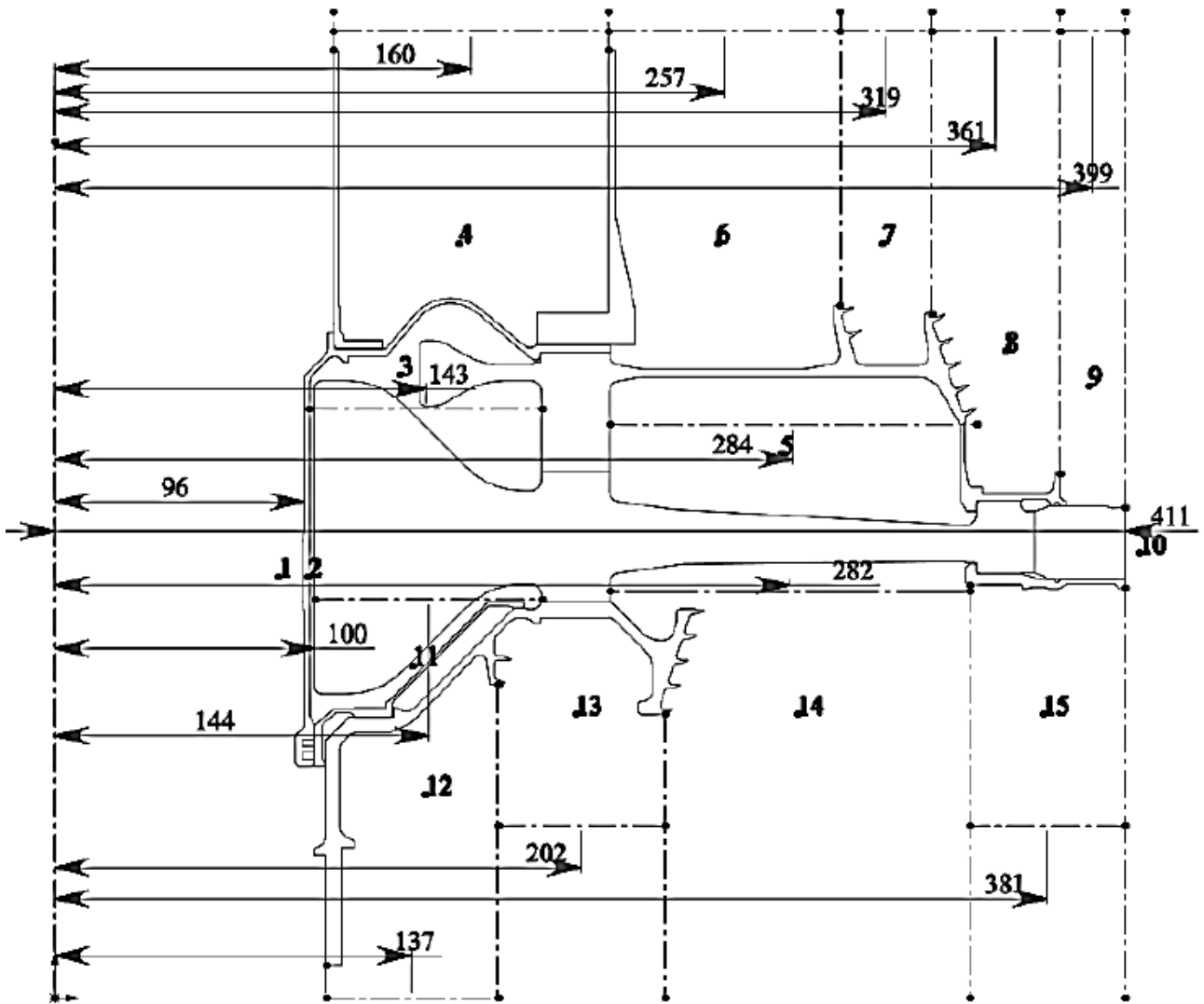


Рисунок 7.33 – Розрахункова схема теплового аналізу ротора турбіни

Спочатку необхідно вказати, що вибору підлягають тільки кромки моделі (рисунок 7.34), потім вибрати всі кромки (лінії), що належать до однієї ділянки теплообміну, після чого, клікнувши правою клавішею миші по одній з вибраних ліній, викликати меню, що випадає, з якого вибрати опцію *Create Named Selection (N)*. Після цього у вікні *Selection Name*, що з'явиться (рисунок 7.35), вказати ім'я виборки й опцію *Apply selected geometry*, підтвердити команду, натиснувши *OK*. Унаслідок повторення цієї процедури для всіх ділянок теплообміну має вийти стільки іменованих вибірок, скільки ділянок визначено розрахунковою схемою.

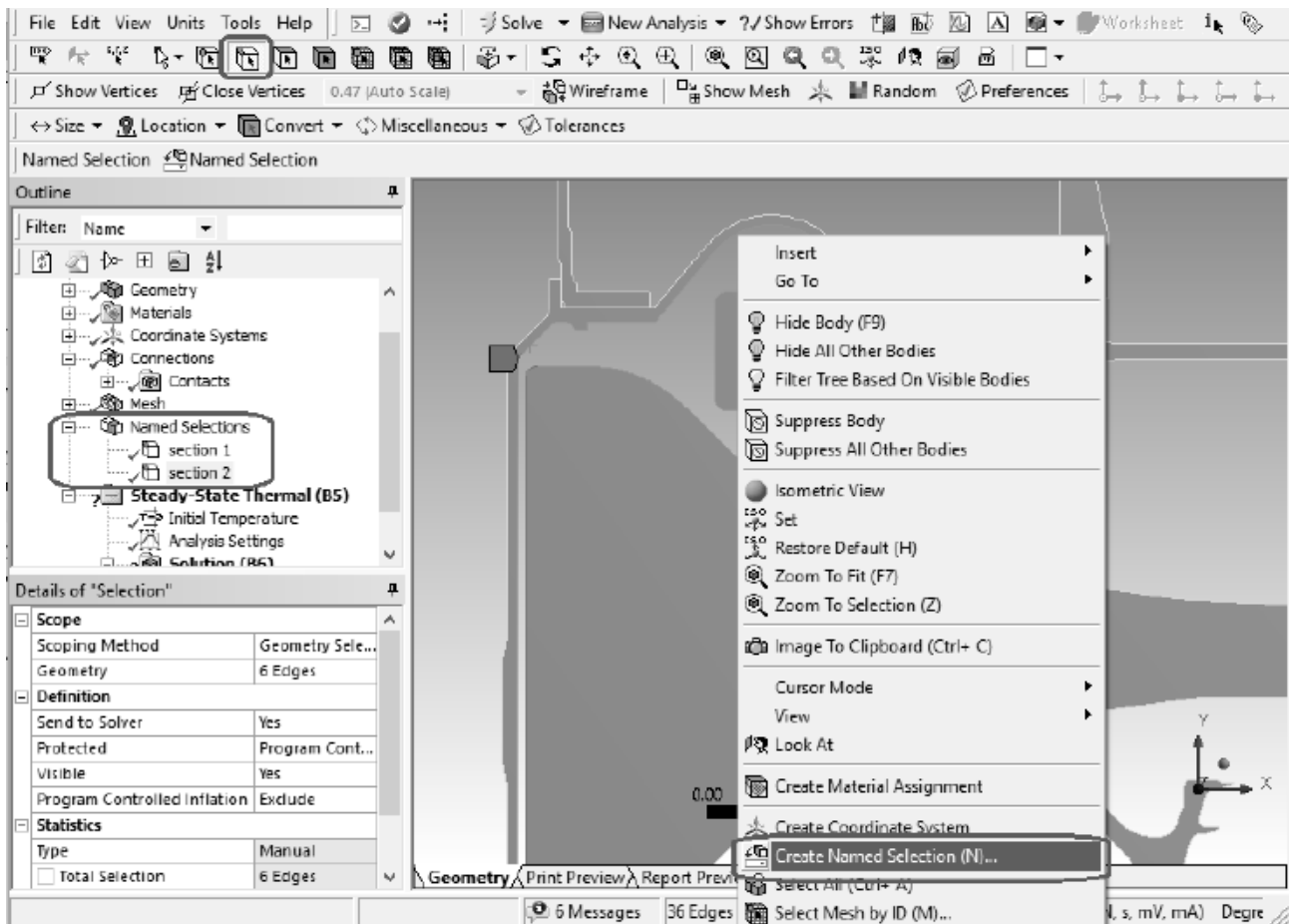


Рисунок 7.34 – Створення іменованої вибірки Named Selection

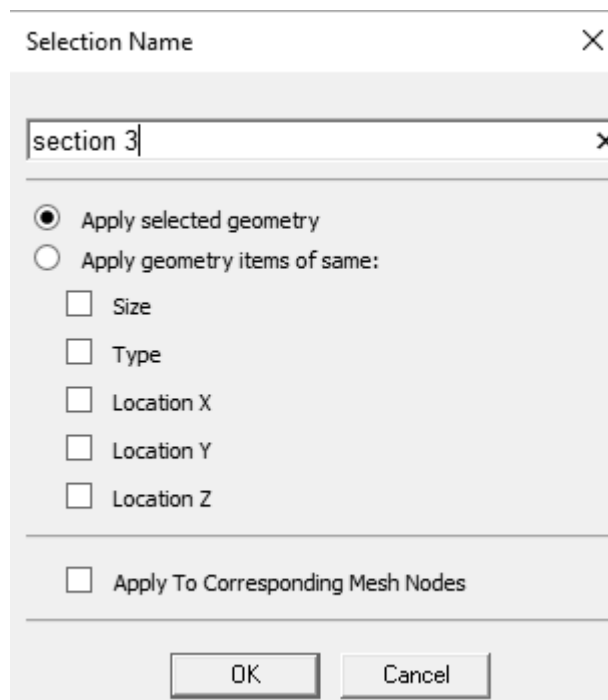


Рисунок 7.35 – Задавання імені й типу для Named Selection

7.4 Підготовка граничних умов

7.4.1 Аналіз узагальненого польотного циклу

Двигун-прототип застосовується на транспортних літаках. Спрощений вигляд узагальненого польотного циклу (УПЦ) і висоту польоту показано на рисунку 7.36.

Весь політ подано набором окремих режимів роботи двигуна. З огляду на розрахунок навантажень (теплових і силових) кожен режим необхідно розглядати окремо зі своїми фіксованими вхідними величинами, наприклад відносною зведеною частотою обертання ротора і тривалістю. Ті режими, на яких відбувається змінення висоти, мають бути подані двома або більше режимами залежно від того, скільки разів і в який бік змінюється висота польоту. Так, наприклад, злітний режим починається на нульовій висоті й закінчується на висоті 0,4 км, отже, цей режим має бути поданий двома наборами даних – для висоти 0 і 0,4 км (таблиця 7.1). Аналогічно і для всіх інших режимів.

7.4.2 Підготовка вихідних даних для визначення граничних умов на довільному режимі роботи двигуна

Як було зазначено в розділі 4, вихідними даними для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі й температури навколишнього середовища на виокремленій ділянці є характерний розмір ділянки, температура і тиск повітря за компресором або в місці відбору, а також частота обертання ротора. На прикладі режиму «0,4 ном», який починається на 198-й хвилині польоту (11880,1 с) на висоті 8 км, розглянемо порядок перерахунку температури й тиску повітря за компресором.

Так, для температури слід виконати такі дії:

1 За відносною зведеною частотою обертання ротора визначити коефіцієнт $\bar{T}_{K.i\ 3\epsilon}^* = T_{K.i\ 3\epsilon}^* / T_{K.б\ 3\epsilon}^*$, користуючись рисунком 5.1. Значення відносних зведених частот обертання ротора наведено в таблиці на графіку узагальненого польотного циклу (див. рисунок 7.36):

$$\bar{T}_{K.i\ 3\epsilon}^* = 0,86 .$$

2 Розрахувати зведену температуру повітря за компресором на і-му режимі роботи двигуна за формулою

$$T_{K.i\ 3\epsilon}^* = \bar{T}_{K.i\ 3\epsilon}^* T_{K.б\ 3\epsilon}^* . \quad (7.1)$$

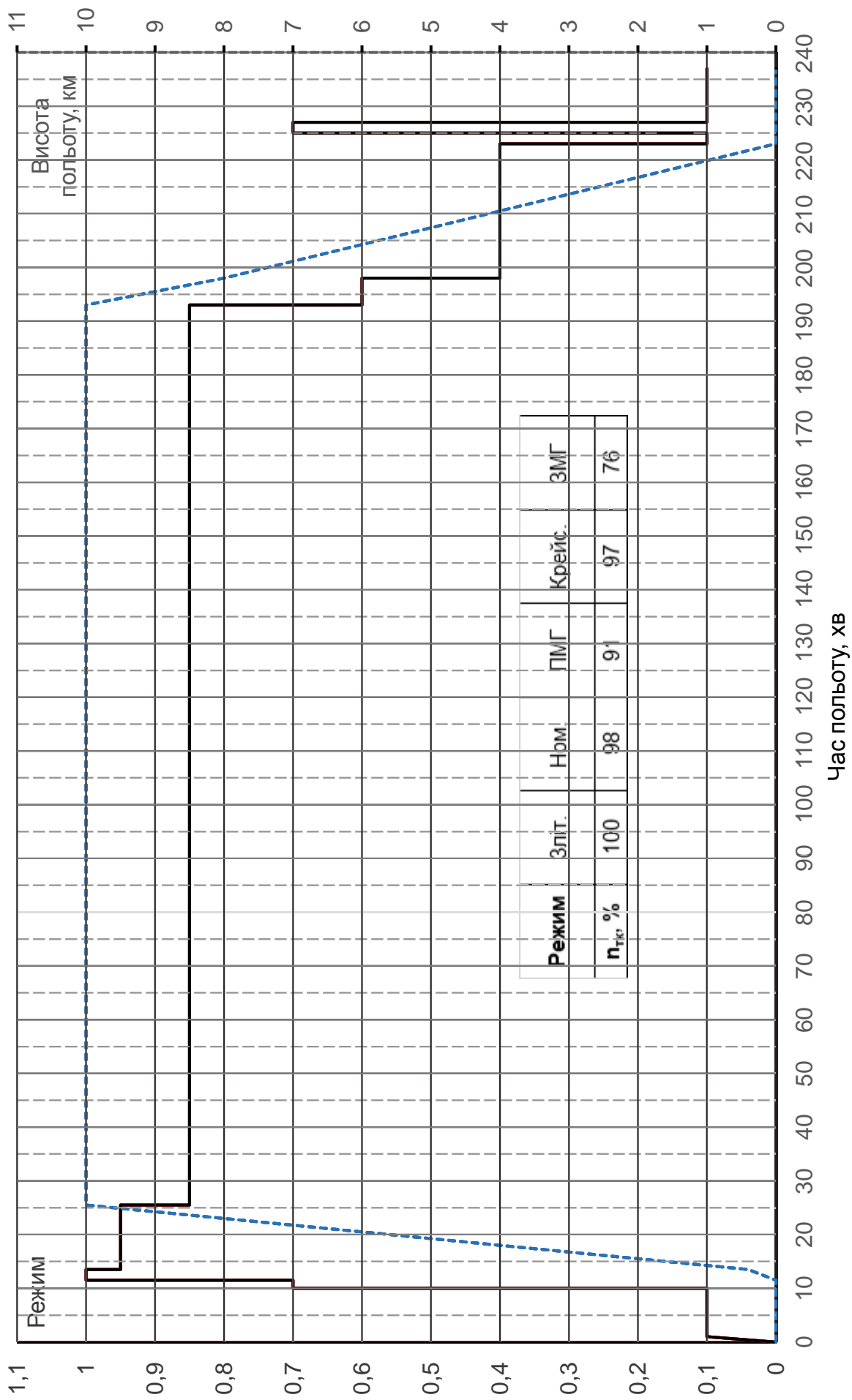


Рисунок 7.36 – Узагальнений польотний цикл двигуна транспортного літака (спрощений вигляд)

Таблиця 7.1 – Змінення параметрів протягом УПЦ

Номер кроку навантаження (Current Time Step)	Крок за часом (Time Step), с	Час закінчення кроку навантаження (Step End Time), с	Назва режиму	Коефіцієнт тяги	Висота польоту, км	Температура повітря на вході в двигун T_{in} , К	Тиск повітря на вході в двигун P_{in} , Па	Відносна частота обертання	Відносна температура T_{K13B}	Відносний тиск $P_{надізв}$	Тиск за компресором зведений P_{K13B} , Па	Фізична частота обертання n , об/хв	Фізична температура за компресором T_{K13} , К	Фізичний тиск за компресором P_{K13} , Па	Контурне навантаження, Па
		0	Запуск	0	0	288	101325	0	---	---	101325	0	288	101325	0
1	6	60	ЗМГ	0.1	0	288	101325	0.67	0.56	0.11	367624	6141	456	367624	$4.49 \cdot 10^7$
2	10	600	ЗМГ	0.1	0	288	101325	0.67	0.56	0.11	367624	6141	456	367624	$4.49 \cdot 10^7$
3	0.1	600.1	0.7 ном	0.7	0	288	101325	0.92	0.89	0.59	1572355	8432	719	1572355	$8.46 \cdot 10^7$
4	3	690	0.7 ном	0.7	0	288	101325	0.92	0.89	0.59	1572355	8432	719	1572355	$8.46 \cdot 10^7$
5	0.1	690.1	Зліт	1	0	288	101325	1	1.00	0.98	2543313	9165	812	2543313	$1.00 \cdot 10^8$
6	3	810	Зліт	1	0.4	285	96611	1	1.00	0.98	2543313	9124	805	2424999	$9.91 \cdot 10^7$
7	0.1	810.1	МТ	0.95	0.4	285	96611	0.95	0.93	0.72	1892975	8667	747	1804914	$8.94 \cdot 10^7$
8	3	840	МТ	0.95	0.8	283	92077.5	0.95	0.93	0.72	1892975	8628	740	1720211	$8.86 \cdot 10^7$
9	10	1530	МТ	0.95	10	223	26499.9	0.95	0.93	0.72	1892975	7663	584	495077	$6.99 \cdot 10^7$
10	0.1	1530.1	Макс. крейс.	0.85	10	223	26499.9	0.93	0.90	0.63	1673771	7502	566	437747	$6.70 \cdot 10^7$
11	3	1560	Макс. крейс.	0.85	10	223	26499.9	0.93	0.90	0.63	1673771	7502	566	437747	$6.70 \cdot 10^7$
12	10	1830	Макс. крейс.	0.85	10	223	26499.9	0.93	0.90	0.63	1673771	7502	566	437747	$6.70 \cdot 10^7$
13	50	11580	Макс. крейс.	0.85	10	223	26499.9	0.93	0.90	0.63	1673771	7502	566	437747	$6.70 \cdot 10^7$
14	0.1	11580.1	0.6 ном	0.6	10	223	26499.9	0.912	0.87	0.56	1495019	7357	550	390998	$6.44 \cdot 10^7$
15	3	11610	0.6 ном	0.6	9.8	224	27318.4	0.912	0.87	0.56	1495019	7378	553	403075	$6.48 \cdot 10^7$
16	10	11880	0.6 ном	0.6	8	236	35651.6	0.912	0.87	0.56	1495019	7568	582	526028	$6.82 \cdot 10^7$
17	0.1	11880.1	0.4 ном	0.4	8	236	35651.6	0.9	0.86	0.52	1385167	7468	571	487377	$6.64 \cdot 10^7$
18	3	11910	0.4 ном	0.4	7.8	237	36692.4	0.9	0.86	0.52	1385167	7484	574	501605	$6.67 \cdot 10^7$
19	10	11980	0.4 ном	0.4	7.5	240	38299.7	0.9	0.86	0.52	1385167	7523	580	523578	$6.74 \cdot 10^7$

Закінчення таблиці 7.1

Номер кроку навантаження (Current Time Step)	Крок за часом (Time Step), с	Час закінчення кроку навантаження (Step End Time), с	Назва режиму	Коефіцієнт тяги	Висота польоту, км	Температура повітря на вході в двигун T_{H1} , К	Тиск повітря на вході в двигун P_{H1} , Па	Відносна частота обертання	Відносна температура T_{K13B}	Відносний тиск P_{H13B}	Тиск за компресором зведений P_{K13B} , Па	Фізична частота обертання n , об/хв	Фізична температура за компресором T_{K1} , К	Фізичний тиск за компресором P_{K1} , Па	Контурне навантаження, Па
20	50	13380	0.4 ном	0.4	0	288	101325	0.9	0.86	0.52	1385167	8249	697	1385167	$8.10 \cdot 10^7$
21	0.1	13380.1	3МГ	0.1	0	288	101325	0.67	0.56	0.11	367624	6141	456	367624	$4.49 \cdot 10^7$
22	3	13410	3МГ	0.1	0	288	101325	0.67	0.56	0.11	367624	6141	456	367624	$4.49 \cdot 10^7$
23	10	13500	3МГ	0.1	0	288	101325	0.67	0.56	0.11	367624	6141	456	367624	$4.49 \cdot 10^7$
24	0.1	13500.1	Реверс	0.7	0	288	101325	0.92	0.89	0.59	1572355	8432	719	1572355	$8.46 \cdot 10^7$
25	3	13620	Реверс	0.7	0	288	101325	0.92	0.89	0.59	1572355	8432	719	1572355	$8.46 \cdot 10^7$
26	0.1	13620.1	3МГ	0.1	0	288	101325	0.67	0.56	0.11	367624	6141	456	367624	$4.49 \cdot 10^7$
27	3	13650	3МГ	0.1	0	288	101325	0.67	0.56	0.11	367624	6141	456	367624	$4.49 \cdot 10^7$
28	10	14220	3МГ	0.1	0	288	101325	0.67	0.56	0.11	367624	6141	456	367624	$4.49 \cdot 10^7$

Отже,

$$T_{K.i\text{ зв}}^* = 0,86 \cdot 812 = 698 \text{ К} .$$

3 Визначити фізичну температуру повітря за компресором на *i*-му режимі за формулою

$$T_{K.i}^* = T_{K.i\text{ зв}}^* T_H^* / T_0 , \quad (7.2)$$

де $T_0 = 288 \text{ К}$ – температура стандартної атмосфери на висоті 0 км ;
 $T_H^* = 236 \text{ К}$ – температура повітря на висоті $H = 8 \text{ км}$.

Отже,

$$T_{K.i}^* = 698 \cdot 236 / 288 = 571 \text{ К} .$$

Порядок перерахунку тиску:

1 За відносною зведеною частотою обертання ротора визначити коефіцієнт $\bar{P}_{\text{над.}i\text{ зв}}^* = P_{\text{над.}i\text{ зв}}^* / P_{K.б\text{ зв}}^*$, користуючись рисунком 6.1 або 6.2, залежно від типу двигуна:

$$\bar{P}_{\text{над.}i\text{ зв}}^* = 0,52 .$$

2 Розрахувати зведений надлишковий тиск повітря за компресором на *i*-му режимі роботи двигуна за формулою

$$P_{\text{над.}i\text{ зв}}^* = \bar{P}_{\text{над.}i\text{ зв}}^* P_{K.б\text{ зв}}^* . \quad (7.3)$$

Отже,

$$P_{\text{над.}i\text{ зв}}^* = 0,516 \cdot 2490300 = 1283842 \text{ Па} .$$

3 Відповідно до формули (6.2) знайти величину зведеного тиску за компресором:

$$P_{K.i\text{ зв}}^* = P_{\text{над.}i\text{ зв}}^* + P_0 , \quad (7.4)$$

де $P_0 = 101325 \text{ Па}$ – тиск стандартної атмосфери на висоті 0 км .

Отже,

$$P_{K.i\text{ зє}}^* = 1283842 + 101325 = 1385167 \text{ Па} .$$

4 Визначити фізичний тиск повітря за компресором на і-му режимі:

$$P_{K.i}^* = P_{K.i\text{ зє}}^* P_H^* / P_0 , \quad (7.5)$$

де $P_H^* = 35652 \text{ Па}$ – тиск повітря на висоті $H = 8 \text{ км}$.

Отже,

$$P_{K.i}^* = 1385167 \cdot 35652 / 101325 = 487377 \text{ Па} .$$

Фізичну частоту обертання на і-му режимі роботи двигуна визначають за формулою

$$n_i = \bar{n}_{i\text{ зє}} n_6 \sqrt{T_H^* / T_0} , \quad (7.6)$$

де $\bar{n}_{i\text{ зє}}$ – відносна зведена частота обертання ротора на і-му режимі роботи двигуна;

n_6 – частота обертання ротора на базовому режимі (злітна, $H = 0 \text{ км}$).

Контурне навантаження являє собою розтягувальне напруження від відцентрових сил лопаткового вінця і частини замкового з'єднання, яке не увійшло до розрахункової моделі. Визначивши контурне навантаження на базовому (злітному) режимі, його значення можна легко перерахувати для будь-якого довільного режиму роботи двигуна за формулою

$$\sigma_{p.li} = \sigma_{p.l6} \left(n_i / n_6 \right)^2 . \quad (7.7)$$

Результати розрахунку вихідних даних для визначення граничних умов (ГУ) наведено в таблиці 7.1.

Розрахунок ГУ для всіх ділянок теплообміну (див. рисунок 7.33) на всіх розрахункових режимах (див. таблицю 7.1) виконують у формі таблиці 7.2.

У таблиці 7.2 наведено результати розрахунку граничних умов теплообміну для ділянки № 1 перших кількох розрахункових режимів.

Таблиця 7.2 – Розрахунок ГУ теплообміну на ділянці № 1

t, C	$n, \text{об/хв}$	$T_{кi}, \text{K}$	$P_{кi}, \text{Па}$	$R_1, \text{м}$	$U_1, \text{м/с}$	$T_{с1}, \text{K}$	$\mu_1 \cdot 10^5, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\lambda_1 \cdot 10^2, \text{Вт/м}\cdot\text{K}$	$\rho_1, \text{кг/м}^3$	Re_1	Nu_1	$\alpha_1, \text{Вт/(м}^2\cdot\text{град)}$
0	0	288	101325	0.096	0	288	2.3	3.35	1.21	0.0	0	50
60	6141	456	367624	0.096	62	457	2.7	3.90	2.78	$6.18 \cdot 10^5$	889	361
600	6141	456	367624	0.096	62	457	2.7	3.90	2.78	$6.18 \cdot 10^5$	889	361
600.1	8432	719	1572355	0.096	85	723	3.3	4.95	7.54	$1.86 \cdot 10^6$	2146	1107
690	8432	719	1572355	0.096	85	723	3.3	4.95	7.54	$1.86 \cdot 10^6$	2146	1107
690.1	9165	812	2543313	0.096	92	816	3.6	5.38	10.80	$2.69 \cdot 10^6$	2882	1616
...

7.5 Розрахунок теплового стану вузла

Метою розрахунку є визначення полів температур у диску турбіни і прилеглих до нього деталях на всіх розглянутих режимах роботи двигуна для подальшого використання їх при розрахунку напружено-деформованого стану вузла.

Розрахунок теплового стану будемо проводити в стаціонарній і нестаціонарній постановках. У першому випадку будемо розглядати базовий режим роботи двигуна – максимальний злітний на нульовій висоті, у другому – роботу двигуна відповідно до вибраного узагальненого польотного циклу (див. рисунок 7.36).

7.5.1 Стаціонарний розрахунок теплового стану вузла

Метою цього розрахунку є визначення розподілу температур у досліджуваних деталях при роботі на базовому режимі – максимальному злітному.

Для кожної ділянки теплообміну між деталями ротора й повітрям потрібно задати граничні умови згідно з розрахунковою схемою (див. рисунок 7.33). Щоб задати ГУ, необхідно в модулі Mechanical у дереві аналізу виділити блок *Steady-State Thermal*, тоді у верхній частині вікна з'явиться панель команд *Environment* з доступними типами теплових навантажень (рисунок 7.37). Після вибору типу теплового навантаження – *Convection* – у його настройках слід застосувати таке (рисунок 7.38):

- 1) указати метод вибору: *Scoping Method – Named Selection*;
- 2) після цього поле *Geometry* зміниться на *Named Selection*, у якому зі списку вибрати створену раніше групу, наприклад для ділянки теплообміну № 1, і задати відповідні значення коефіцієнта тепловіддачі (*Film Coefficient*) і температури навколишнього середовища (*Ambient Temperature*), звертаючи увагу на одиниці виміру.

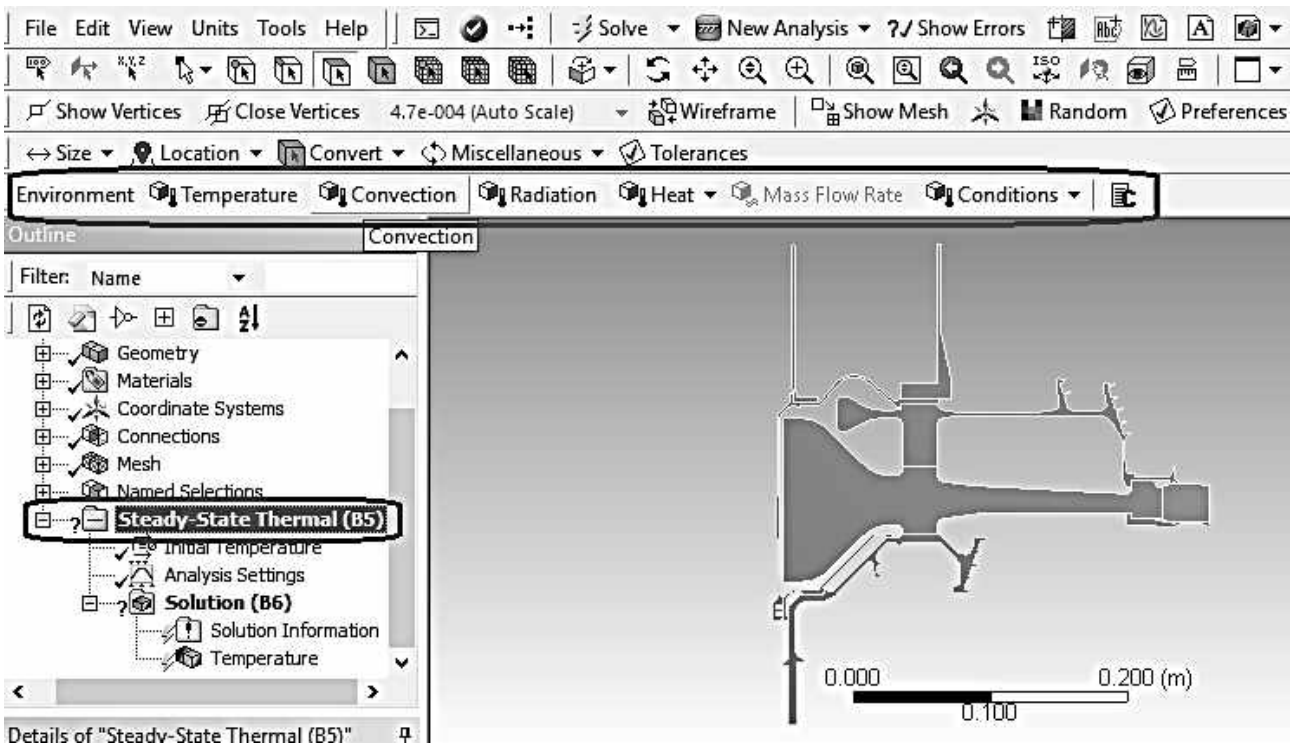


Рисунок 7.37 – Виклик панелі команд Environment

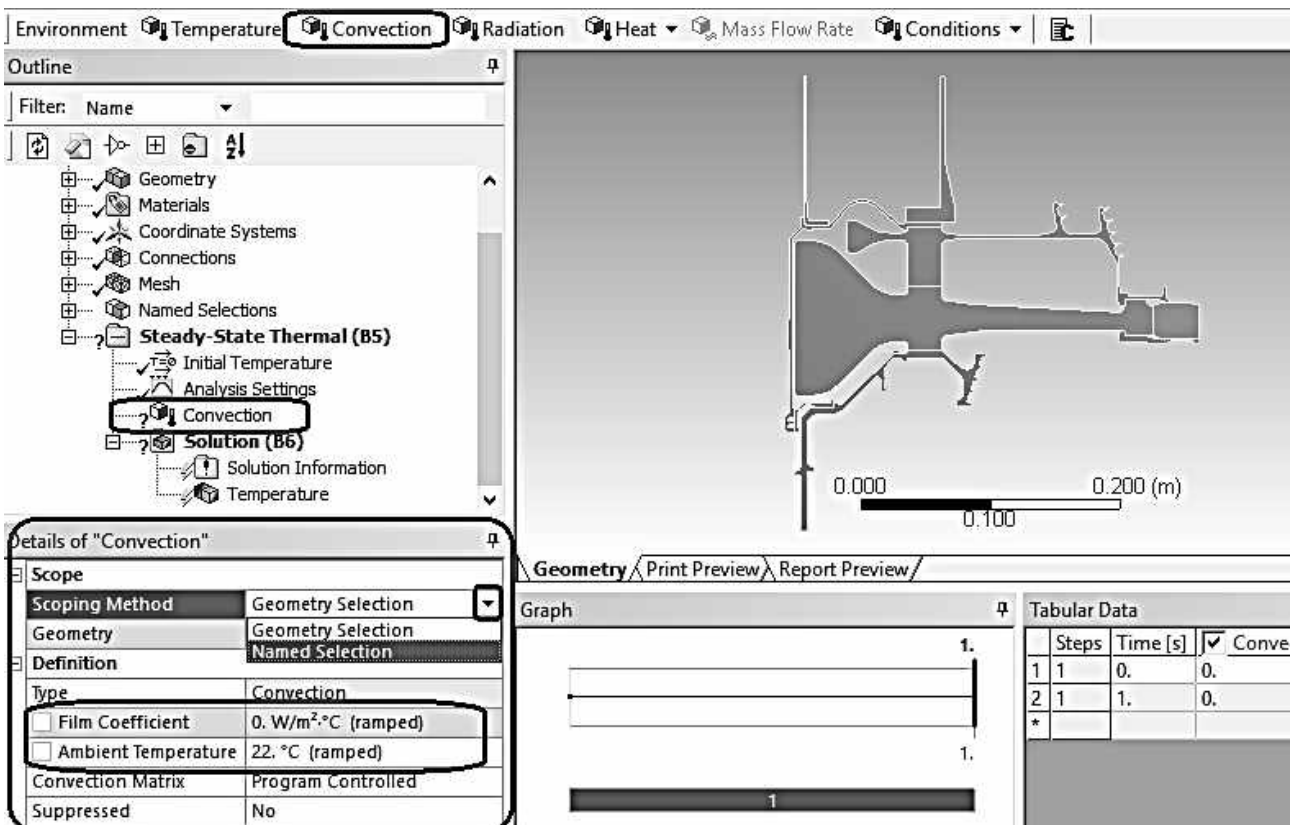


Рисунок 7.38 – Налаштування команди Convection

Повторити описану процедуру для всіх інших ділянок.

Унаслідок цього кількість прикладених навантажень типу Convection має збігатися з кількістю ділянок теплообміну на вибраній розрахунковій схемі.

Після закінчення навантаження моделі слід запуснути виконання розрахунку – кнопка *Solve* на панелі завдань (рисунок 7.39).



Рисунок 7.39 – Запуск розрахунку

Результати розрахунку знаходяться в каталозі Solution дерева моделі (рисунок 7.40).

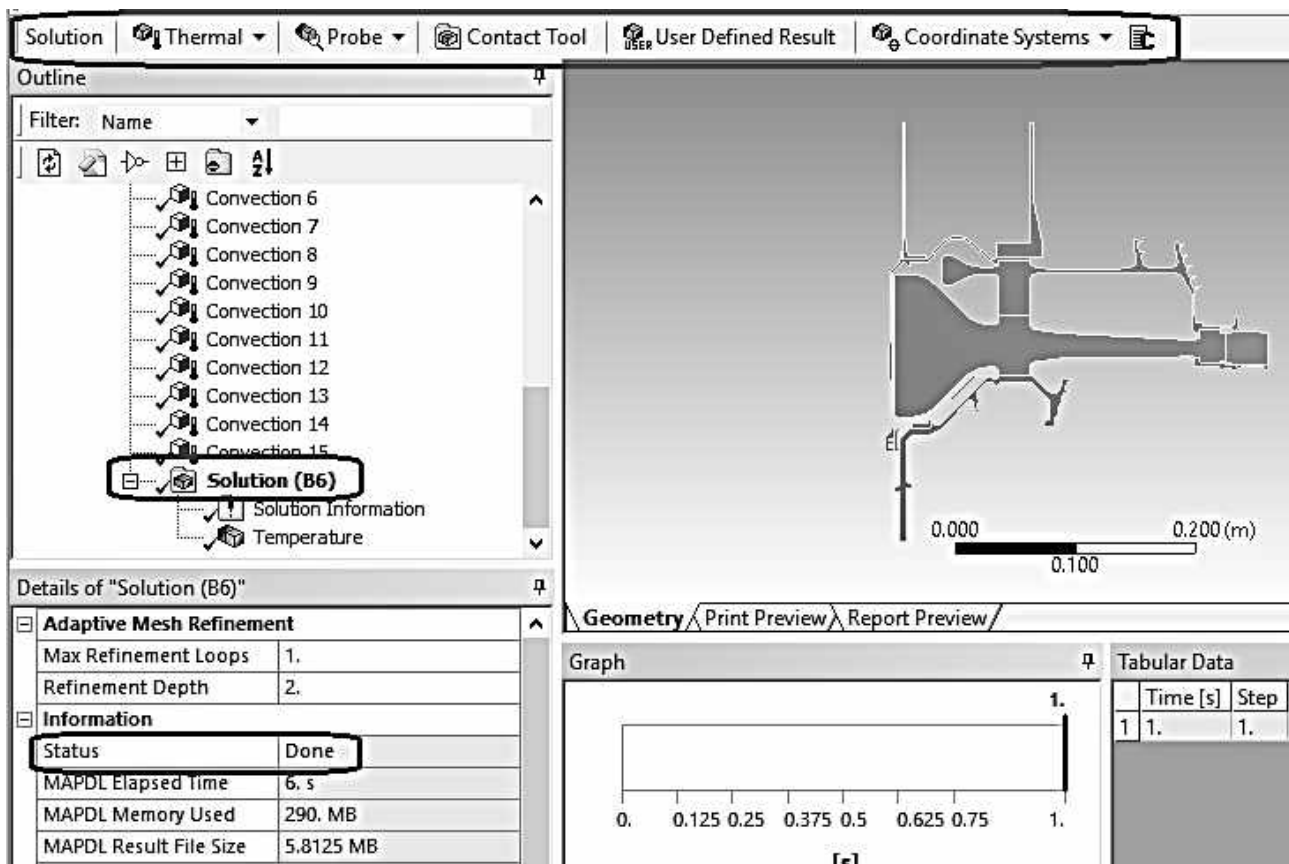


Рисунок 7.40 – Виклик панелі команд Solution

На рисунку 7.41 зображено усталене поле температур диска і прилеглих деталей на злітному режимі роботи.

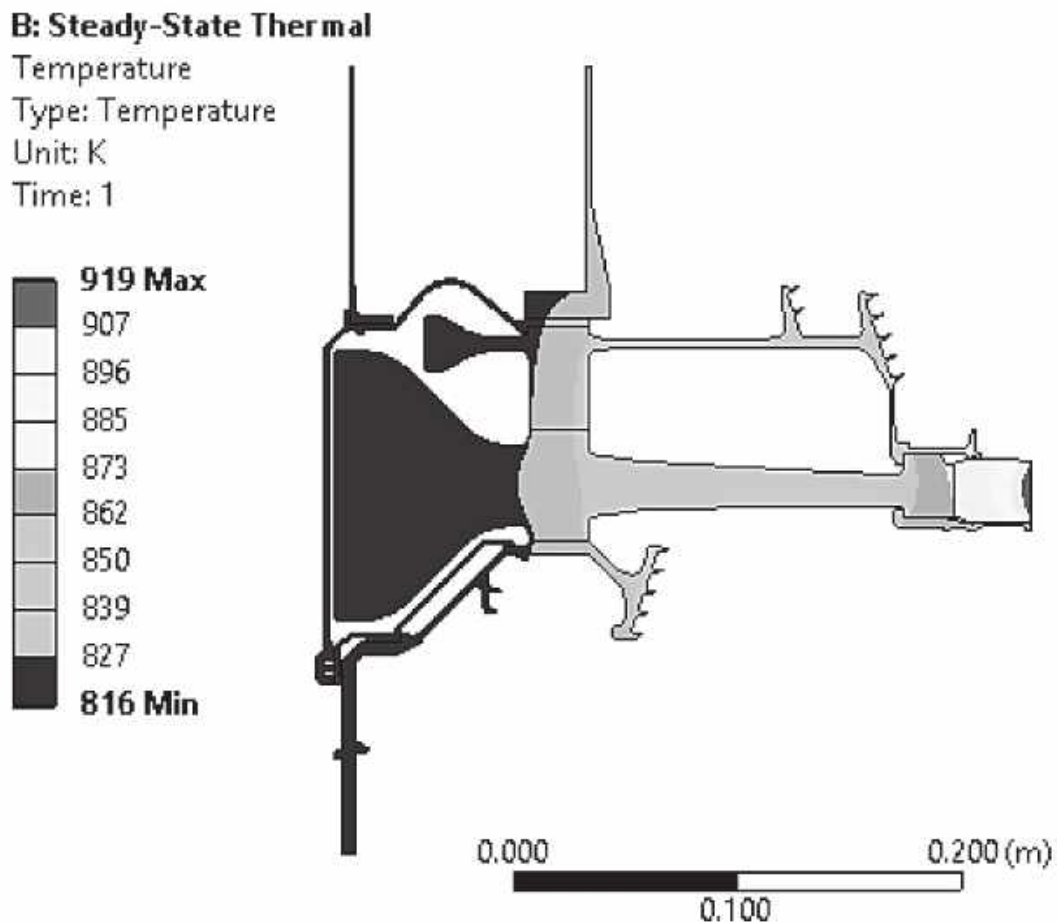


Рисунок 7.41 – Поле температур диска на базовому режимі роботи

7.5.2 Нестационарний розрахунок теплового стану

Мета цього розрахунку – визначення полів температур у розглянутих деталях на всіх режимах роботи двигуна при виконанні польотного циклу, визначеного в підрозділі 7.4.

Для додавання в проєкт нестационарного теплового аналізу конструкції слід перейти до основного вікна проєкту Workbench, у панелі інструментів (Toolbox) зі списку Analysis Systems вибрати новий тип аналізу *Transient Thermal* і «перетягнути» його на блок Steady-State Thermal у поле Model (рисунок 7.42). Таким чином, уся інформація про моделі (геометрія, модель матеріалів, умови контактів, сітка), за винятком настройок розрахунку і результатів, будуть передані з готового стаціонарного теплового аналізу в новий нестационарний (рисунок 7.43).

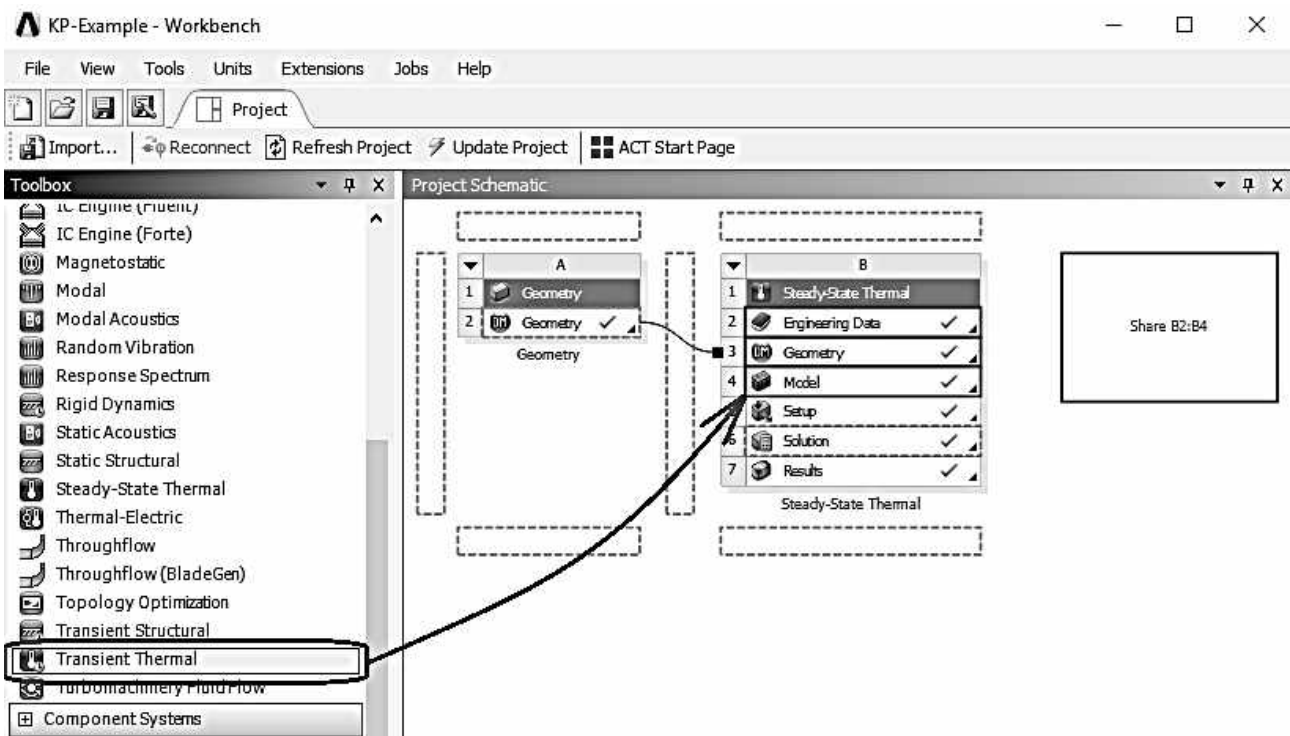


Рисунок 7.42 – Додавання нового типу аналізу Transient Thermal

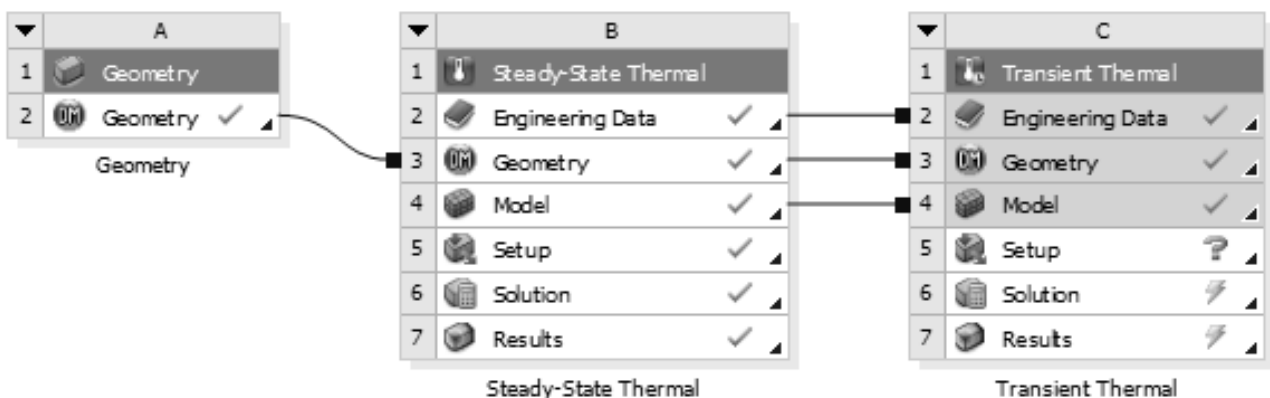


Рисунок 7.43 – Зв'язок аналізів Steady-State Thermal і Transient Thermal

Після додавання нового аналізу, пов'язаного з попереднім, його буде додано у вікні Mechanical у дерево моделі (рисунок 7.44).

Важливим моментом підготовки нестационарного аналізу будь-якого типу (thermal, structural) є його налаштування, пов'язане з часом досліджуваного процесу і тим, як змінюються будь-які з умов (навантаження, фіксація, контакти, властивості матеріалів тощо) протягом часу. Налаштування самого аналізу, а саме часу закінчення розрахунку,

кількості й тривалості кроків навантаження, кількості проміжних кроків у кожному кроці навантаження, контролю адаптації часового кроку, здійснюється в блоці Analysis Settings. Крім того, результати нестационарного аналізу значною мірою залежать від початкового стану, з якого стартує розрахунок.

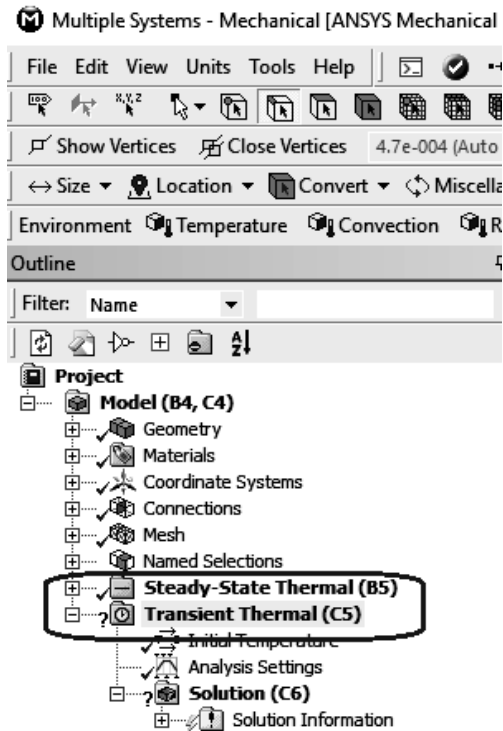


Рисунок 7.44 – Відображення Transient Thermal у Mechanical

Початковий стан у тепловому розрахунку визначає блок *Initial Temperature* (рисунок 7.45). У цьому випадку двигун починає працювати з холодного стану – 20 °C.

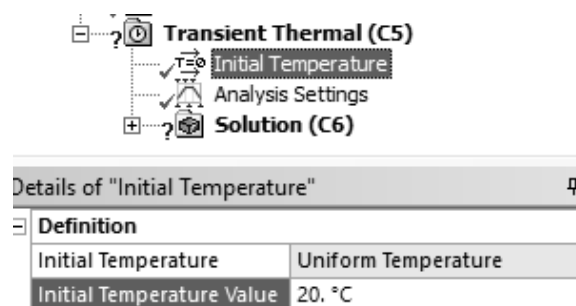


Рисунок 7.45 – Початкова температура в нестационарному тепловому розрахунку

Налаштування часу виконується в блоці *Analysis Settings* (рисунок 7.46). Кількість кроків навантаження – *Number Of Steps* – має бути не меншою, ніж сума всіх режимів роботи двигуна (один і той же режим роботи на різних висотах польоту вважається різними режимами) і переходів між режимами. Також доцільно поділити тривалі режими на 2-3 зони, це дасть можливість задати різні кроки за часом (малі на початку переходу на новий режим і великий – через деякий час) і тим самим зменшити тривалість розрахунку. З урахуванням усього сказаного в цьому прикладі кількість кроків навантаження дорівнює 28.

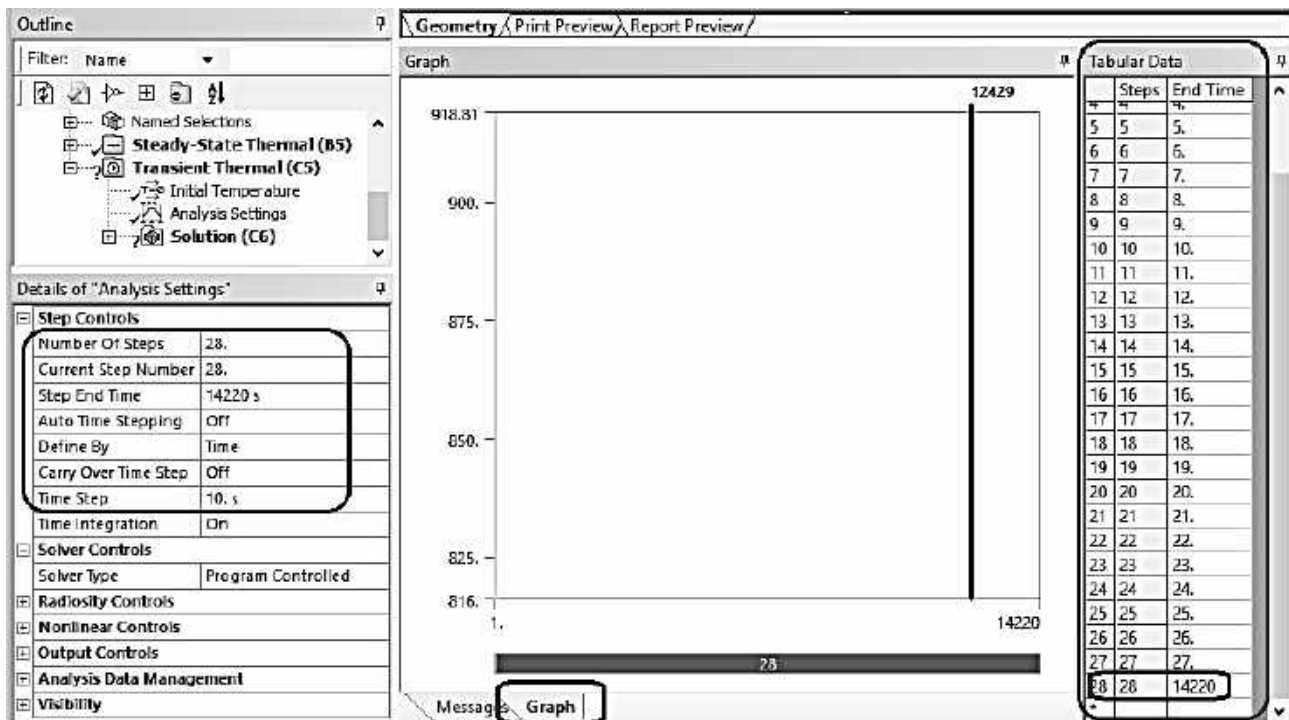


Рисунок 7.46 – Налаштування нестационарного теплового аналізу

Коли кількість кроків задано, для кожного з них необхідно визначити час закінчення *Step End Time*, відключити автоматичний часовий крок *Auto Time Stepping* – **off**, задати крок за часом *Time Step* (рисунок 7.46). Якщо тривалість кожного з кроків навантаження становить більше 1 с, а сумарний час процесу в секундах більше кількості кроків (як у розглянутому прикладі, тривалість УПЦ 14220 с, а кількість кроків навантаження – 28), то параметр *Step End Time* слід задавати в зворотному порядку, починаючи з останнього номера кроку навантаження *Current Time step*. Задати тривалість кроків навантаження також можна на вкладці *Graph* в полі *Tabular Data* (див. рисунок 7.46). Слід зазначити, що WB сумісний з таблицями Microsoft Excel, тобто підтримує процедуру копіювання і вставки елементів (рядків і колонок) таблиці Excel (таблиця 7.1) у полі *Tabular Data*. Результат задавання часових настройок для нестационарного аналізу теплового стану показано на рисунку 7.47.

Граничні умови теплообміну задають так само, як і в стаціонарному

аналізі теплового стану деталі (див. підрозділ 7.5.1). Відмінність полягає лише в тому, що в нестационарній постановці значення ГУ на кожній ділянці необхідно зв'язати з часом перехідного процесу (рисунок 7.48).

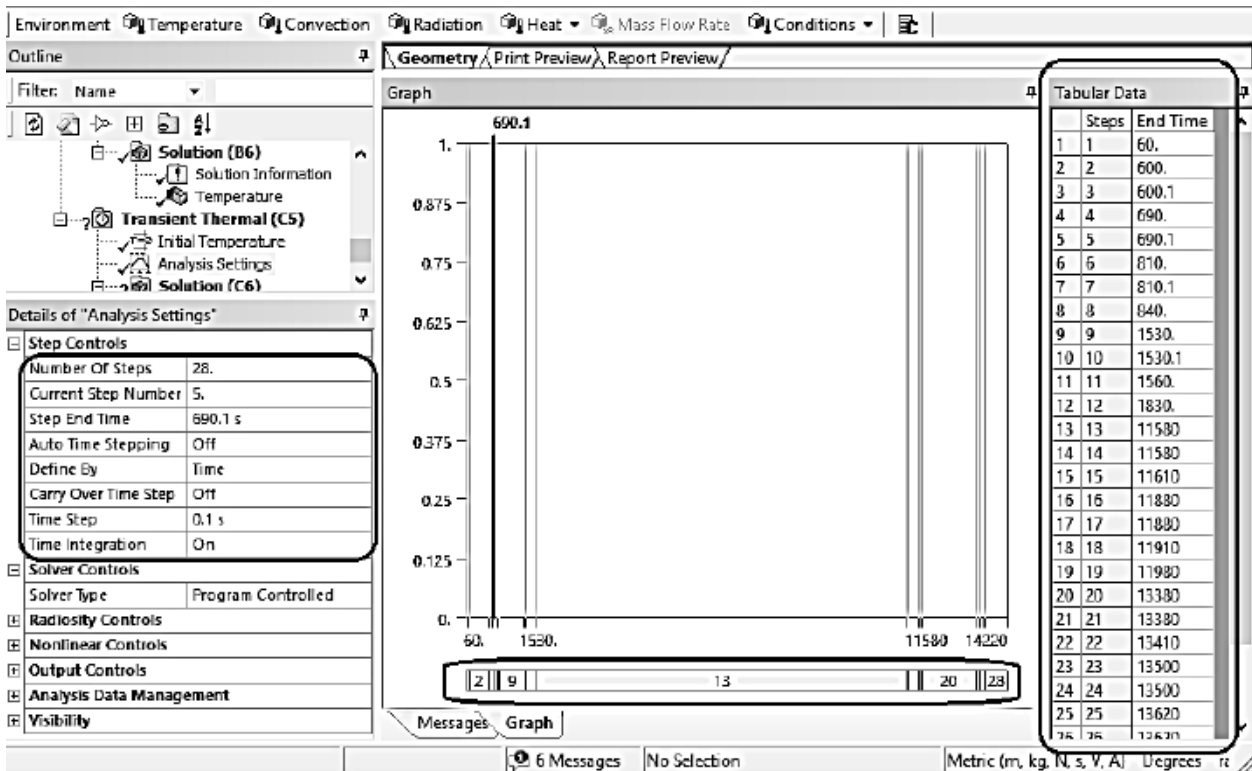


Рисунок 7.47 – Результат налаштування нестационарного теплового аналізу

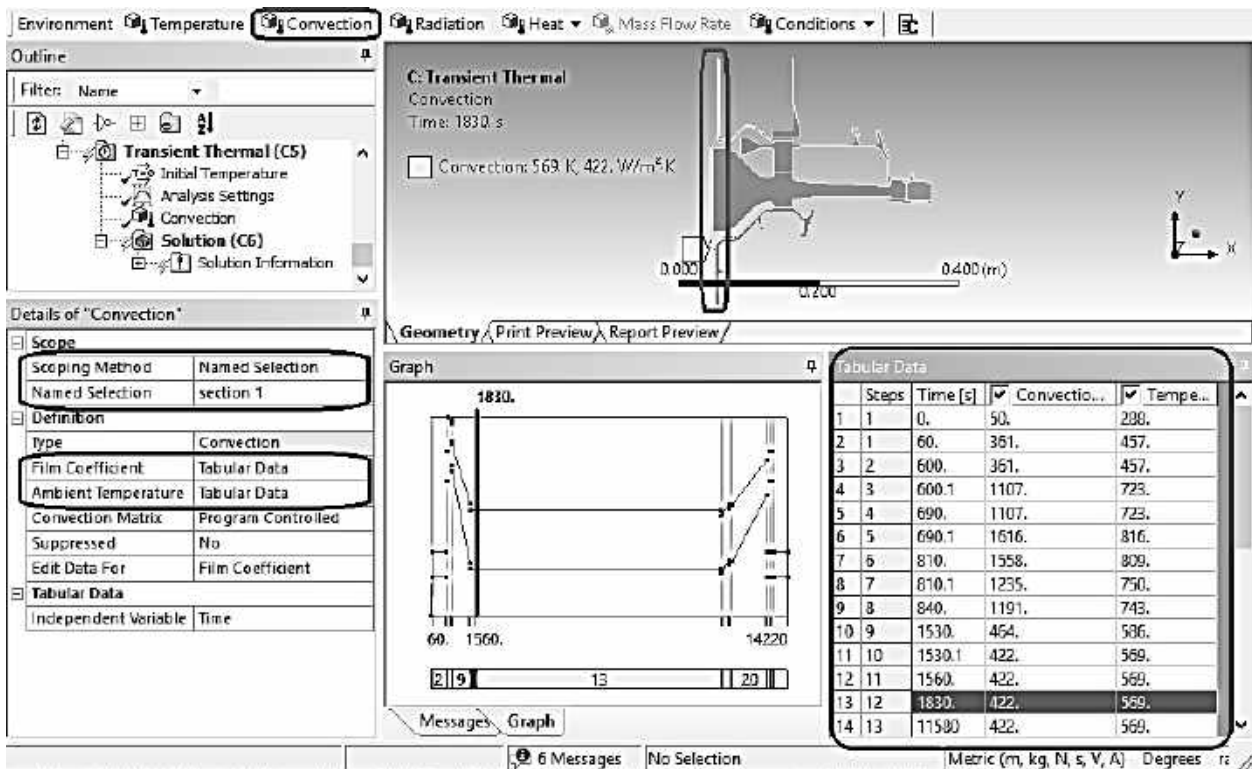


Рисунок 7.48 – Задавання змінних ГУ – Convection

Після того, як усі настройки і навантаження на модель визначено, запускають розрахунок (див. рисунок 7.39).

При виведенні на екран результатів нестационарного аналізу WB за замовчуванням відображає останній розрахунковий момент часу. Щоб викликати результат у цікавий для нас момент часу або розрахунковий крок, необхідно в настройках результатів (у цьому прикладі – температура) у групі *Definition* для параметра *By* вказати опцію *Time*, а для параметра *Display Time* задати бажаний час (рисунок 7.49). Аналогічно додають епюри результатів для всіх моментів часу, що цікавлять. На рисунку 7.49 справа видно, що додано дві епюри, які відповідають початку і закінченню злітного режиму. Щоб оновити інформацію для всіх заданих результатів, слід натиснути правою клавішею миші на блоці *Solution* у дереві моделі (рисунок 7.50) і з меню, що випадає, вибрати команду *Evaluate All Results*. Слід пам'ятати, що перерахунок результатів є необхідним кожен раз після змінення їх настройок.

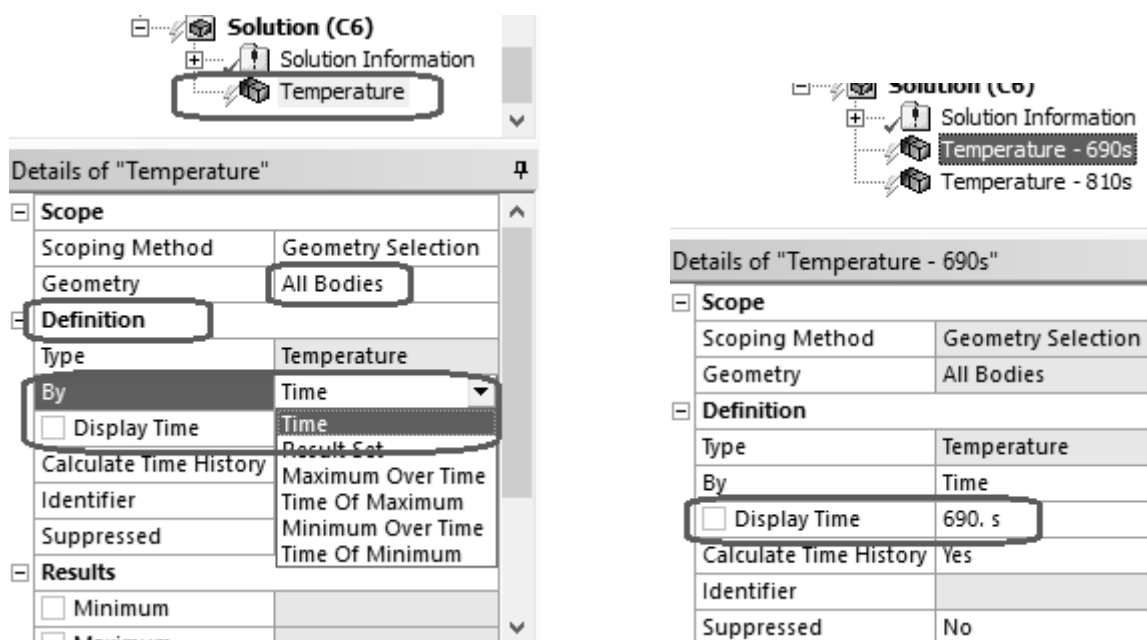


Рисунок 7.49 – Налаштування виведення поля температур у нестационарному розрахунку

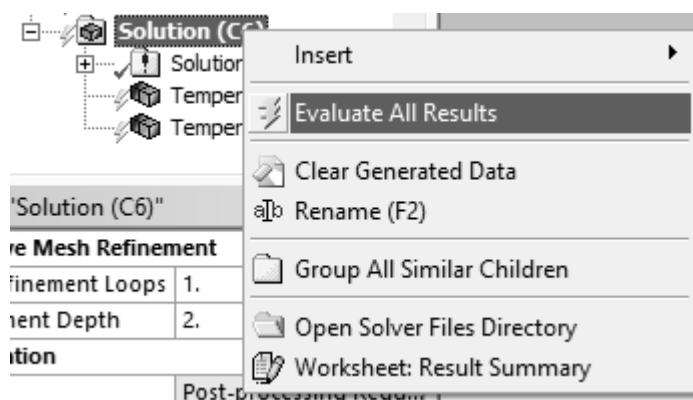


Рисунок 7.50 – Оновлення інформації для заданих результатів

На рисунку 7.51 зображено поля температур розрахункової моделі: зліва – на початку злітного режиму роботи двигуна в момент часу 690,1 с; справа – наприкінці злітного режиму в момент часу 810 с.

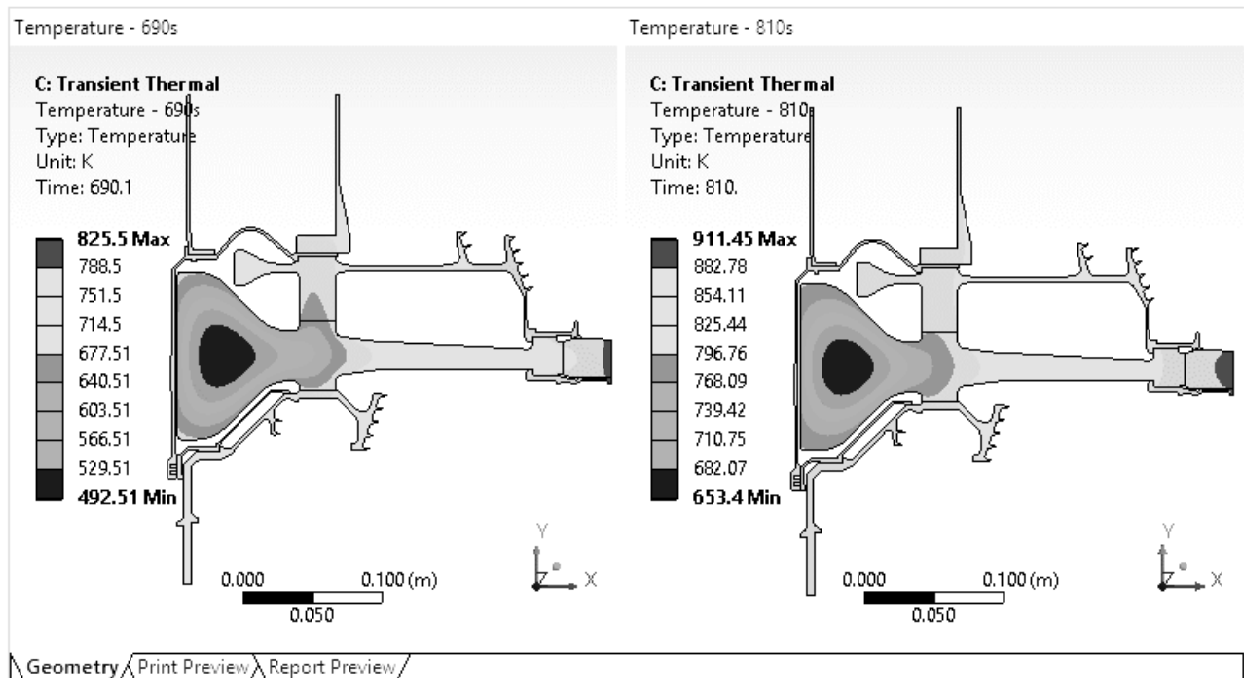


Рисунок 7.51 – Тепловий стан диска на початку (зліва) і наприкінці (справа) злітного режиму

Однак показані епюри температурного поля диска є «статичним» результатом, зафіксованим у зазначений момент часу, і його складно використовувати для детального аналізу стану деталі. З курсу «Системи охолодження елементів турбін» відомо, що температурні напруження спричиняються не абсолютним рівнем температур, їх різницею – градієнтом. Чим більше температурний градієнт у деталі, тим більше внесок теплового стану в сумарні напруження в деталі. Також відомо, що знак температурних напружень – розтягнення або стиснення – залежить від знака різниці локальної температури і середньої по всій деталі: більш холодна зона буде піддаватися розтягуванню, а більш гаряча – навпаки, стисненню.

Щоб проаналізувати змінення теплового стану диска, необхідно відобразити графіки змінення температур у деяких характерних точках. Зазвичай інтерес для аналізу становлять так звані критичні точки або зони, у яких у процесі навантаження деталі рівень сумарних напружень набуває максимальних значень порівняно з іншими зонами. У разі диска до таких зон належать (рисунок 7.52):

- 1) внутрішня поверхня центрального отвору в маточині – середня її частина;
- 2) отвори для болтів (штифтів), що з'єднують диск з валом або з іншими дисками;
- 3) пази для встановлення робочих лопаток.

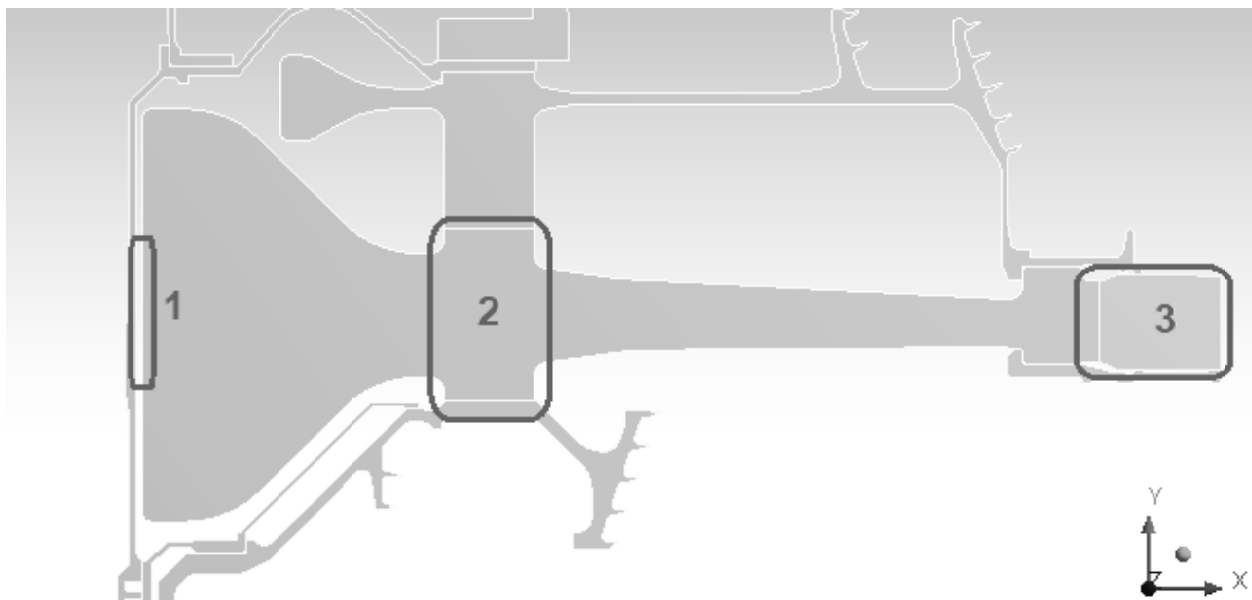


Рисунок 7.52 – Зони концентрації напружень у диску турбіни

Для того щоб аналіз змінення температур і напружень (напруження будуть отримані при подальшому розрахунку) проводити для одних і тих же точок, необхідно додати для кожної з трьох зон нову іменовану вибірку.

Перед додаванням вибірок слід відобразити сітку, натиснувши на панелі команд кнопку *Show Mesh* (див. рисунок 7.53). Потім у дереві моделі виділити блок *Named Selection* і, клікнувши по ньому правою клавішею миші, вибрати з меню, що випадає, команду *Insert, Named Selection* (рисунок 7.53). Для доданої вибірки вказати елемент, розташований якого відповідає критичній точці № 1 у районі маточини (рисунок 7.54, точка А).

Повторити команду *Insert, Named Selection* і додати нову вибірку для зони № 2 у районі отворів під болти, при цьому рекомендується вибрати розташування елемента на перетині осі отвору й середньої площини перерізу диска (див. рисунок 7.54, точка В).

Як було розглянуто в підрозділі 3.2, розсічена область обода диска змодельована ортотропним матеріалом з еквівалентними властивостями для того, щоб зберегти жорсткість цього сегмента. Цілком очевидно, що отримати коректні напруження в розсіченій області на базі плоскої вісесиметричної моделі неможливо. Крім того, на межі зон з ізотропними й ортотропними властивостями може виникнути «модельна» або «математична» концентрація напружень, зумовлена різким змінням значень пружних властивостей матеріалу, – у прикладі різниця становить кілька порядків. У зв'язку з цим при додаванні вибірки для критичної зони № 3 (пази під робочі лопатки) необхідно вказати елемент, розташований в області суцільного матеріалу в другому шарі від межі ізотропних та ортотропних властивостей (див. рисунок 7.54, точка С). Як і для перших двох зон, елемент має знаходитися на середній площині перерізу диска.

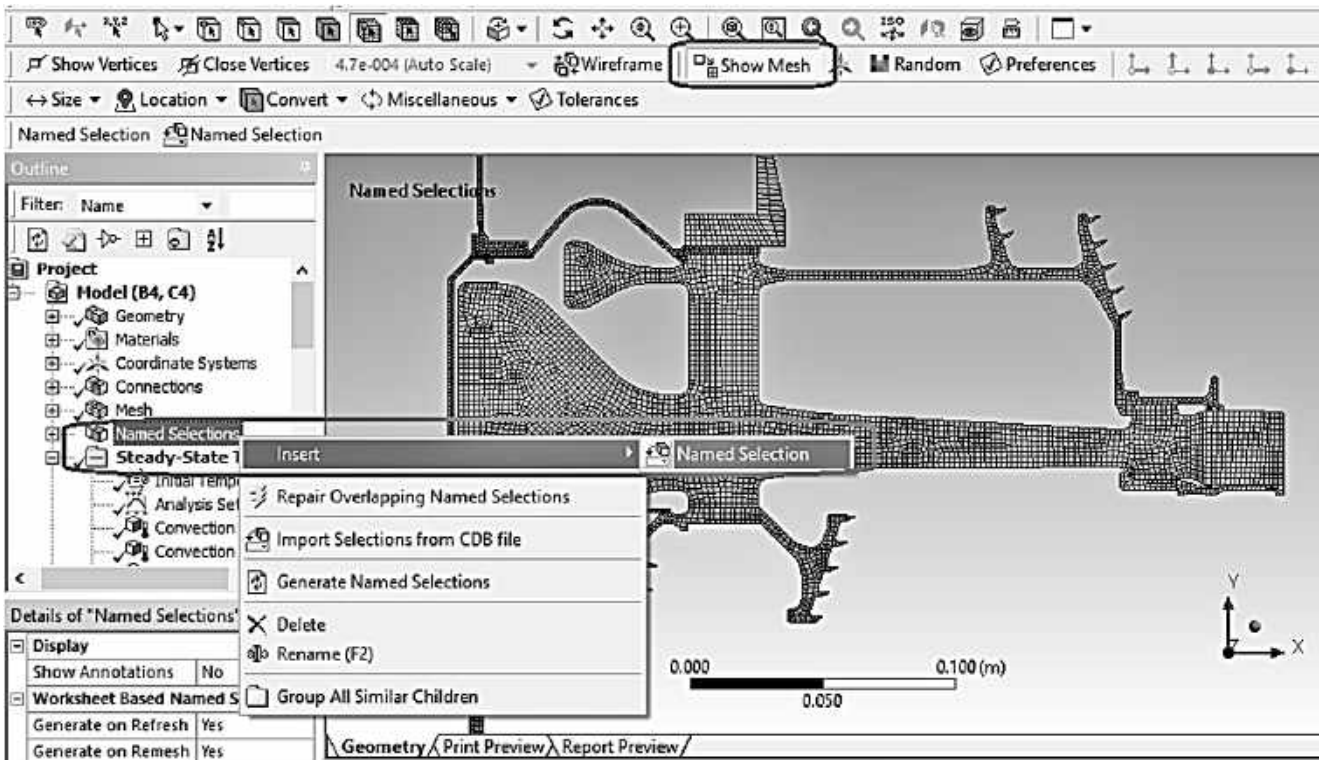


Рисунок 7.53 – Додавання нової іменованої вибірки для вузла сітки

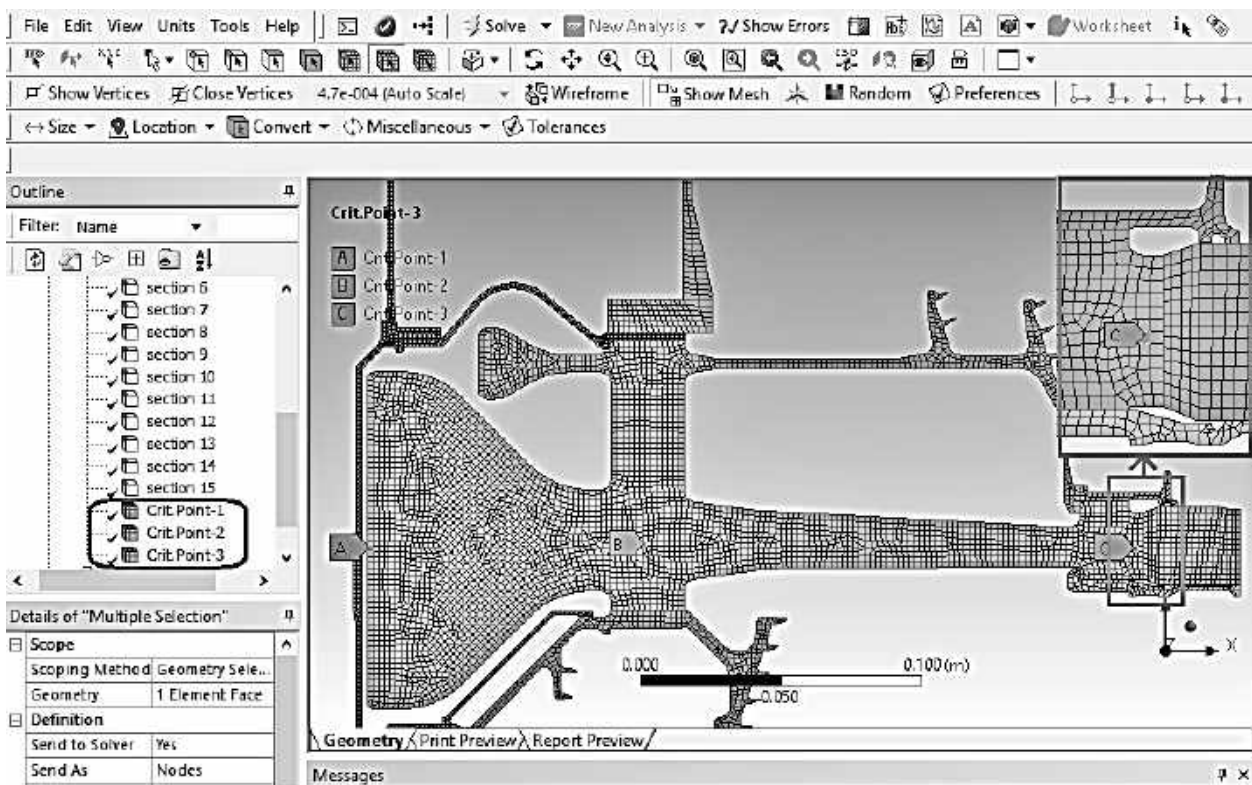


Рисунок 7.54 – Вибір критичних точок

Додати нову епюру результатів: панель команд *Solution*, *Thermal*, *Temperature*. У полі *Details of...* у розділі *Scope* вибрати опцію *Scoping Method* – *Named Selection*, а у полі *Named Selection*, що з'явилося, зі списку доступних

вказати вибірку для однієї з критичних точок (рисунок 7.55). Результат для точки № 1 показано на рисунку 7.56.

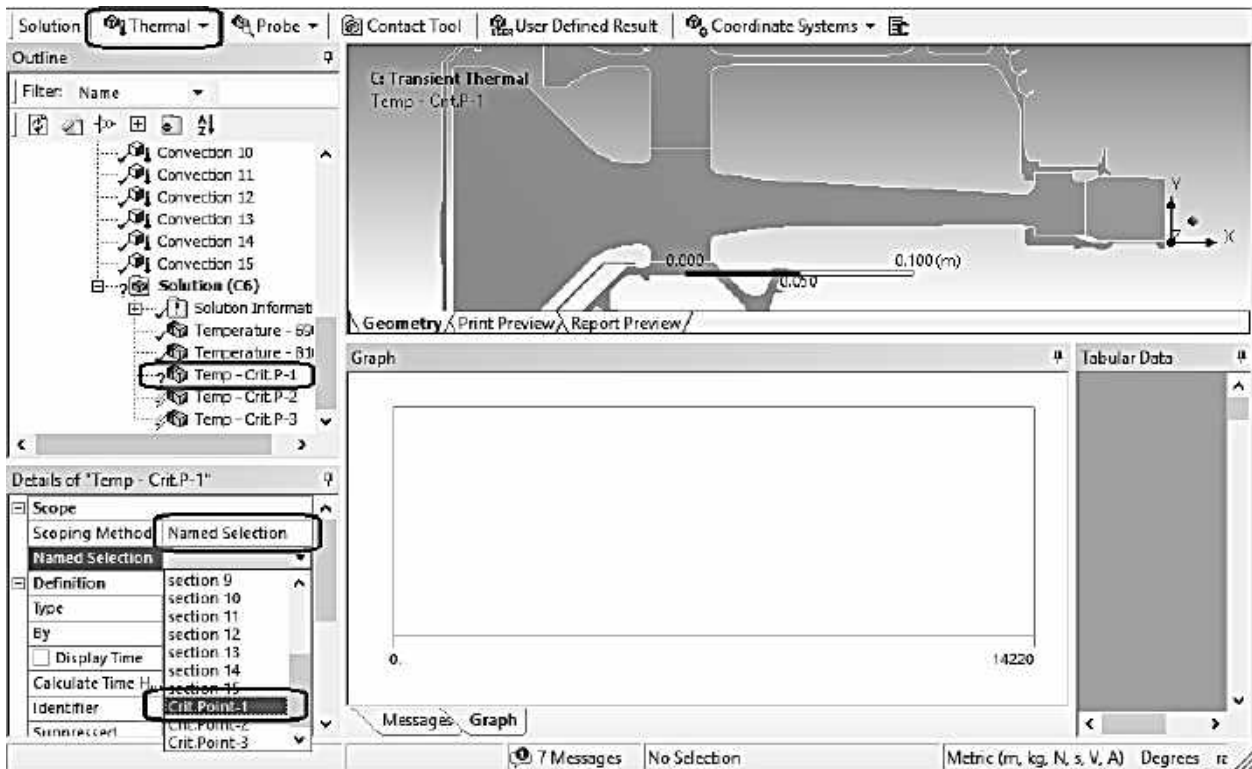


Рисунок 7.55 – Додавання графіка температури для критичної точки

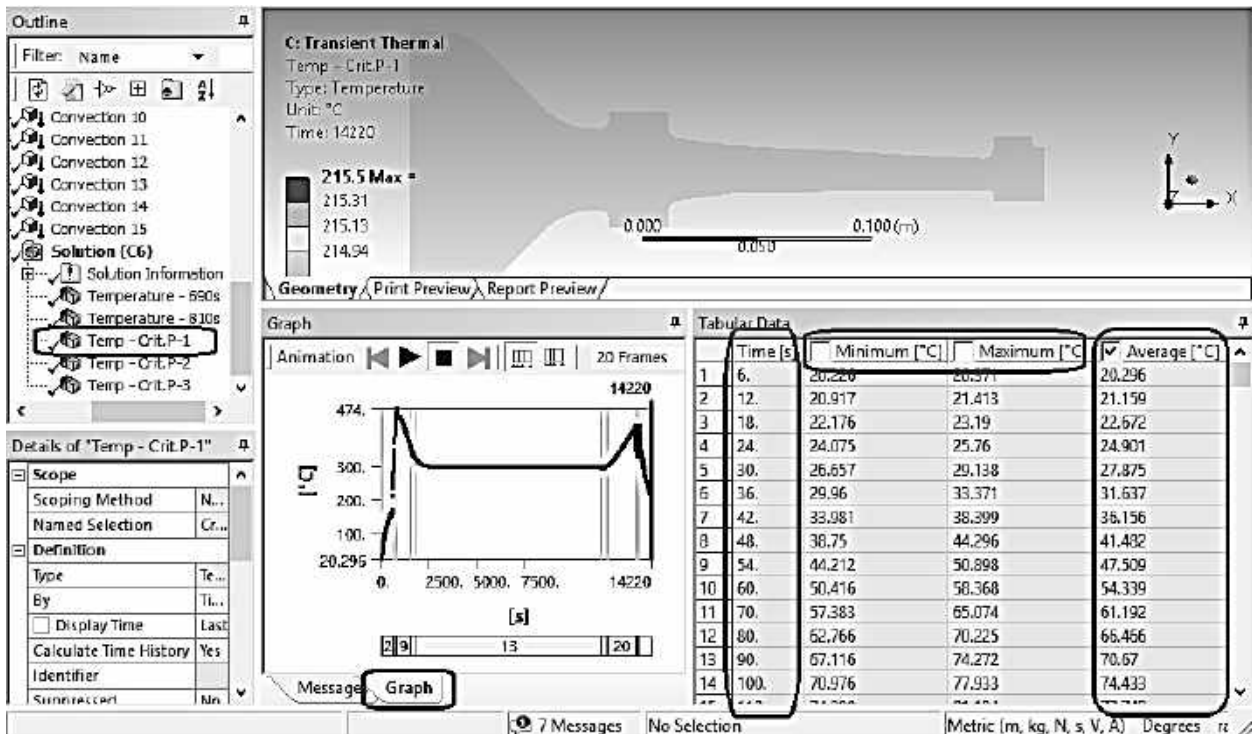


Рисунок 7.56 – Температура критичної точки № 1 протягом УПЦ

Оскільки вибірка для критичної точки створена по одному з елементів, а елемент з чотирма або більше вузлами, то графік буде містити

інформацію щодо мінімальної, максимальної й середньої температур зазначеного елемента. Коректним буде оцінювати тепловий стан диска в критичній точці за середньою температурою елемента. Для цього необхідно деактивувати значення мінімальної й максимальної температур – видалити галочки в полях *Minimum* і *Maximum* (див. рисунок 7.56). Крім того, стовпці *Time* і *Average* (див. рисунок 7.56) можна скопіювати в таблицю Excel для об'єднання декількох графіків в одну діаграму (рисунок 7.57).

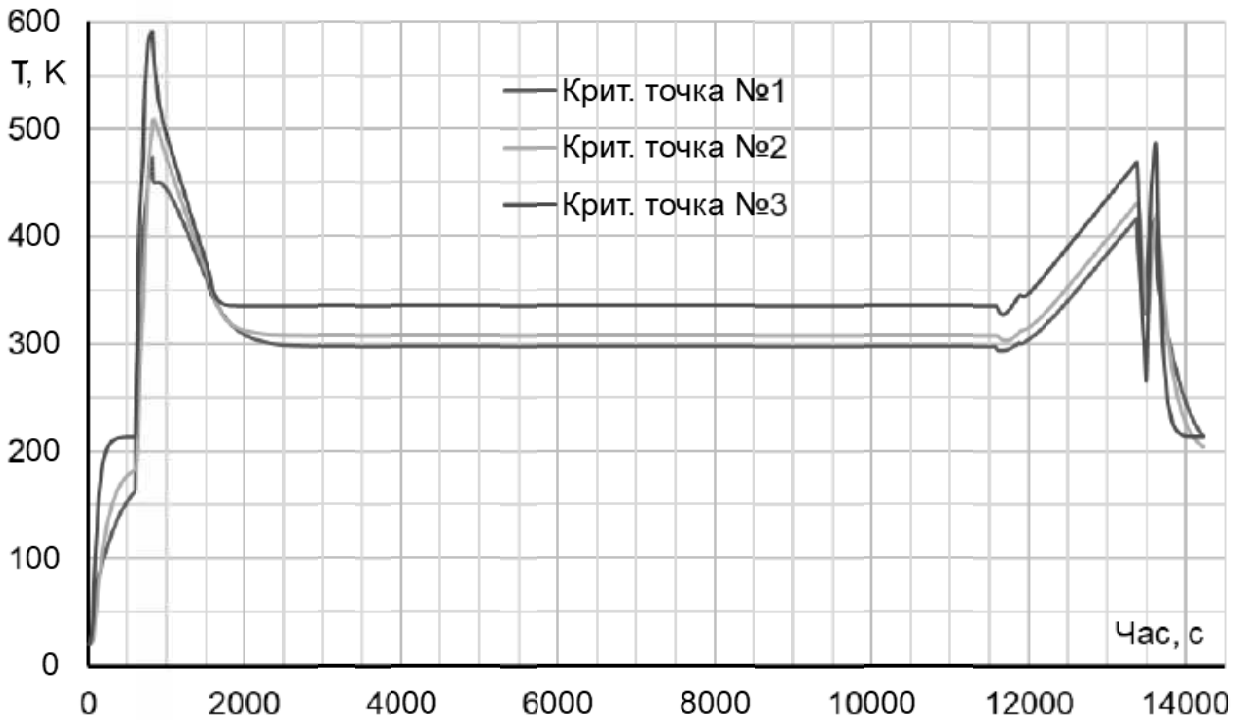


Рисунок 7.57 – Температури критичних точок № 1–3 протягом УПЦ

7.6 Розрахунок напружено-деформованого стану вузла

Метою цього розрахунку є визначення напружень на базовому (злітному) режимі роботи двигуна, зумовлених силовим впливом – силами інерції диска і прилеглих деталей.

Що стосується розв'язання задачі з механіки деформованого твердого тіла, необхідно задати умови закріплення й навантаження.

УВАГА! Для пласкої вісесиметричної моделі закріплення мають діяти тільки вздовж осі симетрії, тобто переміщення U_Y мають дорівнювати нулю.

Необхідно забезпечити свободу температурних розширень конструкції. У газотурбінному двигуні цього досягають шляхом застосування в системі опор окремого ротора тільки одного кулькового радіально-упорного підшипника, який зазвичай розміщують у більш холодній зоні компресора. Умови закріплення моделі мають якомога точніше відповідати умовам закріплення деталі. Модель ротора турбіни, що розглядається, має бути

закріплена тільки з одного боку за торець вала компресора.

Як навантаження на модель діють кутова частота обертання ω_y відносно осі OY і розтягувальне контурне навантаження від маси лопаток $\sigma_{р.л.}$, прикладене до периферії диска як тиск.

Розрахункову схему для аналізу напружено-деформованого стану досліджуваного вузла зображено на рисунку 7.58.

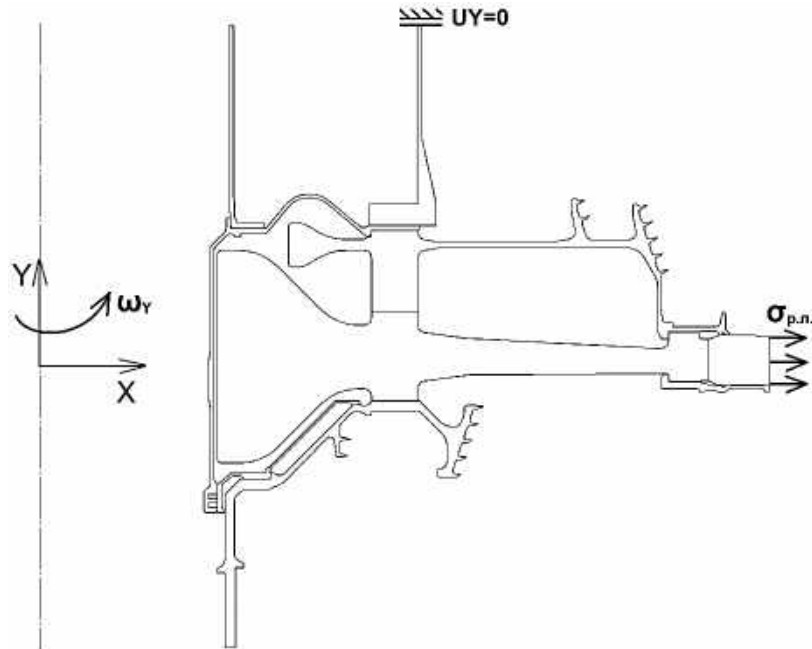


Рисунок 7.58 – Схема силового навантаження вузла

Static Structural – тип аналізу, який необхідно додати в схему проекту. Додавати (перетягувати) слід до розділу Model будь-якого з уже проведених теплових аналізів (рисунок 7.59).

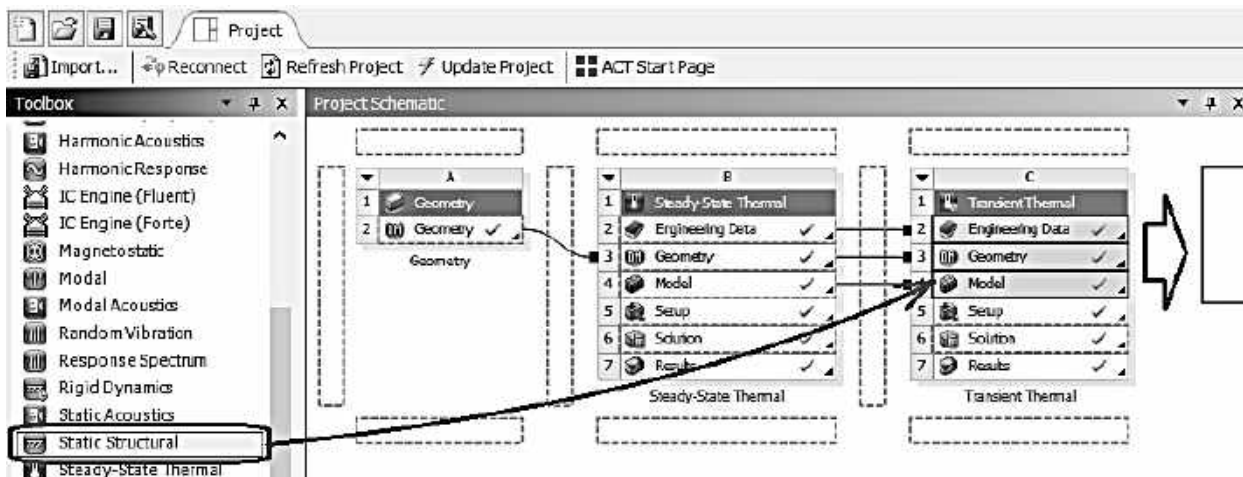


Рисунок 7.59 – Додавання аналізу стаціонарного напружено-деформованого стану в схему проекту

Тепер потрібно перейти у вікно Mechanical і задати навантаження із закріпленнями на готову модель (рисунок 7.60). Температуру навколишнього

середовища (Environment Temperature) задати такою, що дорівнює 20 °C. Усі навантаження і закріплення знаходяться у відповідних групах панелі команд *Environment*. кутова швидкість – у групі *Inertial*; інші види навантажень – у *Loads*; закріплення (або, якщо необхідно, переміщення) – у *Supports*. Усі ГУ силового характеру, що прикладаються, слід задавати за компонентами, як показано на рисунках 7.61, 7.62.

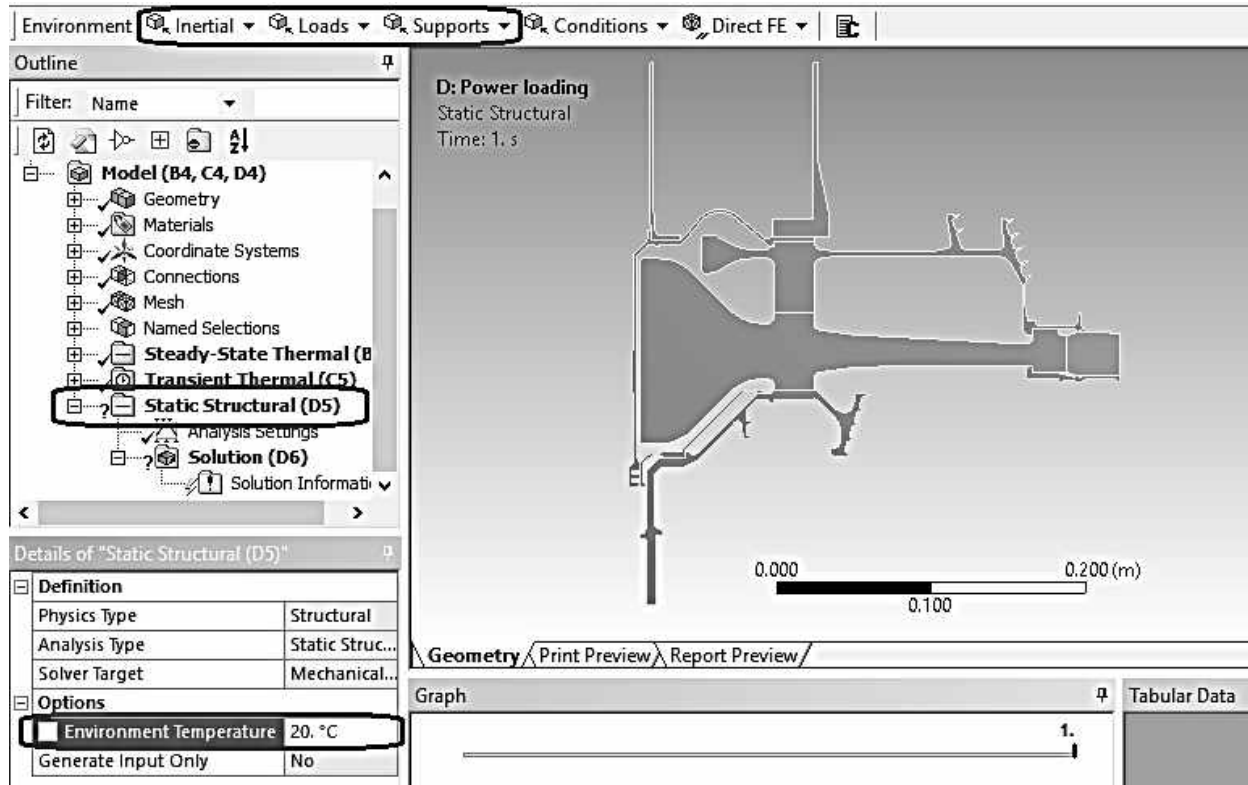
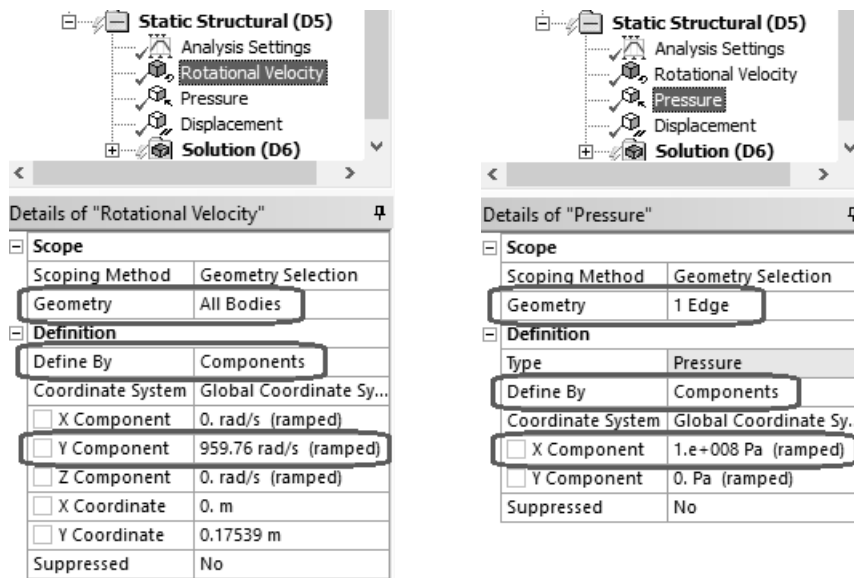


Рисунок 7.60 – Налаштування аналізу Static Structural



а

б

Рисунок 7.61 – Силіві ГУ:
а – кутова швидкість; б – тиск

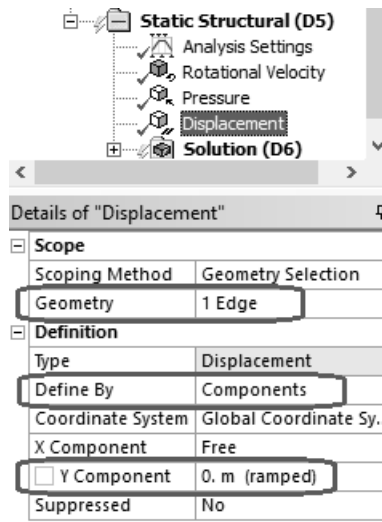


Рисунок 7.62 – Силіві ГУ: обмеження переміщень

Усі додані до моделі навантаження силового характеру показано на рисунку 7.63.

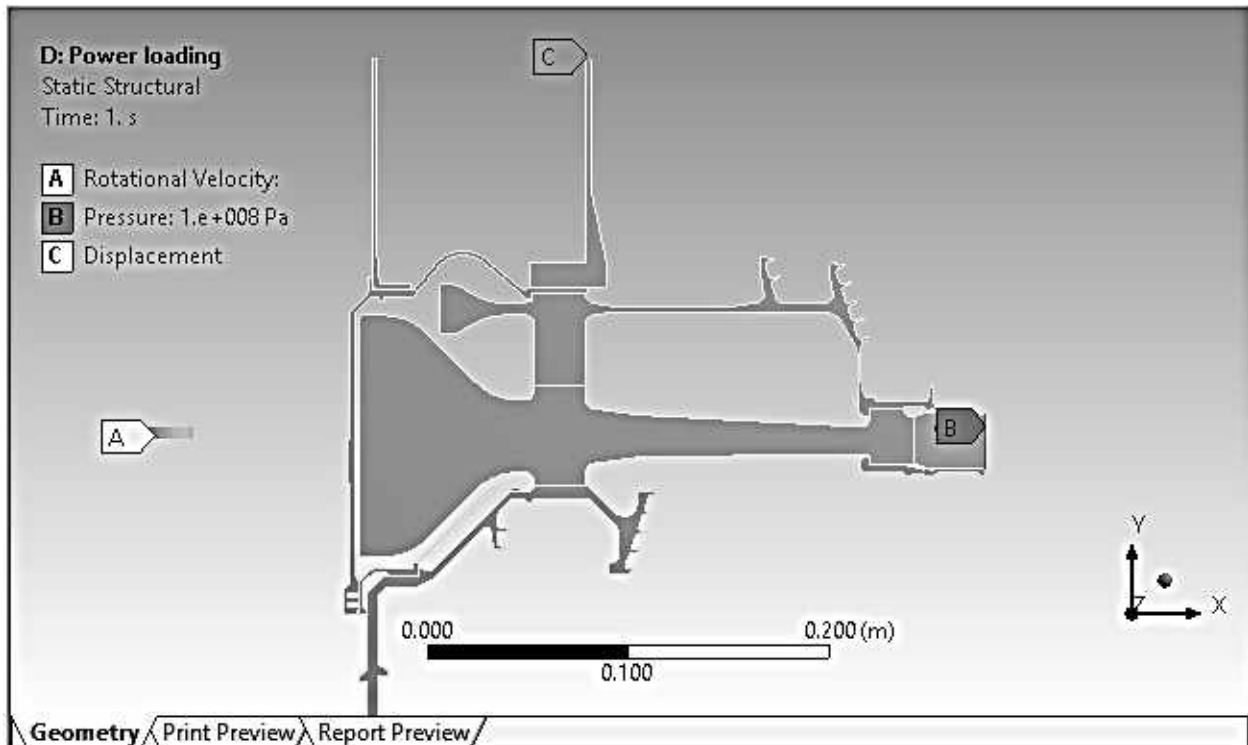


Рисунок 7.63 – Силіві ГУ: загальний вигляд

Для виведення результатів розрахунку напружено-деформованого стану необхідно додати епюри напружень. Роблять це так само, як і для результатів теплового аналізу (див. підрозділ 7.5.1, рисунок 7.40).

Нормальні напруження (Normal Stress) по осях OX (радіальний напрямок) і OZ (коловий напрямок) показано на рисунку 7.64, еквівалентні за Мізесом напруження (Equivalent Stress) – на рисунку 7.65.

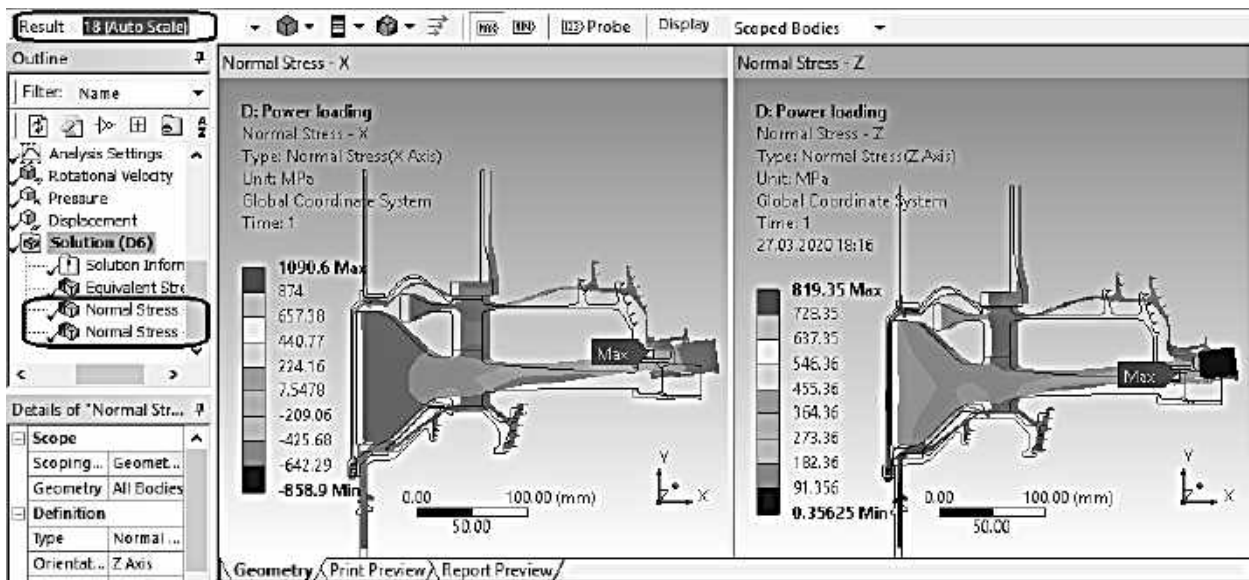


Рисунок 7.64 – Радіальні й коллові напруження, зумовлені обертанням

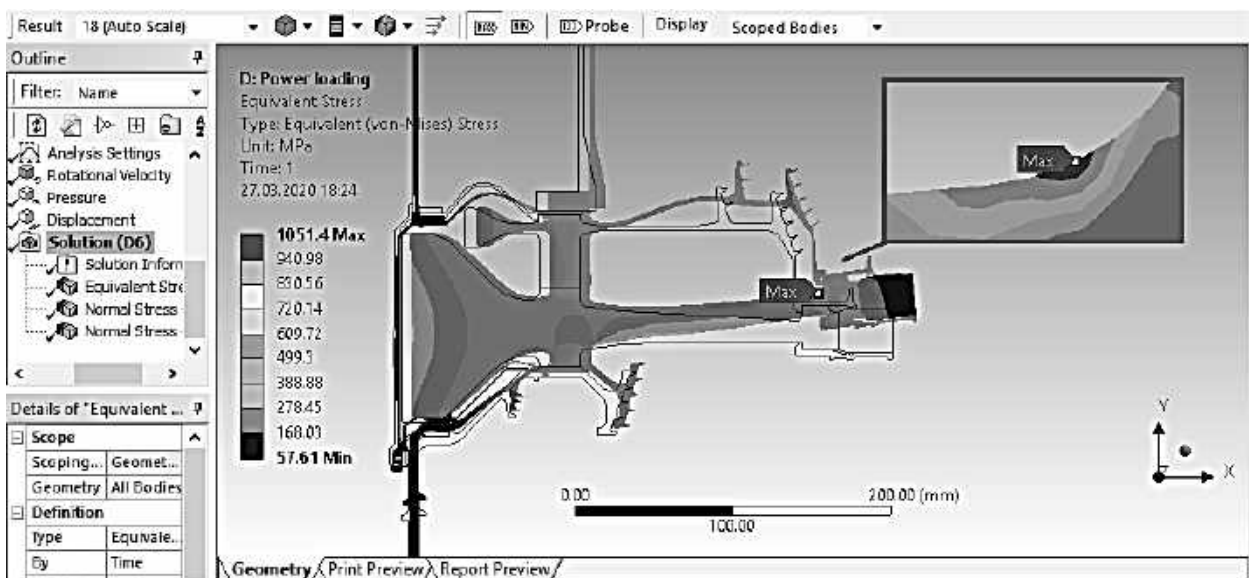


Рисунок 7.65 – Еквівалентні напруження, зумовлені обертанням

Загальний вигляд розподілу напружень відповідає теоретичному. Припущення про можливість моделювання замкової частини шляхом задання ортотропних властивостей матеріалу є правильним, що демонструє розподіл колових напружень. Отримані максимальні напруження 1051 МПа є нефізичними й свідчать про те, що на заокругленні між ободом і полотном диска спостерігається робота матеріалу в зоні пластичності. Це може бути зумовлене кількома причинами: «грубою» сіткою в зоні заокруглення; неврахуванням згинального моменту від газових сил, що діють на лопатковий вінець, який передається на диск через хвостовики лопаток; неврахуванням реальних зазорів між ободом диска і лабіринтовим диском.

7.7 Розрахунок термонапруженого стану вузла

Метою цього розрахунку є визначення полів напружень у деталі з урахуванням сумарної дії теплових силових навантажень.

Розрахунок необхідно проводити у двох постановках – стаціонарній (на злітному режимі) і нестаціонарній (при виконанні польотного циклу).

7.7.1 Стаціонарний розрахунок термонапруженого стану вузла

Розрахунок температурних напружень

Початковою інформацією при розрахунку температурних напружень є поле температур у деталі, отримане внаслідок аналізу її теплового стану. Щоб транслювати результати стаціонарного теплового розрахунку в структурний, необхідно аналіз *Static Structural* з панелі Toolbox основного вікна проекту «перетягнути» на модуль *Solution* уже виконаного аналізу *Steady-State Thermal* (рисунок 7.66).

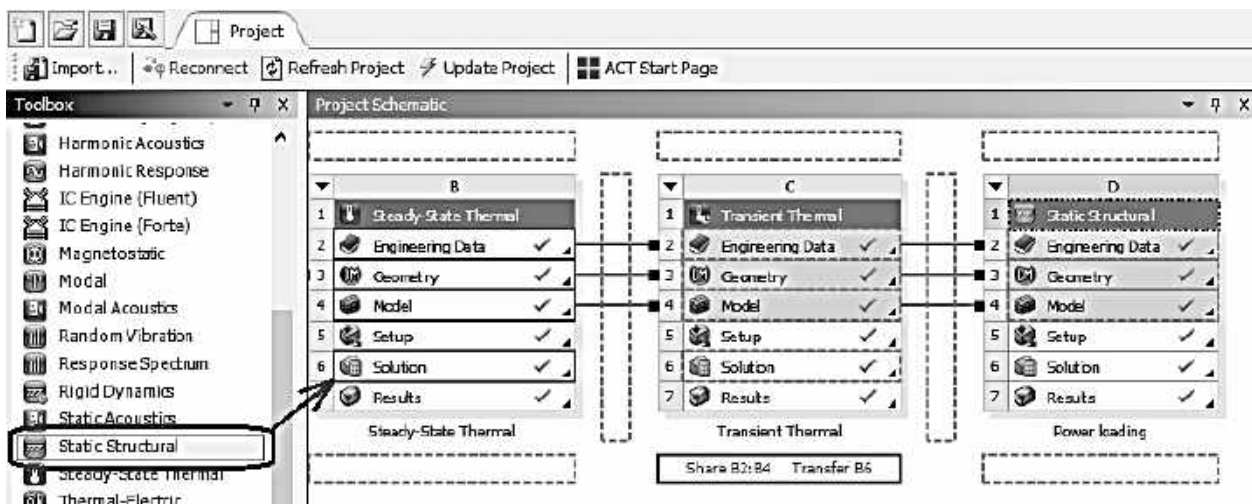


Рисунок 7.66 – Додавання статичного структурного аналізу термонапруженого стану

Навантаженням у цьому типі аналізу є поле температур, отримане раніше в стаціонарному тепловому розрахунку. Рисунок 7.67 показує, що цей вид навантаження вже додано в дерево моделі як *Imported Body Temperature*, і, оскільки тепловий розрахунок був стаціонарним, температура буде імпортована для скінченного часу. Щоб температури були завантажені в поточний аналіз, потрібно виконати команду *Import Load*, яку викликають натисканням правої клавіші миші на компоненті *Imported Body Temperature* у блоці *Imported Load* (див. рисунок 7.67).

Результат імпорту температури показано на рисунку 7.68.

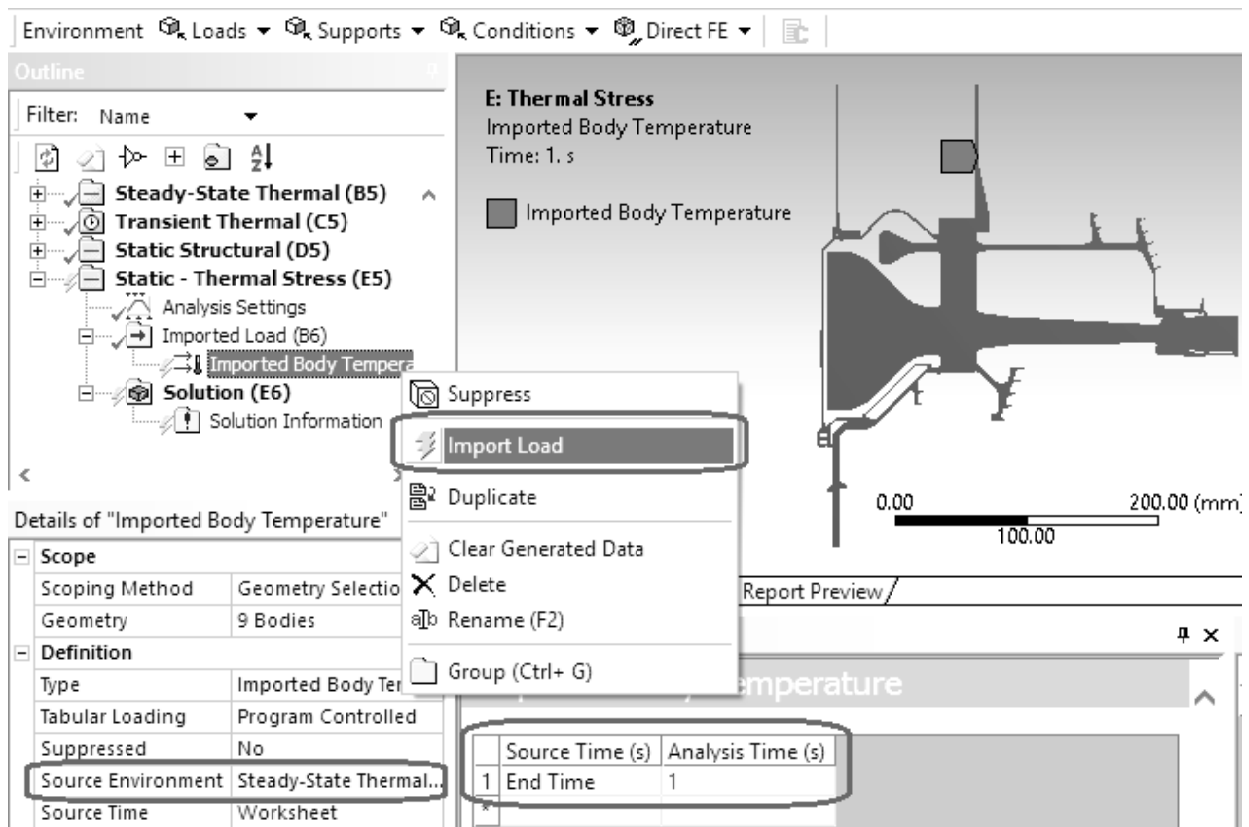


Рисунок 7.67 – Імпорт теплового стану в міцнісний розрахунок

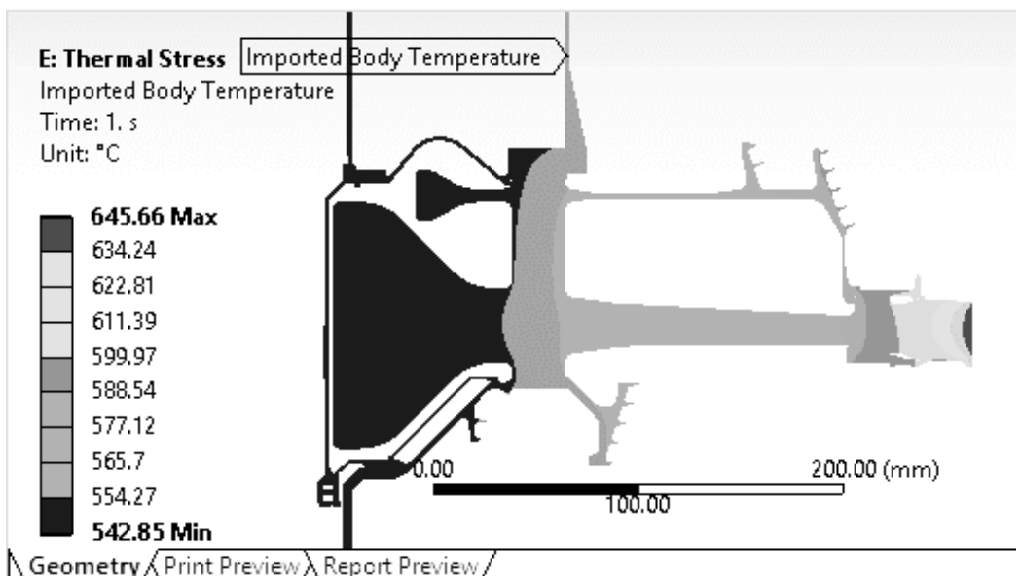


Рисунок 7.68 – Результат імпорту температури в міцнісний розрахунок

Ніякі силові навантаження в цьому розрахунку не потребуються.

Закріплення моделі таке саме, як у підрозділі 7.6 (див. рисунок 7.62).

Додавання результатів розрахунку напружень було розглянуто в підрозділі 7.6. Температурні напруження в диску і прилеглих деталях, що відповідають сталому тепловому стану на злітному режимі роботи двигуна, зображено на рисунках 7.69, 7.70.

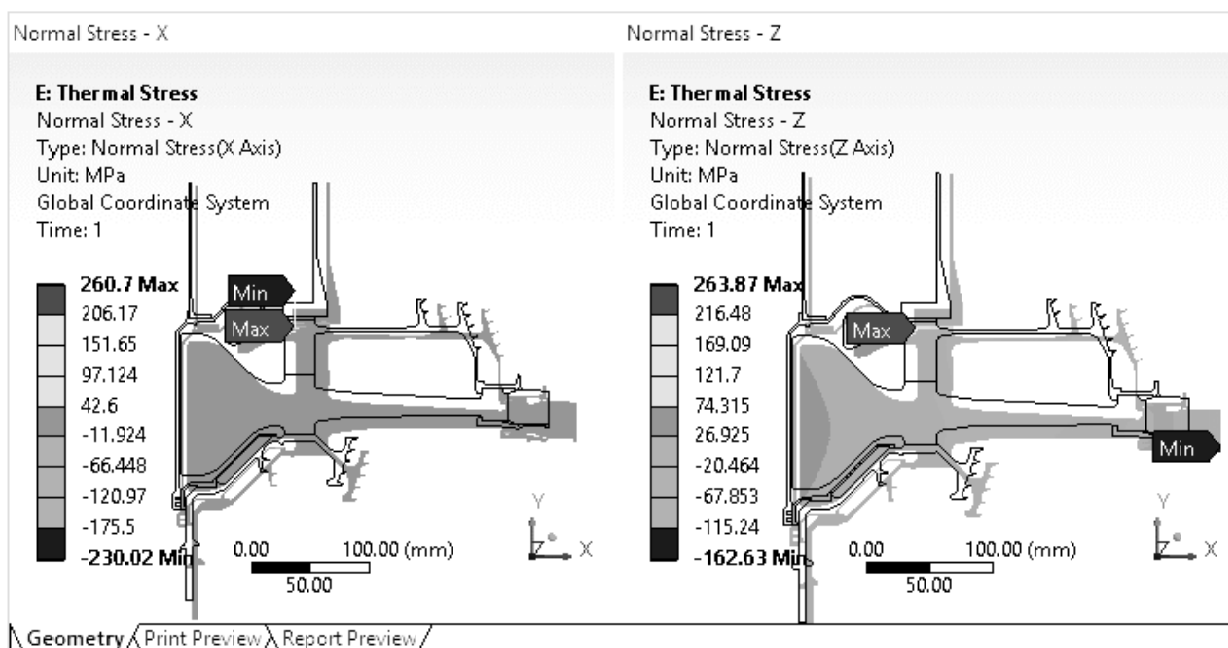


Рисунок 7.69 – Температурні напруження в радіальному (X) і коловому (Z) напрямках

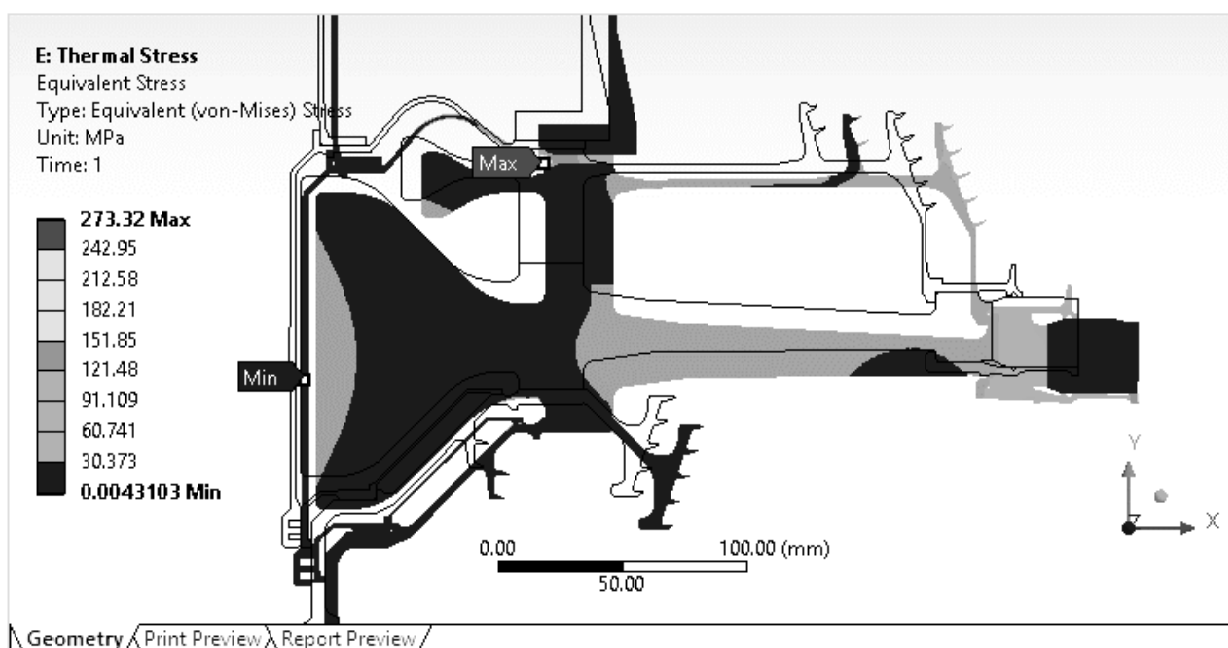


Рисунок 7.70 – Еквівалентні температурні напруження

Розрахунок напружень від дії термічних і силових навантажень

Додавання аналізу термонапруженого стану конструкції з урахуванням сумарного впливу теплових і силових факторів навантаження здійснюють так само, як для аналізу температурних напружень: новий аналіз типу *Static Structural* «перетягують» з панелі Toolbox на блок Solution теплового аналізу в поле Project Schematic основного вікна проєкту (див. підрозділ 7.7.1, рисунок 7.66).

Закріплення моделі й додавання навантажень у цьому розрахунку проводять аналогічно розрахунку напружено-деформованого стану вузла (див. підрозділ 7.6). На додаток до силових факторів навантаження слід виконати імпорт вузлових температур моделі, отриманих у тепловому аналізі, як це було описано вище (див. рисунок 7.67). Після навантаження й закріплення моделі розрахунок запускають на виконання.

Результатами цього аналізу є сумарні напруження в диску й прилеглих деталях у радіальному й коловому напрямках (рисунок 7.71), а також еквівалентні напруження за Мізесом (рисунок 7.72).

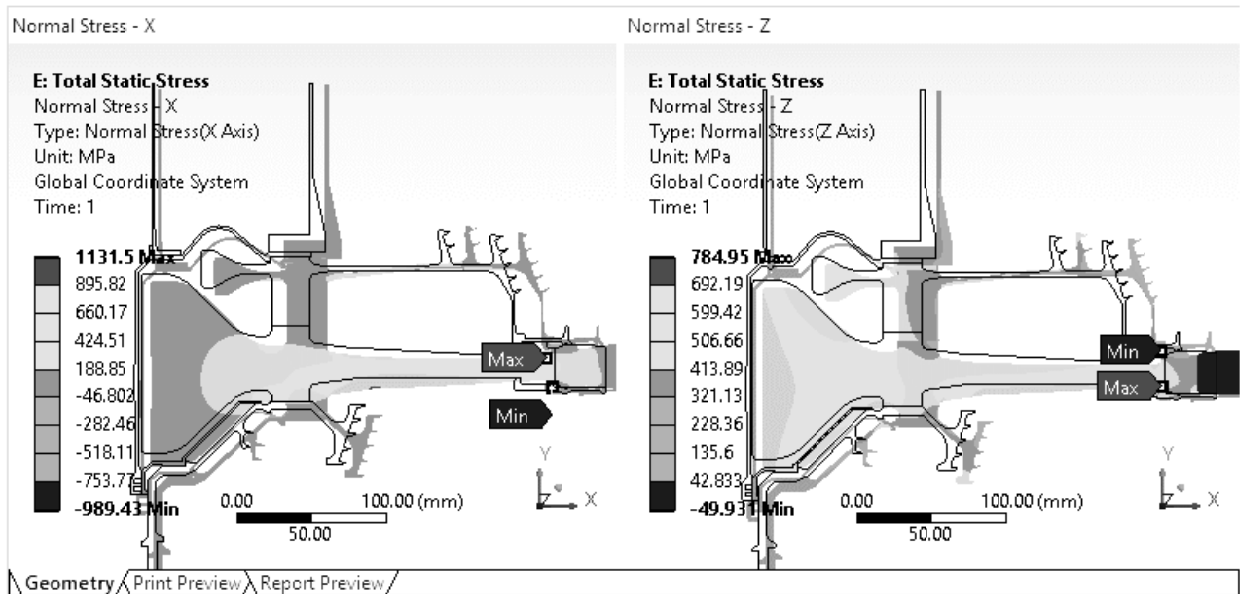


Рисунок 7.71 – Сумарні напруження в радіальному (X) і коловому (Z) напрямках при силовому й тепловому навантаженні конструкції

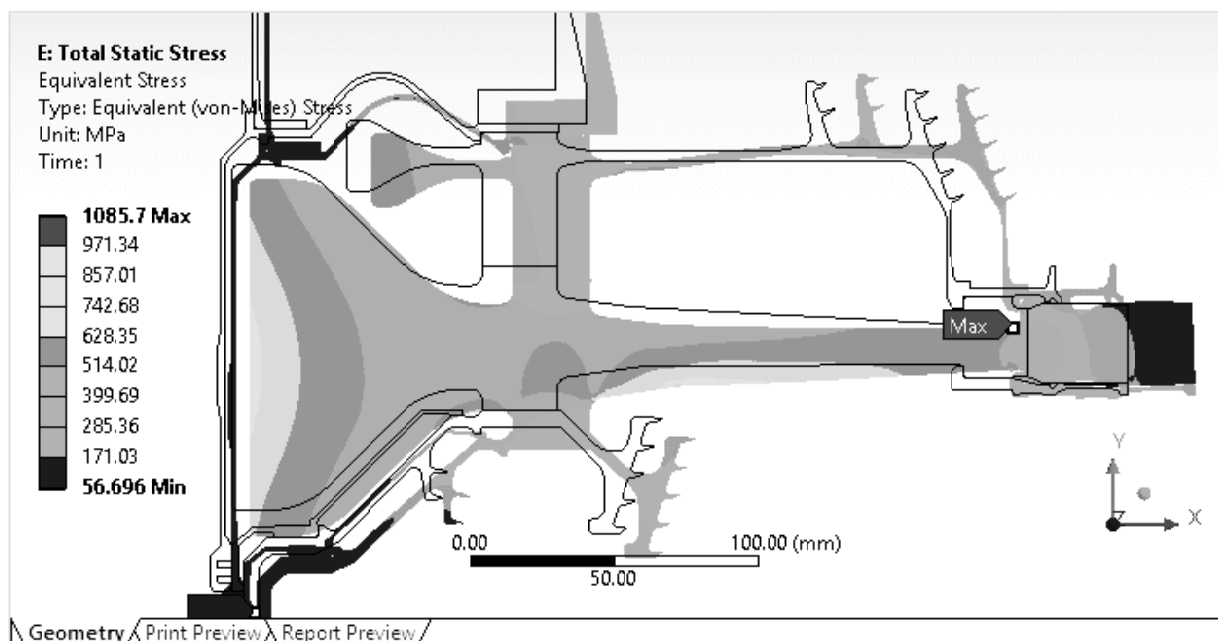


Рисунок 7.72 – Сумарні еквівалентні напруження в диску на сталому злітному режимі роботи

7.7.2 Нестационарний розрахунок термонапруженого стану вузла

Метою розрахунку є визначення полів напружень у диску для кожного моменту часу при виконанні польотного циклу.

Розрахунок слід починати з підготовки міцнісної бази. Для цього необхідно додати нестационарний структурний аналіз (*Transient Structural*) до блока *Solution* уже проведеного аналізу *Transient Thermal* (рисунок 7.73).

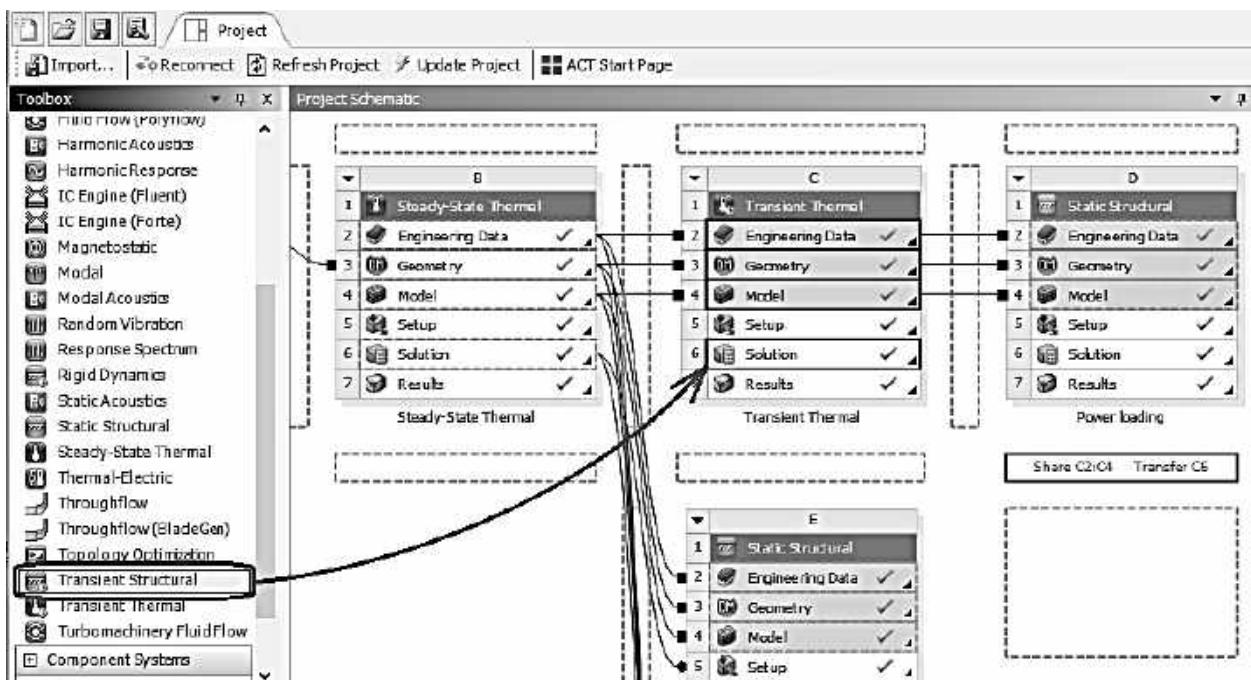


Рисунок 7.73 – Еквівалентні температурні напруження

Для проведення аналізу НДС деталі з урахуванням її теплового стану в нестационарній постановці необхідно виконати такі пункти:

- визначити початковий тепловий стан конструкції;
- задати настройки аналізу (кількість кроків навантаження, зміни кроків, час закінчення розрахунку й час проміжних кроків у кожному кроці навантаження);
- настроїти імпорт поля температур;
- настроїти закріплення моделі й навантаження змінним у часі силовим впливом.

Настройки, пов'язані з початковим станом (рисунок 7.74), кількістю й тривалістю кроків навантаження (рисунок 7.75), мають повністю відповідати настройкам проведеного раніше нестационарного розрахунку теплового стану конструкції (див. підрозділ 7.5.2).

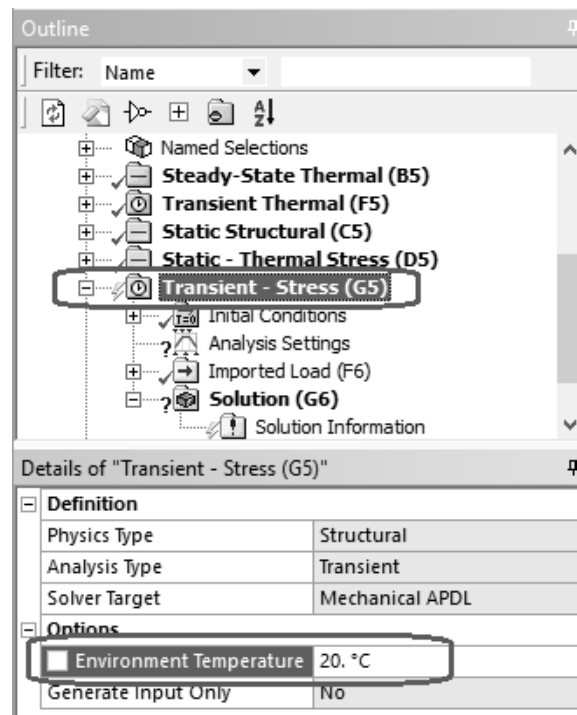


Рисунок 7.74 – Початковий тепловий стан у нестационарному розрахунку напружень

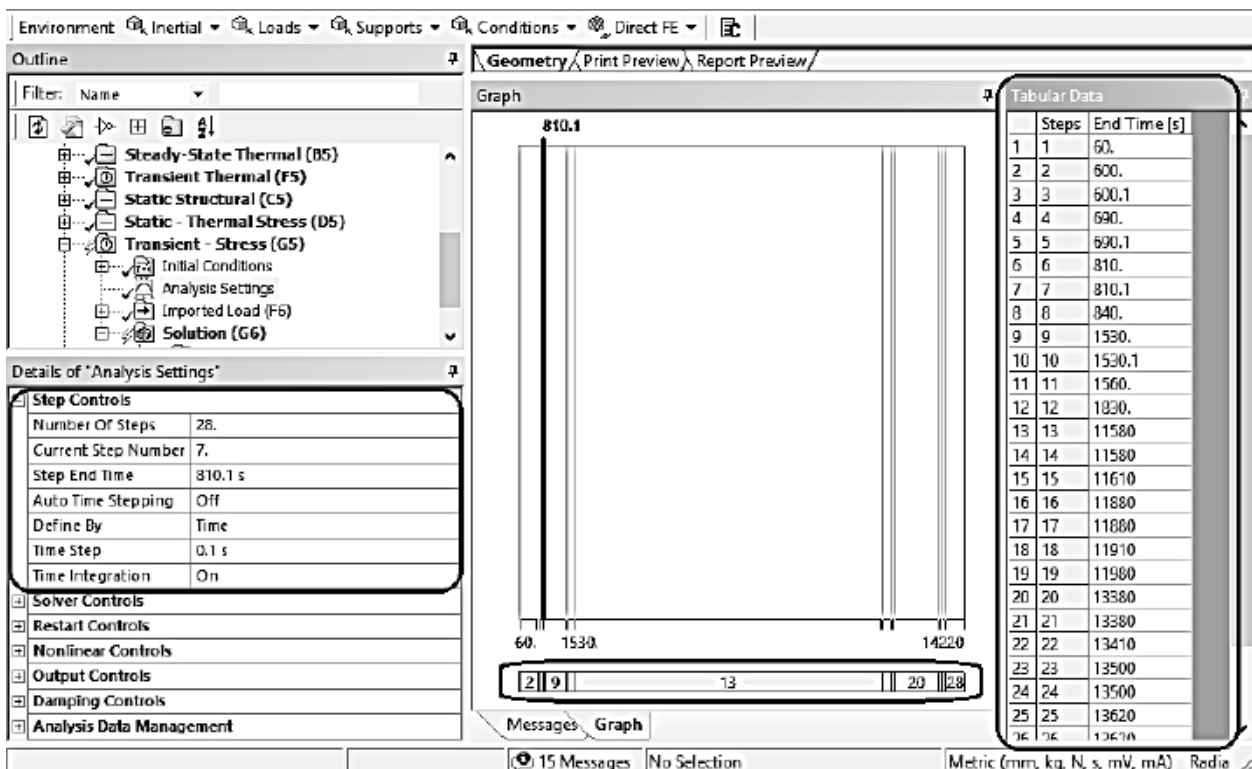


Рисунок 7.75 – Налаштування кроків навантаження у нестационарному розрахунку напружень

При налаштуванні імпорту результатів нестационарного теплового аналізу для параметра *Source Time* з розділу *Definition* потрібно встановити опцію *All* (рисунок 7.76), після чого, клікнувши правою клавшею миші на блоці *Imported Body Temperature* у дереві моделі, застосувати команду *Import Load*.

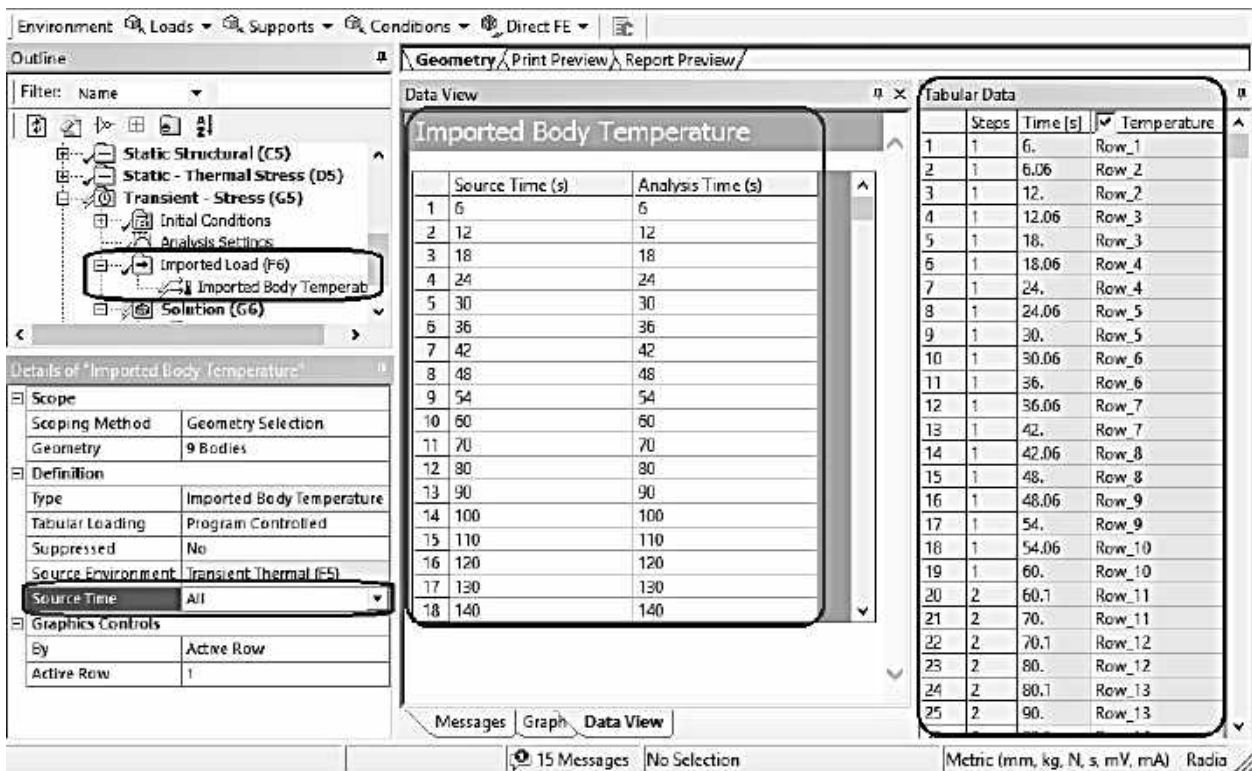


Рисунок 7.76 – Налаштування результатів нестационарного теплового розрахунку

Закріплення моделі має повністю відповідати закріпленню в стаціонарному розрахунку напруженого стану: кромку, що відповідає вільному торцю вала, фіксують у напрямку осі симетрії $OY = 0$ (див. рисунки 7.58, 7.62).

Змінну частоту обертання (*Inertial, Rotational Velocity*, рисунок 7.77) і контурне навантаження (*Loads, Pressure*, рисунок 7.78) задають аналогічно змінним тепловим ГУ – перелічені параметри задають за відповідними компонентами глобальної системи координат, а їх числові значення для кожного кроку навантаження заносять у таблицю.

Після визначення всіх параметрів і навантажень запускають аналіз на розрахунок командою *Solve* з панелі команд.

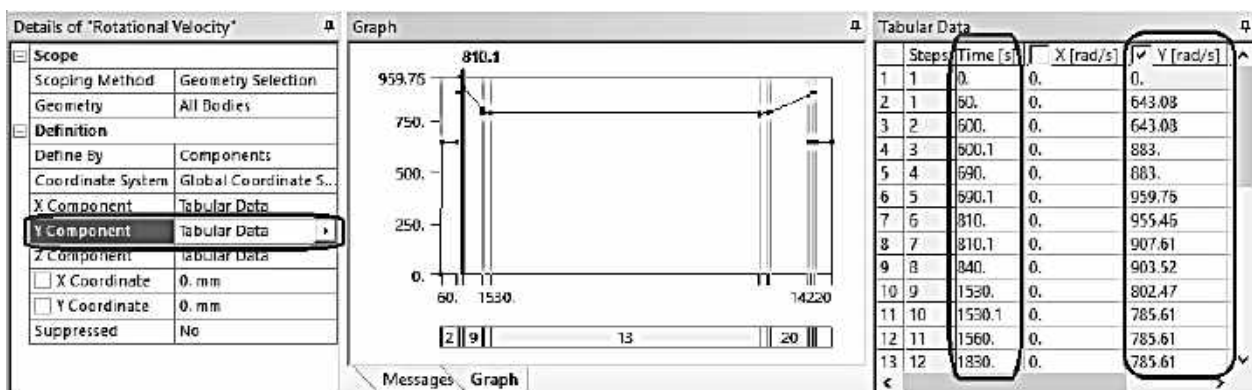


Рисунок 7.77 – Задавання змінної частоти обертання

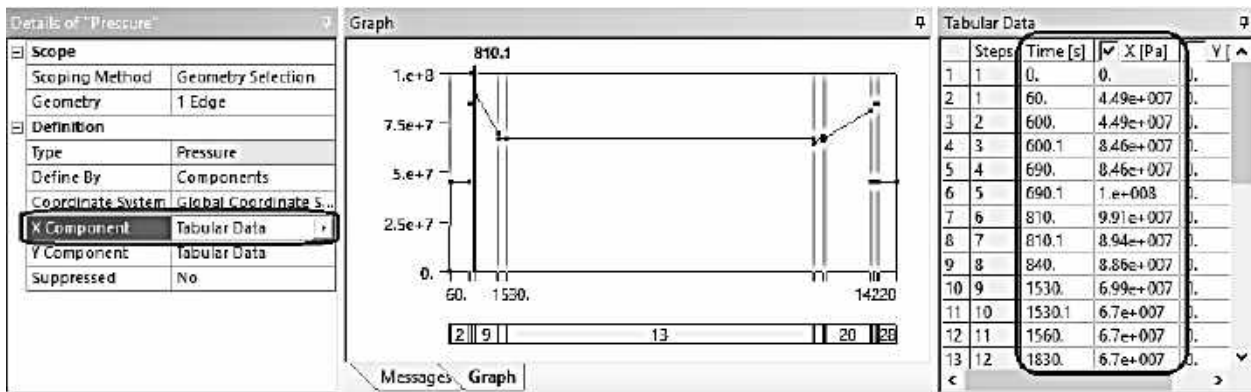


Рисунок 7.78 – Задавання змінного тиску як контурного навантаження

На рисунках 7.79–7.81 показано напружений стан диска на початку (690,1 с) і наприкінці (810 с) злітного режиму роботи двигуна.

Щоб відобразити зміну напружень у створених раніше іменованих вибірках, необхідно в настройках епюри еквівалентних напружень указати такі опції (рисунок 7.82):

- метод вибору, *Scoping Method* – **Named Selection** (іменована вибірка);
- іменована вибірка, *Named Selection* – вибрати зі списку назву вибірки, що відповідає одній з критичних точок (у цьому прикладі – Crit.Point-1).

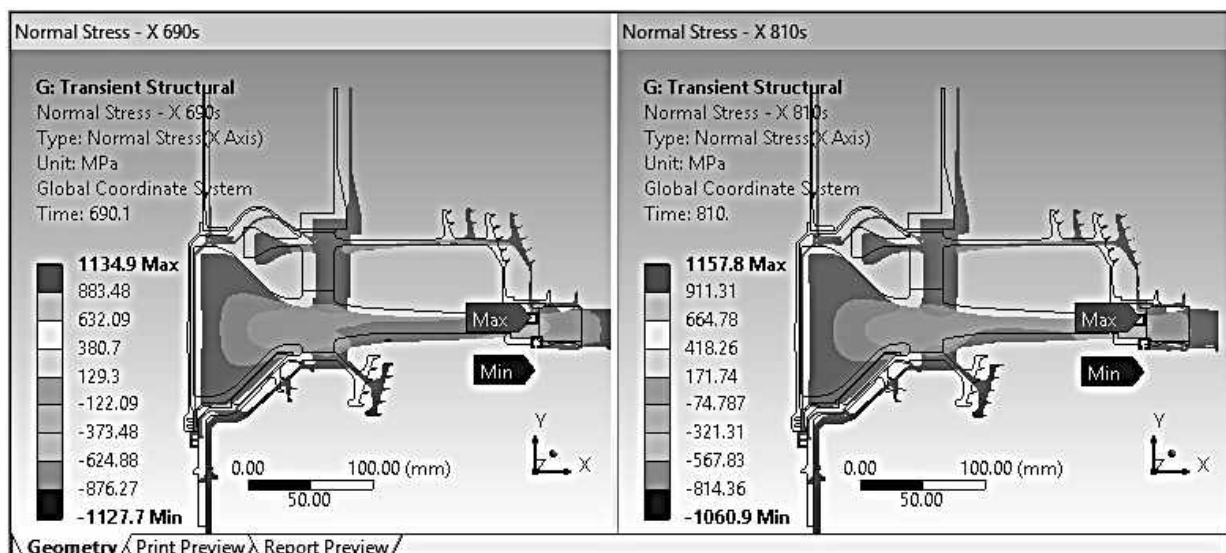


Рисунок 7.79 – Радіальні напруження в диску на початку (зліва) і наприкінці (справа) злітного режиму

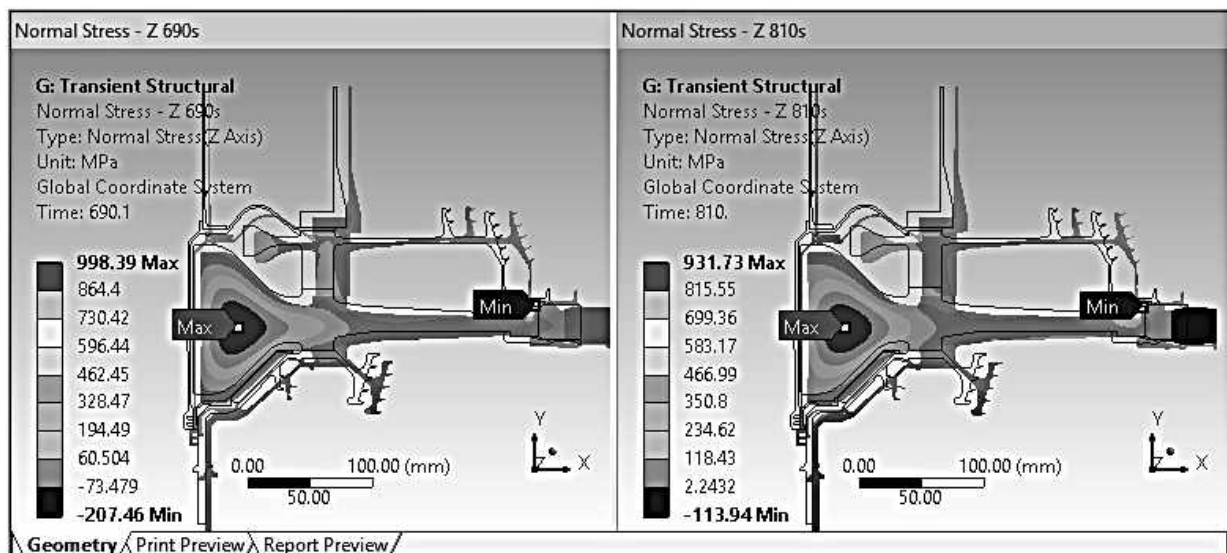


Рисунок 7.80 – Колові напруження в диску на початку (зліва) і наприкінці (справа) злітного режиму

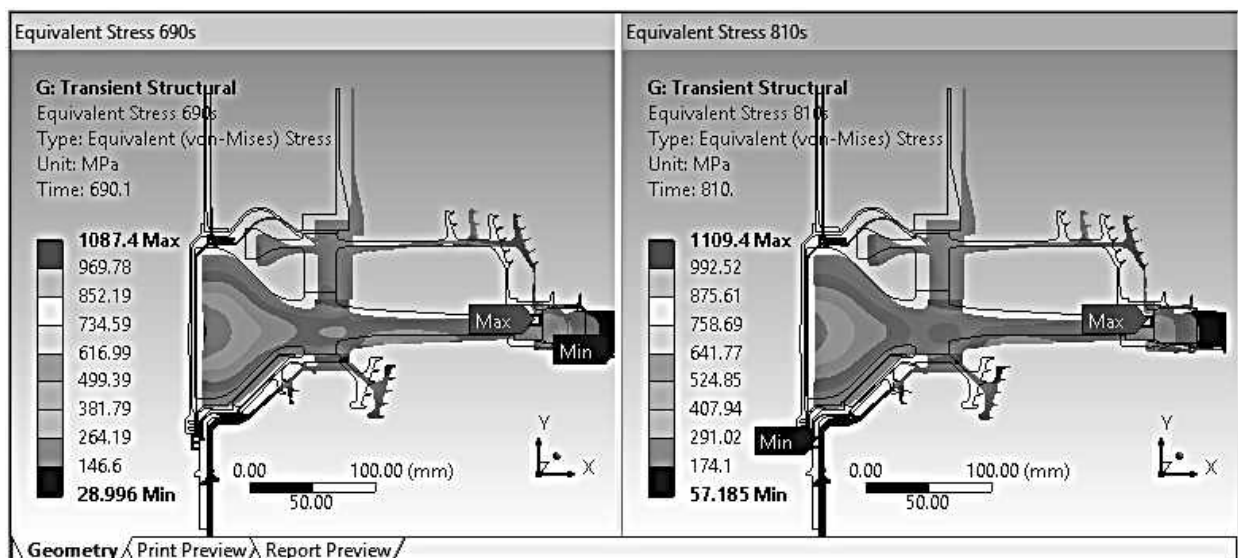


Рисунок 7.81 – Еквівалентні напруження в диску на початку (зліва) і наприкінці (справа) злітного режиму

Графіки змінення еквівалентних напружень у критичних точках диска зображено на рисунку 7.83. Аналогічним способом отримують графіки для радіальних і колових напружень (якщо необхідно).

Виконаний аналіз термонапруженого стану диска турбіни підтверджує тезу про те, що найбільш навантаженим режимом роботи двигуна є злітний, а в разі серії з декількох злітних режимів – перший по черзі, тому що істотний внесок дають температурні напруження, зумовлені градієнтом температур, що є максимальним на зазначеному режимі.

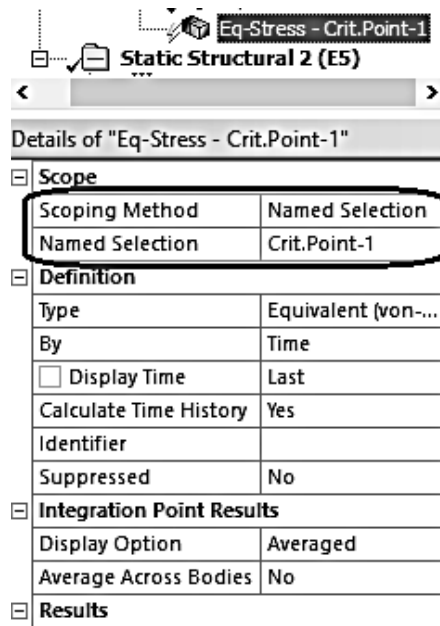


Рисунок 7.82 – Налаштування еквівалентних напружень для критичної точки

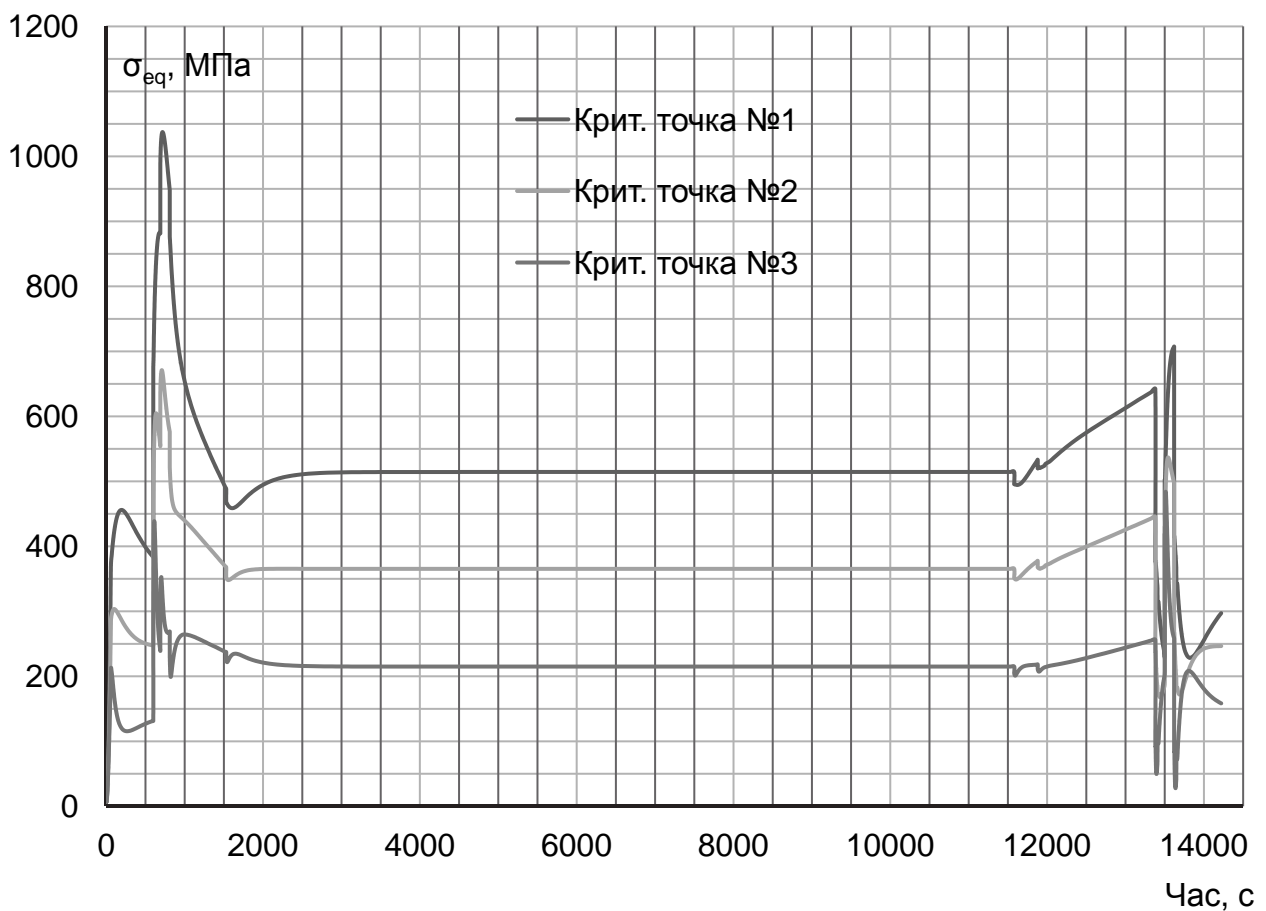


Рисунок 7.83 – Зміна еквівалентних напружень у критичних точках диска протягом УПЦ

Узагальнені польотні цикли ГТД різного типу та призначення наведено в Додатку А.

ДОДАТОК А

Узагальнені польотні цикли ГТД різного задавання

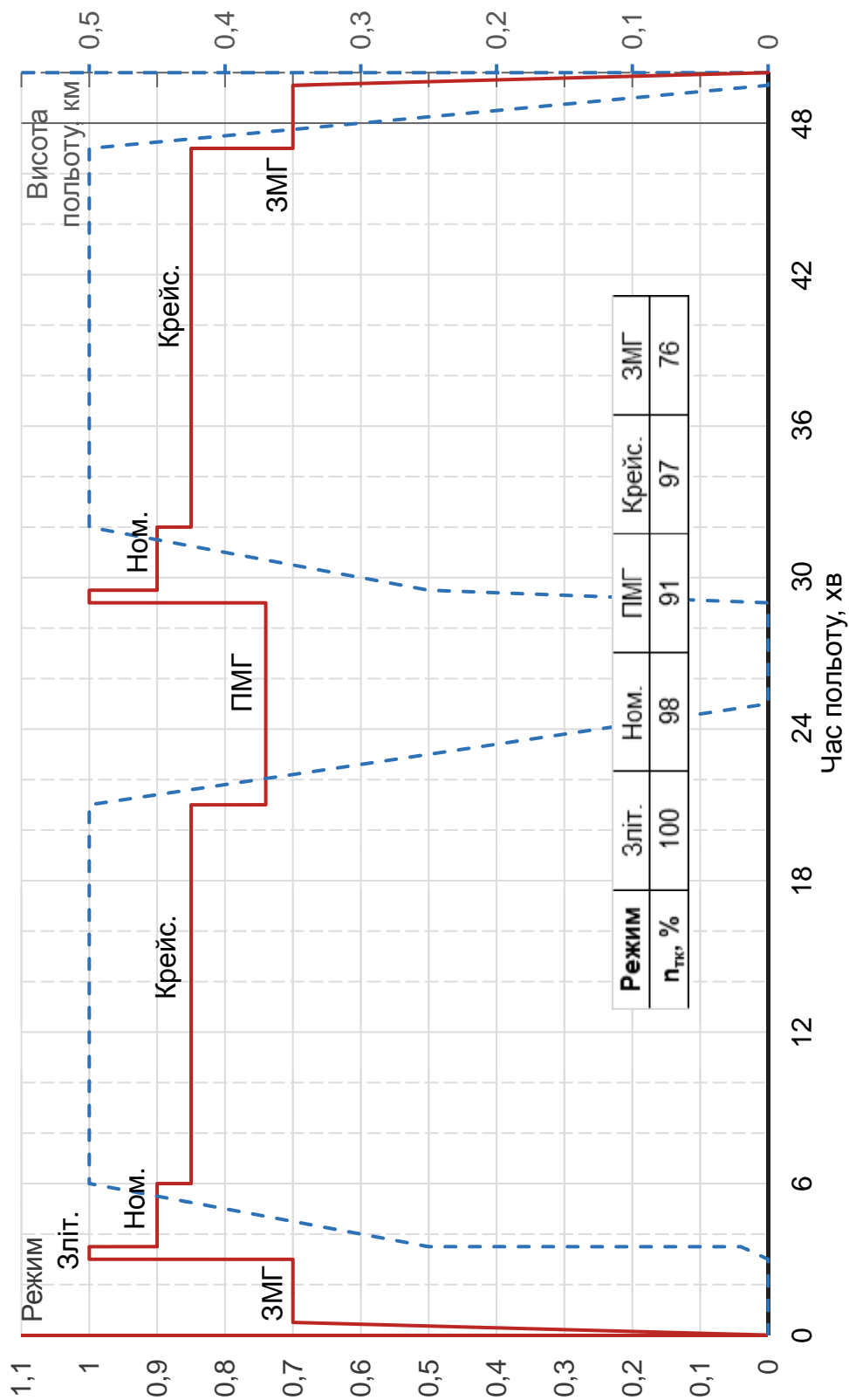


Рисунок А.1 – УПЦ вертолітного ТВаД: варіант 1

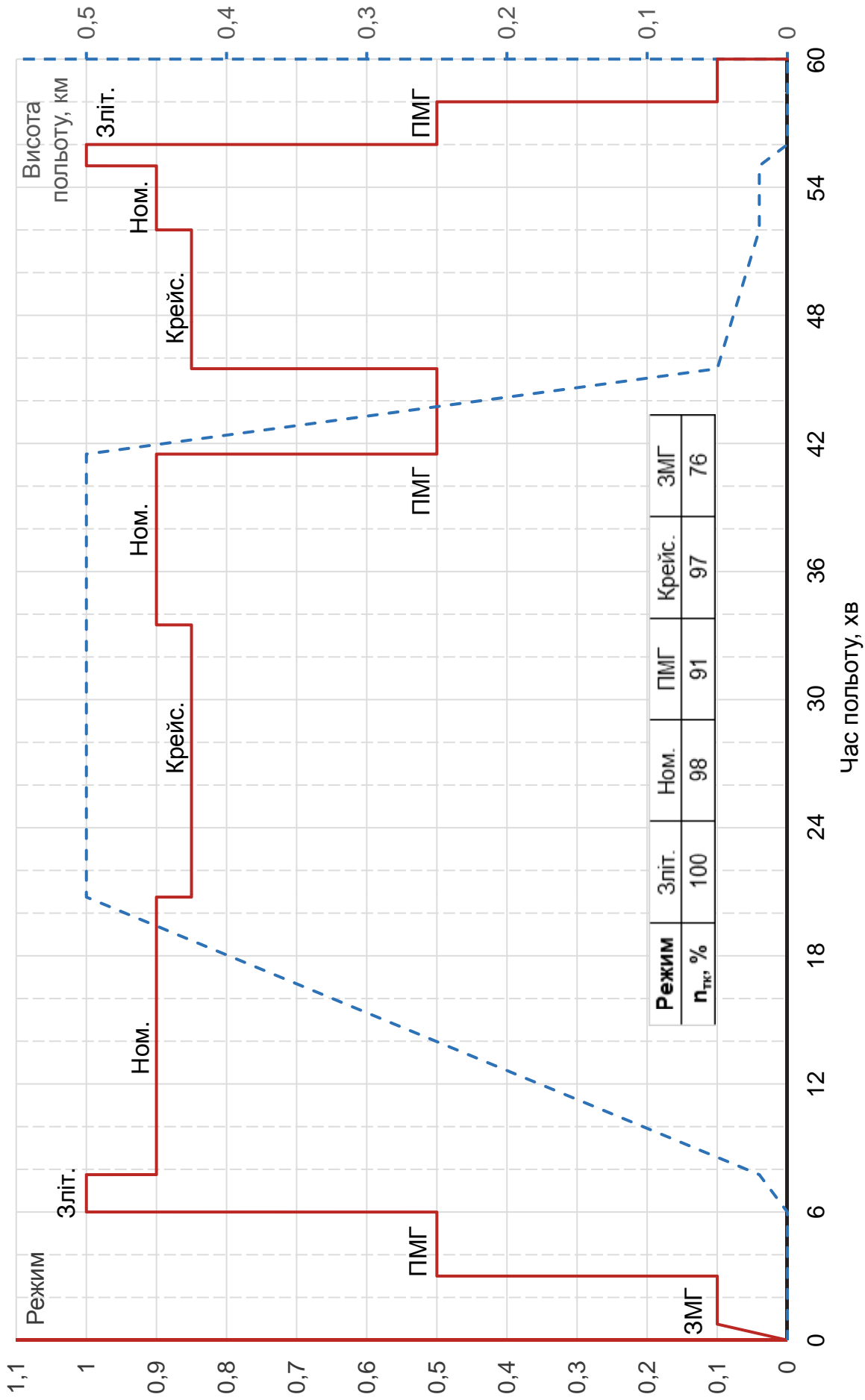


Рисунок А.2 – УПЦ вертолітного ТВаД: варіант 2

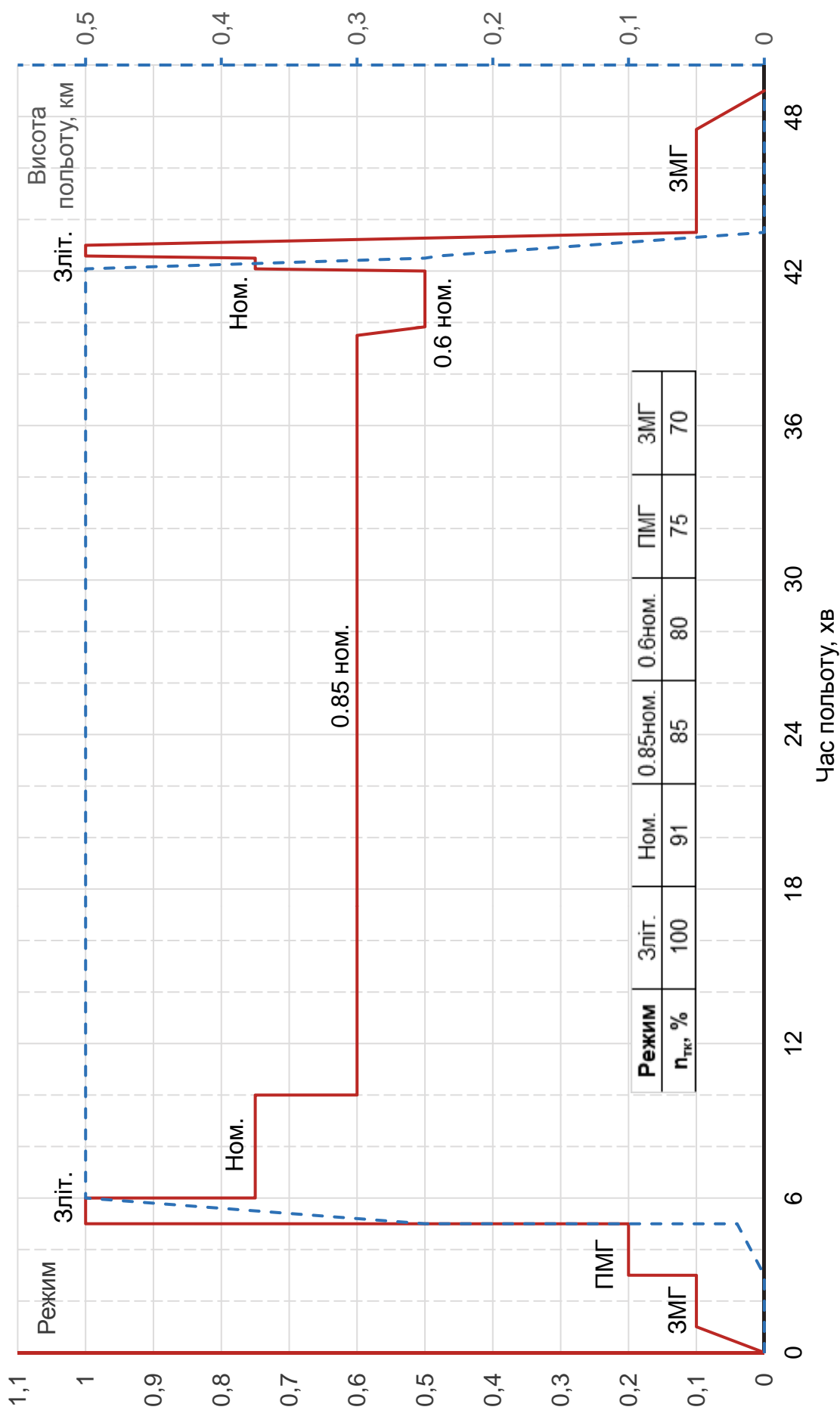


Рисунок А.3 – УПЦ вертолітного ТВаД: варіант 3

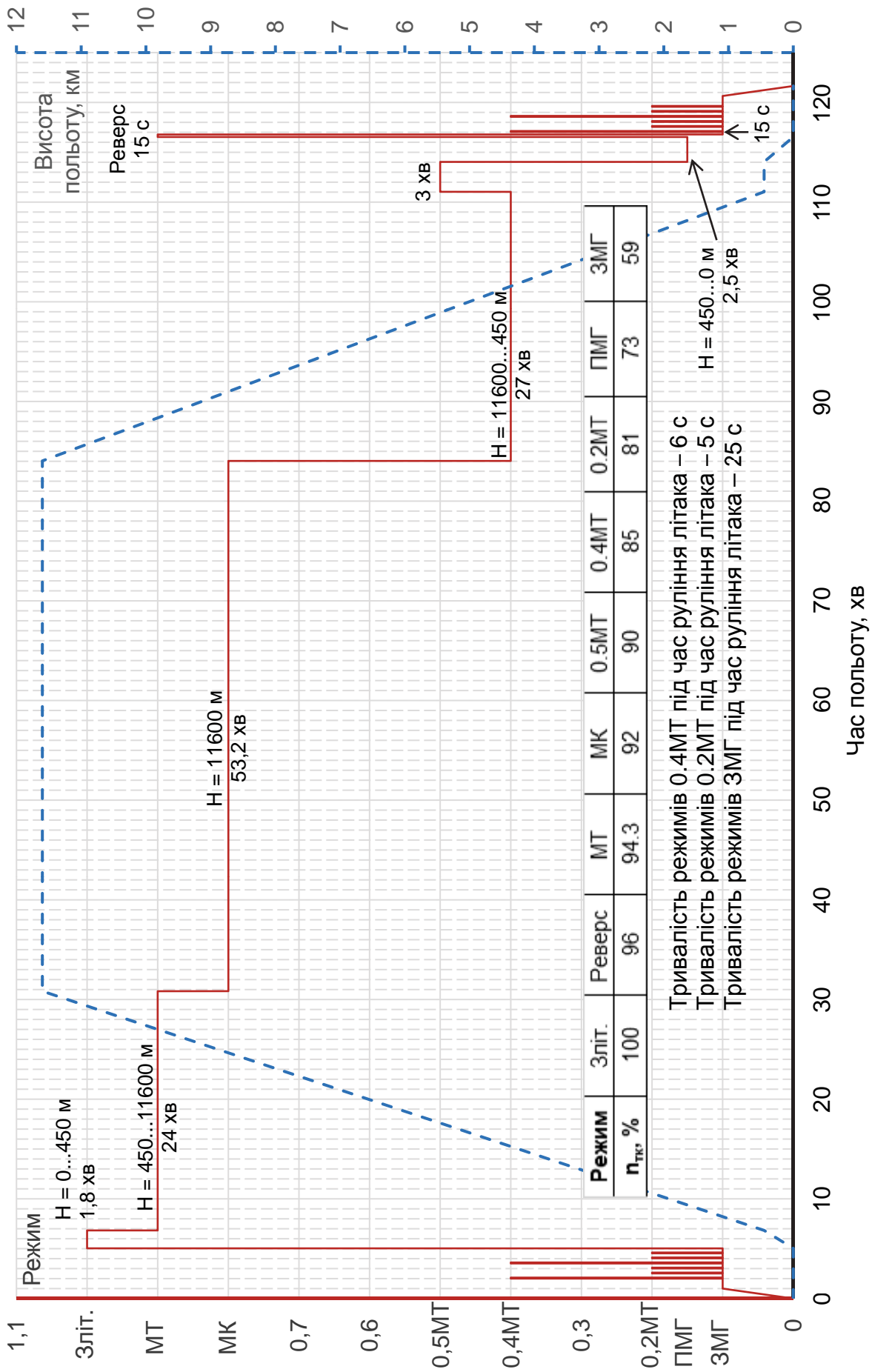


Рисунок А.4 – УПЦ ТРДД середньомагістрального пасажирського (вантажного) літака: варіант 1

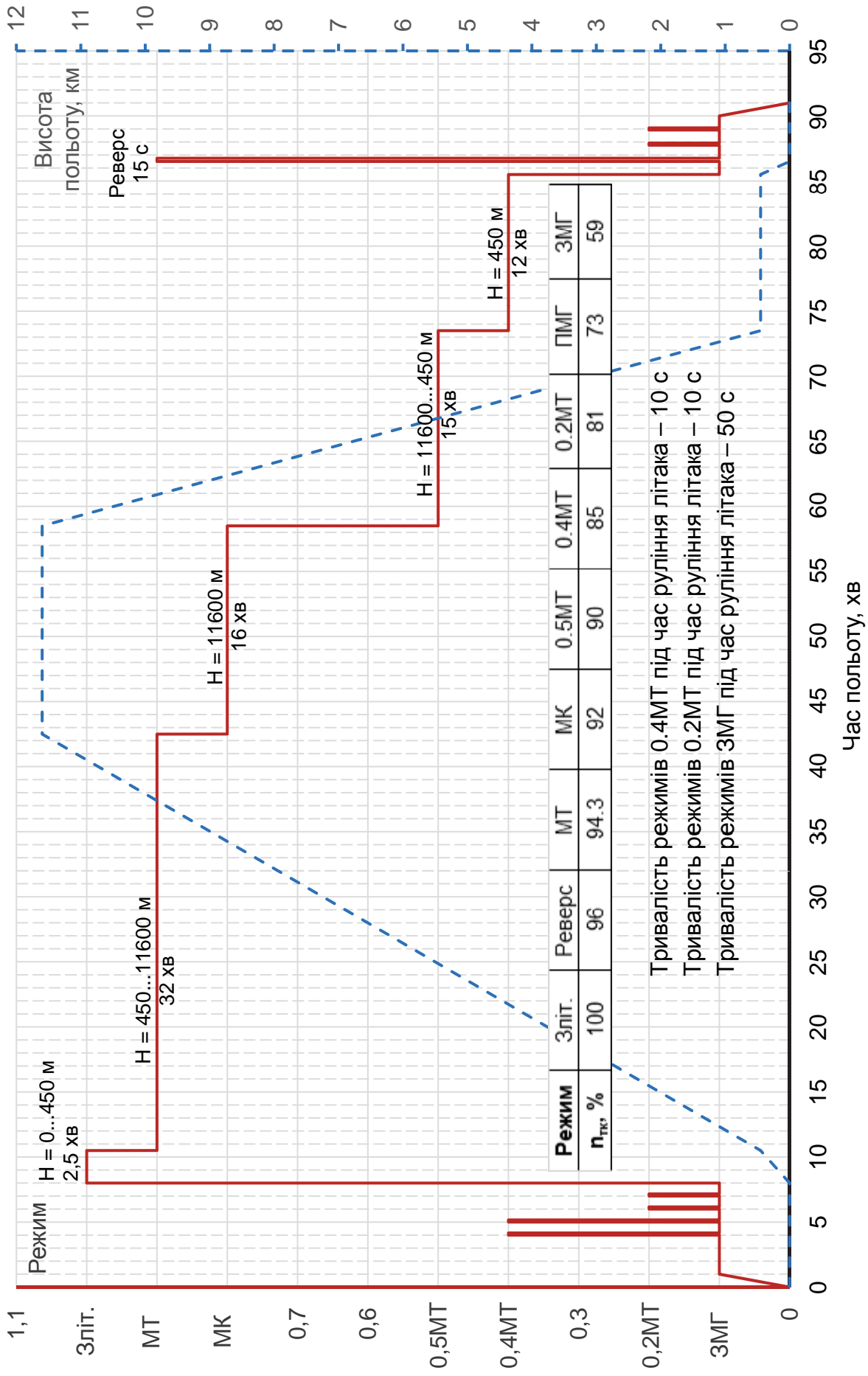


Рисунок А.5 – УПЦ ТРДД середньомагістрального пасажирського (вантажного) літака: варіант 2

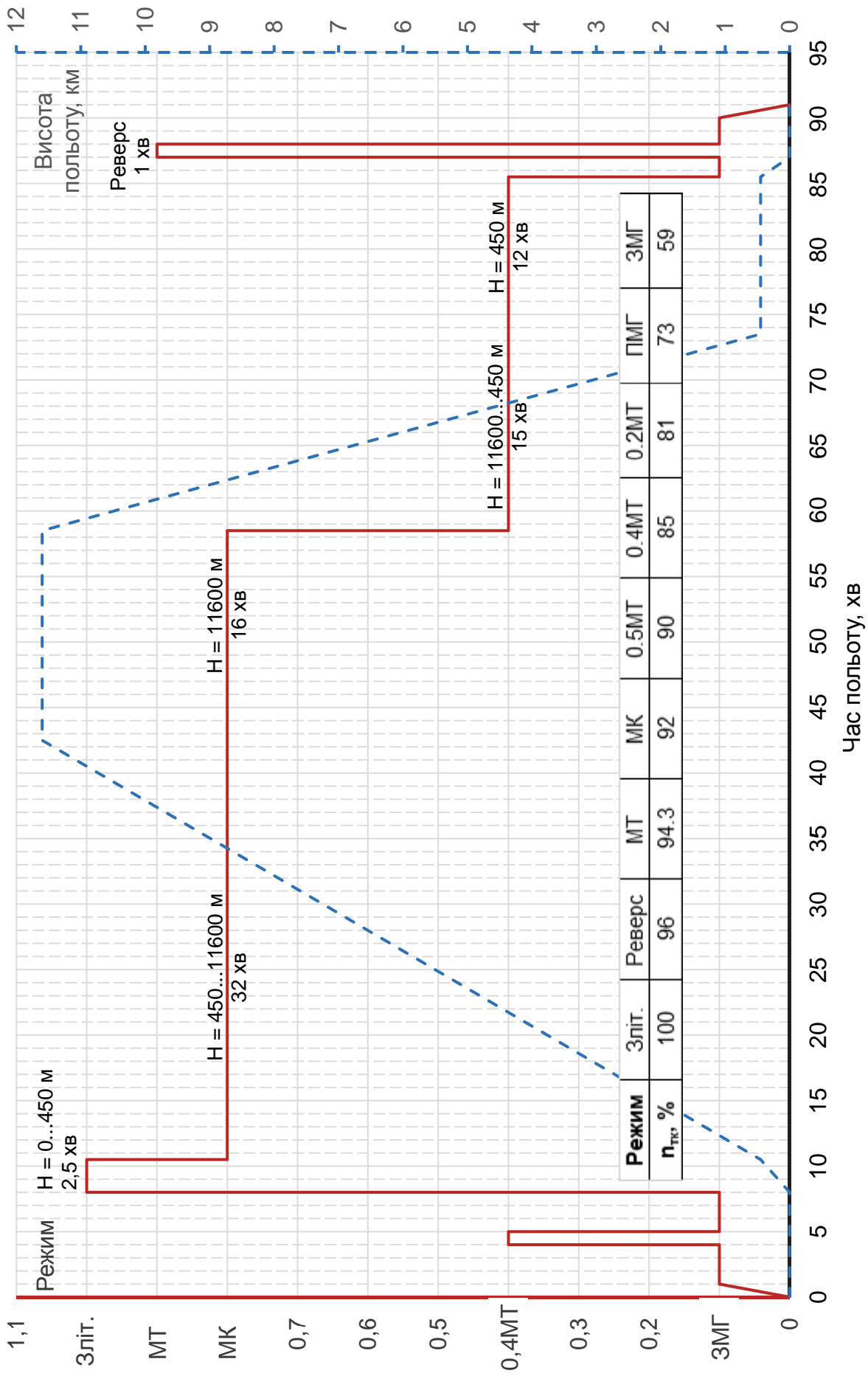


Рисунок А.6 – УПЦ ТРДД середньомагістрального пасажирського (вантажного) літака: варіант 3

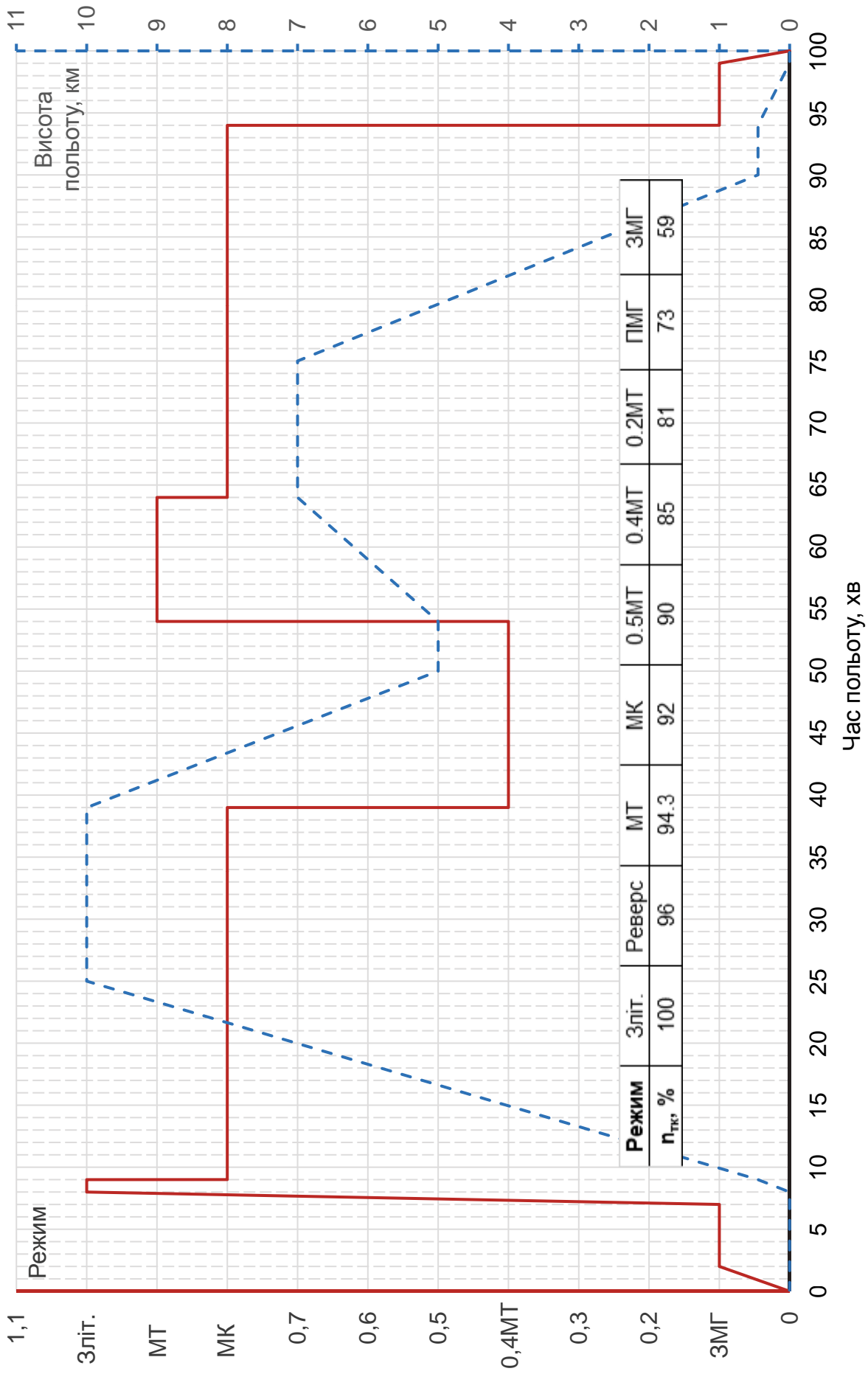


Рисунок А.7 – УПЦ ТРДД середньомагістрального пасажирського (вантажного) літака: варіант 4

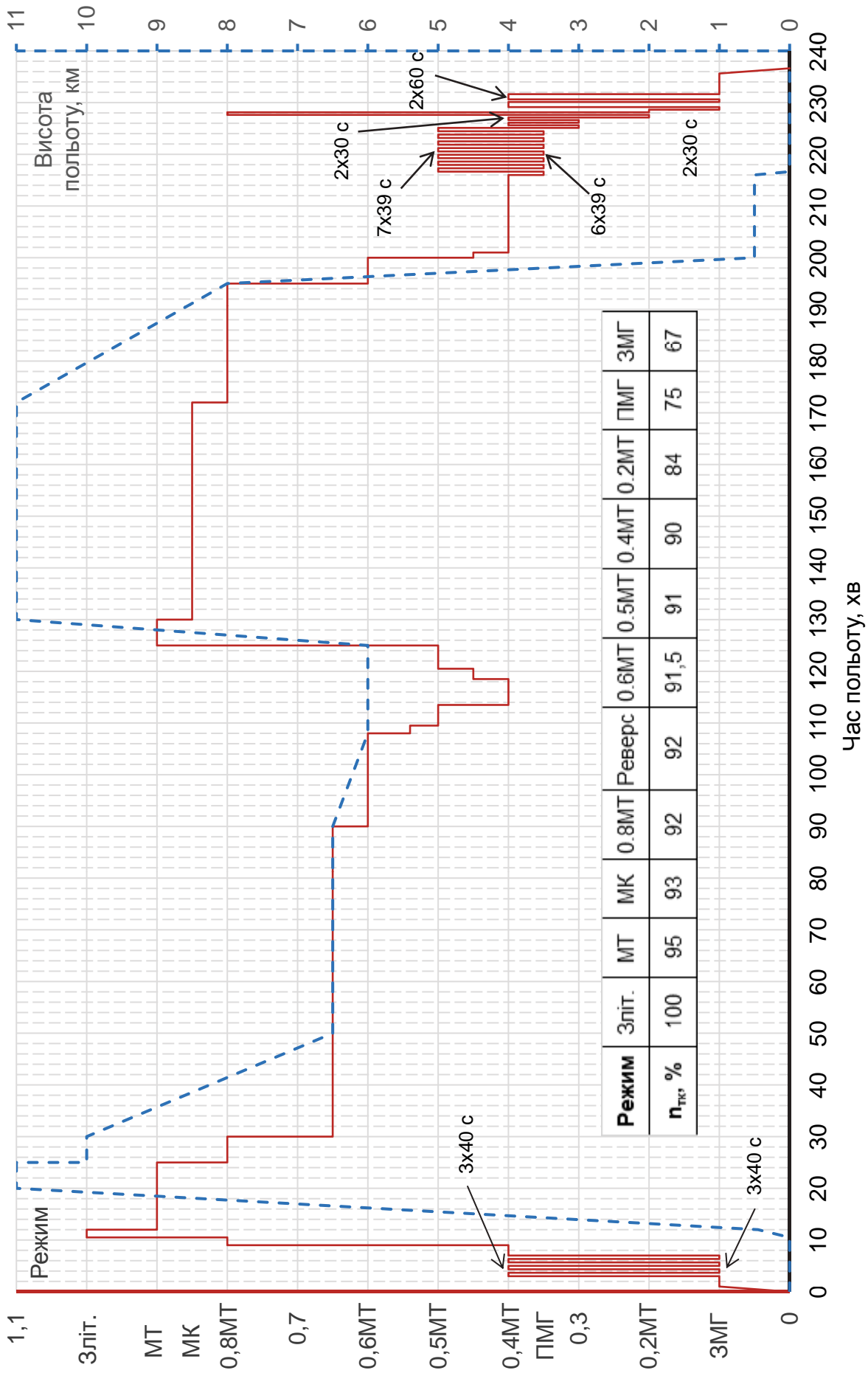


Рисунок А.8 – УПЦ ТРДД далекомагістрального транспортного літака: варіант 1

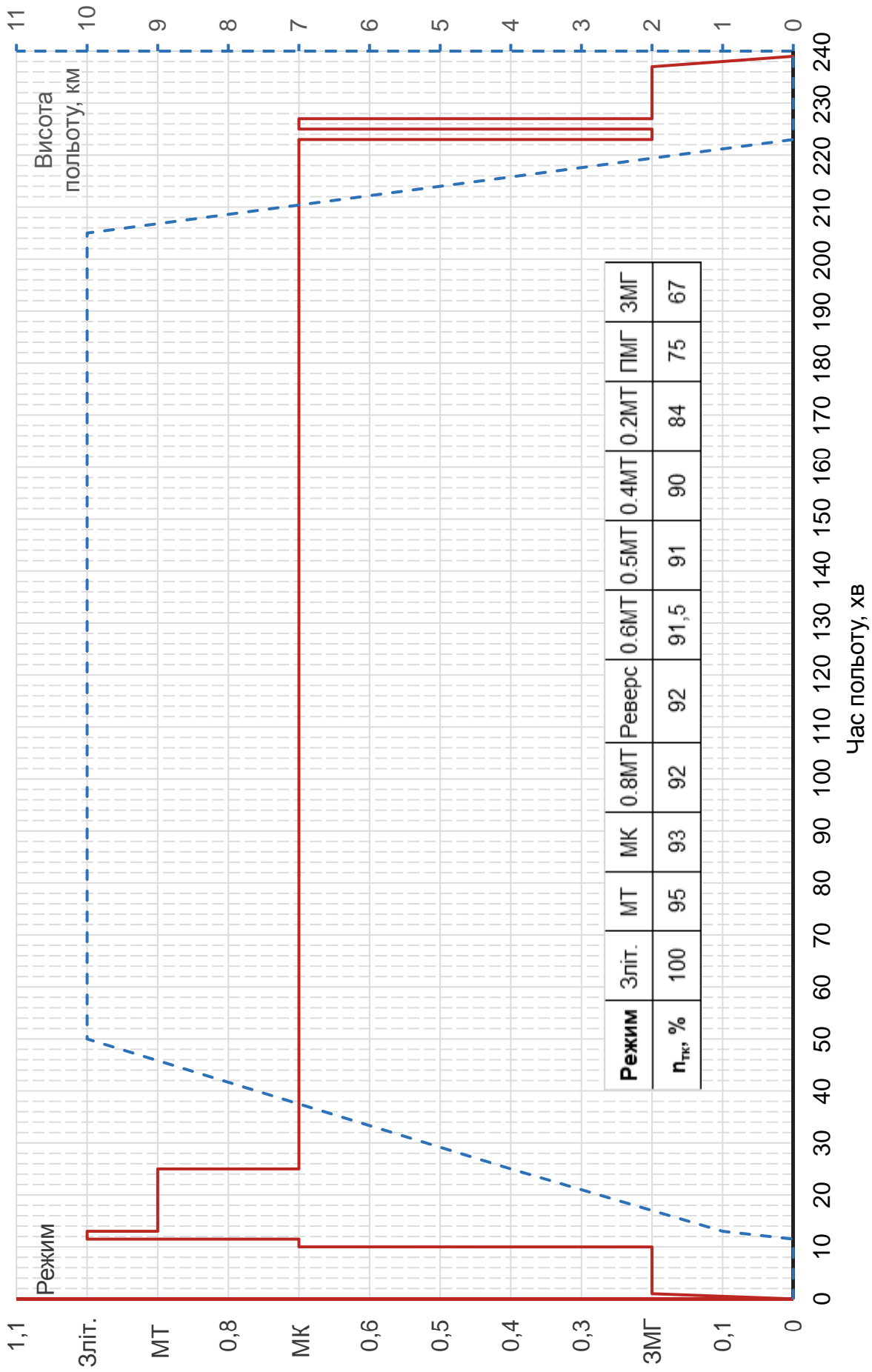


Рисунок А.9 – УПЦ ТРДД далекомагістрального транспортного літака: варіант 2

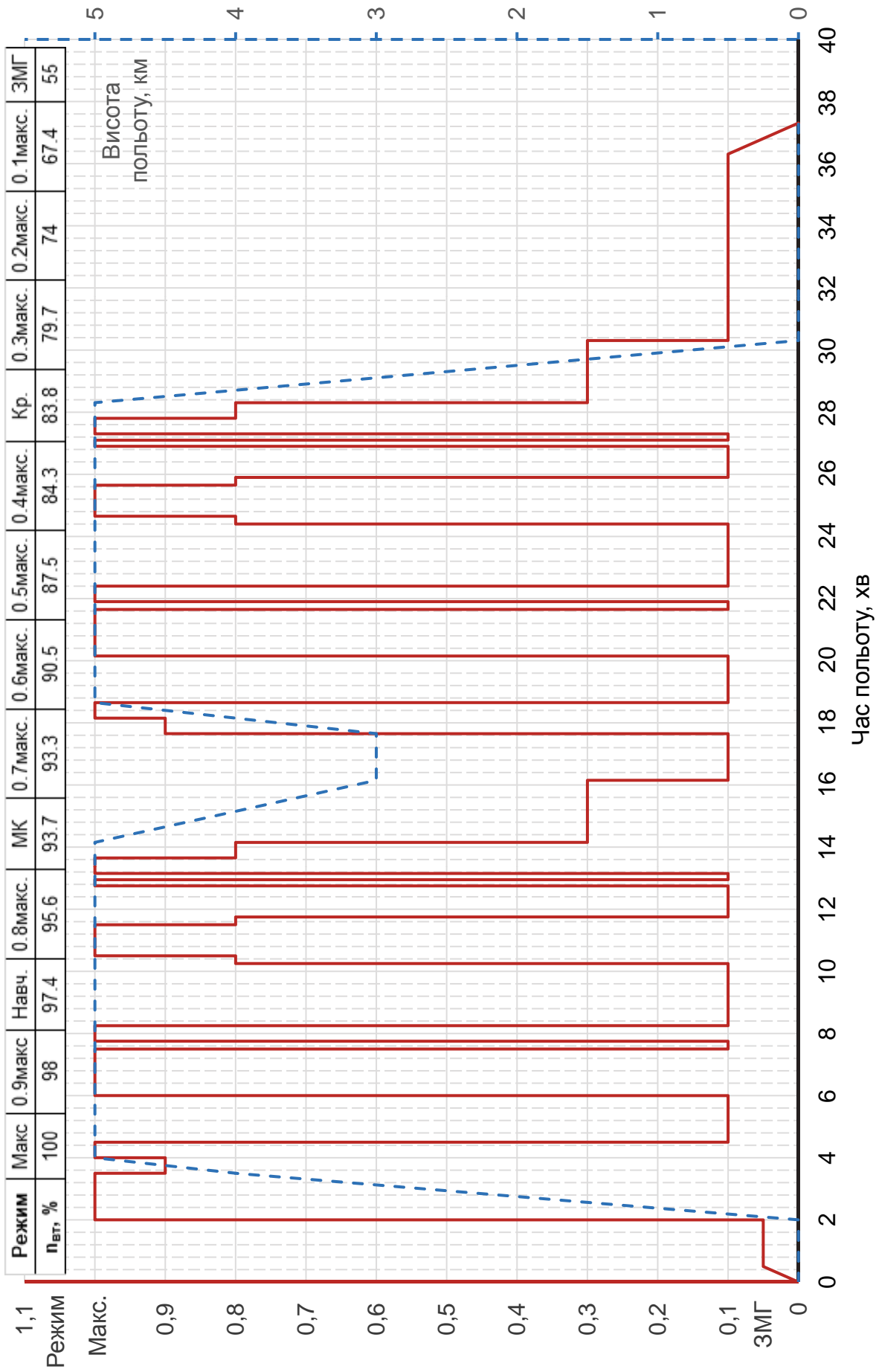


Рисунок А.10 – УПЦ двигуна навчально-тренувального літака

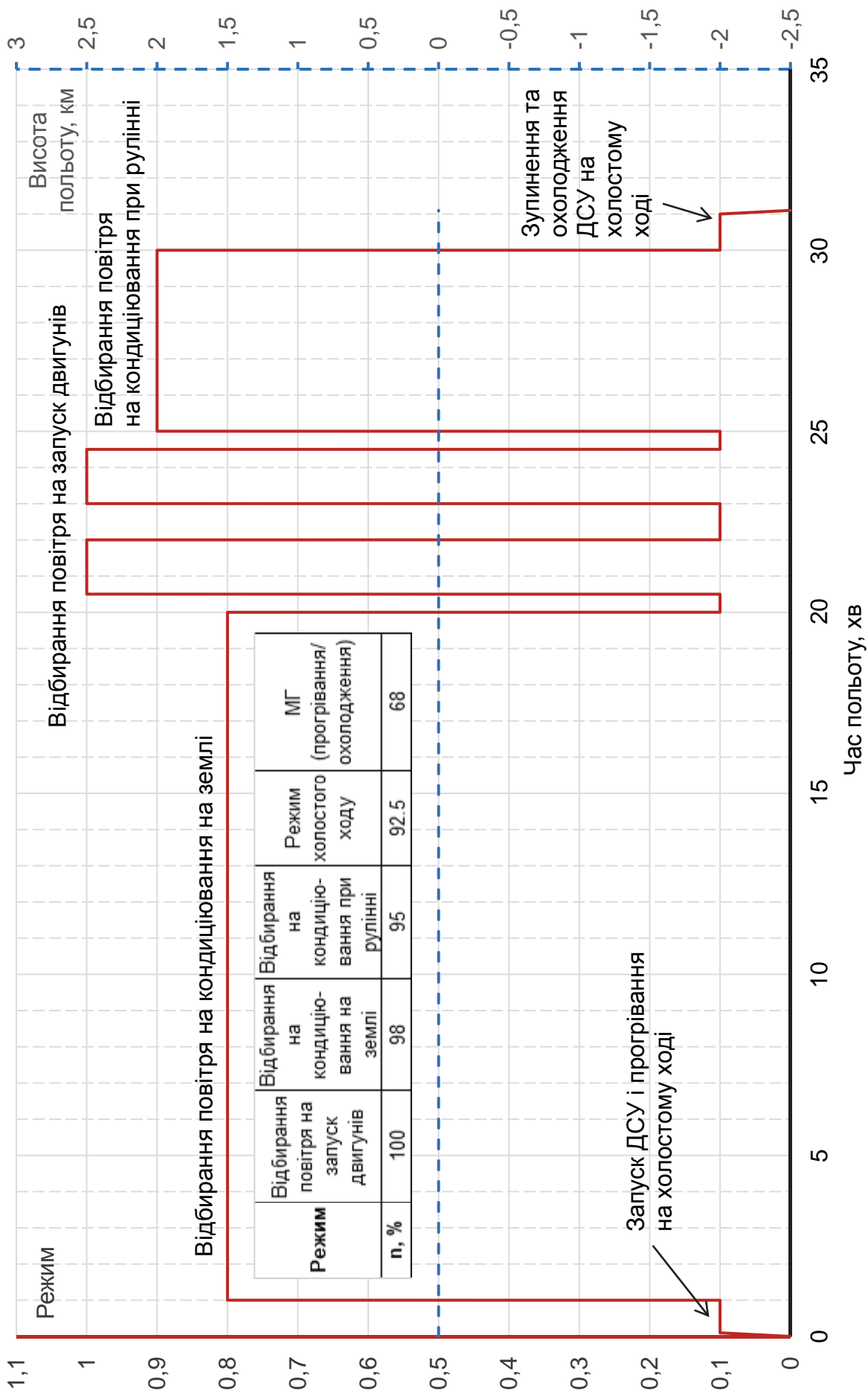


Рисунок А.11 – Експлуатаційний цикл допоміжного силового пристрою

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

Биргер, И. А. Сопротивление материалов : учеб. пособие / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов. – М. : Наука, 1986. – 560 с.

Дударева, Н. Ю. SolidWorks 2009 на примерах / Н. Ю. Дударева, С. А. Загайко. – СПб. : БХВ-Петербург, 2009. – 544 с.

Инженерный анализ в ANSYS Workbench : учеб. пособие / В. А. Бруяка, В. Г. Фокин, Е. А. Солдусова [и др.]. – Самара : Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.

Иноземцев, А. А. Газотурбинные двигатели. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. – М. : Машиностроение, 2007. – 204 с.

Иноземцев, А. А. Газотурбинные двигатели : в 5 кн. Кн. 2. Компрессоры. Камеры сгорания. Турбины. Выходные устройства / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. П. Сандрацкий. – М. : Машиностроение, 2008. – 367 с.

Каблов, Е. Н. Монокристаллические жаропрочные сплавы для газотурбинных двигателей [Электронный ресурс] / Е. Н. Каблов, Н. В. Петрушин, Е. С. Елютин // ВИАМ/2011-205843. – Режим доступа: www.viam.ru/public.

Копелев, С. З. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД / С. З. Копелев, А. Ф. Слитенко. – Харьков : Основа, 1994. – 240 с.

Оспенникова, О. Г. Стратегия развития жаропрочных сплавов и сталей специального назначения, защитных и теплозащитных покрытий [Электронный ресурс] / О. Г. Оспенникова // ВИАМ/2012-206066. – Режим доступа: www.viam.ru/public.

Построение сеток в задачах авиационной и космической техники : учеб. пособие / А. М. Молчанов, М. А. Щербаков, Д. С. Янышев [и др.]. – М. : МАИ, 2013. – 260 с.

SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. – СПб. : БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО АНАЛІЗ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ .	4
2 ПІДГОТОВКА ГЕОМЕТРИЧНОЇ МОДЕЛІ ДИСКА ТВТ	5
2.1 Спрощення геометрії деталей	5
2.2 Моделювання розрізаної частини обода диска	6
2.3 Умови осьової симетрії в пласких моделях тіл обертання	7
2.4 Одиниці вимірювання	7
3 ЗАДАВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ ДЕТАЛЕЙ.....	7
3.1 Рекомендації щодо вибору матеріалів основних деталей турбіни ...	7
3.2 Диски й роторні деталі турбіни.....	7
3.2.1 Соплові й робочі лопатки.....	8
3.2.2 Корпуси турбін	10
3.3 Особливості задавання властивостей матеріалу в розрахунковій моделі.....	10
4 ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ТЕПЛООБМІНУ	12
5 ПЕРЕРАХУНОК ТЕМПЕРАТУРИ ЗА КОМПРЕСОРОМ НА ДОВІЛЬНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ ГТД.....	13
6 ПЕРЕРАХУНОК ТИСКУ ЗА КОМПРЕСОРОМ НА ДОВІЛЬНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ ГТД.....	15
7 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ДИСКА ТУРБІНИ.....	18
7.1 Підготовка та імпорт геометричної моделі в Ansys Workbench.....	18
7.2 Вибір типу аналізу й задавання моделей матеріалів.....	28
7.3 Підготовка розрахункової моделі.....	33
7.4 Підготовка граничних умов.....	41
7.4.1 Аналіз узагальненого польотного циклу.....	41
7.4.2 Підготовка вихідних даних для визначення граничних умов на довільному режимі роботи двигуна	41
7.5 Розрахунок теплового стану вузла	47
7.5.1 Стаціонарний розрахунок теплового стану вузла.....	47
7.5.2 Нестационарний розрахунок теплового стану	50
7.6 Розрахунок напружено-деформованого стану вузла.....	60
7.7 Розрахунок термонапруженого стану вузла	65
7.7.1 Стаціонарний розрахунок термонапруженого стану вузла	65
7.7.2 Нестационарний розрахунок термонапруженого стану вузла	69
ДОДАТОК А Узагальнені польотні цикли ГТД різного задавання.....	75
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	86

Навчальне видання

Марценюк Євген Вікторович

**МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО
СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ГТД**

Редактор Т. О. Іващенко

Зв. план, 2022

Підписано до друку 21.11.2022

Формат 60x84 1/16. Папір офс. Офс. друк

Ум. друк. арк. 4,9. Обл.-вид. арк. 5,5. Наклад 80 пр.

Замовлення 91. Ціна вільна

Видавець і виготовлювач

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського

«Харківський авіаційний інститут»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Видавничий центр «ХАІ»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

izdat@khai.edu

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