

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет
ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут"

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Кравченко Станіслав Сергійович

УДК 629.7: 539.3: 621.313

ДИСЕРТАЦІЯ

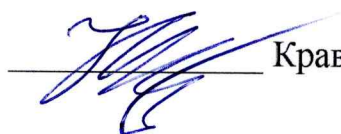
Забезпечення підвищення потужності та обґрунтування довготривалої роботи на
надпроектних режимах турбогенераторів теплових електростанцій

Спеціальність 134 – Авіаційна та ракетно-космічна техніка

Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



Кравченко Станіслав Сергійович

Науковий керівник

Третяк Олексій Володимирович

доктор технічних наук, доцент

Харків – 2024

АНОТАЦІЯ

Кравченко С.С. Забезпечення підвищення потужності та обґрунтування довготривалої роботи на надпроектних режимах турбогенераторів теплових електростанцій. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 134 – "Авіаційна та ракетно-космічна техніка" (13 Механічна інженерія) – Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", Харків, 2024.

Дисертаційну роботу присвячено актуальному питанню забезпечення підвищення потужності та обґрунтування довготривалої роботи на надпроектних режимах турбогенераторів великої потужності шляхом створення нових методів тривимірного розрахунку механічних напружень в вузлах та елементах конструкцій турбогенераторів. Було виконано розрахунок уточнених запасів міцності ресурсних вузлів турбогенераторів для обґрунтування забезпечення надійної роботи турбогенераторів за умов надкритичних навантажень. В частині вивчення та визначення механічних навантажень, що діють на ці вузли, було встановлено, що запаси міцності дозволяють забезпечити безпечну роботу розглянутих турбогенераторів з підвищеною на 10% потужністю без обмежень за навантаженнями та режимами роботи.

Метою дисертаційної роботи є розробка методів дослідження напружено-деформованого стану вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів великої потужності при роботі на номінальних та надпроектних режимах із вирішенням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів для зв'язаної задачі термопружності в частині уточнення граничних умов III-роду.

Перший розділ дисертаційної роботи присвячено аналізу сучасного стану генеруючого обладнання теплових та атомних електростанцій в Україні внаслідок періодично виникаючої необхідності роботи в надкритичних режимах. Виконано загальний огляд конструкції турбогенераторів та нормативно-технічних вимог до умов їх експлуатації. Представлено опис основних ресурсних вузлів

турбогенератора, та навантажень, що діють на них. Основна увага в розділі приділяється аналізу основних пошкоджень турбогенераторів, що призводять до несправності їх конструкції та вимагають проведення довготривалих ремонтних робіт. Також, визначені основні вузли та елементи конструкцій, що являють собою "слабкі" місця турбогенератора з боку дії на них механічних, теплових та вібраційних навантажень.

Другий розділ дисертаційної роботи присвячено розробці методів та алгоритму розрахунку напружено-деформованого стану конструкцій турбогенераторів у тривимірній постановці. Визначені вимоги до геометрії та виконане тривимірне моделювання розрахункових вузлів. Визначені механічні сили, викликаних електромагнітними та вібраційними чинниками, що діють на них. Продемонстровано можливість існуючого математичного апарату виконувати обчислення міцності. Створено удосконалений алгоритм завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей вузлів та елементів конструкцій енергетичного обладнання в частині детального опису конструкції з урахуванням її різножорсткості та особливостей технологічного з'єднання деталей на основі тривимірного моделювання. Отримані граничні умови для побудови просторової картини термонапруженого стану вузлів та елементів конструкції статора турбогенератора, визначено критичні елементи конструкції.

Проведено загальний огляд математичних моделей та методів дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкцій енергетичного обладнання та виявлено, що найбільш поширеними є інженерні методи, які ґрунтуються на спрощених стосовно геометрії пружних тіл та визначення граничних умов температурної задачі аналітичних методиках. Причиною цього є технічна складність виконання числового моделювання газодинамічної задачі для усієї конструкції турбогенератора загалом.

Для дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкцій та системи вентиляції турбогенератора у тривимірній постановці використано метод скінченних елементів. У якості базового елемента було використано тетраедр.

В роботі детально представлено вибір розрахункової сітки, визначено концепцію завдання граничних умов для вирішуючої задачі, заснованій на алгоритмі використання великих переміщень (Direct Sparse).

У третьому розділі представлені результати механічних розрахунків системи кріплення осердя статора турбогенератора розробленим методом тривимірного моделювання, в якому, на відміну від існуючих, розрахунок міцності в частині термопружної задачі виконується з додаванням фактичних контактів та із врахуванням конструктивних та технологічних особливостей деталей.

Також, в даному розділі було визначено залежність подвійної амплітуди вібрації від модуля пружності шихтованого осердя статора турбогенератора.

Представлені результати, що були отримані розрахунковим методом, дають змогу оцінити фактичний стан амплітуд вібрацій. Ці результати були зіставлені з результатами вимірювань вібродатчиками при станційних випробуваннях турбогенераторів. Абсолютна похибка результатів, що були отримані за допомогою розробленої методики, склала 0,5%.

У четвертому розділі представлено результати механічних розрахунків коробів турбогенератора, які було отримано розробленим методом визначення міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів із вирішенням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів для зв'язаної задачі термопружності в частині уточнення граничних умов III-роду, що є особливістю цього методу. Використання цього методу дозволило провести більш точний аналіз міцності елементів конструкцій турбогенераторів. У тривимірній постановці були враховані всі геометричні особливості розрахункових елементів та характер застосування навантажень.

В ході представленого дослідження виявлено, що короби статора турбогенератора мають створюватись з додатковим силовими поясами. Причому характерний розмір ребер жорсткості повинен становити не менше подвійної товщини обшивки статора. При цьому всі зварні шви мають бути виконані з розділкою країв та в них неприпустимі додаткові концентратори. Допустиме

механічне напруження слід прийняти як $1/2$ від межі плинності основного матеріалу.

П'ятий розділ дисертаційної роботи присвячено аналізу та кореляція результатів дослідження напружено-деформованого стану вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів. З метою підтвердження достовірності отриманих розробленими у роботі методами тривимірного моделювання значень механічних напружень було використано метод Hot Spot Stress у постановці лінійної поверхневої екстраполяції. За результатами перевірки збіжності обчислених методами тривимірного моделювання механічних напружень методом Hot Spot Stress виявлено, що номінальні (геометричні) напруження для сталевих елементів конструкції не перевищують 100 МПа в підвісці осердя статора і 60 МПа в коробі та є допустимими.

Для деталей корпусу турбогенератора, де критичними точками є зварні з'єднання, верифікація свідчить про достатню збіжність та відсутність точок сингулярності в місцях переходу основний метал – зварне з'єднання.

Для пружинного з'єднання, де найбільш навантаженими є місця штифтових з'єднань показано, що контактні напруження локаційно не перевищують перерізаючих. А характер напружень не має різких стрибків, де точки випадають з загального рівня.

На основі методів математичного моделювання, що виконувались запропонованими методами, було розраховано нову таблицю уточнених механічних напружень для деталей турбогенераторів. Показано, що ці напруження не перевищують межі плинності та втоми основного матеріалу, а запаси міцності деталей дозволяють забезпечити безпечну роботу розглянутих турбогенераторів з підвищеною на 10% потужністю без обмежень за навантаженнями та режимами роботи. Також були надані рекомендації з забезпечення надійної роботи турбогенераторів за умов надкритичних навантажень.

Результатом проведеної науково-дослідної роботи стали розроблені ефективні методи дослідження напружено-деформованого стану вузлів та

елементів конструкцій турбогенераторів великої потужності при роботі на номінальних та надпроектних режимах.

Врахування надлишкових масо-габаритних характеристик, обумовлених великими запасами міцності, а також теплових запасів, які раніше неможливо було оцінити існуючими методами спрощених аналітичних розрахунків і аналізом емпіричних даних, дає можливість використовувати існуючі конструкції без суттєвої переробки. Використання удосконаленого алгоритму розрахунку напружено-деформованого стану конструкцій турбогенераторів на основі тривимірного моделювання дозволило обґрунтувати можливість їхньої роботи у надпроектних режимах.

Використання представлених у роботі результатів дозволить збільшити електричну потужність та забезпечити надійну роботу таких електростанцій України, як Добротвірська ТЕС у Львівській області, Зміївська ТЕС у Харківській області, Криворізька ТЕС у Дніпропетровській області, Придніпровська ТЕС у Дніпропетровській області, Трипільська ТЕС у Київській області, Київська ТЕЦ-5 у м. Київ, Харківська ТЕЦ-5 у м. Харків та ін. Всі вищезазначені електростанції забезпечують Україну електричною та тепловою енергією. Завдяки ним забезпечується робота лікарень, виробництв та всіх інших галузей економіки.

Представлена дослідна робота надає науково обґрунтовані методи визначення запасів міцності основних генеруючих потужностей теплових електростанцій та пошуку резервів видобування електроенергії на існуючому обладнанні, що дозволить підвищити його ефективність.

Результати дисертаційної роботи використано на АТ "Українські енергетичні машини" (м. Харків) при проєктуванні нових та реконструкції існуючих турбогенераторів великої потужності: ТГВ-215 потужністю 215 МВт, ТГВ-200 потужністю 200 МВт, ТГВ-325 потужністю 325 МВт, ТГВ-250 потужністю 250 МВт. Окрім цього, результати роботи впроваджено у науково-методичних процесах кафедри Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут".

Наступним кроком дослідження стане створення методів та алгоритмів розрахунку складних опорних елементів для турбогенераторів нового покоління. Розвиток дослідження у цьому напрямку дозволить максимально ефективно знизити вібрації та впровадити в технічну документацію дійсний стан ресурсних параметрів компонентів енергетичного обладнання, що будуть розраховані на основі їх технологічних параметрів.

Наукова новизна роботи:

1. Розвинуті існуючі інженерні методи визначення міцності на основі класичної теорії опору матеріалів та теорії тепло-масо-обміну в двовимірній постановці в частині уточнення запасів міцності на основі ретельного математичного моделювання фізичного стану конструкції та кореляції відносно методів руйнівного контролю фізичних властивостей матеріалів.

2. Створено новий метод розрахунку міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів із вирішенням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів для зв'язаної задачі термопружності в частині уточнення граничних умов III-роду.

3. Створено новий метод розрахунку міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів в частині термопружної задачі з додаванням фактичних контактів їх елементів і зіставленням з конструктивною та технологічною особливістю деталей.

4. Вдосконалено алгоритм завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів енергетичного обладнання в частині детального опису конструкції з урахуванням її різножорсткості та особливостей технологічного з'єднання деталей на основі тривимірного моделювання.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Створено методологію розрахунку запасів міцності для вузлів та деталей турбогенераторів та аналогічного енергетичного обладнання, використання якої забезпечує надійну роботу турбогенераторів на номінальних режимах на протязі не

менш 27 000 годин. Методологія базується на розроблених в роботі методах тривимірного моделювання.

2. Надане обґрунтування забезпечення підвищення потужності та довготривалої роботи на надпроектних режимах турбогенераторів теплових електростанцій.

3. Встановлені закономірності деформації вузлів та елементів конструкцій статорів турбогенераторів та аналогічного енергетичного обладнання під дією теплових, механічних та вібраційних чинників для фактично вибраних зварних швів. Надане обґрунтування безпеки зварних з'єднань для корпусів турбогенераторів, що працюють під воднем.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку міцності можуть бути використані при дослідженні напружено-деформованого стану енергетичного обладнання літаків та аеродромів.

Отримані наукові результати можуть бути використані науково-дослідними та проектними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями енергетичної галузі, аерокосмічними університетами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень і експлуатації енергетичного обладнання.

Ключові слова: турбогенератор, енергетичне обладнання, електрична машина, статор, ротор, підвіска осердя статора, натискний фланець, щит корпусу статора, короб турбогенератора, метод скінчених елементів, напружено-деформований стан, механічні напруження, міцність, термопружність, вібраційний стан, HSS-метод.

Список публікацій здобувача

Статті у наукових фахових видання затверджених МОН України:

1. Третьяк, О., **Кравченко, С.**, Богожавець, О., Назаренко, В., & Жуков, А. (2023). Методологія визначення натягів бандажних кілець турбогенераторів середньої потужності. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (1-2), 37–42. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.06>.

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

1. Tretiak, O., Serhienko, S., Zhukov, A., Gakal, P., Don Y., Arefieva M., Tretiak I., **Kravchenko S.**, Bohozhavets O.: "Peculiarities of the Design of Housing Parts of Large Direct Current Machines," SAE Int. J. Mater. Manf. 17(1):59-72, 2024, (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.4271/05-17-01-0005>;

2. Tretiak, O., Smyk, S., **Kravchenko, S.**, Smakhtin, S., Brega, D., Zhukov, A., Serhienko, S., & Don, Y. (2024). Devising a calculation method for modern structures of current-conducting elements in large electric machines in a three-dimensional statement. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4(1 (130), 87–96, (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.310049>.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Tretiak, O., Kovryga, A., Makarov, P., Penkovska, N., **Kravchenko, S.** Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. LNNS, vol 1008, pp. 75–90, Springer, Cham. Print ISBN 978-3-031-61414-9, Online ISBN 978-3-031-61415-6, https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_7.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

1. Третяк О.В., **Кравченко С.С.** Аналіз напружено-деформованого стану турбогенераторів великої потужності при роботі в надпроектних режимах, монографія. Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; – Харків: КП «Міська друкарня», 2024 – 206 с.

ISBN 978-617-619-297-8

2. Третяк О.В., Макаров П.М., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., **Кравченко С.С.** Патент на корисну модель № 156013 Україна, МПК H02K9/04 H02K1/20 H02K1/18. "Статор Електричної Машини", номер заявки u202306089, опубліковано 24 квітня 2024, <https://iprop-ua.com/inv/kbxr8jpi/>.

ABSTRACT

Kravchenko S. Ensuring power increase and substantiation of long-term operation at above-design modes of turbogenerators of thermal power plants. – A qualifying scientific work as a manuscript.

The thesis for a degree of Doctor of Philosophy (PhD) in specialty 134 – "Aerospace Engineering" (13 Mechanical Engineering). – National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, 2024.

The thesis is purposed to the topical issue of ensuring power increase and substantiation of long-term operation at above-design modes of high-capacity turbogenerators by developing new methods of three-dimensional computation of mechanical stresses in units and design elements of turbogenerators. The computation of refined reserves of strength of resource units of turbogenerators was performed to substantiate the provision of reliable operation of turbogenerators under conditions of supercritical loads. In the part of studying and determining the mechanical loads acting on these units, it was established that the safety margins allow to ensure the safe operation of the considered turbogenerators with increased power by 10% without restrictions on loads and operating modes.

The goal of the thesis is the development of methods for studying the stress-strain state of units and design elements of high-capacity turbogenerators when operating at rated and above-design modes with the solution of a set of thermoelasticity and thermal conductivity problems in three-dimensional settings using finite element method for the coupled problem of thermoelasticity in the part of specifying the boundary conditions of the III-rd kind.

The first section of the thesis is purposed to the analysis of the current state of generating equipment of thermal and nuclear power plants in Ukraine due to the periodically arising need to operate in supercritical modes. The general review of the design of turbogenerators and regulatory and technical requirements for their operating conditions was performed. The description of the main resource units of the turbogenerator and the loads acting on them is presented. The main focus of the section

is on the analysis of the main damages of turbogenerators, which lead to a malfunction of their design and require long-term repair work. Also, the main units and design elements, which represent the "weak" places of the turbogenerator from the side of mechanical, thermal and vibrational loads, are determined.

The second section of the thesis is purposed to the development of methods and the algorithm for calculating the stress-strain state of turbogenerator designs in a three-dimensional setting. The geometry requirements were determined and the three-dimensional modeling of the computation units was performed. Determined mechanical forces caused by electromagnetic and vibrational factors acting on them. It is shown that the existing mathematical apparatus allows performing strength computations. The improved algorithm for the assignment of boundary and initial conditions for three-dimensional models of units and design elements of power equipment has been created in the part of the detailed description of the structure, taking into account its stiffness and the peculiarities of the technological connection of parts based on three-dimensional modeling. The boundary conditions for constructing a spatial picture of the thermal stress state of units and design elements of the turbogenerator stator were obtained, the critical design elements were determined.

The general review of existing mathematical models and methods of computing the stress-strain state of design elements of power equipment was carried out and it was found that engineering methods based on simplified analytical methods in relation to the geometry of elastic bodies and determining the boundary conditions of the temperature problem are usually used. The reason for this is the technical complexity of numerical modeling of the gas-dynamic problem for the entire turbogenerator in general.

The finite element method was used to calculate the stress-strain state of design elements and the turbogenerator cooling system in a three-dimensional setting. A tetrahedron was used as the basic element.

The manuscript presents in detail the selection of the calculation mesh, defines the concept of the boundary condition problem for the decisive problem, based on the algorithm of using large displacements (Direct Sparse).

The third section presents the results of mechanical computations of the turbogenerator stator core fastening system using the developed three-dimensional modeling method, in which, unlike the existing ones, the strength calculation in the part of the thermoelastic problem is performed with the addition of actual contacts and taking into account the design and technological features of the parts.

Also, in this section, the dependence of the double amplitude of vibration on the modulus of elasticity of the stacked core of the turbogenerator stator was determined.

The presented results, which were obtained by the calculation method, make it possible to assess the actual state of vibration amplitudes. These results were compared with the results of measurements by vibration sensors during station tests of turbogenerators. The absolute error of the results obtained using the developed methodology was 0.5%.

The fourth section presents the results of mechanical calculations of turbogenerator boxes (shields) by the developed method of calculating the strength of units and design elements of turbogenerators with the solution of a set of thermoelasticity and thermal conductivity problems in three-dimensional settings using the finite element method for the coupled problem of thermoelasticity in the part of specifying the boundary conditions of the III-rd kind, which is a feature of this method. The use of this method made it possible to carry out the more accurate strength analysis of design elements of turbogenerators. In the three-dimensional design, all the geometric features of the design elements and the nature of the application of loads were taken into account.

In the course of the presented study, it was found that the stator boxes of the turbogenerator should be created with additional power belts. Moreover, the characteristic size of the stiffeners shall be at least twice the thickness of the stator casing. At the same time, all welds must be made with separation and additional concentrators are not allowed in them. The permissible mechanical stress shall be taken as 1/2 of the yield strength of the base material.

In the course of the presented study, it was found that the stator boxes of the turbogenerator should be created with additional power belts. Moreover, the characteristic size of the stiffeners shall be at least twice the thickness of the stator casing. At the same

time, all welds must be made with edge preparation and additional concentrators are not allowed in them. The permissible mechanical stress shall be taken as 1/2 of the yield strength of the base material.

The fifth section of the thesis is purposed to the analysis and correlation of the results of the stress-strain state study of units and design elements of turbogenerators. In order to confirm the reliability of the three-dimensional modeling methods of mechanical stress values obtained in the study, the Hot Spot Stress method was used in the setting of linear surface extrapolation. Based on the results of checking the convergence of the three-dimensional modeling of mechanical stresses calculated by the Hot Spot Stress method, it was found that the rated (geometric) stresses for steel design elements do not exceed 100 MPa in the stator core suspension and 60 MPa in the box (shield) and are permissible.

For the parts of the turbogenerator box, where the critical points are the welded joints, the verification shows sufficient convergence and the absence of singularity points at the transition points between the base metal and the welded joint.

For the spring connection, where the places of the pin connections are the most loaded, it is shown that the contact stresses do not locally exceed the cutting stresses. And the character of stresses does not have sharp jumps, where points fall out of the general level.

On the basis of the mathematical modeling methods performed by the proposed methods, the new table of refined mechanical stresses for parts of turbogenerators was calculated. It is shown that these stresses do not exceed the yield and fatigue limits of the main material, and the strength reserves of the parts allow to ensure the safe operation of the considered turbogenerators with increased power by 10% without restrictions on loads and operating modes. Recommendations were also provided to ensure reliable operation of turbogenerators under conditions of supercritical loads.

As the result of the carried out scientific and research work, effective methods of studying the stress-strain state of units and design elements of high-capacity turbine generators when operating at rated and above-design modes were developed.

Taking into account the excess mass-dimensional characteristics due to large safety margins, as well as heat reserves, which previously could not be estimated by existing methods of simplified analytical computations and analysis of empirical data, makes it possible to use existing structures without significant modification. The use of the improved algorithm for calculating the stress-strain state of turbine generator designs based on three-dimensional modeling made it possible to substantiate the possibility of their operation in above-design modes.

The use of the results presented in the study will allow to increase the electric power and ensure the reliable operation of such power plants of Ukraine as Dobrotvirskaya TPP in Lviv region, Zmiivska TPP in Kharkiv region, Kryvorizka TPP in Dnipropetrovsk region, Prydnieprovsk TPP in Dnipropetrovsk region, Trypilska TPP in Kyiv region, Kyiv TPP-5 in the city of Kyiv, Kharkiv CHPP-5 in the city of Kharkiv, etc. All the above-mentioned power plants provide Ukraine with electrical and thermal energy. Thanks to them, the work of hospitals, factories and all other sectors of the economy is ensured.

The presented research work provides scientifically based methods for determining the strength reserves of the main generating capacities of thermal power plants and finding reserves of electricity generation on existing equipment, which will increase its efficiency.

The results of the research work were used at JSC "Ukrainian Energy Machines" (Kharkiv) in the design of new and reconstruction of existing high-capacity turbogenerators: TGV-215 with a capacity of 215 MW, TGV-200 with a capacity of 200 MW, TGV-325 with a capacity of 325 MW, TGV-250 with a capacity of 250 MW. In addition, the results of the work were implemented in the scientific and methodological processes of the department of the National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute".

The next step of the research will be the development of methods and algorithms for calculating complex support elements for new generation turbogenerators. The development of research in this direction will make it possible to reduce vibrations as effectively as possible and implement into the technical documentation the current state

of resource parameters of power equipment components, which will be calculated on the basis of their technological parameters.

Scientific novelty of the work:

1. Existing engineering methods for determining strength based on the classical theory of resistance of materials and the theory of heat-mass exchange in a two-dimensional setting have been enhanced in terms of specifying strength reserves based on careful mathematical modeling of the physical state of the structure and correlation with methods of destructive control of the physical properties of materials.

2. The new method of calculating the strength of units and design elements of turbogenerators was created with the solution of a set of thermoelasticity and thermal conductivity problems in three-dimensional settings using the finite element method for the coupled problem of thermoelasticity in the part of specifying the boundary conditions of the III-rd kind.

3. The new method of calculating the strength of units and design elements of turbogenerators in terms of the thermoelastic problem was created with the addition of actual contacts of their elements and comparison with the design and technological features of the parts.

4. The algorithm for assigning boundary and initial conditions for three-dimensional models of design components of power equipment has been improved in the part of the detailed description of the design, taking into account its different stiffness and the peculiarities of the technological connection of parts based on three-dimensional modeling.

Practical significance of the obtained results:

1. The methodology for calculating strength margins for units and parts of turbogenerators and similar power equipment has been developed, the use of which ensures reliable operation of turbogenerators at rated modes for at least 27,000 hours. The methodology is based on three-dimensional modeling methods developed in the work.

2. The rationale for ensuring power increase and long-term operation at above-design modes of turbogenerators of thermal power plants is provided.

3. The regularities of the deformation of units and design elements of turbogenerator stators and similar power equipment under the influence of thermal, mechanical and vibrational factors for actually selected welds have been established. The safety rationale for welded joints for turbogenerator housings, that work under hydrogen, is provided.

The three-dimensional strength computation methods developed in the work can be used in the study of the stress-strain state of electric power equipment of aircraft and airfields.

The obtained scientific results can be used by research and design organizations, design bureaus, organizations of the energy industry, aerospace universities and other organizations that specialize in the field of research and operation of energy equipment.

Key words: turbogenerator, power equipment, electric machine, stator, rotor, stator core suspension, pressure flange, stator housing shield, turbogenerator box, finite element method, stress-strain state, mechanical stresses, strength, thermoelasticity, vibration state, HSS-method.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ	21
ВСТУП.....	23
РОЗДІЛ 1 ВИЗНАЧЕННЯ НАЙБІЛЬШ НАВАНТАЖЕНИХ ВУЗЛІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ.....	32
1.1 Огляд конструкції	32
1.1.1 Загальний огляд конструкції турбогенераторів	32
1.1.2 Опис підвіски осердя статора і навантажень, що діють на неї	40
1.1.3 Опис натискного фланця і навантажень, що діють на нього	46
1.1.4 Опис щитів корпусу статора (коробів) і навантажень, що діють на них	48
1.1.5 Основні технічні дані турбогенераторів.....	49
1.2 Пошук "слабких" місць турбогенераторів	52
1.2.1 Аналіз причин виникнення ушкоджень конструкції та аварій турбогенераторів	52
1.2.2 Підвіска осердя статора.....	55
1.2.3 Натискні фланці осердя статора	55
1.2.4 Щити корпусу статора (короби)	56
1.2.5 Визначення запасів міцності турбогенераторів	57
1.3 Висновки до першого розділу	58
1.4 Література до першого розділу	59
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МЕТОДІВ ТА АЛГОРИТМУ ДОСЛІДЖЕННЯ НДС ТУРБОГЕНЕРАТОРА У ТРИВИМІРНІЙ ПОСТАНОВЦІ.....	64
2.1 Визначення вимог до геометрії	64
2.2 Тривимірне моделювання конструкції розрахункових вузлів	64

2.3	Визначення механічних сил, викликаних електромагнітними та вібраційними чинниками	66
2.4	Побудова загального алгоритму розрахунку	69
2.5	Розрахунок теплових граничних умов	71
2.5.1	Класичні задачі теплового розрахунку турбогенераторів	71
2.5.2	Задачі пружності, термопружності і визначення міцності та жорсткості вузлів і деталей турбогенераторів	73
2.5.3	Математична постановка задачі термопружності, основні співвідношення математичного апарату	77
2.6	Висновки до другого розділу	90
2.7	Література до другого розділу	90
РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА МЕТОДУ ДОСЛІДЖЕННЯ НДС СИСТЕМИ КРІПЛЕННЯ ОСЕРДЯ СТАТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА.....		93
3.1	Виконання механічних розрахунків підвіски осердя статора	93
3.1.1	Методологія визначення напружень при різних електромагнітних навантаженнях, що змінюються в залежності від режимів роботи турбогенератора	93
3.1.2	Умови виконання розрахунків	96
3.1.3	Розрахункові дані для визначення міцності вузла підвіски осердя статора турбогенераторів великої потужності	99
3.1.4	Розрахунок міцності підвіски статора турбогенератора потужністю 325 МВт інженерним методом	103
3.1.5	Розрахунок міцності підвіски статора турбогенератора потужністю 325 МВт методом тривимірного моделювання	109
3.2	Виконання механічних розрахунків натискного фланця	112

3.2.1 Розрахунок міцності натискного фланця турбогенератора потужністю 200 МВт інженерним методом	112
3.2.2 Розрахунок міцності натискного пальця турбогенератора потужністю 200 МВт інженерним методом	115
3.2.3 Розрахунок міцності натискного фланця турбогенератора потужністю 560 МВт методом тривимірного моделювання	117
3.3 Метод математичного визначення вібраційного стану статора турбогенератора	121
3.3.1 Розрахункові дослідження вібраційного стану статора турбогенератора	121
3.3.2 Визначення граничних амплітуд вібрацій статора турбогенератора для забезпечення його надійної роботи	134
3.4 Висновки до третього розділу.....	137
3.5 Література до третього розділу	137
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА МЕТОДУ ДОСЛІДЖЕННЯ НДС КОРОБІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРА.....	141
4.1 Виконання механічних розрахунків коробів турбогенераторів.....	141
4.1.1 Постановка задачі	141
4.1.2 Недоліки спрощеного аналітичного розрахунку	142
4.1.3 Дослідження міцності коробу турбогенератора потужністю 320 МВт	143
4.1.4 Дослідження міцності коробу турбогенератора потужністю 560 МВт	156
4.1.4 Переваги запропонованого методу тривимірного розрахунку	175
4.2 Зазначення максимально допустимої деформації для нормальної роботи ущільнення при роботі під воднем	175
4.3 Висновки до четвертого розділу.....	176
4.4 Література до четвертого розділу	177

РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ.....	179
5.1 Аналіз та кореляція результатів дослідження НДС вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів	179
5.1.1 Методика оцінки збіжності визначених механічних напружень в елементах зварних з'єднань та в елементах конструкцій HSS-методом.....	179
5.1.2 Перевірка збіжності отриманих методами тривимірного моделювання механічних напружень в підвісці осердя статора HSS-методом	181
5.1.3 Перевірка збіжності отриманих методами тривимірного моделювання механічних напружень в коробі турбогенератора HSS-методом	187
5.1.4 Уточнені запаси міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів	194
5.2 Рекомендації з забезпечення надійної роботи турбогенераторів за умов надкритичних навантажень	196
5.3 Обґрунтування забезпечення підвищення потужності турбогенераторів	198
5.4 Висновки до п'ятого розділу	198
5.5 Література до п'ятого розділу	199
ВИСНОВКИ	201
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	204
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	206
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	207

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення та символи

ν – температура точки тіла в заданий момент, К

ρ – густина навколишнього середовища, кг/м^3

c – питома теплоємність, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$

p – потужність внутрішніх джерел тепла, Вт

λ – теплопровідність матеріалу тіла, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$

α – коефіцієнт тепловіддачі поверхні, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$

E – модуль Юнга, Па

ν – коефіцієнт Пуассона, в.о.

G – модуль зсуву (Па)

P – потенційна енергія деформацій, Дж

γ – питома вага, $\text{Н}/\text{м}^3$

σ – межа плинності, Па

Індекси

$\cos \varphi$ – номінальний коефіцієнт потужності, в.о.

U_s – Номінальна напруга статора, кВ

I_s – Номінальний струм статора, А

t_b – Номінальна температура циркуляційної води на вході, $^\circ\text{C}$

P_{H2} – Номінальний надлишковий тиск водню у корпусі генератора, $\text{кгс}/\text{см}^2$

j_{a1} – щільність струму в статорній обмотці, $\text{А}/\text{мм}^2$

Δ_{i31} – товщина корпусної ізоляції стрижня статора, мм

i_n – струм збудження в номінальному режимі, А

j_n – щільність струму в обмотці ротора, $\text{А}/\text{мм}^2$

x'_d – перехідний індуктивний опір по поздовжній осі, в. о.

η_n – коефіцієнт корисної дії при номінальному навантаженні, %

$\cos \varphi_{\text{мін}}$ – мінімальний коефіцієнт потужності в режимі недозбудження, в.о.

T_B – напрацювання на відмову, годин

T_P – ресурс між основними ревізіями, років

T_0 – температура, за якої в матеріалі відсутні температурні напруження, К

A_V – робота об'ємних сил, Дж

A_S – робота поверхневих сил, Дж

A_m – робота масових сил, Дж

A_Ω – робота сил інерції, Дж

Φ_{sh} – магнітний потік, який витісняється з осердя статора і в стяжних шпильках, що стягують осердя, наводить ЕРС, Вб

$\overline{\delta\Phi}_{sh.m}$ – питомий магнітний потік, який витісняється в повітряний проміжок між спинкою статора і внутрішньою поверхнею його корпусу, Вб/м

ω – частота зміни електромагнітного поля в осерді статора, Гц

l_δ – довжина осердя статора, м

E_{sh} – значення ЕРС у шпильці осердя статора, В

$E_{sh.m}$ – амплітуда наведеної ЕРС у стяжній шпильці, В

I_{sh} – струм в контурі, який включає стяжні шпильки, натискні фланці, натискну плиту, крайній пакет шихтованого осердя статора, екран, А

$I_{sh.m}$ – амплітуда струму, який наводиться в контурі, зазначеному вище, А

M_n – номінальний крутильний момент, (Н·м)

$M_{кз}$ – момент короткого замикання, кг·см

σ_0 – номінальні (геометричні) напруження в концентраторі, Па

Скорочення

НДС – напружено-деформований стан

МСЕ – метод скінчених елементів

RR – Resin Rich

ТЕС – теплова електростанція

ТЕЦ – теплоелектроцентрально

ЕРС – електрорушійна сила

ЕМС – електромагнітна сила

CFD – Computational Fluid Dynamics

HSS – Hot Spot Stress

LSE – Linear Surface Extrapolation

ВСТУП

Актуальність досліджень. Електроенергетична промисловість відіграє важливу роль у розвитку науково-промислової та споживчої бази кожної країни світу, адже без стабільної генерації достатньої кількості електричної енергії технічний прогрес та існування суспільства на сучасному рівні стає неможливим. В Україні більше 80% усієї електроенергії виробляється тепловими та атомними станціями, де в якості генераторів використовуються турбогенератори великої потужності. У зв'язку з щомісячними масованими обстрілами енергетичних об'єктів України та сталим дефіцитом електроенергії близько 20%, в енергосистемі відбувається постійний перерозподіл генерації, що призводить до роботи турбогенераторів у надкритичних режимах. Однак, проаналізувавши теперішній стан генеруючого обладнання в Україні, можна дійти висновків, що більшість агрегатів вже добігла кінця терміну експлуатації згідно нормативної документації, або цей термін закінчиться у найближчі роки. У зв'язку з ситуацією, що склалася в країні, єдиним шляхом забезпечення надійної роботи турбогенераторів при номінальних і критичних навантаженнях діючого енергетичного обладнання та при проведенні робіт з його оновлення та модернізації є дослідження напружено-деформованого стану (НДС) з метою точного визначення запасів міцності вузлів та деталей цього обладнання. Складність дослідження НДС елементів конструкцій та вузлів турбогенераторів великої потужності з метою аналізу їх міцності під дією температурних та силових навантажень здебільшого обумовлена необхідністю розв'язання цілого комплексу задач: газодинамічної, температурної та термопружної. При комплексному проектуванні генератора розгляд цього комплексу задач пов'язаний з дослідженням термонапруженого стану конструкцій, який ускладнюється наявністю попередніх натягів та впливом температурних полів, які залежать від параметрів роботи систем охолодження та багатьох інших факторів. Зараз найчастіше для дослідження міцності конструкцій використовують числові методи, основою яких є метод скінченних елементів (МСЕ). Основною особливістю сучасного етапу розвитку тривимірних розрахунків є перехід від

простих моделей до більш складних, які дозволяють отримати більшу точність і універсальність при проведенні розрахунків.

Враховуючи вищевикладене, розробка методів розрахунку НДС конструкцій турбогенераторів великої потужності у тривимірній постановці, що дозволять підвищити точність визначення міцності їх вузлів та елементів, дасть можливість надати точну оцінку запасу міцності цих компонентів. У свою чергу точне визначення існуючих резервів міцності забезпечить можливість підвищення потужності та надасть обґрунтування довготривалої роботи на надпроектних режимах турбогенераторів теплових електростанцій, що має велике наукове і практичне значення для України.

Мета і завдання дослідження. Розробка методів дослідження напружено-деформованого стану вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів великої потужності при роботі на номінальних та надпроектних режимах із вирішенням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів для зв'язаної задачі термопружності в частині уточнення граничних умов III-роду.

Для досягнення поставленої мети у дисертаційній роботі необхідно вирішити наступні завдання:

- провести аналіз особливостей конструкції та роботи турбогенераторів теплових електростанцій;
- провести аналіз причин виникнення ушкоджень конструкції та аварій турбогенераторів;
- визначити найбільш навантажені вузли та елементи конструкцій турбогенераторів в частині механічних, теплових та вібраційних чинників;
- провести аналіз існуючих інженерних методів механічних, теплових та вібраційних розрахунків, а також принципів вибору запасів міцності вузлів та елементів конструкцій енергетичного обладнання за цими методами;
- створити удосконалений алгоритм завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей вузлів та елементів конструкцій енергетичного обладнання в частині детального опису конструкції з урахуванням її

різномірності та особливостей технологічного з'єднання деталей на основі тривимірного моделювання;

- отримати граничні умови для побудови просторової картини термонапруженого стану вузлів та елементів конструкції статора турбогенератора, визначити критичні елементи конструкції;

- розробити метод визначення міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів із вирішенням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням МСЕ для зв'язаної задачі термопружності в частині уточнення граничних умов III-роду, що є особливістю цього методу; використання цього методу дозволить провести більш точний аналіз міцності елементів конструкцій турбогенераторів;

- розробити метод дослідження НДС вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів, в якому, на відміну від існуючих, розрахунок міцності в частині термопружної задачі буде виконуватися з додаванням фактичних контактів та із врахуванням конструктивних та технологічних особливостей деталей;

- підтвердити достовірність отриманих за допомогою розроблених методів результатів HSS-методом.

- провести аналіз існуючих запасів міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів (уточнених за допомогою розроблених методів) для визначення резервів підвищення потужності та обґрунтування можливості роботи базових елементів на проєктних та надпроєктних режимах; обґрунтувати забезпечення підвищення потужності турбогенераторів за рахунок уточнених механічних напружень.

Об'єкт дослідження – процеси деформування вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів великої потужності при роботі на проєктних та надпроєктних режимах.

Предмет дослідження – напружено-деформований стан вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів великої потужності.

Для вирішення поставлених в дисертаційній роботі завдань використані наступні наукові **методи дослідження**:

1. Класичні методи і моделі теорій термопружності, теплопровідності та механіки суцільних середовищ для формування рівнянь стану.

2. Дискретизація розв'язувальних співвідношень для аналізу напружено-деформованого стану досліджуваних тіл на основі методу скінчених елементів.

3. Числові дослідження, що здійснювалися у середовищі програмного комплексу SolidWorks з модулем Simulation, в якому створювалися тривимірні комп'ютерні моделі та проводилися розрахунки.

4. Метод декомпозиції Рейнольдса для вирішення проблем турбулентності в частині замикання турбулентності, а саме використання k - ϵ моделі.

Точність отриманих в роботі результатів і висновків забезпечується математичним моделюванням без спрощень та без використання умов симетрії. Достовірність отриманих результатів підтверджена за рахунок співвіднесення з фактичними лініями тренду змінення параметрів генеруючого обладнання діючих електростанцій для робочих режимів S2 (що характеризуються як сталі режими).

Отримані результати математичного тривимірного моделювання НДС вузлів і деталей конструкцій генераторів великої потужності задовільно погоджуються з даними експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Розвинуті існуючі інженерні методи визначення міцності на основі класичної теорії опору матеріалів та теорії тепло-масо-обміну в двовимірній постановці в частині уточнення запасів міцності на основі ретельного математичного моделювання фізичного стану конструкції та кореляції відносно методів руйнівного контролю фізичних властивостей матеріалів.

2. Створено новий метод розрахунку міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів із вирішенням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів для зв'язаної задачі термопружності в частині уточнення граничних умов III-роду.

3. Створено новий метод розрахунку міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів в частині термопружної задачі з додаванням

фактичних контактів їх елементів і зіставленням з конструктивною та технологічною особливістю деталей.

4. Вдосконалено алгоритм завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів енергетичного обладнання в частині детального опису конструкції з урахуванням її різножорсткості та особливостей технологічного з'єднання деталей на основі тривимірного моделювання.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Створено методологію розрахунку запасів міцності для вузлів та деталей турбогенераторів та аналогічного енергетичного обладнання, використання якої забезпечує надійну роботу турбогенераторів на номінальних режимах на протязі не менш 27 000 годин. Методологія базується на розроблених в роботі методах тривимірного моделювання.

2. Надане обґрунтування забезпечення підвищення потужності та довготривалої роботи на надпроектних режимах турбогенераторів теплових електростанцій.

3. Встановлені закономірності деформації вузлів та елементів конструкцій статорів турбогенераторів та аналогічного енергетичного обладнання під дією теплових, механічних та вібраційних чинників для фактично вибраних зварних швів. Надане обґрунтування безпеки зварних з'єднань для корпусів турбогенераторів, що працюють під воднем.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку міцності можуть бути використані при дослідженні напружено-деформованого стану енергетичного обладнання літаків та аеродромів.

Отримані наукові результати можуть бути використані науково-дослідними та проєктними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями енергетичної галузі, аерокосмічними університетами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень і експлуатації енергетичного обладнання.

Впровадження результатів роботи. Розроблені автором наукові положення реалізовані:

- на АТ "Українські енергетичні машини" (м. Харків) при проектуванні нових та реконструкції існуючих турбогенераторів великої потужності: ТГВ-215 потужністю 215 МВт, ТГВ-200 потужністю 200 МВт, ТГВ-325 потужністю 325 МВт, ТГВ-250 потужністю 250 МВт;

- в науково-методичних процесах кафедри Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут".

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, висновки і рекомендації, викладені в дисертації та представлені до захисту, виконані особисто автором. В дисертації відсутні результати, що належать співавторам, разом з якими опубліковані наукові праці.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана в Національному аерокосмічному університеті ім. М. Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут".

Робота проводилася відповідно до "Енергетичної стратегії України на період до 2035 р.", що схвалена розпорядженням розпорядження Кабінету Міністрів України № 605-р. від 18.08.2017 р., та "Енергетичної стратегії України на період до 2050 р.", що схвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України №373-р від 21 квітня 2023 р.

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на: науково-практичній конференції "Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023", (Україна, м. Харків, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2023 р.). На основі результатів дослідження отримано патент на корисну модель № 156013 "Статор електричної машини" (номер заявки u202306089, опубліковано 24 квітня 2024).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено у 3 статтях, з яких одна стаття у виданні, яке входить до переліку наукових фахових видань України [1] та дві статті у виданнях, що реферуються в базі даних Scopus [2, 3]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковані в одних тезах науково-технічної конференції [4], в одній монографії [5] та в одному патенті [6].

Всі положення наукової новизни дисертації отримані автором самостійно. В статтях, що опубліковані у співавторстві, проведення досліджень і аналіз результатів виконані автором особисто; формулювання задач і висновків виконано разом із науковим керівником і частково із співавторами публікацій; підготовка й видання науково-технічних статей виконано за участю співавторів. В спільних роботах автору належить:

[1] – створення методу визначення натягів та розрахунку напружень вузла бандажних кілець як елемента конструкції турбогенератора, що знаходиться під дією механічних та теплових чинників та як деталі, що кріпиться за допомогою попереднього натягу;

[2] – визначення вимог до конструкції великої електричної машини для забезпечення її надійної роботи на номінальних режимах протягом заданого терміну експлуатації; створення методу дослідження НДС корпусу великої електричної машини; аналіз впливу зусиль на зварні з'єднання корпусу великої електричної машини;

[3] – побудова алгоритму завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів енергетичного обладнання, розрахунок граничних умов для зв'язаної задачі міцності; обчислення тривимірних векторів сил основних навантажень; оцінка НДС струмопровідних елементів статора та визначення максимальних струмових зусиль на основі допустимого фактичного перегріву для нестационарної тривимірної задачі;

[4] – аналіз особливостей конструкції та роботи турбогенераторів; аналіз причин виникнення ушкоджень конструкцій та аварій турбогенераторів; розрахунок та визначення механічних втрат в електричній машині для струмопровідних частин з різними типами систем збудження (БТВ або апарат щіткотримача);

[5] – створення, підготовка та верифікація тривимірних моделей вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів; створення методу визначення міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів з вирішенням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням

МСЕ для зв'язаної задачі термопружності; створення методу розрахунку міцності статорної групи деталей турбогенераторів в частині термопружної задачі з додаванням фактичних контактів їх елементів і зіставленням з конструктивною та технологічною особливістю деталей;

[6] – забезпечення міцності конструкції статора електричної машини.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків та списків використаних джерел до кожного розділу і загальних висновків. Загальний обсяг дисертації складає 208 сторінок, з них 168 сторінок основного тексту, 128 рисунків по тексту, 23 таблиці по тексту, списків використаних джерел до кожного розділу, сумарно викладених на 13 сторінках.

Література до вступу:

1. Третяк, О., **Кравченко, С.**, Богожавець, О., Назаренко, В., & Жуков, А. (2023). Методологія визначення натягів бандажних кілець турбогенераторів середньої потужності. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (1-2), 37–42. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.06>;

2. Tretiak, O., Serhiienko, S., Zhukov, A., Gakal, P., Don Y., Arefieva M., Tretiak I., **Kravchenko S.**, Bohozhavets O.: "Peculiarities of the Design of Housing Parts of Large Direct Current Machines," SAE Int. J. Mater. Manf. 17(1):59-72, 2024. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.4271/05-17-01-0005>;

3. Tretiak, O., Smyk, S., **Kravchenko, S.**, Smakhtin, S., Brega, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., & Don, Y. (2024). Devising a calculation method for modern structures of current-conducting elements in large electric machines in a three-dimensional statement. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4(1 (130), 87–96. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.310049>;

4. Tretiak, O., Kovryga, A., Makarov, P., Penkovska, N., **Kravchenko, S.** Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. LNNS, vol 1008, pp. 75–90, Springer, Cham. Print ISBN 978-3-031-

61414-9, Online ISBN 978-3-031-61415-6, https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_7;

5. Третяк О.В., **Кравченко С.С.** Аналіз напружено-деформованого стану турбогенераторів великої потужності при роботі в надпроектних режимах, монографія. Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; – Харків: КП «Міська друкарня», 2024 – 206 с.

ISBN 978-617-619-297-8;

6. Третяк О.В., Макаров П.М., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., **Кравченко С.С.** Патент на корисну модель № **156013** Україна, МПК H02K9/04 H02K1/20 H02K1/18. "Статор Електричної Машини", номер заявки u202306089, опубліковано 24 квітня 2024, <https://iprop-ua.com/inv/kbxr8jpi/>.

РОЗДІЛ 1 ВИЗНАЧЕННЯ НАЙБІЛЬШ НАВАНТАЖЕНИХ ВУЗЛІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ

Згідно з офіційними даними Міністерства енергетики України на початок 2022 року близько 84,3% електроенергії виробляється тепловими та атомними електростанціями, де в якості генераторів використовуються турбогенератори великої потужності [1].

Турбогенератори великої потужності є електричними машинами, які працюють не лише на номінальних, а й на надкритичних режимах, внаслідок чого мають певні конструктивні особливості, та повинні суворо відповідати вимогам нормативно-технічної документації з метою забезпечення безпечної та надійної роботи протягом усього терміну експлуатації.

1.1 Огляд конструкції

1.1.1 Загальний огляд конструкції турбогенераторів

Розглянемо конструкцію турбогенераторів потужністю від 200 МВт до 560 МВт, що серійно випускаються АТ "Українські енергетичні машини" [2]. Корпусні елементи цих генераторів, незважаючи на загальну схожість конструкції та умови роботи, відрізняються габаритами виробів, робочими тисками в системі, а також конструктивними особливостями виконання машин, які призводять до різних способів обпирання корпусних елементів. Чим вище потужність генератора, тим більші розміри має машина і більший надлишковий тиск необхідно створювати всередині корпусу для охолодження всієї системи. У турбогенераторах потужністю 560 МВт загальна конструкція нерухомої частини турбогенератора складається з корпусу і осердя статора, з'єднаних гнучким зв'язком. У корпусі встановлено зовнішні щити, передбачені підшипники та газоохолоджувачі. Робочий тиск в системі складає 5 атм. В генераторах потужністю від 200 МВт до 330 МВт корпуси з'єднані з середньою частиною корпусу статора жорстко, а робочий тиск становить 3 атм. На рис. 1.1 показаний загальний вигляд турбогенератора з водневою системою охолодження потужністю 200 МВт.

Відповідно до технічних умов напрацювання турбогенератора на відмову за вимогами нормативно-технічної документації повинно складати 27 000 годин. При цьому його показники маневреності повинні складати:

- $\leq 10^4$ циклів зупинок-пусків за весь термін служби, але не більше 330 протягом одного року;
- $\leq 2 \cdot 10^4$ циклів розвантажень і навантажень за весь термін експлуатації в межах повного регульовального діапазону;
- час пуску з режиму холостого ходу до частоти обертання 3000 ± 150 об/хв при потужності, що дорівнює нулю в умовах нормальної експлуатації, має становити не менше 10 хв.

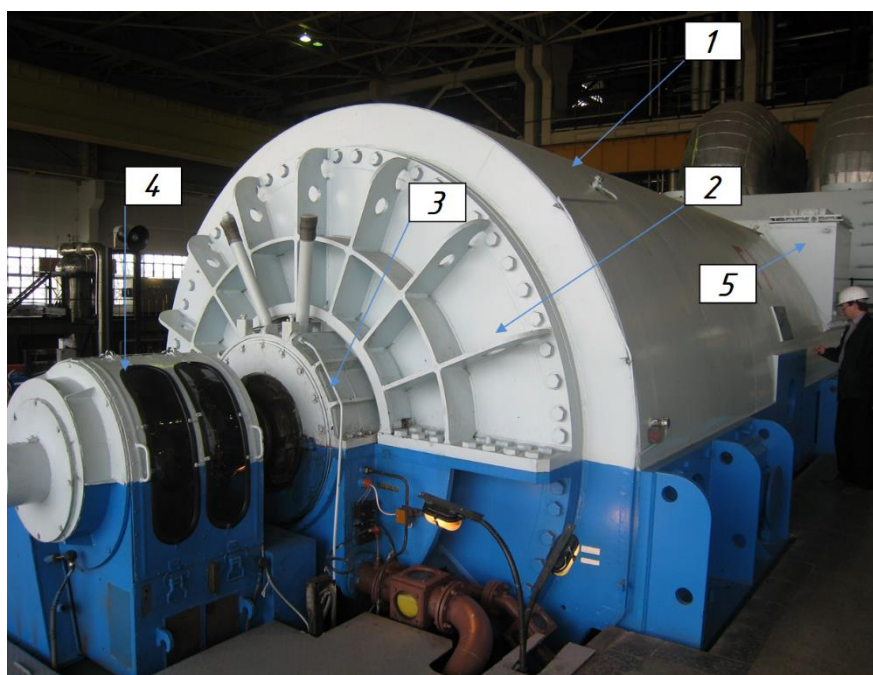


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд турбогенератора (1 – корпус статора, 2 – щит зовнішній, 3 – підшипник опорний, 4 – щітковий апарат, 5 – газоохолоджувач)

На рис. 1.2 представлений ескіз турбогенератора потужністю 325 МВт з водневою системою охолодження з позначенням основних вузлів.

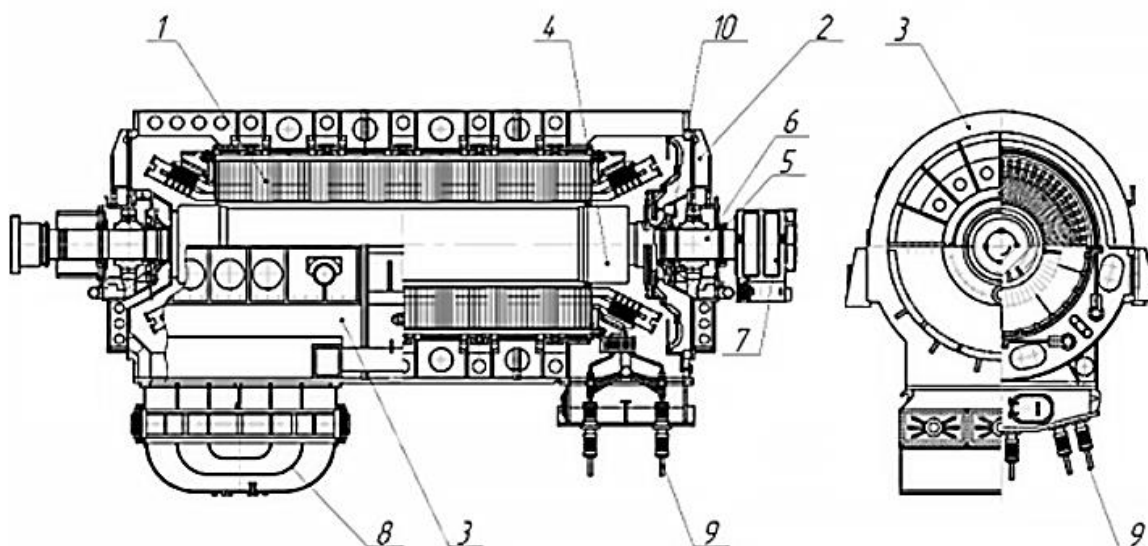


Рисунок 1.2 – Основні вузли турбогенератора (1 – статор, 2 – зовнішній щит, 3 – корпус статора, 4 – ротор, 5 – ущільнення валу ротора, 6 – підшипник, 7 – апарат щіткотримача, 8 – газоохолоджувач, 9 – виводи, 10 – компресор)

Зовнішній корпус турбогенератора зварний, складений із трьох частин, забезпечений стикувальними кільцями та комплектом кріплення. Зварювання, відпалювання, обробка та гідровипробування виробляються окремо для кожної частини. Складання частин корпусу між собою проводиться на напрямні пальці. Частини кріпляться болтами з наступним обварюванням зовні газощільним швом. Корпус виконаний циліндричною формою. Зі сторони турбіни в нижній частині корпусу статора розташований короб газоохолоджувачів, в якому вздовж поздовжньої осі турбогенератора розташовані три газоохолоджувачі. Зі сторони контактних кілець корпус має коробку виводів. Корпус статора полегшений за рахунок зниження товщини обшивки, ребер, брусів та інших деталей.

Всередині корпусу статора на плоскій пружинній підвісці підвішений внутрішній корпус. У внутрішньому корпусі розташоване шихтоване осердя.

Внутрішній корпус (рама, осердя статора) зварний, циліндричний, що складається з силових кілець, поздовжніх брусів, стяжних ребер, призм, обшивки, кільцевих торцевих і проміжних рам.

До силових кілець внутрішнього корпусу за допомогою циліндричних призонів та кріплень кріпиться одна сторона пружин підвіски. Друга сторона

кріпиться до кільцевих ребер зовнішнього корпусу зварюванням за допомогою Т-подібних накладок та парних кілець.

Осердя статора складається із штампованих (ізольованих високоякісним лаком гарячого сушіння) сегментів, що виготовляються з холоднокатаної електротехнічної сталі зі зниженими питомими втратами та підвищеною магнітною проникністю, зібраних на стяжних призмах у пакети, розділені між собою склотекстолітовими сегментами – прокладками.

Осердя має аксіальну систему охолодження спинки та зубців, для чого в сегментах осердя виконані отвори.

Для підвищення монолітності кінцевих зон осердя застосовуються клеєні кінцеві пакети. Пакети спресовані в аксіальному напрямку за допомогою натискних фланців по обидва боки статора. Для зниження втрат і нагріву крайніх пакетів осердя між натискними фланцями і натискними пальцями встановлюється мідний екран з відгином на внутрішню поверхню циліндричної натискного фланця, а форма крайніх пакетів виконана ступінчастою з висотою кожного ступеня не більше 4 мм. У зубцях крайніх пакетів сегментів та по дну пазів виконані просічки. Для зниження температури обмотки статора в лобовій частині зі сторони турбіни ущільнення між корпусом та рамою осердя виконано з невеликим зазором.

Встановлення силових акумуляторів, п'яти рядів пружин підвіски та виготовлення призм із сталі з покращеними характеристиками забезпечує ефективне гасіння вібрації осердя статора та підтримує стабільне зусилля запресування осердя в експлуатації. Осердя статора охолоджується воднем, яким під надлишковим тиском заповнений корпус статора.

У пазах статора укладена трифазна, двошарова, стрижнева, кошикового типу обмотка статора, що охолоджується воднем, що проходить по порожнистих немагнітних трубках, закладених у стрижнях. Ізоляція обмотки статора – термореактивна типу «Ізопротенг-Ф». Вона виготовляється з попередньо просочених склослюдинітових стрічок елмікатерм з епоксिनволочним сполучним. За міжнародною класифікацією ця ізоляція відноситься до типу Resin Rich (RR).

Ізоляція класу нагрівальності "F" використовується з експлуатаційними температурами за класом "B".

Для підвищення надійності роботи вузла з'єднання шин обмотки статора з кінцевими виводами встановлюються гнучкі вставки із застосуванням гнучких проводів круглого перерізу. Число виводів обмотки 12 (6 лінійних та 6 нейтральних) при двох паралельних гілках у фазі обмотки.

Корпус статора з торців герметично закритий зовнішніми щитами, у яких вбудовані оливні ущільнення валу кільцевого типу, що складаються з обойми, зовнішнього кільця, розміщеного між ними вкладиша з 4-х сегментів, опорних підшипників, які складаються з обойми та вкладиша, та оливоуловлювачів. Для запобігання пошкодженню вкладишів опорних підшипників та валу ротора турбогенератора у зовнішніх щитах передбачена установка гідропідйому. Удосконалена конструкція зовнішніх щитів, опорних підшипників та ущільнень забезпечує простоту монтажу та технічного обслуговування цих вузлів.

Корпус закріплюється за допомогою лап до фундаментної плити.

Загальний вигляд ротора турбогенератора наведений на рис. 1.3.

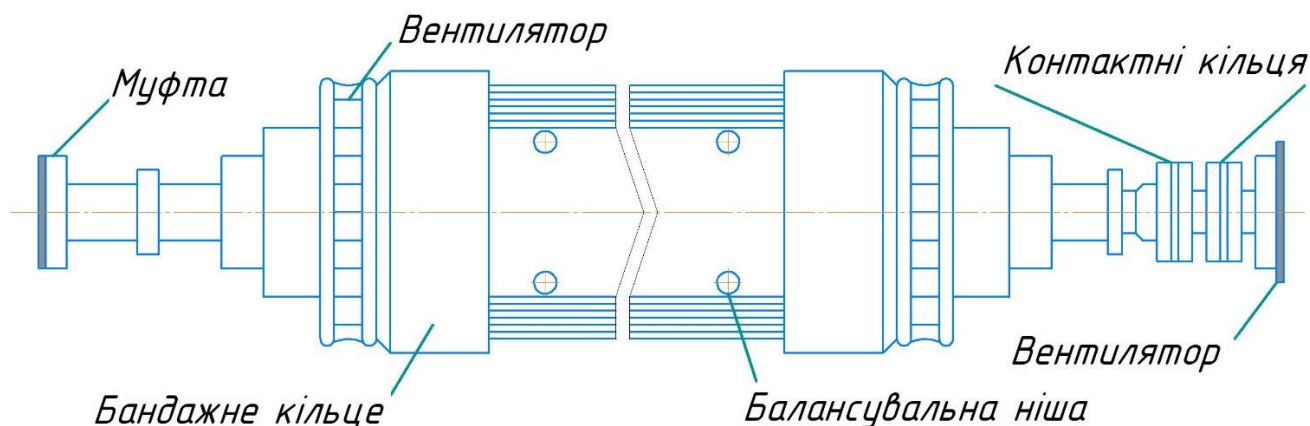


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд ротора турбогенератора

Ротор турбогенератора виготовляється із цільної поковки високоякісної легованої сталі. У пазах бочки ротора укладені послідовно з'єднані котушки обмотки збудження з безпосереднім водневим охолодженням, до яких через контактні кільця та апарат щіткотримачів подається постійний струм від системи

збудження. Провідники обмотки ротора виконані з міді із присадкою срібла, що підвищує механічну міцність обмотки.

Для більш ефективного охолодження обмотки ротора за зустрічно-аксіальною системою виконано роздільне охолодження пазових та лобових частин обмотки відповідно до вимог ІЕС 60034-3:2020 [3].

Корпусною ізоляцією служить склотекстолітова гільза, посилена шарами слюдиниту, виткової – склотекстолітові прокладки. Обмотка в пазах ротора утримується дюралюмінієвими клинами.

На роторі застосовується однопосадкова конструкція бандажного кільця з консольною посадкою на бочку ротора. Сталеві немагнітні корозійностійкі роторні кільця бандажні посаджені на гаряче на бочку ротора і закріплені спеціальними кільцевими шпонками, що дозволяють при необхідності знімати бандажі. Іншим кінцем бандажні кільця посаджені з натягом на центруючі кільця, які не торкаються валу. Від аксіальних переміщень центруюче кільце утримується кільцевою шпонкою.

Відпрацьована на основі всебічних досліджень конструкція торцевих зон ротора та ротора в цілому забезпечує тривалу роботу з величиною струму зворотної послідовності до 8% від номінального струму статора, а також роботу в короткочасних несиметричних режимах за умови, що добуток квадрата струму зворотної послідовності у відносних одиницях тривалість несиметричного режиму секундах ($I_2^2 \cdot t$) не більше 8.

Контактні кільця – сталеві, розташовані за підшипником зі сторони, протилежній стороні турбіни, і укладені у спеціальний кожух, у якому розташований апарат щіткотримачів. Для охолодження шин, бракетів, електричних щіток та контактних кілець на кінці валу ротора встановлено вентилятор, укладений у спеціальний кожух («равлик»).

Збудження турбогенератора здійснюється від статичної тиристорної системи збудження. Згідно вимогам нормативно-технічної документації вона повинна забезпечувати плавне регулювання струму збудження до 110% ($1,1 \cdot i_f$) від

номінального струму збудження генератора [4]. Прикладом такої системи є модель “UNITROL 6000” виробництва фірми АВВ, Швейцарія [5].

Апарат щіткотримачів складається з каркасу, знімних оглядових вікон, струморозподільних мідних траверс із щіткотримачами, вивідних шин та кожуха («равлика»). Конструкція щіткотримачів бракетна, а саме над кожним контактним кільцем встановлені по дві мідні кільцеві шини, між якими розташовані бракети трапецеїдального перерізу, до яких з двох сторін у шаховому порядку закріплені корпуси щіткотримачів з притискними пружинами та електричними щітками. Кільцеві мідні шини закріплені за допомогою тримачів до ізоляційних шпильок, які закріплені до каркасу. Мідні кільцеві шини за допомогою мідних ізольованих вивідних шин з'єднані з клемною панеллю, розташованою в нижній торцевій частині каркасу, до якої кріпляться електричні кабелі для підведення струму збудження в обмотку ротора. Конструкція траверс, при якій електричні щітки розташовані широкою стороною назустріч обертання контактних кілець, покращує їхню комутацію через практично повний зрив повітряного клину під електричними щітками. Усі струмопровідні частини в апараті щіткотримачів охолоджуються за допомогою відцентрового вентилятора повітрям із машинного залу. Для створення спрямованого потоку повітря, що охолоджує, до тримачів мідних кінцевих шин закріплені ізольовані вентиляційні перегородки. До забірних вентиляційних вікон бокових стінок каркасу кріпляться знімні фільтри. Для зниження рівня шуму апарат щіткотримачів комплектується шумозахисним кожухом.

Система охолодження турбогенератора виконана по замкнутому циклу з охолодженням газу в трьох горизонтальних газоохолоджувачах. Схема вентиляції турбогенератора потужністю 325 МВт наведена на рис. 1.4.

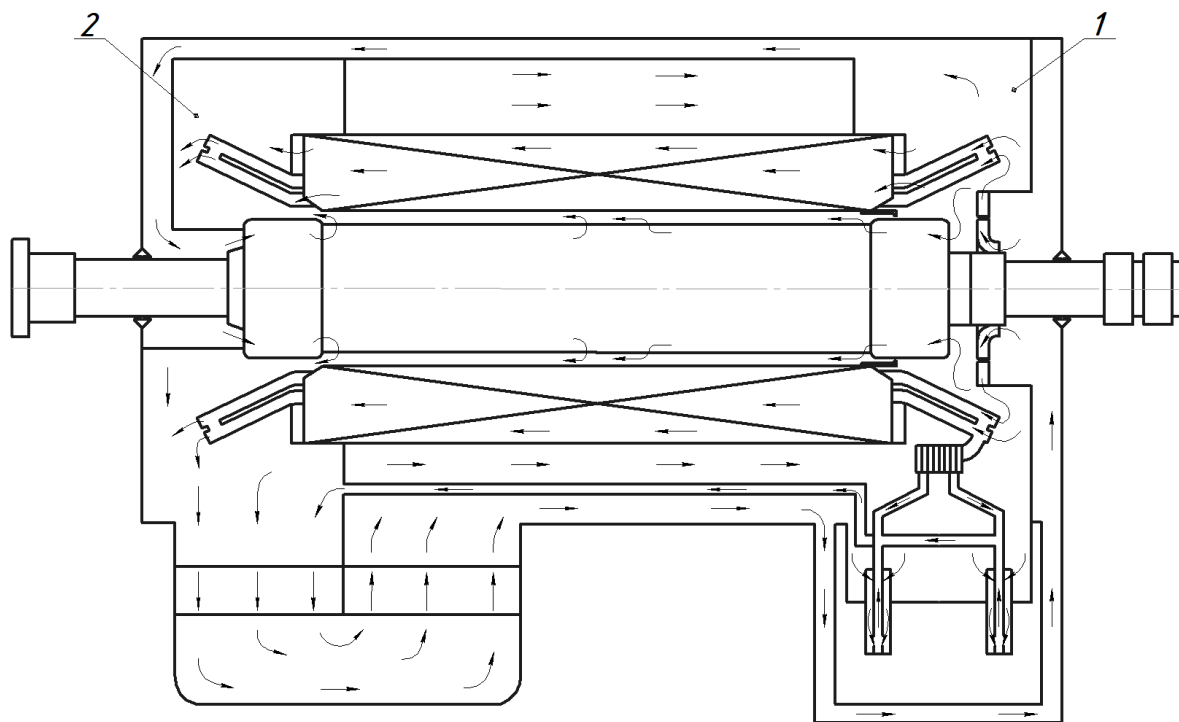


Рисунок 1.4 – Схема вентиляції турбогенератора потужністю 325 МВт (1 – зона високого тиску, 2 – зона низького тиску)

Циркуляція газу турбогенераторі забезпечується за допомогою високонапірного компресора і лопаткового дифузора, розміщених зі сторони контактних кілець. Після газоохолоджувачів охолоджений газ, проходячи між обшивкою корпусу статора і рамою осердя статора, надходить у простір між внутрішнім щитом, з'єднаним з проміжним щитом та зовнішнім щитом, в компресор. Викид охолоджуючого газу з компресора в простір торцевої зони статора проводиться через лопатковий дифузор, який перетворює динамічний напір газу статичний, розподіляючи його рівномірно по всій порожнині торцевої зони статора, створюючи зону високого тиску. Потім потік газу поділяється на три частини. Одна частина охолоджуючого газу, проходячи в аксіальному напрямку через отвори в сегментах, охолоджує осердя статора. Друга частина охолоджуючого газу надходить у трубки стрижнів обмотки статора, охолоджуючи обмотку статора, з'єднувальні та вивідні шини, і кінцеві виводи. Третя частина холодного газу надходить під бандажні кільця ротора (у бік турбіни газ перекидається по коробах у корпусі статора) для охолодження обмотки ротора. Подача холодного газу в обмотку ротора (під бандажні кільця) роздільна. Одна частина холодного газу по

коритоподібних провідниках пазової частини обмотки проходить до середини ротора і через радіальні отвори в провідниках та клинах нагрітий газ виходить у повітряний проміжок турбогенератора. Інша частина холодного газу проходить лобові частини обмотки ротора і через отвори в клинах пазів великого зуба викидається в повітряний проміжок відразу за бандажними кільцями. Гарячий газ із осердя та обмотки статора викидається в зону низького тиску, а з шин та кінцевих виводів по трубах у корпусі статора перекидається в порожнину перед газоохолоджувачами.

Область високого тиску відокремлена спеціальним ущільненням повітряного проміжку, закріпленим на пальцях натискних сегментів осердя статора. Частина холодного газу, що надходить у повітряний проміжок через кільцеве ущільнення, призначена для відведення поверхневих втрат, що виділяються на роторі та статорі. Для відділення потоку холодного газу, що йде під бандажне кільце зі сторони турбіни, та гарячого газу, що викидається із осердя та обмотки статора, встановлюється кожух перепускний.

1.1.2 Опис підвіски осердя статора і навантажень, що діють на неї

На систему кріплення осердя статора до корпусу турбогенератора діють силові навантаження від ваги самого статора і експлуатаційні вібраційні навантаження. При короткому замиканні на неї діють ще й аварійні навантаження, величини яких значно вищі за номінальні навантаження. Статор при цьому піддається нерівномірному нагріванню [6].

Існують кілька типів кріплення статора, які можна розділити на жорсткі і пружні. Жорсткі кріплення передають всі силові, вібраційні і температурні навантаження на корпус, а через нього на фундамент. Кріплення еластичного або пружного типу дозволяє зменшити вібраційні навантаження, що передаються на корпус, частково компенсувати температурні зміни діаметра статора [7]. Це сприяло широкому застосуванню кріплень пружного типу на генераторах великої потужності, незважаючи на велику їх складність.

Основними елементами корпусу генератора є зовнішня обшивка, поперечні стінки і ребра для кріплення на них осердя статора. Активна сталь осердя статора

через призми кріпиться до рами статора. Рама статора є силовим елементом, що передає навантаження від осердя статора через підвіску на корпус турбогенератора. Тривимірна модель рами статора наведена на рис. 1.5.

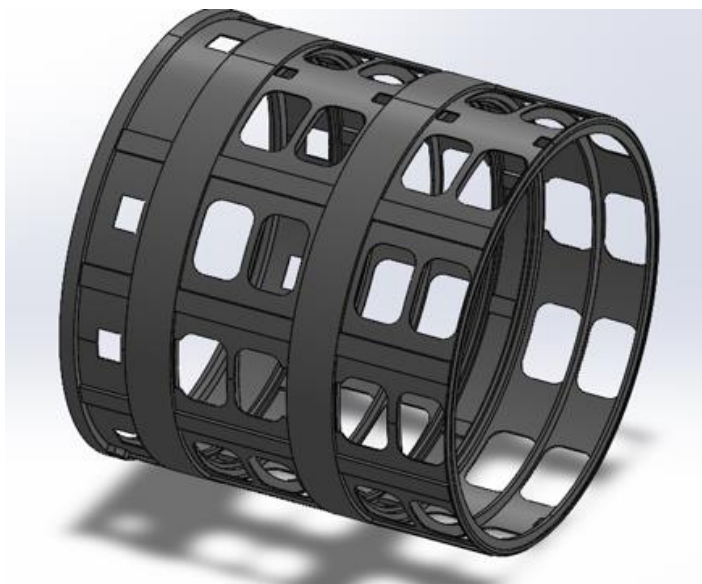


Рисунок 1.5 – Рама статора турбогенератора

Вага статора генератора передається через корпус на фундамент. Електромагнітний момент впливає на магнітопровід статора і через нього передається на корпус і його кріплення до фундаменту. При коротких замиканнях виникає ударний електромагнітний момент, який може в 6 – 8 разів перевищувати його номінальне значення. Кріплення осердя до корпусу і самого корпусу до фундаменту має витримувати механічні перевантаження. Маса осердя статора значно перевищує масу корпусу. Також корпус статора знаходиться під постійним впливом вібрацій з частотою близько 100 Гц, причиною яких є електромагнітні сили з боку ротора. Ці сили викликають вібрацію осердя статора з подвійною частотою струму обмотки статора та прагнуть надати циліндру осердя еліптичну форму. Вібрації можуть зруйнувати зварні шви корпусу. Тому при розробці конструкції статора вживають відповідні заходи для зниження передачі знакозмінних механічних зусиль від осердя до конструктивних елементів корпусу.

У турбогенераторах потужністю понад 100 МВт використовується еластична або пружна підвіска осердя до корпусу статора. Це дозволяє знизити передачу вібрацій від осердя статора до станини та фундаменту турбогенератора і тим самим запобігти руйнуванню зварних швів корпусу. На рис. 1.6 показані дві конструкції еластичної підвіски. Невелика еластичність підвіски може бути забезпечена виконанням в призмах наскрізних поздовжніх пазів в зоні приварювання їх до поперечних стінок корпусу (рис. 1.6, а). У ряді турбогенераторів застосовується пружна підвіска осердя до корпусу за допомогою пластин, прикріплених до стінок корпусу. Ребра статора і пластини мають отвори в бічній поверхні. Через них проходять з'єднуючі болти (рис. 1.6, б).

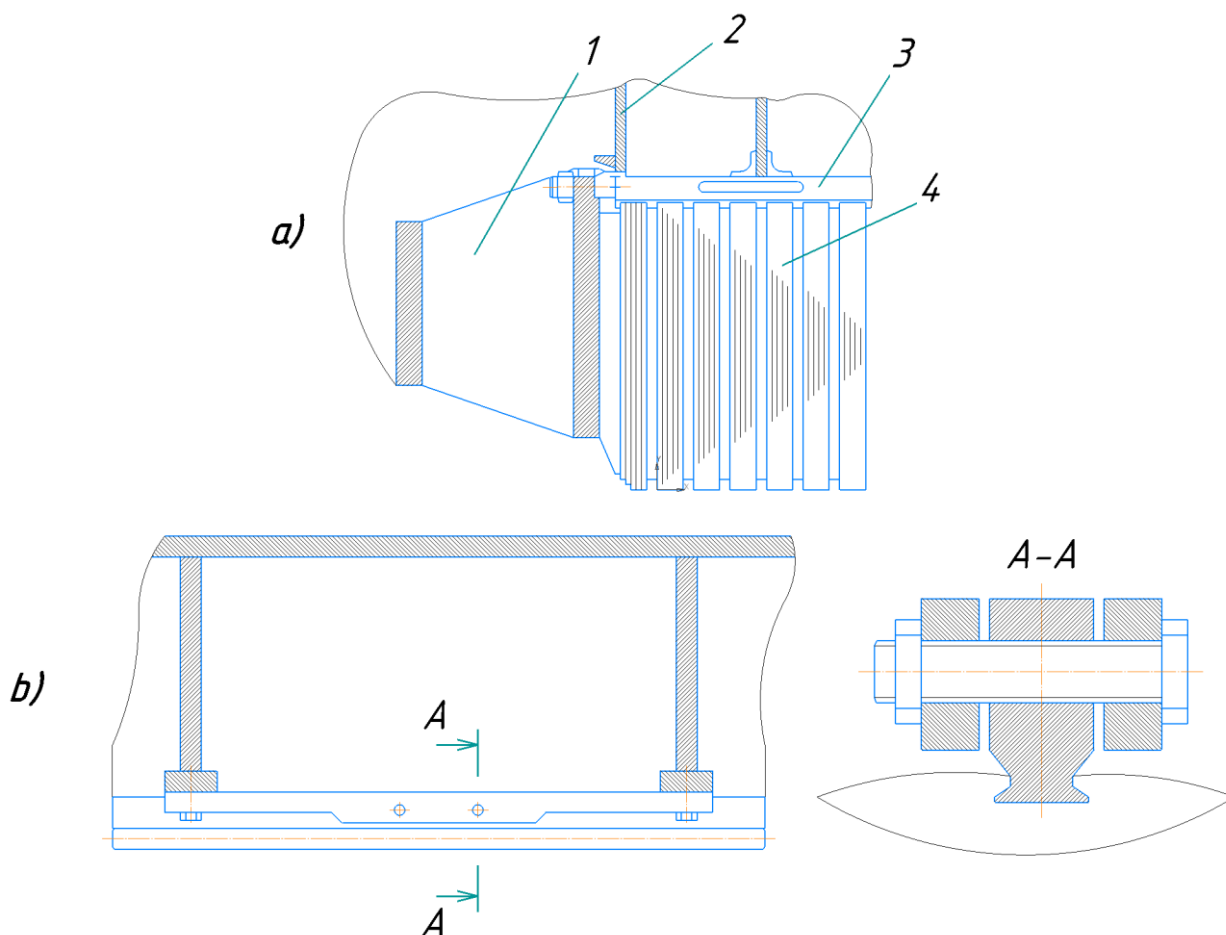


Рисунок 1.6 – Еластична і пружна підвіска осердя в корпусі статора (1 – натискний фланець; 2 – корпус статора; 3 – призма; 4 – активна сталь)

Існує два типи підвіски: зовнішня і внутрішня. Зовнішня підвіска використовується на турбогенераторах виробництва АТ "Українські енергетичні

машини" потужністю 550 МВт. У турбогенераторах потужністю 200 МВт і 300 МВт застосовується внутрішнє пружне кріплення активної сталі в корпусі статора за допомогою пластин, тангенціально розташованих в декількох точках по колу і по довжині машини [8, 9]. Пластини, що утворюють плоскі ресори, розташовані симетрично осі машини вздовж двох твірних осердя та прикріплені до нього і до станини по черзі в декількох точках. Таким чином, пластини є проміжною пружною ланкою, через яку на корпус передаються вага і ослаблена вібрація осердя.

На рис. 1.7 надано зовнішній вигляд статора турбогенератора потужністю 300 МВт виробництва АТ "Українські енергетичні машини".



Рисунок 1.7 – Статор турбогенератора потужністю 300 МВт

Всередині зовнішнього корпусу статора на плоскій пружинній підвісці закріплено внутрішній корпус, до якого приєднується осердя. Осердя статора шихтується зі штапованих листів холоднокатаної ізотропної електротехнічної сталі зі зменшеними питомими втратами і підвищеною магнітною проникністю. Кожен лист ізолюваний лаком гарячого сушіння. Сегменти збираються в загальний пакет осердя за допомогою стяжних призм. Осердя має осьову систему вентиляції спинки та зубців, для чого в сегментах осердя виконані осьові отвори. Осердя

статора охолоджується воднем, який під надлишковим тиском заповнює внутрішній об'єм статора.

Можливим технічним рішенням з метою покращення охолодження осердя статора є створення в активній сталі осердя вентиляційних каналів розвинутої форми [10]. Приклад такої конструкції наведено на рис. 1.8.

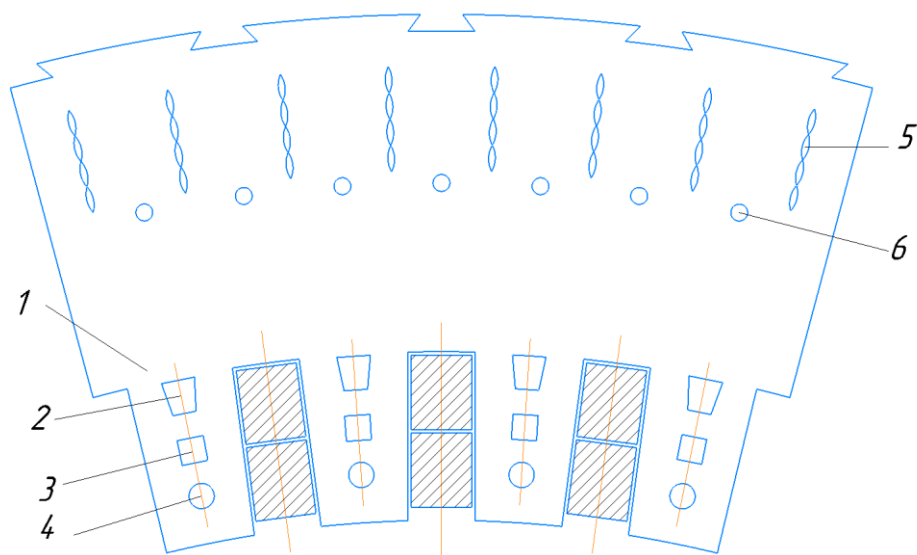


Рисунок 1.8 – Фрагмент осердя статора з вентиляційними отворами розвинутої форми

У кожному зубці осердя статора 1 виконані спрофільовані вентиляційні отвори, причому перший отвір 2 має призматичну форму і розташований більшою стороною до дна паза, за першим отвором виконано другий 3, який має форму квадрата, а третій отвір 4 має форму кола та проходять вздовж середньої лінії призматичного отвору 2, в спинці осердя додатково до турбулізаторів циліндричної форми 6 встановлені поздовжні турбулізатори повітря крученої форми 5, щоб збільшити коефіцієнти тепловіддачі та направити необхідну частину газу до зубцевої зони.

Дане технічне рішення забезпечує збільшення коефіцієнтів тепловіддачі в спинці осердя статора завдяки введенню поздовжніх турбулізаторів повітря крученої форми, які дозволяють оптимізувати напрям течії з рухом охолоджуючого газу в трьох напрямках замість одного, з наявним закрученим вектором газу.

Введені циліндричні турбулізатори забезпечують розподіл газу проміж каналами таким чином, щоб забезпечити рівномірний об'єм газу, що рухається в напрямку зубців осердя статора. Створені отвори в зубцевій зоні квадратної та круглої форми дозволяють забезпечити необхідну зміну градієнта швидкості за умови збереження коефіцієнтів тепловіддачі.

Однією з найбільш важливих задач при розрахунку системи кріплення є визначення сил, діючих на статор і викликаних дією електричних струмів [11, 12].

Сили, що прикладені до зубів статора, не рівномірно розподілені по кожному зубу в будь-який момент часу. Магнітні форми з різною величиною виникають на різних зубах, залежно від відносного розташування ротора і статора. Це призводить до силових хвиль по окружності статора. Поява форм магнітних хвиль є результатом різниці між кількістю пазів ротора і статора.

Під дією магнітних сил осердя статора починає вібрувати таким же чином, як і сталеве кільце від удару. Залежно від модальної картини і частот збуджуючої сили, що описано вище, статор буде вібрувати в одному або декількох своїх згинальних мод (m) вібрацій, як показано на рис. 1.9. Кожна з форм має пов'язану власну частоту. Структура осердя може вплинути на раму статора, але при аналізі цей фактор зазвичай не враховується як через складність, так і через те, що ефект на більш високих частотних режимах є мінімальним [13].

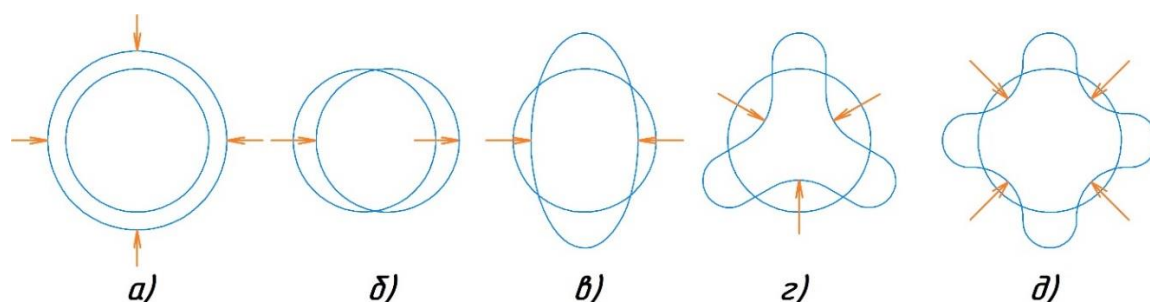


Рисунок 1.9 – Варіанти форм деформацій статора:

а) $m = 0$; б) $m = 1$; в) $m = 2$; г) $m = 3$; д) $m = 4$

Вібрації осердя і корпусу статора оцінюються відповідно до стандартів і вимірюються датчиками в радіальних напрямках в перетинах, максимально

наближених до середини довжини осердя [14]. Критерієм можливої експлуатації турбогенератора також є гранично допустима величина розмаху вібропереміщення. Наприклад, в двополюсних турбогенераторах для підшипникових опор ця величина складає 30 мкм, для осердя статора – 60 мкм; для корпусу статора з пружною підвіскою осердя – 30 мкм; для корпусу статора без пружної підвіски осердя – 60 мкм [15, 16]. Але цей критерій є допоміжним, і для загальної оцінки вібростану турбоагрегату необхідно знати результати вимірювання вібрації на нерухомих елементах.

1.1.3 Опис натискного фланця і навантажень, що діють на нього

Натискний фланець забезпечує необхідне осьове навантаження в кінцевій частині корпусу для забезпечення необхідних параметрів запресування. Натискний фланець відноситься до нересурсних вузлів генератора, для яких надзвичайно важливим питанням є забезпечення їх тривалої міцності, оскільки вони не можуть бути замінені в процесі експлуатації. На рис. 1.10 представлена конструкція статора турбогенератора, де зеленою стрілкою позначено напрямок до розташування натискного фланця. Тобто ремонт даного компонента можливий тільки після повного демонтажу стрижнів.

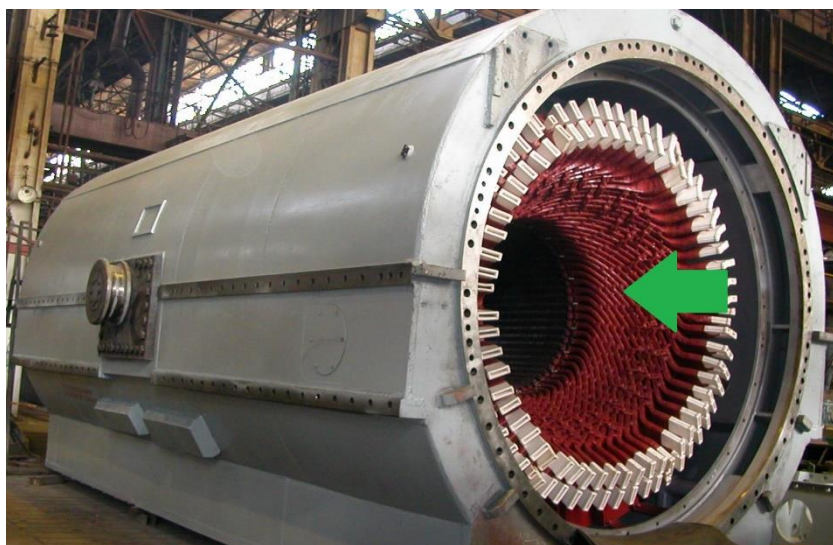


Рисунок 1.10 – Конструкція статора турбогенератора

На рис. 1.11 зображена кінцева частина корпусу статора турбогенератора виробництва АТ "Українські енергетичні машини" з перерізом за місцем установки силового акумулятора. Натискним пристроєм осердя статора в представленій моделі корпусу є силовий акумулятор. Для забезпечення нормального запресування статора натискний фланець повинен створювати осьове навантаження величиною 2 МПа.

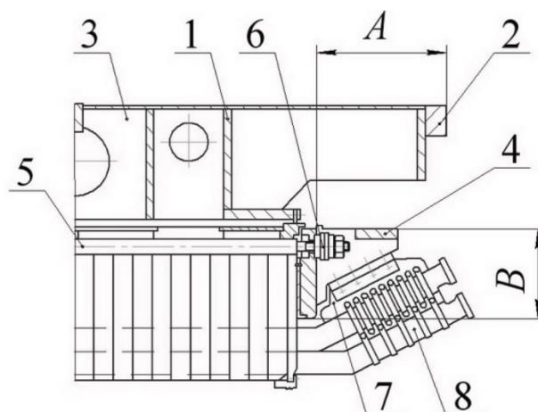


Рисунок 1.11 – Кінцева частина статора (1 – крайня рама корпусу; 2 – фланець; 3 – стяжні ребра; 4 – натискний фланець; 5 – стяжна призма; 6 – силовий акумулятор; 7 – кронштейн; 8 – лобова частина обмотки)

Ескіз конструкції натискного фланця надано на рис. 1.12.

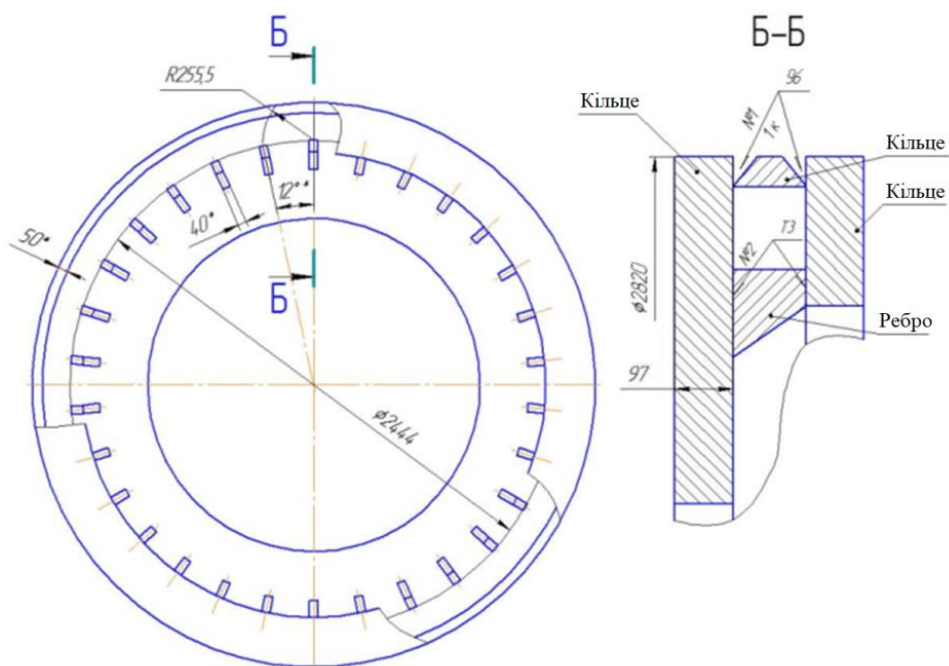


Рисунок 1.12 – Ескіз конструкції натискного фланця

Активна сталь осердя статора через стяжні призми кріпиться до рами статора та скріплене з торців натискними плитами і кріпильними гайками через силові акумулятори. Акумулятори складаються з кільцевих фланців, стяжних болтів і пакетів стиснутих тарілчастих пружин, розташованих між кільцевими фланцями навколо різьбових кінців стяжних призм, що спираються на натискні плити і кільцеві виступи кріпильних гайок. Для зменшення габаритів силових акумуляторів по зовнішньому діаметру кільцеві фланці виконані у вигляді порожніх стаканів, що входять один в один. Натискний фланець виконується з товстолистового прокату з використанням зварних з'єднань. Матеріалом натискного фланця є високоміцна нержавіюча сталь.

1.1.4 Опис щитів корпусу статора (коробів) і навантажень, що діють на них

На рис. 1.13 показано зовнішній вигляд коробу для турбогенератора потужністю 500 МВт. У цій машині короб спирається на фундамент і жорстко з'єднаний з корпусом статора. При цьому передня стінка коробу підкріплюється ребрами жорсткості, паралельними і перпендикулярними її сторонам.

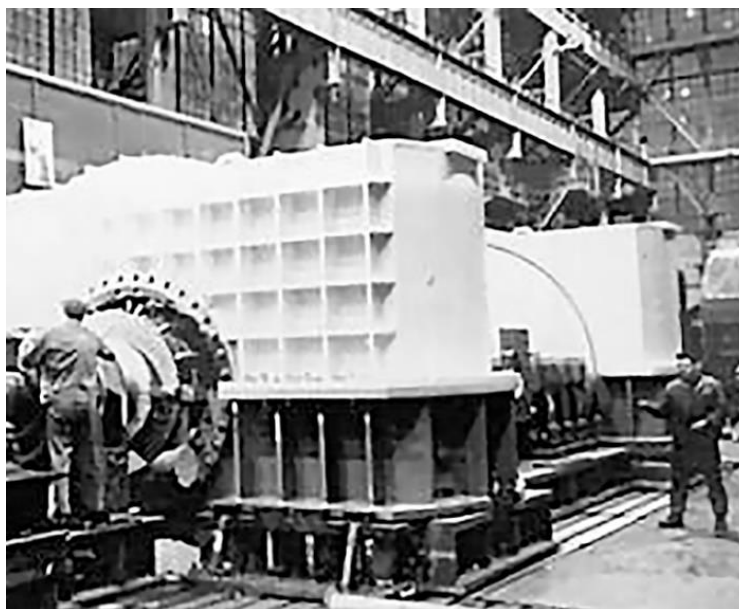


Рисунок 1.13 – Короб турбогенератора потужністю 500 МВт

На рис. 1.14 наведені короби генераторів потужністю 560 МВт і 1000 МВт.

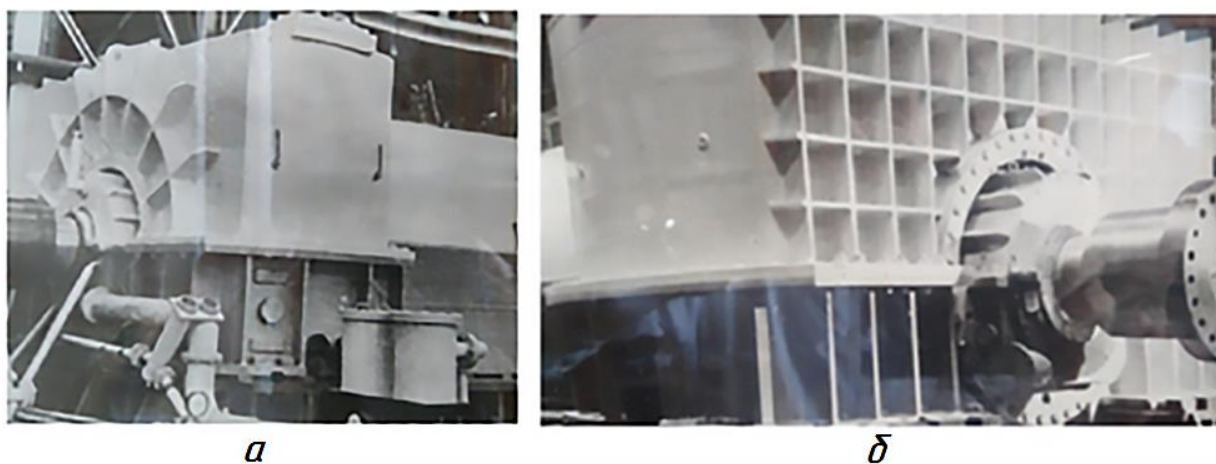


Рисунок 1.14 – Короби турбогенераторів потужністю 560 МВт (а) та 1000 МВт (б)

Короб турбогенератора потужністю 560 МВт жорстко не закріплений на фундаменті. На всіх генераторах передня стінка коробу посилюється ребрами, однак на машині потужністю 560 МВт використовується радіальне розташування ребер, що дозволяє прибрати надмірну жорсткість конструкції і суттєво знизити її вагу. Стінки коробу працюють в умовах складного напруженого стану, викликаного спільною дією силового та температурного навантаження, що виникають в результаті роботи системи охолодження. У реальному генераторі внутрішній надлишковий тиск нерівномірно розподілений по коробу, це особливо помітно в місці установки компресора.

1.1.5 Основні технічні дані турбогенераторів

Основні технічні дані серійного турбогенератора потужністю 300 МВт і модернізованого турбогенератора потужністю 330 МВт наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Основні технічні дані турбогенераторів потужністю 300 МВт і 330 МВт

Найменування параметру	Значення	
	1	3
Активна потужність (P), МВт	300	330
Повна потужність (S), МВА	353,3	388,24
Номінальний коефіцієнт потужності (cos φ), в.о.	0,85	0,85

Продовження таблиці 1.1

Основні технічні дані турбогенераторів потужністю 300 МВт і 330 МВт

1	2	3
Номинальна напруга статора (U_s), кВ	20	20
Номинальний струм статора (I_s), А	10200	11210
Номинальна температура циркуляційної води на вході до зовнішнього контуру роздільного водяного теплообмінника (t_b), °С	33	32
Номинальний надлишковий тиск водню у корпусі генератора (P_{H2}), кгс/см ²	3,0	3,0
Максимальна тривало допустима потужність (P_{\max}/S_{\max}) при $\cos \varphi = 0,9$, МВт/МВА	330/366,7 (не реалізовано)	350/388,9
Температура циркуляційної води/ надлишковий тиск водню за максимально допустимою потужністю ($t_{b,\max}/P_{H2,\max}$), °С / (кгс/см ²)	20/4,0	15/4,0
Щільність струму в статорній обмотці (j_{a1}), А/мм ²	3,99	3,53
Товщина корпусної ізоляції стрижня статора (Δ_{i1}), мм	6,9	5,7
Клас ізоляції статора обмотки	B	F
Клас ізоляції обмотки ротора	B	F
Орієнтація ліній напрямку прокату орієнтованої холоднокатаної сталі у сегменті статора	вздовж ярма (анізотропна сталь)	вздовж зубців (ізотропна сталь)
Відношення короткого замикання, в. о.	0,51	0,45
Струм збудження в номінальному режимі (i_H), А	3050	3158
Напруга збудження, В	420	457
Щільність струму в обмотці ротора (j_H), А/мм ²	9,5	10,33
Перехідний індуктивний опір по поздовжній осі (x'_d), в. о.	0,3	0,32
Коефіцієнт корисної дії при номінальному навантаженні (η_H), %	98,6	98,7
Мінімальний коефіцієнт потужності в режимі недозбудження при номінальній активній потужності ($\cos \varphi_{\min}$)	1,0	0,95
Максимальна допустима активна потужність та тривалість роботи при втраті збудження (P_{ac}/t_{ac}), МВт/хв	Робота в асинхронному режимі не допускається	132/15

Основні технічні дані турбогенераторів потужністю 300 МВт і 330 МВт

1	2	3
Допустима кількість пусків-зупинок за термін служби/за рік, $N_{ГЗ}$	(не більше 50 на рік)	10000/330
Напрацювання на відмову (T_B), годин	не нормується	27000
Допустима кількість навантажень – розвантажень за термін служби ($N_{СС}$)	не нормується	20000
Ресурс між основними ревізіями (T_P), років	не нормується	6
Маса генератора без фундаментних плит та анкерної арматури, т	362	350
Маса статора транспортна, т	256	247
Маса ротора, т	56	54,9
Витрата охолоджувальної води (прісної або конденсату) через газоохолоджувачі, m^3/t , не менше	600	600
Надлишковий тиск води на вході в газоохолоджувачі, МПа (kg/cm^2), не більше	0,5 (5,0)	0,5 (5,0)
Витрата оливи через два опорні підшипники, л/хв, не менше	800	800
Витрата масла через два ущільнюючі підшипники, л/хв, не менше	360	360
Надлишковий тиск оливи на подачі в опорні підшипники, МПа (kg/cm^2)	0,07 (0,7) ... 0,085 (0,85)	0,07 (0,7) ... 0,085 (0,85)
Надлишковий тиск оливи при гідропідйомі валу ротора, МПа (kg/cm^2)	6,37 (65)	6,37 (65)

Діаграма допустимих навантажень ($P - Q$) для турбогенератора потужністю 330 МВт наведена на рис. 1.15. На діаграмі (рис. 1.15) лінією 1 позначено режим роботи при температурі охолоджувальної технічної води $+33^{\circ}C$ та надлишковому тиску водню 0,3 МПа, лінією 2 позначено режим роботи при температурі охолоджувальної технічної води $+15^{\circ}C$ та надлишковому тиску водню 0,4 МПа, А – базова точка номінального режиму, В та С – базові точки максимальних тривалих режимів.

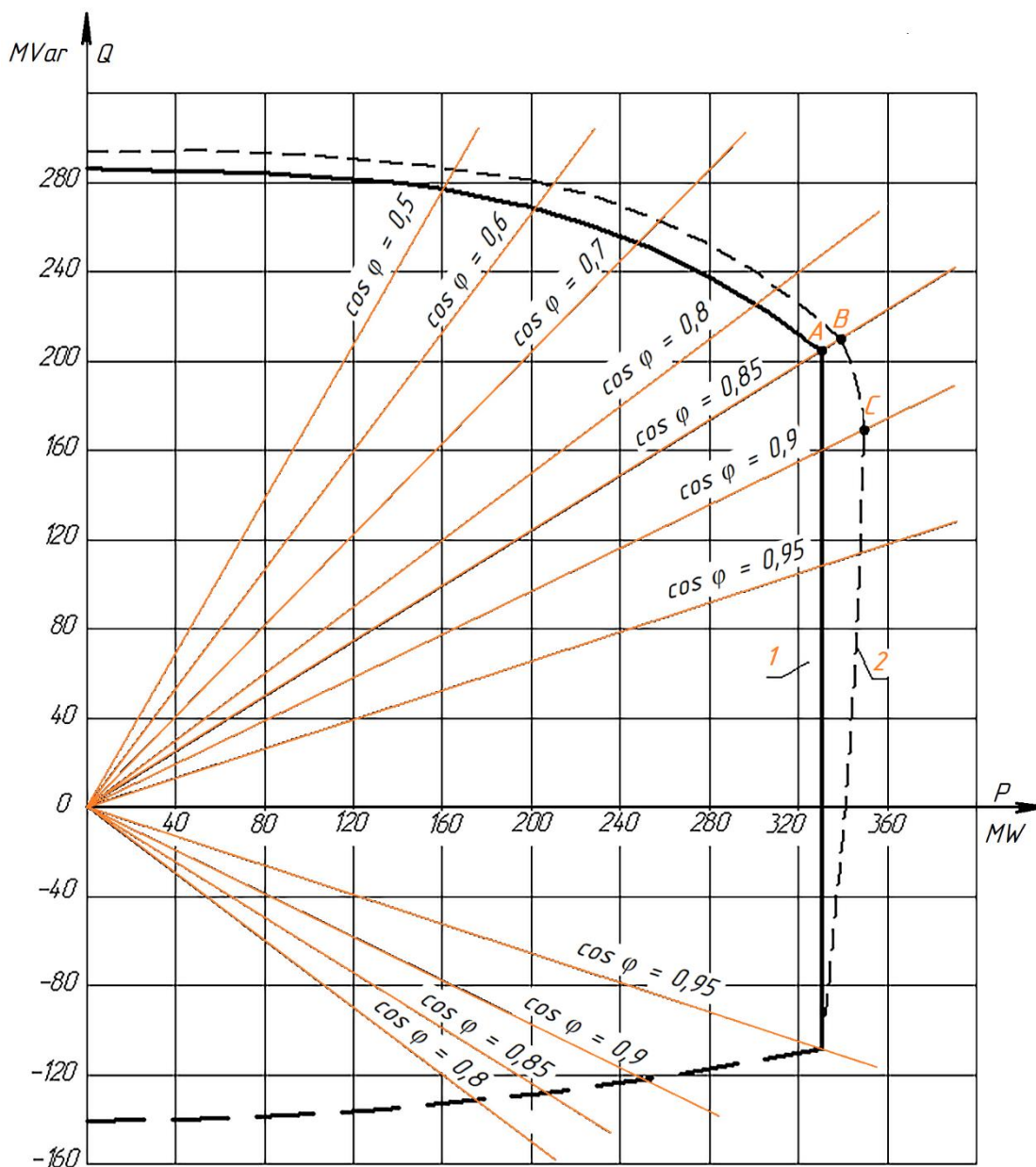


Рисунок 1.15 – Діаграма допустимих навантажень (P – Q)

1.2 Пошук "слабких" місць турбогенераторів

1.2.1 Аналіз причин виникнення ушкоджень конструкції та аварій турбогенераторів

Невід'ємною особливістю роботи турбогенераторів є те, що їх вузли та деталі працюють у складнонапруженому стані. При цьому ступінь дії комбінованих навантажень є різною для кожного вузла та конструктивного елемента генератора. Вищезазначене призводить до ускладнення проведення розрахунків для комплексу задач. Для визначення найбільш уразливих елементів було проведено детальний

аналіз пошкоджень, які виникають на генераторах при довгостроковій експлуатації та включають механічні, електричні та теплові фактори [17].

Основними причинами виникнення міжфазних коротких замикань в обмотках статорів є наступні [18]:

- неприпустиме стирання ізоляції лобових частин через ослаблення системи кріплення обмотки статора або через попадання в обмотку стороннього феромагнітного предмета;
- глибоке зволоження ізоляції через течію газо-повітроохолоджувача або порушення герметичності статора обмотки з водяним охолодженням;
- зволоження ізоляції у місцях її стирання, у тому числі внаслідок попадання обводненої олії;
- розрив ланцюга фази через злам елементарних провідників та виникнення дуги;
- замикання елементарних провідників у стрижні через дефекти заводу або їх стирання стороннім феромагнітним предметом;
- перегрів активної сталі через знос ізоляції сегментів;
- розплавлення струмоведучої частини стрижня через злам провідників;
- тепловий пробій епоксидної замазки між головками обмотки в міжфазній зоні через неприпустиме перегрівання.

Основними причинами розплавлення обмоток статорів є наступні:

- замикання між стовпцями струмоведучої частини стрижня (часто);
- замикання між елементарними провідниками (рідко);
- розрив, роз'єднання елементарного провідника (дуже рідко);
- руйнування паяної сполуки в голівці (часто);
- злам стовпця струмоведучої частини стрижня (рідко).

Основними причинами розплавлення обмоток роторів є наступні:

- виткові замикання, що виникають через забруднення іржею, зволоження або перегрівання виткової ізоляції;
- розрив витка по міді або з паяння, що виникає через неприпустиме нагрівання або зміщення під дією відцентрової сили;

- попадання стороннього металевого предмета в проміжок між лобовими частинами через погане очищення статора, фарбування зварювальних швів, алюмінієвих задирок, не віддалених заводом з труб газоохолоджувачів;
- розплавлення перемички через неякісне паяння.

Згідно з даними статистичного аналізу причинами порушень у роботі статорів турбогенераторів у процентному відношенні стали дефекти 14 складальних одиниць, у тому числі виводів (35,6%), стрижнів обмоток та з'єднувальних шин (24,6%), системи охолодження обмоток (10,2%), системи кріплення обмоток (6,9%), осердя (6,9%).

Порушення призводили до наступних найбільш типових наслідків:

- пробій ізоляції на землю – 22,9%;
- міжфазне коротке замикання – 16,9%;
- течі дистилату – 19,8%;
- витік водню – 34,2%;
- інше (розплавлення контактних з'єднань, зниження опору ізоляції тощо) – 6,2%.

Причинами порушень у роботі роторів турбогенераторів у процентному відношенні стали дефекти 7 складальних одиниць, у тому числі: котушок обмоток (33,8%), контактних кілець (27,0%), струмопідводів (25,7%), бандажних кілець (5,4%), інше (8,1%).

Порушення призводили до наступних найбільш типових наслідків:

- розплавлення струмопідводу - 20,2%;
- зниження опору ізоляції та замикання на корпус – 18,6%;
- підвищення вібрації – 13,6%;
- виткове замикання з локальним розплавленням – 8,5%;
- розплавлення чи розрив витків – 8,5%;
- ушкодження контактних кілець – 6,8%;
- ушкодження бандажних кілець – 5,1%;
- течі дистилату – 10,2%;
- витік водню – 5,1%.

Частка інших наслідків (ушкодження ізоляції, круговий вогонь тощо) становила 3,4%.

Приймаючи до уваги, що наряду зі статором одним з найбільш механічно, тепло та вібраційно навантажених компонентів турбогенератора є ротор, а саме бандажний вузол, із-за обмежень даної роботи за об'ємом увагу в ній буде зосереджено на вузлах та елементах конструкцій статорів турбогенераторів великої потужності, що працюють під надлишковим тиском водню.

Враховуючи вищевикладене, наведемо основні вузли та елементи конструкції статора турбогенератора, що являють собою "слабкі" місця, уточнена оцінка запасів міцності яких дозволить визначити можливість підвищення потужності турбогенератора та можливість забезпечення його безпечної роботи на номінальних та надпроектних режимах. Використання цих даних дозволить знизити частоту виникнення ушкоджень турбогенераторів, що пов'язані з виходом з ладу ресурсних вузлів та деталей.

1.2.2 Підвіска осердя статора

Аналіз експлуатаційних даних і результатів, отриманих в післяремонтних випробуваннях, показує, що у турбогенераторах потужністю понад 200 МВт досить часто спостерігаються випадки пошкоджень підвіски осердя в корпусі статора [19, 20]. Спостерігаються наступні дефекти: механічне зношування сполучених поверхонь активної сталі та стяжних призм і, як наслідок, порушення зв'язку елементів системи кріплення з активною сталлю, поява тріщин в зварних швах, відвернення гайок і обрив шийок стяжних призм. Найбільшою мірою це проявляється в турбогенераторах, що мають низьку згинальну жорсткість спинки осердя, недостатню міцність елементів системи підвіски активної сталі. При тривалому впливі підвищених вібрацій були відзначені випадки появи резонансних коливань осердя і пов'язаних з ним конструктивних елементів статора.

1.2.3 Натискні фланці осердя статора

Тиск пресування активної сталі осердя статора має забезпечити силу тертя між окремими листами, що виключає можливість їх взаємного переміщення через

згинальні коливання осердя і фреттинг-корозії. Ослаблення пресування активної сталі під час роботи турбогенератора викликає появу специфічного шуму, а сильне ослаблення може викликати вібрацію корпусу статора. Локальні ослаблення пресування в торцевій зоні призводять до розпушування листів коронок крайніх зубців пакетів. Причинами ослаблення пресування активної сталі є самовідгвинчування гайок кріплення стяжних призм до натискної плити, усадка та руйнування лакових покриттів сегментів, стирання та корозійне зношування окремих сегментів, залишкова деформація натискних пальців, злам та випадання вентиляційних розпірок, попадання сторонніх предметів у розточування осердя.

Особливу увагу слід приділити причинам підвищеної вібрації натискного фланця осердя статора. Механічні розрахунки натискних фланців турбогенераторів великої потужності проводяться тільки шляхом визначення статичної деформації фланця від сил тиску запресування осердя. По самому шихтованому осердю встановлюється лише рівень радіальних вібропереміщень від сил магнітного натягу між ротором і статором [21, 22, 23, 24]. Радіальна вібрація осердя в його шихтованій частині, як правило, не перевищує 30 мкм у середній частині статора (при нормі до 60 мкм). При віддаленні від середини рівень цієї вібрації падає завдяки радіальній жорсткості натискних фланців. Тому практично виключається помітна деформація фланця від сил радіального магнітного натягу осердя статора.

1.2.4 Щити корпусу статора (короби)

Під час роботи турбогенератора згодом відбувається деформація щитових поверхонь корпусних деталей, що призводить до погіршення властивостей ущільнення валу ротора [25,26]. До виникнення цих обставин призводять викликані через теплові та механічні фактори напруження, а також досить частий демонтаж даних деталей з метою проведення ремонту [27]. Вищевикладене може викликати ситуацію коли незначні механічні напруження, викликані електромагнітними силами і тиском водню всередині конструкції, призводять до відмов у роботі турбогенератору.

1.2.5 Визначення запасів міцності турбогенераторів

Турбогенератори розраховані на тривалий термін експлуатації. Це значить, що деформування елементів конструкцій та вузлів турбогенераторів при номінальних і аварійних навантаженнях повинно відбуватися в пружній області. Особливо важливою ця умова є для нересурсних вузлів агрегату.

Запаси міцності вузлів та елементів конструкцій, що застосовуються для турбогенераторів потужністю 200 МВт і 300 МВт, наведені в таблиці 1.2 (згідно розрахунків класичними інженерними методами). З таблиці видно, що практично для всіх вузлів і деталей генератора потужністю 300 МВт запас міцності вище, ніж у генератора потужністю 200 МВт. Бандажне кільце генератора потужністю 200 МВт при угонній частоті обертання $n = 3600$ об/хв має запас міцності рівний 1,19. На номінальному режимі його запас міцності становить вже 1,9. Необхідно відзначити, що коефіцієнт запасу міцності для міді ротора для цього генератора потужністю 200 МВт становить 1,34.

Таблиця 1.2

Запаси міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів

Найменування вузлів і деталей турбогенератора		P = 200 МВт	P = 300 МВт
		Запас міцності	
Зубець ротора		2,07	2,2
Поверхня внутрішнього розточення		1,9	1,78
Шийка ротора		2,4	1,96
Бандажне кільце	$n = 3000$ об/хв	1,9	1,92
	$n = 3600$ об/хв	1,19	1,58
Клин паза ротора	зріз	5,02	5,15
	згин + стиск	2,6	2,62
Мідь ротора		1,34	1,45
Осьовий вентилятор	втулка	2,02	–
	лопатка	1,89	–
Компресор	колесо	2,75	2,75
	покришка	1,53	1,83
	лопатка	2,07	2,07
Пружина підвіски		1,38	1,4
Фланець натискний		1,18	1,42
Палець натискний		1,25	1,76
Болти фундаментні		2,12	2,24

Особливе значення має проблема тривалої міцності основних матеріалів (зазвичай, металів) конструкцій турбогенераторів. Для дослідження цієї найчастіше використовують два підходи: кінетичний та критеріальний. Кінетичний підхід заснований на використанні теорії тривалої міцності та повзучості. У свою чергу, критеріальний підхід заснований на встановленні критеріїв опору металів тривалого руйнування, що базуються на концепції "еквівалентного напруження" [28, 29].

1.3 Висновки до першого розділу

Згідно даних статистичного аналізу технологічних порушень у роботі турбогенераторів значна частина цих порушень (понад 37%) відбулася у роботі складальних одиниць активної зони. Крім того, досить часто спостерігаються дефекти системи охолодження [30], а наявність водню в якості охолоджуючого середовища генератора підвищує можливі негативні наслідки аварії. Таким чином перш за все увага повинна приділятися конструкції статорів, роторів та охолоджуючій системі турбогенераторів.

Перелік вузлів та деталей статора турбогенератора, визначених для дослідження НДС з метою уточнення запасів міцності:

- підвіска осердя статора;
- натискні фланці осердя статора;
- щити корпусу статора (короби).

У ході даної частини роботи було визначено основні вузли та елементи турбогенераторів з мінімальними запасами міцності. Складено таблицю, що містить запаси міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів великої потужності.

В даному розділі були вирішені наступні завдання:

- проведено аналіз особливостей конструкції та роботи турбогенераторів теплових електростанцій;
- проведено аналіз причин виникнення ушкоджень конструкції та аварій турбогенераторів, що відображено у тезах конференції [31];

– визначені найбільш навантажені вузли та елементи конструкцій турбогенераторів в частині механічних, теплових та вібраційних чинників.

1.4 Література до першого розділу

1. Календар торгів: Аукціони на виконання Ст. 66 ЗУ "Про ринок електричної енергії", Українська енергетична біржа, <https://www.ueex.com.ua/auctions-calendar/elektrichna-energiya/auktsioni-na-vikonannya-st-66-zu-pro-rinok-elektrichnoi-energi/>.
2. Turbogenerators for thermal and nuclear power plants, JSC "Ukrainian Energy Machines", <https://ukrenergymachines.com/en/clients/products/turbogenerators>.
3. IEC 60034-3 Rotating electrical machines – Part 3: Specific requirements for synchronous generators driven by steam turbines or combustion gas turbines and for synchronous compensators. Publication Date: 1 May 2020. Page Count: 72. ICS Code (Rotating machinery in general): 29.160.01. <https://standards.globalspec.com/std/14208318/iec-60034-3>.
4. Excitation Systems Requirements, Rohini College of Engineering & Technology, Anna University, https://rcet.org.in/uploads/academics/rohini_33311945253.pdf.
5. Powerful excitation systems, static starters and synchronizers. ABB's Excitation Systems Center of Excellence in North America, 2020, [https://library.e.abb.com/public/a5306a9f63cb48369aea89e89139c510/2020%20GT_CC%20Brochure%20\(digital\).pdf?x-sign=WsvATbwDPpxfOvknJIG+mXfJuvOijaKl/KX5o1u3ekVGkCWij4UTo89T3sVzbSha](https://library.e.abb.com/public/a5306a9f63cb48369aea89e89139c510/2020%20GT_CC%20Brochure%20(digital).pdf?x-sign=WsvATbwDPpxfOvknJIG+mXfJuvOijaKl/KX5o1u3ekVGkCWij4UTo89T3sVzbSha).
6. Ying Zhou, Qing-lei Zhang, Jian-guo Duan: Dynamical characteristics and influencing factors of stator end-windings of a turbine generator analyzed via heterogeneous element fusion modeling. 2021 International Conference on Energy Engineering and Power Systems (EEPS2021), August 20-22, 2021, Hangzhou, China, <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.09.204>.
7. Юр'єва, О. Ю., Поломошнов, С. В., & Поломошнов, С. В. (2015). Кріплення осердя статора в корпусах сучасних турбогенераторів. Вісник НТУ «ХПІ».

- Серія: Проблеми удосконалювання електричних машин і апаратів. Теорія і практика, (42 (1151), 55–58. <https://doi.org/10.20998/%x>.
8. Патент на винахід № 94806 Україна, МПК Н02К 5/04, Н02К 5/02. Корпус статора електричної машини / Чередник В. І., Грубой О. П., Пенской В. Ф., Кір'янов А. М. – № а200910916; заявл. 29.10.2009; опубл. 10.06.2011, <https://iprop-ua.com/inv/uitr1uk9/>.
 9. Патент на корисну модель № 66717 Україна, МПК Н02К 1/16. Статор електричної машини / Пенської В. Ф., Жуков А. Ю., Мінко О. М., Кобзар К. О. – № u201109022; заявл. 19.07.2011; опубл. 10.01.2012, <https://iprop-ua.com/inv/e9vvhueg/>.
 10. Третьяк О.В., Макаров П.М., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., Кравченко С.С. Патент на корисну модель № 156013 Україна, МПК Н02К9/04 Н02К1/20 Н02К1/18. "Статор Електричної Машини", номер заявки u202306089, опубліковано 24 квітня 2024, <https://iprop-ua.com/inv/kbxr8jpi/>.
 11. Hong-Chun Jiang, Yu-Ling He, Gui-Ji Tang, Xing-Hua Yuan: Electromagnetic Force and Mechanical Response of Turbo-Generator End Winding under Electromechanical Faults. *Mathematical Problems in Engineering*, 23 December 2021, <https://doi.org/10.1155/2021/9064254>.
 12. Ying Zhou, Qing-lei Zhang, Jian-guo Duan: Dynamical characteristics and influencing factors of stator end-windings of a turbine generator analyzed via heterogeneous element fusion modeling. 2021 International Conference on Energy Engineering and Power Systems (EEPS2021), August 20-22, 2021, Hangzhou, China, Volume 7, Supplement 7, November 2021, Pages 658-672, <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.09.204>.
 13. Finley, W. R., Hodowanec M. M., Holter W. G.: An Analytical Approach to Solving Motor Vibration Problems. *IEEE Transactions on Industry Applications*. September/October 2000. № 36 (5). P. 1467-1480, <https://doi.org/10.1109/28.871297>.
 14. СОУ-Н ЕЕ 20.302:2020 Норми випробування електрообладнання. Міністерство енергетики та захисту довкілля України, Приватне акціонерне

товариство «Національна енергетична компанія "Укренерго", Київ, 2020, 238 с.,

https://uis.zp.ua/wp-content/uploads/2020/09/%D0%A1%D0%9E%D0%A3-%D0%9D-%D0%95%D0%95-20.302_2020-%D0%9D%D0%BE%D1%80%D0%BC%D0%B8-%D0%B2%D0%B8%D0%BF%D1%80%D0%BE%D0%B1%D1%83%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F-%D0%B5%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%BE%D0%B1%D0%BB%D0%B0%D0%B4%D0%BD%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F.pdf.

15. Shevchenko V., Strokous A.: Forecasting the Operating Resource of Turbogenerators on Vibration Control Data. Norwegian Journal of development of the International Science No 10/2017, Oslo, Norway, <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/005dc5bc-72a5-4300-958c-1a4520064416/content>.
16. ISO 20816-3 Mechanical vibration — Measurement and evaluation of machine vibration – Part 3: Industrial machinery with a power rating above 15 kW and operating speeds between 120 r/min and 30 000 r/min. First edition, 2022-10, <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/78311/30f79c7c3eca41c1ad7b4321a447bd39/ISO-20816-3-2022.pdf>.
17. Juho Husa: Failure Mechanisms of Turbo Generator Rotor, Thesis, Autumn 2023, Electrical and Automation Engineering, Oulu University of Applied Sciences, https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/815762/hussa_juho.pdf;jsessionid=D35E796CC8FA6B07080F4AF59A1695D2?sequence=2.
18. Shevchenko V.: Determining Criteria for Assessing the Condition of Turbogenerators to Determine the Need for Their Replacement or Rehabilitation. Bulletin of the NTU "KhPI": collection of scientific papers. Subject issue: Problems of improving electrical machines and apparatuses. Theory and practice – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2012. – No. 61 (967). – pp. 44-50, <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/11483>.

19. Tretiak, O.; Kritskiy, D.; Kobzar, I.; Sokolova, V.; Arefieva, M.; Tretiak, I.; Denys, H.; Nazarenko, V. Modeling of the Stress–Strain of the Suspensions of the Stators of High-Power Turbogenerators. *Computation* 2022, 10, 191. Q2 <https://doi.org/10.3390/computation10110191>.
20. Yamarthi et al.: Turbo-Generator Stator Core Suspension, United States Patent, Patent No.: US 9,509,182 B2, Date of Patent: Nov. 29, 2016, <https://patentimages.storage.googleapis.com/2f/c4/c7/d4f267c5e15337/US9509182.pdf>.
21. N.N. Konokhov: Choice of the main dimensions and geometry of active parts of electric machines under different conceptions of their design development. *Electrical engineering and electromechanics*. - 2010. - No. 1. - P. 20-23, <http://dspace.nbuu.gov.ua/handle/123456789/143297>.
22. Fa Lin Wang, Yu Ling He, Gui Ji Tang, Meng Qiang Ke: Calculation on Stator Core Dynamic Characteristics of 600MW Turbo-Generator Based on FEM, September 2014, *Applied Mechanics and Materials* 635:131-138, <http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.635-637.131>.
23. Javed Ali, Thanga Raj Chelliah, Pramod Agarwal: Impact of Switching frequency on Electromagnetic Vibrations in Stator of Doubly fed Induction Machine. Conference: 2022 Second International Conference on Power, Control and Computing Technologies (ICPC2T), March 2022, <http://dx.doi.org/10.1109/ICPC2T53885.2022.9777029>.
24. Sebastian Lange, Martin Pfof: Analysis of the Thermal Influence on the Vibrational Behavior of the Stator End-Winding Region. Conference: 2019 International Aegean Conference on Electrical Machines and Power Electronics (ACEMP) & 2019 International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment (OPTIM), August 2019, <http://dx.doi.org/10.1109/ACEMP-OPTIM44294.2019.9007121>.
25. Koryavets M.I., Geraskin O.A., Tsyvinskyi S.S., Dubchak E.M.: Turbogenerator Shaft Oil Seals Types. Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Department of Electromechanics, 2022, <http://jour.fea.kpi.ua/article/download/279919/274479>.

26. D.E. Johnston: Rotary shaft seals. Tribology International, Volume 19, Issue 4, 1986, pp. 170-174, ISSN 0301-679X, [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(86\)90051-4](https://doi.org/10.1016/0301-679X(86)90051-4).
27. Tang, M., Wenqi, E., Zeng, C. (2023). Analysis of Mechanical Properties of Turbogenerator Foundation Based on ANSYS. In: Guo, W., Qian, K. (eds) Proceedings of the 2022 International Conference on Green Building, Civil Engineering and Smart City. GBCESC 2022. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 211. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-19-5217-3_94.
28. Писаренко Г. С., Лебедєв А. А.: Деформування та міцність матеріалів при складному напруженому стані. Київ: Наук. думка, 1976. 415 с, <http://ir.nmu.org.ua/handle/GenofondUA/35597>.
29. Kucher N., Kucher V.: About Loading Surfaces of Materials, which Have Different Tensile and Compression Strength. G.S.Pisarenko Institute for Problems of Strength National Academy of Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine, 2012, <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/146710d0-e372-49a6-958d-1306777d9e87/content>.
30. Мінко А.Н., Кобзар К.А.: Несправності систем охолодження турбогенераторів. Сучасні рекомендації щодо ремонту Енергозбереження. Енергетика, Енергоаудит, 2011, № 6, с. 30-38, <http://eee.khpi.edu.ua/article/download/21823/19341>.
31. Tretiak, O., Kovryga, A., Makarov, P., Penkovska, N., **Kravchenko, S.** Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. LNNS, vol 1008, pp. 75–90, Springer, Cham. Print ISBN 978-3-031-61414-9, Online ISBN 978-3-031-61415-6, https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_7;

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МЕТОДІВ ТА АЛГОРИТМУ ДОСЛІДЖЕННЯ НДС ТУРБОГЕНЕРАТОРА У ТРИВИМІРНІЙ ПОСТАНОВЦІ

2.1 Визначення вимог до геометрії

Згідно технічних вимог до статорів турбогенераторів їх вузли та елементи конструкцій мають витримувати наступні навантаження:

- механічні навантаж викликані вагою компонентів турбогенератора;
- теплові навантаження, викликані електричними та механічними чинниками
- сили, що викликані вібраціями.

Для щитів (коробів) і ущільнень також існує необхідність витримувати зусилля, що викликані деформаціями для роз'ємних з'єднань з ізолюючими прокладками. Ці з'єднання повинні мати необхідний натяг для забезпечення герметичності корпусу турбогенератора під тиском водню.

Для деталей коробів газоохолоджувачів існує необхідність забезпечувати необхідну міцність для водяних з'єднань, що також знаходяться під надлишковим тиском охолоджуючої води (дистиляту).

Кріплення підвіски осердя статора повинно забезпечувати відсутність деформацій для штифтових з'єднань під дією різновекторних високочастотних навантажень.

2.2 Тривимірне моделювання конструкції розрахункових вузлів

На рис. 2.1 – 2.4 наведені тривимірні моделі компонентів турбогенератора великої потужності, що підлягають дослідженню НДС з метою визначення уточнених запасів міцності.

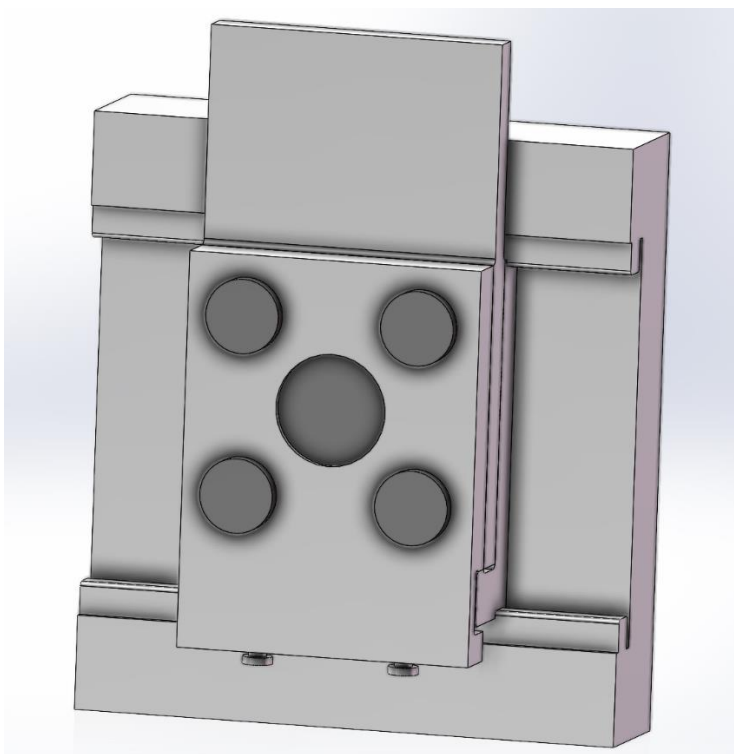


Рисунок 2.1 – Тривимірна модель підвіски статора

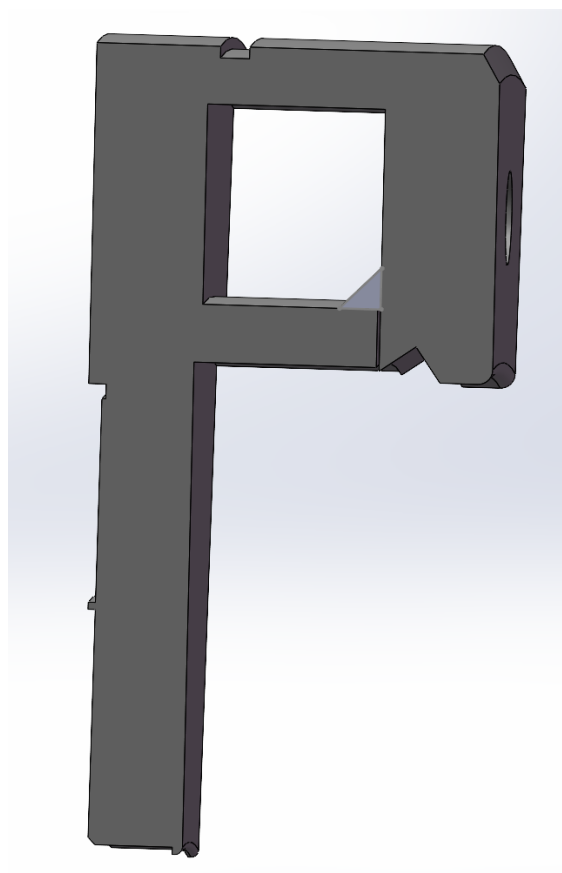


Рисунок 2.2 – Тривимірна модель натискного фланця

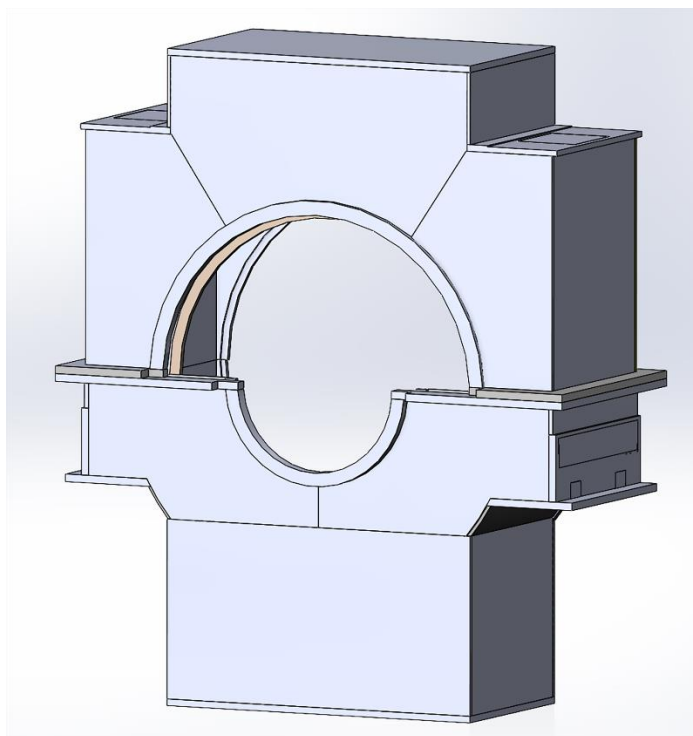


Рисунок 2.3 – Тривимірна модель коробки

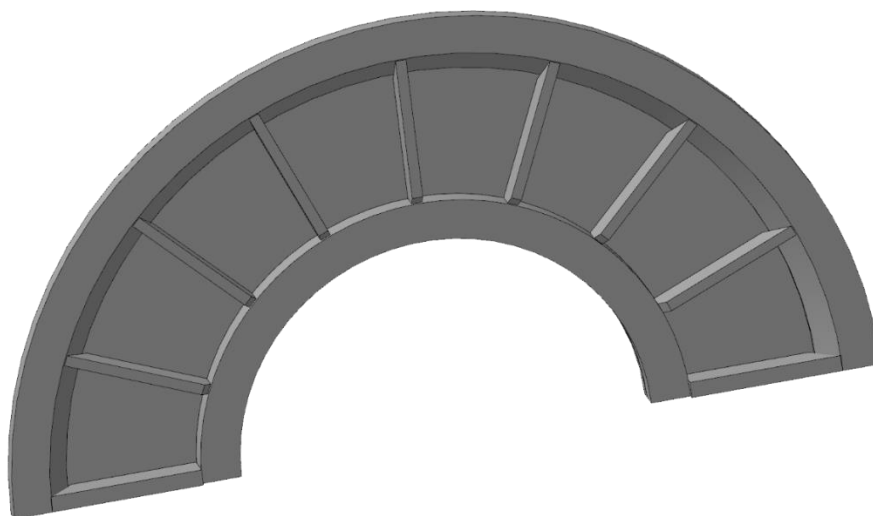


Рисунок 2.4 – Тривимірна модель зовнішнього щита

2.3 Визначення механічних сил, викликаних електромагнітними та вібраційними чинниками

Механічні сили були визначені за допомогою класичних інженерних методів розрахунку. В якості основних алгоритмів було використано результати отримані В.І. Мілихом в частині розрахунку теплових граничних умов та механічних зусиль

[1]. Вагомий вклад в розрахунок в частині додаткових втрат і вертикальних механічних зусиль в кінцевих пакетах належить О.І. Титко та ін. [2].

Короткочасні допустимі перевантаження по струмах статора і ротора турбогенератора потужністю 215 МВт наведені в таблицях 2.1 і 2.2, відповідно.

Таблиця 2.1

Короткочасні допустимі перевантаження по струму статора турбогенератора потужністю 215 МВт

Найменування параметру	Значення					
Тривалість допустимого перевантаження по струму статора, хв	1	4	5	6	15	60
Допустиме співвідношення струму статора по відношенню до номінального значення, в.о.	1,5	1,3	1,25	1,2	1,15	1,1

Таблиця 2.2

Короткочасні допустимі перевантаження по струму ротора турбогенератора потужністю 215 МВт

Найменування параметру	Значення			
Тривалість допустимого перевантаження по струму ротора, хв	1/3	1	4	60
Допустиме співвідношення струму ротора по відношенню до номінального значення, в.о.	2	1,5	1,2	1,06

Технічні характеристики теплообмінника турбогенератора потужністю 215 МВт наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Технічні характеристики теплообмінника турбогенератора потужністю 215 МВт

Найменування параметру	Значення
Втрати, що відводяться, кВт	717
Витрата дистилляту, м ³ /год.	40
Витрата води, що охолоджує, м ³ /год.	150
Температура води, що охолоджує, °С	37
Падіння тиску води, Па	0,3·10 ⁵
Падіння тиску дистилляту, Па	1,5·10 ⁵
Запас по теплопередачі, %	12,5

Технічні характеристики газоохолоджувачів турбогенератора потужністю 215 МВт наведені в таблиці 2.4. Матеріал нижньої кришки газоохолоджувача – нержавіюча сталь марки 12Х18Н9Т або вуглецева сталь, вкрита полімерним покриттям. Покриття повинно мати хімічну опірність до вуглеводнів, розчинників, кислот, солей, лугів та інших середовищ. Матеріал трубних дошок – латунь ЛС59-1 або подібний до властивостей матеріал. Матеріал трубок – мідно-нікелевий сплав (Мельхіор) МНЖМц 30-1-1. Ребра трубок – спіральна навивка з мідного дроту. Середовище, що охолоджується газоохолоджувачем, допускає наявність парів оливи. З'єднання газоохолоджувачів по воді – паралельне.

Таблиця 2.4

Технічні характеристики газоохолоджувачів турбогенератора потужністю 215 МВт

Найменування параметру	Значення
Основні габаритні розміри по потоку водню, що набігає, мм	2397×400
Кількість газоохолоджувачів, од.	4
Мінімальна швидкість води, м/с	0,8
Максимальна швидкість води, м/с	3,0
Витрата охолоджуючого водню, м ³ /с	15
Номінальний надлишковий тиск водню, МПа	0,3
Надлишковий тиск води на вході в газоохолоджувач, МПа	0,4
Витрата води, що охолоджує (на один газоохолоджувач), м ³ /год.	87,5
Падіння тиску водню на газоохолоджувачах не більше, Па	650
Падіння тиску води на одному газоохолоджувачі не більше, МПа	0,03
Тиск води у газоохолоджувачі не більше, МПа	0,5
Тепловий потік (втрати, що відводяться одним газоохолоджувачем), кВт	445
Максимальне значення температури води, що охолоджує, на вході в газоохолоджувачі, °С	+33
Мінімальне значення температури води, що охолоджує, °С	+15
Різниця температур на виході та вході газоохолоджувача не більше, °С	5
Температура водню, що охолоджує, на виході з газоохолоджувачів не більше, °С	+40
Запас із теплопередачі не менше, %	20

2.4 Побудова загального алгоритму розрахунку

Метою даного розділу роботи є розробка загального алгоритму розрахунку для забезпечення можливості дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкції турбогенератора потужністю 215 МВт виробництва АТ "Українські енергетичні машини".

Задача аналізу напружено-деформованого стану елементів турбогенератора вирішується в тривимірній постановці [3]. При цьому передбачається, що проблема термопружності не зв'язана, що пояснюється відносно невеликим нагріванням елементів конструкції генератора.

Для загального випадку в рамках тривимірного моделювання вирішуються три основні задачі [4, 5]:

- визначення параметрів теплообміну компонентів генератора шляхом вирішення тривимірної задачі вентиляції турбогенератора в цілому;
- визначення температурних полів в елементах турбогенератора;
- визначення напружено-деформованого стану елементів турбогенератора при відомих силових і температурних навантаженнях.

На рис. 2.5 наведено блок-схему алгоритму розрахунку НДС елементів конструкції турбогенератора на основі тривимірного моделювання.

Розглянемо тривимірну задачу вентиляції з урахуванням турбулентності потоку. Це дозволить отримати уточнені локальні, а не усереднені характеристики теплообміну на характерних поверхнях. Вирішення задач теплопровідності та термопружності у тривимірній постановці надає можливість врахування просторового характеру розподілу напружень і деформацій конструкції та більш точного визначення міцності елементів конструкції [6].

На першому етапі вирішення задачі розраховується робота всієї системи вентиляції генератора з урахуванням її реальної геометрії та відповідно до встановлених нормативними документами температур елементів конструкції генератора [7]. Визначено швидкості обтікання охолоджувача елементів конструкції генератора. Коефіцієнти теплообміну встановлюються на основі аналітичних залежностей.

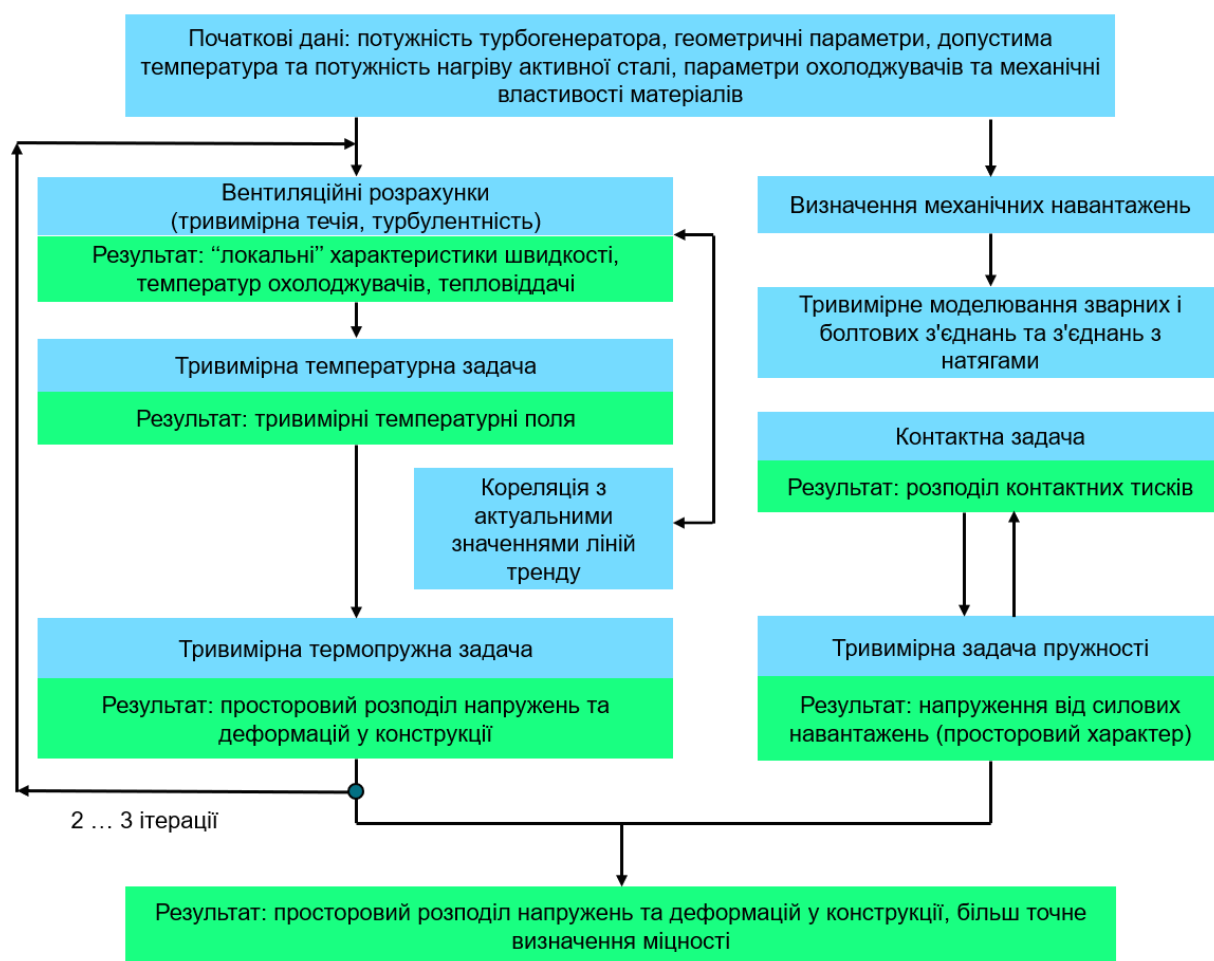


Рисунок 2.5 – Структурна схема алгоритму розрахунку НДС елементів конструкції турбогенератора

На наступному етапі вирішується теплова задача і уточнюються реальні температури на поверхнях елементів конструкції. Новий розрахунок системи вентиляції проводиться з урахуванням заданих температурних значень, після чого знову вирішується теплова задача. Цей розрахунок повторюється до тих пір, поки рішення на двох сусідніх ітераціях не відрізняться більш ніж на 5%.

На завершальному етапі, виходячи з уже відомого температурного поля та силового навантаження, розраховується термічна міцність елементів генератора.

Використання ліній тренду дозволяє уточнити температури для опорних точок елементів статора, а вирішення ітераційної задачі дозволяє уточнити граничні умови третього роду за результатами визначення граничних умов першого роду.

2.5 Розрахунок теплових граничних умов

На елементи конструкцій турбогенератора діють силові та температурні навантаження. Якщо силові експлуатаційні навантаження зазвичай відомі і детермінуються впливом відцентрових, електромагнітних та сил тяжіння, то температурний вплив на елементи конструкцій необхідно визначати із загального теплового розрахунку турбогенератора та вирішення вентиляційної задачі.

В активних і конструктивних елементах турбогенератора виділяється значна кількість тепла, яка призводить до додаткових навантажень на його конструкцію. Визначення температурних полів в деталях і вузлах генератора вимагає вирішення загальної газодинамічної задачі для електричної машини з метою отримання граничних умов, необхідних для постанови температурної задачі.

Більшість конструктивних елементів генератора працюють в умовах помірного температурного нагріву, що пояснюється жорсткими обмеженнями на допустиму температуру в активних зонах. Однак нерівномірний поверхневий нагрів, значні геометричні розміри деталей і вузлів можуть привести, особливо для електричних машин великої потужності, до істотних додаткових навантажень і повинні враховуватися при аналізі міцності і жорсткості конструкцій.

2.5.1 Класичні задачі теплового розрахунку турбогенераторів

Прикладні задачі теплового розрахунку турбогенераторів зазвичай вирішуються із застосуванням різних числових методів та методу електричної аналогії. Через свою універсальність широке застосування при вирішенні задач теплопровідності зі складною геометрією отримав МСЕ [8, 9].

Для кожної з трьох просторових координат у загальному випадку відбувається зміння температурного поля, яке і надалі не лишається постійними. Теплова енергія, яка утворюється при роботі турбогенератора, спроможна викликати неприпустиме підвищення температури його активних і конструктивних елементів і призвести до зниження електричної та механічної міцності ізоляції обмоток. Наслідком цього стане скорочення зазначеного терміну експлуатації агрегату. Температури елементів та компонентів електричних машин, що є припустимими, визначено в ДСТУ EN 60034-1:2016. Також джерело [10]

детермінує десять основних номінальних режимів роботи електричних машин, які залежать від особливостей та тривалості їхньої роботи у зв'язку з впливом цих параметрів на величину та характер температурних навантажень. Тому визначення потоків тепла, температури та її змінення у просторі внутрішнього об'єму і на охолоджувальних поверхнях турбогенератора є важливими факторами, які необхідно ретельно враховувати при проєктуванні електричної машини.

Передача тепла в електричних машинах здійснюється завдяки теплопровідності, конвективному теплообміну та випромінюванню. Для електричних машин, які працюють у нормальних умовах, теплообміном, що здійснюється шляхом випромінювання, можна знехтувати через його незначну частку у загальному перебігу тепла.

Рівняння теплового стану загального вигляду, що описує тривимірне температурне поле електричної машини, записується наступною формулою:

$$v = v(x, y, z, t), \quad (2.1)$$

де v – температура точки тіла в заданий момент часу;

x, y, z – просторові координати;

t – час.

У свою чергу, розподіл температури у тілі описує наступне тривимірне рівняння теплопровідності:

$$\rho c \frac{\partial(\Delta\vartheta)}{\partial t} = \text{div}(\lambda \text{ grad}\Delta\vartheta) + p, \quad (2.2)$$

де ρ – густина навколишнього середовища, кг/м³;

c – питома теплоємність елемента електричної машини, Дж/(кг·°C);

λ – теплопровідність матеріалу тіла, Вт/(м·K);

p – потужність внутрішніх джерел тепла, Вт. Для рівняння (2.2) потужність внутрішніх джерел тепла являє собою кількість теплоти, що виділяється в одиниці об'єму елементу машини за одиницю часу.

Експериментальний закон Ньютона – Ріхмана містить опис теплообміну між поверхнею твердого тіла і рідкого або газоподібного середовища. Цей закон зв'язує густину теплового потоку q на поверхні S із температурою поверхні ϑ_n та температурою середовища $\vartheta_{\text{охол.}}$:

$$q = Q/S = \alpha(\vartheta_n - \vartheta_{\text{охол.}}) = \alpha\Delta\vartheta, \quad (2.3)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі поверхні, Вт/(м²·°С).

Вищевикладену задачу можна вирішити лише для окремих випадків. Загальний випадок вимагає числового вирішення з використанням МСЕ або методу скінчених різниць. Перевагами методу є наочність, висока точність розрахунку та можливість сформулювати задачу у тривимірній постановці. Недоліками ж методу для інженерних розрахунків електричних машин є пряме розв'язання рівнянь (2.2), що призводить до досить складних розрахунків з урахуванням граничних (2.3) та початкових умов. Як правило, при попередніх розрахунках, ці умови невідомі. Для інженерних допроектних розрахунків задачу, зазвичай, спрощують.

2.5.2 Задачі пружності, термопружності і визначення міцності та жорсткості вузлів і деталей турбогенераторів

В активних і конструктивних елементах турбогенераторів виділяється велика кількість тепла. Вона призводить до нерівномірного (як правило) нагрівання елементів електричної машини. Потреба у визначенні виникаючих через це температурних напружень в вузлах та елементах конструкцій цієї машини призводить до необхідності вирішення термопружної задачі [9].

Передача зусиль в вузлах електричної машини та між ними відбувається завдяки контакту деталей. При розрахунку вузлів, що складаються із системи взаємодіючих тіл, явищами на ділянці контакту, зазвичай, нехтують при зміні

реального розподілу контактних тисків на розподілені або зосереджені зусилля. У деяких випадках, спроби вирішення задач у неконтактній постановці можуть призвести до істотних принципових помилок. Також необхідно враховувати закон розподілу контактних тисків у ряді дійсних конструкцій, оскільки він може значно впливати на НДС деталей, що взаємодіють. В першу чергу це відбувається на ділянках із значними зонами контакту. Вищевикладене призводить до необхідності вирішення контактних задач. При цьому розміри ділянок контакту та вимоги взаємодії на них мають нелінійну залежність від прикладеного навантаження. Визначення зазначених параметрів потребує вирішення задачі. З метою якісного моделювання термомеханічних процесів у дійсних конструкціях схеми розрахунків виконуються максимально наближеними до дійсних об'єктів. Ще однією задачею є необхідність урахування значної кількості факторів. Визначимо основні з них:

- складність геометрії деталей і міри навантаження;
- конструктивна анізотропія та фізично нелінійне поведіння матеріалу;
- обумовленість термічного опору контактним тиском;
- внутрішні джерела тепла, зокрема під час аналізу фрикційної взаємодії деталей на ділянці контакту.

При моделюванні термомеханічних процесів є необхідність в точно заданих граничних умовах. Дану задачу можливо вирішити лише користуючись числовими методами. Ці методи дозволяють створювати алгоритми вирішення задач теплопровідності та термомеханіки для складних об'єктів на основі єдиного підходу. Найбільш універсальним методом, що підходить для цієї задачі, є МСЕ.

У термопружності використовуються два види постановки задач: зв'язані та незв'язані задачі. При застосуванні гіпотези відсутності взаємодії полів деформації і температури формулюється незв'язна задача термопружності. Для неї передбачається наступне: швидкість змінення температури досить незначна; змінення термомеханічних властивостей матеріалу у певному діапазоні змінення температури, також, незначні. За відсутності можливості ігнорування взаємодії полів деформацій і напружень та значної залежності термомеханічних

характеристик матеріалу від температури, задача формулюється у зв'язаній постановці.

У випадку незв'язаної задачі першим кроком є визначення температурних полів. Вже на їхній основі визначаються температурні напруження. Даний підхід в основному застосовується для переважної більшості прикладних задач.

Для вирішення задач термопружності використовуються різні аналітичні, числово-аналітичні та числові методи: граничних інтегральних рівнянь, кінцевих різниць, граничних елементів, МСЕ, метод розкладання розв'язку у ряд Фур'є та ін. МСЕ є одним із найзручніших методів вирішення задач на термічний контакт та термопружність. Його використання дає можливість вирішувати задачі теплопровідності і термомеханіки для складних об'єктів на базі єдиного підходу.

В експлуатаційних режимах значна кількість вузлів та елементів конструкцій турбогенератора піддається порівняно невеликому нагріву. Двома винятками є обмотки ротора та статора: їх нагрівання призводить до змінення механічних властивостей міді. З досвіду експлуатації турбогенераторів відомо, що гірші наслідки для агрегату спричиняються при аваріях, пов'язаних з руйнуванням валу ротора і бандажних вузлів. Ці руйнування викликають великі ушкодження, що призводять до довготермінових простоїв та значних витрат на ремонтні роботи.

Ротор сучасного турбогенератора є складним конструктивним елементом, експлуатація якого відбувається в умовах важкого напруженого, викликаного впливом відцентрових сил, напружень натягу та температурних полів. Наведені електромагнітним полем у повітряному проміжку вихрові струми, при короткому замиканні або при нерівномірному навантаженні на фази, призводять до виникнення нерівномірних нестационарних температурних полів уздовж перерізу ротора, що, у свою чергу, призводить до значного локального нагрівання клинів. Цей фактор може викликати нерівномірний прогин ротора, що стане причиною зниження якості та надійності роботи турбогенератора. Виникнення подібних явищ також можливе на стаціонарних режимах роботи за умов несправності охолоджувальної системи обмоток турбогенератора, що призведе до порушення відведення тепла в самих обмотках.

З метою оцінки викривлення осі ротора, що виникла через нерівномірність тепловиділення в обмотці, було вирішено задачу з використанням напіваналітичного МСЕ у циліндричній системі координат. Результати розрахунку показали, що незначна нерівномірність тепловиділення в обмотці призвела до викривлення осі ротора. Викривлення, в свою чергу, призвело до виникнення сил небалансу, які перевершують вагу ротора та значно підвищують вібрацію турбогенератора [11].

У статті [12] обґрунтовано застосування водню для охолодження електричних машин великої потужності. Також пропонується співвідношення для визначення коефіцієнта тепловіддачі між воднем та внутрішніми поверхнями каналів охолодження в елементарних провідниках обмотки ротора: граничні умови III-го роду. Представлені методики проведення випробувань, які дозволяють визначити температуру обмотки ротора. Також наведені результати вищезгаданих експериментів та дослідження теплового стану обмотки ротора із використанням МСЕ.

Згідно викладеної у праці [13] методики, представлено вирішення задачі контактної взаємодії із використанням МСЕ для турбінних електричних машин. Також отримано вирішення задачі у вісьосиметричній постановці при натязі штифтових з'єднань пружної підвіски статора.

Пресове з'єднання та запресовування деталей широко застосовується в конструкціях електричних машин. На теперішній час розроблені аналітичні та числові методи дослідження вищезгаданих з'єднань, які ґрунтуються на поширених під час вирішення контактних задач підходах.

Задачі контактної взаємодії представляють неабияку складність порівняно з іншими задачами механіки деформованого твердого тіла. Це викликано тим, що для багатьох подібних задач закон розподілу тисків і точні розміри ділянки контакту є наперед невідомими. Тому визначення цих даних відбувається безпосередньо в процесі вирішення цієї задачі. Ця складність призвела до появи багатьох математичних підходів, які застосовуються під час вирішення задачі. Існуючі методи вирішення умовно поділяються на аналітичні, числові та аналітико-числові.

Об'єднання аналітичних підходів з числовими дозволяє отримати результат більш економним шляхом. Варто зазначити, що числові методи в основному базуються на МСЕ, бо цей метод дозволяє враховувати складну геометрію елементів конструкцій.

2.5.3 Математична постановка задачі термопружності, основні співвідношення математичного апарату

Опис поведінки елементів конструкцій турбогенератора здійснюється у межах тривимірної теорії пружності в декартовій системі координат. При цьому враховується можлива симетрія напруженого стану.

Рівняння рівноваги в декартовій системі координат записуються наступними виразами:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + F_x &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + F_y &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z &= 0,\end{aligned}\tag{2.4}$$

де: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ – складові напруження;

F_x, F_y, F_z – масові сили.

На поверхню тіла діють поверхневі зосереджені та розподілені навантаження. P_x, P_y, P_z – проекції цих навантажень на осі координат. Окрім поверхневого навантаження елементи конструкцій турбогенератора можуть знаходитися під дією стаціонарного (для деяких задач і нестаціонарного) температурного поля T . Це залежить від координат та впливу об'ємних сил $\vec{F}^i(F_x^i, F_y^i, F_z^i)$, які обумовлені обертанням з кутовою швидкістю Ω .

Задача вирішується в геометрично та фізично лінійній постановці. Це пов'язано зі строком експлуатації елементів конструкцій генератора (зазвичай він становить десятки років), протягом якого їхні деформації повинні знаходитися точно у межах пружної зони при усіх експлуатаційних навантаженнях.

Деформації конструкції передбачаються невеликими і описуються за допомогою залежностей Коші:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{du}{dx} \\ \frac{dv}{dy} \\ \frac{d\omega}{dz} \\ \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} \\ \frac{du}{dz} + \frac{d\omega}{dx} \\ \frac{dv}{dz} + \frac{d\omega}{dy} \end{Bmatrix}, \quad (2.5)$$

де: $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \varepsilon_{xy}, \varepsilon_{xz}, \varepsilon_{yz}$ – компоненти тензора деформацій;

u, v, w – переміщення точки тіла відносно координатних осей Ox, Oy, Oz , відповідно.

В більш компактній матричній формі залежність (2.2) представлена виразом:

$$\{\varepsilon\} = \{D\}\{U\}, \quad (2.6)$$

де

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix}; \quad \{D\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \end{Bmatrix}; \quad \{U\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}$$

Зв'язок між пружними деформаціями і напруженнями задається законом Гука. Для об'ємного напруженого стану без урахування температурних деформацій цей закон можна записати через наступну систему виразів:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)], \\
\varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)], \\
\varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)], \\
\gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G},
\end{aligned} \tag{2.7}$$

де: E – модуль Юнга, Па;

ν – коефіцієнт Пуассона матеріалу;

G – модуль зсуву (Па), $G = E / (2 \cdot (1 + \nu))$.

Напруження через деформації можна виразити завдяки рівнянню (2.4):

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_x \right), \\
\sigma_y &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_y \right), \\
\sigma_z &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_z \right), \\
\tau_{xy} &= G\gamma_{xy}, \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz}, \quad \tau_{xz} = G\gamma_{xz},
\end{aligned} \tag{2.8}$$

де $\varepsilon = (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)$.

При роботі турбогенератора значна частина його вузлів та елементів конструкцій має відносно невисокі температури і невеликий температурний градієнт. Це обумовлюється чітким обмеженням допустимої температури в активній зоні. Завдяки цьому, робиться припущення про відсутність залежності механічних характеристик матеріалів від температури. Однак, великі геометричні розміри самих конструкцій можуть стати причиною досить значних температурних напружень, хоча значення температур і є невисокими.

Вплив температурних полів на конструкції викликає появу додаткових температурних деформацій:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x^T &= \alpha(T - T_0), \\
\varepsilon_y^T &= \alpha(T - T_0), \\
\varepsilon_z^T &= \alpha(T - T_0), \\
\gamma_{xy}^T &= \gamma_{xz}^T = \gamma_{yz}^T = 0,
\end{aligned}
\tag{2.9}$$

де: α – коефіцієнт лінійного температурного розширення матеріалу;

$T = T(x, y, z)$ – розподіл отриманої із вирішення задачі теплопровідності температури;

T_0 – температура, при якій температурні напруження в матеріалі відсутні.

Загальна деформація тіла складається з пружних та температурних деформацій і має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x &= \varepsilon_x^y + \varepsilon_x^T, \quad \varepsilon_y = \varepsilon_y^y + \varepsilon_y^T, \quad \varepsilon_z = \varepsilon_z^y + \varepsilon_z^T, \\
\gamma_{xy} &= \gamma_{xy}^y + \gamma_{xy}^T, \quad \gamma_{yz} = \gamma_{yz}^y + \gamma_{yz}^T, \quad \gamma_{xz} = \gamma_{xz}^y + \gamma_{xz}^T,
\end{aligned}
\tag{2.10}$$

де $\varepsilon_x^y, \varepsilon_y^y, \varepsilon_z^y, \gamma_{xy}^y, \gamma_{yz}^y, \gamma_{xz}^y$ – пружні деформації.

Зв'язок між напруженнями і деформаціями при урахуванні температурних деформацій має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_x \right) - \frac{E\alpha}{1-\nu} (T - T_0), \\
\sigma_y &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_y \right) - \frac{E\alpha}{1-\nu} (T - T_0), \\
\sigma_z &= \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon + \varepsilon_z \right) - \frac{E\alpha}{1-\nu} (T - T_0), \\
\tau_{xy} &= G\gamma_{xy}, \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz}, \quad \tau_{xz} = G\gamma_{xz}.
\end{aligned}
\tag{2.11}$$

Представимо (2.8) у матричній формі:

$$\{\sigma\} = [B]\{\varepsilon\} - [T],
\tag{2.12}$$

де $\{\sigma\} = \{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xz} \tau_{yz} \tau_{zy}\}^T$;

$$[B] = \frac{E}{1+\nu} \begin{vmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{vmatrix},$$

$$[T] = \begin{vmatrix} \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E\alpha(T-T_0)}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}.$$

Вирішення крайової задачі проводиться за допомогою МСЕ у переміщеннях із використанням варіаційного принципу Лагранжу:

$$\delta(\Pi - A_V - A_S) = 0, \quad (2.13)$$

де: Π – потенційна енергія деформацій, Дж;

A_V – робота об'ємних сил, Дж;

A_S – робота поверхневих сил, Дж.

Потенційна енергія деформацій визначається за наступною формулою:

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2} \iiint_V & [\sigma_x(\varepsilon_x - \varepsilon_x^T) + \sigma_y(\varepsilon_y - \varepsilon_y^T) + \sigma_z(\varepsilon_z - \varepsilon_z^T) + \\ & + \tau_{xy}(\gamma_{xy} - \gamma_{xy}^T) + \tau_{xz}(\gamma_{xz} - \gamma_{xz}^T) + \tau_{yz}(\gamma_{yz} - \gamma_{yz}^T)] dV, \end{aligned} \quad (2.14)$$

Робота об'ємних сил визначається за наступною формулою:

$$A_V = A_m + A_\Omega = \iiint_V [F_x u + F_y v + F_z w] dV + \iiint_V [F_x^i u + F_y^i v + F_z^i w] dV, \quad (2.15)$$

де A_m – робота масових сил, $\vec{F} = \rho \vec{g}$ (g – прискорення вільного падіння);

A_Ω – робота сил інерції, $\vec{F}^i = \rho \vec{r} \Omega^2$, яку викликано обертанням вузла довкола осі з кутовою швидкістю Ω (\vec{r} – радіус-вектор, який задає відстань від осі обертання до довільної точки тіла).

Робота поверхневих сил визначається за наступною формулою:

$$A_S = \iint_S [P_x u + P_y v + P_z w] dS. \quad (2.16)$$

При застосуванні МСЕ у якості базових скінчених елементів можуть виступати два типи тетраедрів (рис. 2.6) з різною апроксимацією переміщень усередині елемента. Тетраедр (рис. 2.6, а) має вузли на вершинах і заснований на лінійній апроксимації переміщень усередині елемента. Косокутний тетраедр (рис. 2.6, б) має вузли на вершинах елемента і посередині його ребер та базується на квадратичній апроксимації переміщень усередині елемента.

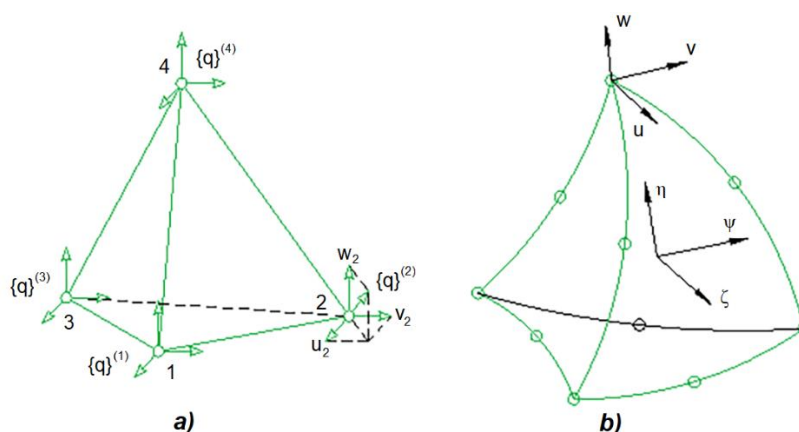


Рисунок 2.6 – Скінченні елементи у вигляді тетраедрів

Косокутний тетраедр дозволяє більш точно описувати геометрію і процес деформування об'єкту. Проте він має 10 внутрішніх вузлів і містить 30 невідомих

величин. Це значно ускладнює процес розрахунку, так як кількість невідомих у три рази більша порівняно із тетраедром з 4 вузлами і 12 невідомими величинами.

Виходячи з вищевикладеного, для попереднього дослідження НДС буде використаний класичний тетраедр. Для отримання більш точних результатів для остаточного дослідження буде використаний косокутний тетраедр. У програмному комплексі SolidWorks ці скінченні елементи мають позначення "TETRA4" та "TETRA10", відповідно [14]. Для кожного скінченного елемента вводиться місцева прямокутна система координат $O\xi\zeta\eta$.

Загальні механізми побудови розв'язуючих рівнянь для тетраедра з вузлами на його вершинах та для косокутного тетраедра мають схожий характер. Тому далі більш докладно викладений лише загальний механізм для класичного тетраедра.

Вектор-стовпець вузлових переміщень i -го елемента з 4 вузлами має наступний вигляд:

$$\{q\}_i = \left\{ \{q\}_i^{(1)}, \{q\}_i^{(2)}, \{q\}_i^{(3)}, \{q\}_i^{(4)} \right\}^T, \quad (2.17)$$

де: $\{q\}_i^{(k)}$ – вектор переміщень k -ого вузла в i -м елементі.

Кожен вектор переміщень можна записати через його проєкції на осі координат:

$$\{q\}_i^{(k)} = \begin{Bmatrix} u_{ik} \\ v_{ik} \\ \omega_{ik} \end{Bmatrix} \quad (2.18)$$

Структура вектор вузлових сил є аналогічною:

$$\{R\}_i = \left\{ \{R\}_i^{(1)}, \{R\}_i^{(2)}, \{R\}_i^{(3)}, \{R\}_i^{(4)} \right\}^T, \quad (2.19)$$

де: $\{R\}_i^{(k)} = \left\{ R_1^{(k)}, R_2^{(k)}, R_3^{(k)} \right\}^T$

Закон змінення переміщень u , v і w локації елемента приймається у вигляді лінійних функцій координат:

$$u = a_0 + a_1\zeta + a_2\psi + a_3\eta, \quad (2.20)$$

$$v = b_0 + b_1\zeta + b_2\psi + b_3\eta, \quad (2.21)$$

$$w = c_0 + c_1\zeta + c_2\psi + c_3\eta, \quad (2.22)$$

де: a_l , b_l , c_l – невідомі коефіцієнти, що визначаються через вузлові переміщення.

Принцип визначення цих коефіцієнтів наведений далі. Вирази (2.20 – 2.22) є справедливими як всередині елемента, так і в його вузлах. Це дозволяє записати систему рівнянь стосовно коефіцієнтів. Для знаходження групи коефіцієнтів a_l формується система з чотирьох лінійних неоднорідних рівнянь:

$$\begin{aligned} u_1 &= u(\zeta_1, \psi_1, \eta_1) = a_0 + a_1\zeta_1 + a_2\psi_1 + a_3\eta_1, \\ u_2 &= u(\zeta_2, \psi_2, \eta_2) = a_0 + a_1\zeta_2 + a_2\psi_2 + a_3\eta_2, \\ u_3 &= u(\zeta_3, \psi_3, \eta_3) = a_0 + a_1\zeta_3 + a_2\psi_3 + a_3\eta_3, \\ u_4 &= u(\zeta_4, \psi_4, \eta_4) = a_0 + a_1\zeta_4 + a_2\psi_4 + a_3\eta_4. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Величини a_0 , a_1 , a_2 і a_3 можуть бути визначені завдяки розв'язку системи рівнянь методом Крамера:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{\begin{vmatrix} u_1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ u_2 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ u_3 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ u_4 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, & a_1 &= \frac{\begin{vmatrix} 1 & u_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & u_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & u_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & u_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, \\ a_2 &= \frac{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & u_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & u_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & u_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & u_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, & a_3 &= \frac{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & u_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & u_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & u_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & u_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}}, \end{aligned} \quad (2.24)$$

Детермінант вихідної системи визначається за наступним рівнянням:

$$6V = \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}, \quad (2.25)$$

де: V – об’єм елементарного тетраедра.

Підстановка значень визначених коефіцієнтів (2.24) у вираз (2.11) дає можливість отримати загальний вигляд залежності переміщень в тетраедрі. Завдяки застосуванню елементарних перетворень, заснованих на розкладанні детермінантів за стовпцями, що містять вузлові переміщення, можна отримати явний вигляд залежності тривимірних переміщень від вузлових переміщень:

$$u = \frac{1}{6V} \left\{ \begin{matrix} d_1 + e_1 \zeta + f_1 \psi + p_1 \eta; & d_2 + e_2 \zeta + f_2 \psi + p_2 \eta; \\ d_3 + e_3 \zeta + f_3 \psi + p_3 \eta; & d_4 + e_4 \zeta + f_4 \psi + p_4 \eta; \end{matrix} \right\} \times \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix}, \quad (2.26)$$

де

$$\begin{aligned} d_1 &= \begin{vmatrix} \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & e_1 &= - \begin{vmatrix} 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \\ f_1 &= \begin{vmatrix} 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & p_1 &= - \begin{vmatrix} 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}, \\ d_2 &= - \begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & e_2 &= \begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \\ f_2 &= - \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & p_2 &= \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}, \\ d_3 &= \begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_4 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & e_3 &= - \begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
f_3 &= \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}; & p_3 &= - \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_3 \\ 1 & \zeta_4 & \eta_4 \end{vmatrix}, \\
d_4 &= - \begin{vmatrix} \zeta_1 & \psi_1 & \eta_1 \\ \zeta_2 & \psi_2 & \eta_2 \\ \zeta_3 & \psi_3 & \eta_3 \end{vmatrix}; & e_4 &= \begin{vmatrix} 1 & \psi_1 & \eta_1 \\ 1 & \psi_2 & \eta_2 \\ 1 & \psi_3 & \eta_3 \end{vmatrix}; \\
f_4 &= - \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \end{vmatrix}; & p_1 &= \begin{vmatrix} 1 & \zeta_1 & \eta_1 \\ 1 & \zeta_2 & \eta_2 \\ 1 & \zeta_3 & \eta_3 \end{vmatrix}
\end{aligned} \tag{2.27}$$

Залежність переміщень u всередині скінченного елемента від переміщень його вузлових точок має наступний вигляд:

$$\begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix}$$

$$u = \frac{1}{6V} \{ \sum_{k=1}^4 d_k; \quad \zeta \sum_{k=1}^4 e_k; \quad \psi \sum_{k=1}^4 f_k; \quad \eta \sum_{k=1}^4 p_k \} \times \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix} \tag{2.28}$$

Аналогічно визначаються залежності для параметрів b_l, c_l у рівняннях (2.21) та (2.22).

Згідно вищевикладеному, залежність усіх компонентів переміщень для точок усередині елемента, можна встановити через переміщення вузлів тетраедра:

$$\{u\} = [C]\{q\}_i = [[C]^{(1)}[C]^{(2)} \dots [C]^{(k)} \dots [C]^{(n)}]\{q\}_i, \tag{2.29}$$

де: $\{u\} = \{u(\zeta, \psi, \eta), v(\zeta, \psi, \eta), w(\zeta, \psi, \eta)\}$ – вектор переміщень.

Матриця інтерполяційних або координатних функцій тетраедра складається з 4 блоків (згідно числу вузлів):

$$[C] = [[C]^{(1)}[C]^{(2)}[C]^{(3)}[C]^{(4)}], \tag{2.30}$$

кожен з яких дорівнює:

$$[C]^{(k)} = E_3 C_k(x, y, z), \quad (2.31)$$

де: E_3 – одинична матриця третього порядку.

Відповідно, деформації в тетраедрі можуть бути визначені за наступною формулою:

$$\{\varepsilon\} = [D][C]\{q\}^e, \quad (2.32)$$

де: $\{q\} = \{u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, u_3, v_3, w_3, u_4, v_4, w_4\}^T$ – вектор переміщень вузлів елемента.

Матрицю деформацій $[M]$ можна записати через наступний вираз:

$$[M] = [D][C]. \quad (2.33)$$

Матриця деформацій через блочну структуру вектору $\{q\}_j$ також є блочною:

$$[M] = [[M]^{(1)} [M]^{(2)} \dots [M]^{(k)} \dots [M]^{(n)}], \quad [M]^k = [D][C]^{(k)} \quad (2.34)$$

Для отримання вектору напружень треба помножити вираз (2.24) на матрицю жорсткості:

$$\{\sigma\} = [B][D][C]\{q\}^e, \quad (2.35)$$

де: B – матриця пружності.

Зв'язок між векторами сил (2.17) і переміщеннями в вузлах (2.19) можна записати через наступний вираз:

$$\{R\}_i = [K]_i \{q\}_i, \quad (2.36)$$

де: $[K]_i$ – матриця жорсткості з блочною структурою:

$$[K]_i = \begin{bmatrix} [K]_{i1}^{(1)} & [K]_{i1}^{(2)} & [K]_{i1}^{(3)} & [K]_{i1}^{(4)} \\ [K]_{i2}^{(1)} & [K]_{i2}^{(2)} & [K]_{i2}^{(3)} & [K]_{i2}^{(4)} \\ [K]_{i3}^{(1)} & [K]_{i3}^{(2)} & [K]_{i3}^{(3)} & [K]_{i3}^{(4)} \\ [K]_{i4}^{(1)} & [K]_{i4}^{(2)} & [K]_{i4}^{(3)} & [K]_{i4}^{(4)} \end{bmatrix}, \quad (2.37)$$

де типовий блок визначається за наступною формулою:

$$[K]_{ij}^{(k)} = \iiint_{V_i} ([M]^{(j)})^T [D] [M]^{(k)} dV. \quad (2.38)$$

Розподілені об'ємні сили, вектор-стовпець яких записується наступним виразом $\{F_V\} = \{X_V Y_V Z_V\}$, приводяться до еквівалентних вузлових сил. Вектор цих сил має блочну структуру: $\{P_V\}_i = \{\{P_V\}_i^{(1)} \{P_V\}_i^{(2)} \{P_V\}_i^{(3)} \{P_V\}_i^{(4)}\}$. Кожен блок містить компоненти уздовж осей x, y, z та дорівнює $\{P_V\}_i^{(k)} = \{P_{1V}^{(k)} P_{2V}^{(k)} P_{3V}^{(k)}\}$. Вочевидь, маємо $\{P_V\}_i^{(k)} = \iiint_{V_i} C_k(x, y, z) \{G_V\} dx dy dz$.

Отримана в результаті система розв'язуючих рівнянь МСЕ має наступний вигляд:

$$[A]\{q\} = \{F\}, \quad (2.39)$$

де: $\{A\}$ – матриця жорсткості, розмірність якої становить 12×12 ;

$\{F\}$ – вектор-стовпчик, який залежить від зовнішніх навантажень.

Повну систему вирішальних рівнянь отримуємо шляхом підсумовування відповідних коефіцієнтів систем рівнянь окремих елементів. Матриця жорсткості при цьому є симетричною та для загального випадку вона має стрічкову структуру.

При застосуванні квадратичної апроксимації поля переміщень задача формулюється східним чином:

$$u = a_0 + a_1\zeta + a_2\psi + a_3\eta + a_4\zeta^2 + a_5\zeta\psi + a_6\zeta\eta + a_7\psi^2 + a_8\psi\eta + a_9\psi^2, \quad (2.40)$$

$$v = b_0 + b_1\zeta + b_2\psi + b_3\eta + b_4\zeta^2 + b_5\zeta\psi + b_6\zeta\eta + b_7\psi^2 + a_8\psi\eta + b_9\psi^2, \quad (2.41)$$

$$w = c_0 + c_1\zeta + c_2\psi + c_3\eta + c_4\zeta^2 + c_5\zeta\psi + c_6\zeta\eta + c_7\psi^2 + c_8\psi\eta + c_9\psi^2 \quad (2.42)$$

Відповідно, система виду (2.39) для тетраедра з 10 вузлами складається з 30 алгебраїчних рівнянь для кожного скінченного елемента.

Для підготовки змішаних граничних умов було виконано аналіз втрат тепла. Втрати розраховувалися аналітичними методами. Достовірність результатів можна перевірити, порівнявши аналітичні розрахунки з натурними станційними дослідженнями. Структура теплових втрат (постійних і змінних) для турбогенератора потужністю 215 МВт ($\cos\varphi_H=0,85$; $U=U_H=15,75$ кВ; $f=f_H=50$ Гц) наведена в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5

Структура теплових втрат для турбогенератора потужністю 215 МВт

Найменування параметру	Значення				
	0,25 (53,75)	0,5 (107,5)	0,75 (161,25)	1,0 (215,0)	1,1 (236,5)
Активна потужність турбогенератора, в.о. (МВт)					
Механічні втрати: на тертя, опір повітря і втрати в підшипнику (включаючи втрати в ущільненнях валу), кВт	958	958	958	958	958
Втрати холостого ходу (включаючи додаткові), кВт	384	384	384	384	384
Втрати в міді статора (RI_a^2) при 75°C (включаючи додаткові втрати при короткому замиканні), кВт	63	254	571	1015	1228
Втрати в міді ротора (RI_r^2) при 75°C (без втрат в системі збудження), кВт	161	284	458	696	808
Сумарні втрати при повному навантаженні, кВт	1566	1880	2371	3053	3378

2.6 Висновки до другого розділу

В даному розділі були розраховані: механічні втрати на тертя, опір повітря і втрати в підшипнику (включаючи втрати в ущільненнях валу), втрати холостого ходу (включаючи додаткові), втрати в міді статора, включаючи додаткові втрати при короткому замиканні, втрати в міді ротора (без втрат в системі збудження) та сумарні втрати при повному навантаженні. Визначені сумарні втрати при повному навантаженні охоплюють весь ряд робочих режимів турбогенератора. Важливою особливістю проведеного в даному розділі розрахунку є врахування реальних температур обмоток статора та ротора при визначанні НДС вузлів та елементів конструкції турбогенератора.

В даному розділі були вирішені наступні завдання:

– проведено аналіз існуючих інженерних методів механічних, теплових та вібраційних розрахунків, а також принципів вибору запасів міцності вузлів та елементів конструкцій енергетичного обладнання за цими методами;

– створено удосконалений алгоритм завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей вузлів та елементів конструкцій енергетичного обладнання в частині детального опису конструкції з урахуванням її різножорсткості та особливостей технологічного з'єднання деталей на основі тривимірного моделювання, апробацію якого відображено у статті [15];

– отримані граничні умови для побудови просторової картини термонапруженого стану вузлів та елементів конструкції статора турбогенератора, що представлено у статті [15], а також визначені критичні елементи конструкції.

2.7 Література до другого розділу

1. Розрахунок параметрів та характеристик електричних машин: Методичні вказівки до розрахункового завдання з курсу «Електричні машини», уклад. В.І. Мілих, Н.В. Полякова; за ред. В.І. Мілих.– Харків: НТУ «ХП», 2013.– 51 с., <https://web.kpi.kharkov.ua/elmash/wp-content/uploads/sites/108/2017/04/Rozrahunok-parametriv-ta-harakteristik-elektrichnih-mashin.Milih-V.I.-Polyakova-N.V.-2013.pdf>.

2. O. I. Tytko, K. A. Kuchynskyi, V. O. Titko: The Statistical Models for Diagnostics of a Rotor Thermo Defects in the Conditions of Variable Loading of Turbogenerators. Bulletin of NTU "KhPI". Thematic edition "Electric machines and electromechanical energy conversion." - Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. - №11 (1183). - P. 49-54. - Bibliogr. 18. - ISSN 2409-9295, <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/0decfbea-861f-4f2a-939d-368fff437b20/content>.
3. Hongwei Wang. (2023). Similarity and Dimensional Analysis. Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/9781108671149.009>.
4. Tretiak O.; Kritskiy D.; Kobzar I.; Arefieva M., Nazarenko V. (2022). The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. Computation, 10, 152. <https://doi.org/10.3390/computation10090152>.
5. Tretiak, O.; Kritskiy, D.; Kobzar, I.; Arefieva, M.; Selevko, V.; Brega, D.; Maiorova, K.; Tretiak, I. (2023). Stress-Strained State of the Thrust Bearing Disc of Hydrogenerator-Motor. Computation, 11, 60. <https://doi.org/10.3390/computation11030060>.
6. Dale Anderson, John C. Tannehill, Richard H. Pletcher, Ramakanth Munipalli, Vijaya Shankar. (2020). Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. 4th Edition. CRC Press, 974 p. <https://doi.org/10.1201/9781351124027>.
7. Putignano C., Afferrante L., Carbone G., Demelio G. (2012). A new efficient numerical method for contact mechanics of rough surfaces, vol. 49(2). — pp. 338–343. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2011.10.009>.
8. Xiaogeng Tian, Yapeng Shen, Changqing Chen, Tianhu He: A Direct Finite Element Method Study of Generalized Thermoelastic Problems. International Journal of Solids and Structures, Volume 43, Issues 7–8, 2006, Pages 2050-2063, ISSN 0020-7683, <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2005.06.071>.
9. Кобзар І.: Збільшення надійності та подовження ресурсу підприємців гідрогенераторів. Автореферат (PhD Thesis), 2024, https://khpi.edu/assets/files/nauka/specradi/df-19/disertaciya_kobzar.zip.

10. ДСТУ EN 60034-1:2016 Машины электричні обертові. Частина 1. Номінальні та робочі характеристики, 2017, https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=68104.
11. Шульженко Н.Г., Гонтаровський П.П., Протасова Т.В.: Вплив нерівномірності тепловиділення в роторі генератора на його термонапружений стан. Авіаційно-космічна техніка та технологія, 2007, № 8, С. 135-139. ISSN 1727-7337, <http://nti.khai.edu/csp/nauchportal/Arhiv/AKTT/2007/AKTT807/Shulzhen.pdf>.
12. Кобзар К.О., Гакал П.Г., Овсянникова Є.О.: Охолодження турбогенераторів великої потужності воднем. Вісник НТУ "ХПІ", Серія: Проблеми удосконалювання електричних машин і апаратів. Теорія і практика, Харків, НТУ «ХПІ», 2015. № 42. с. 27–30. ISSN 2079-3944, <http://pema.khpi.edu.ua/article/download/55948/52089>.
13. M.G. Pantelyat, A.O. Kuzmin: Software for computer simulation of multiphysics processes in electromagnets and actuators of vacuum switching devices taking into account contact interaction of structural elements. Part 1: general overview; features of in-house codes. December 2022 Bulletin of NTU KhPI Series Problems of Electrical Machines and Apparatus Perfection The Theory and Practice, <http://dx.doi.org/10.20998/2079-3944.2022.2.03>.
14. Areias, P. & Rabczuk, Timon & Carrilho, José: A continuous-stress tetrahedron for finite strain problems. Finite Elements in Analysis and Design. July 2019, https://www.researchgate.net/publication/334519866_A_continuous-stress_tetrahedron_for_finite_strain_problems.
15. Tretiak, O., Smyk, S., **Kravchenko, S.**, Smakhtin, S., Brega, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., & Don, Y. (2024). Devising a calculation method for modern structures of current-conducting elements in large electric machines in a three-dimensional statement. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4(1 (130)), 87–96, <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.310049>.

РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА МЕТОДУ ДОСЛІДЖЕННЯ НДС СИСТЕМИ КРІПЛЕННЯ ОСЕРДЯ СТАТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА

3.1 Виконання механічних розрахунків підвіски осердя статора

Мета розрахунку: визначення напружень в пружині підвіски осердя статора турбогенератора і елементах її кріплення до рами та корпусу статора при навантаженнях, що виникають в режимі короткого замикання в обмотці статора. Розрахунок виконувався з урахуванням нерівномірності температурних навантажень і можливих неточностей збірки.

3.1.1 Методологія визначення напружень при різних електромагнітних навантаженнях, що змінюються в залежності від режимів роботи турбогенератора

Вирішення тривимірної задачі визначення впливу електромагнітних навантажень у вузлах кріплення осердя статора в неномінальних режимах роботи турбогенератора проводилося за допомогою програмного комплексу SolidWorks [1]. Неномінальними режимами роботи турбогенератора є режими, в яких змінюється фактична величина активної потужності, що виробляється, в порівнянні з номінальною та змінюються режими роботи турбогенератора за рахунок змінення струму збудження [2, 3, 4, 5]. Торцева зона статора наведена на рис. 3.1.

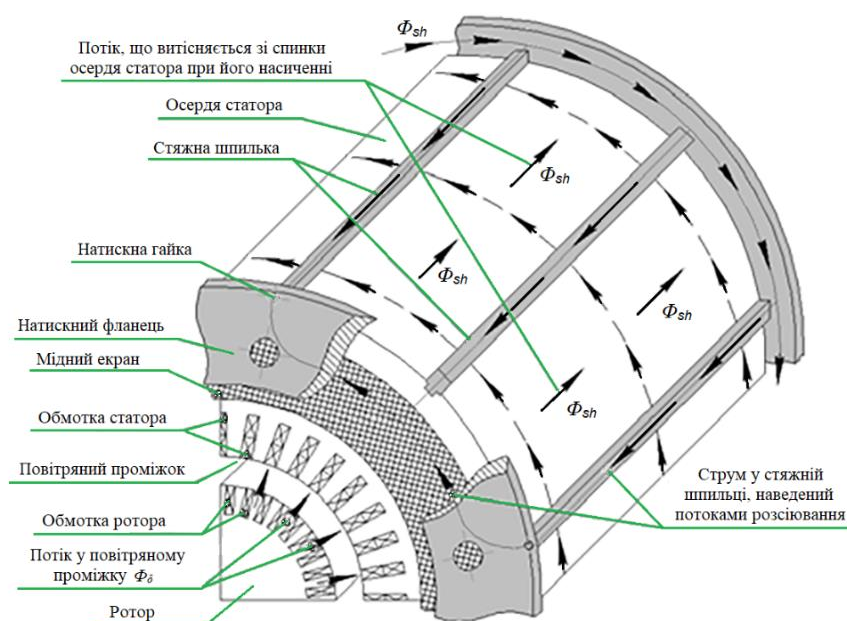


Рисунок 3.1 – Торцева зона статора

Для детального дослідження і як об'єкт моделювання була обрана стяжна шпилька.

Система рівнянь, що визначає зв'язок магнітного потоку осердя статора, його частоти, значення ЕРС у стяжних шпильках, яка наводиться потоками розсіювання в зоні кріплення осердя до корпусу турбогенератора (рис. 3.1), розв'язується з використанням граничних умов першого роду за допомогою програмного комплексу SolidWorks [6].

Для об'єкта дослідження (стяжної шпильки турбогенератора) було складено математичну модель:

$$\begin{cases} \underline{\Phi}_{sh} = 2 \cdot \overline{\delta\Phi}_{sh.m} \cdot l_{\delta} \cdot e^{j \cdot (\omega \cdot t + \gamma_0)}, \\ \underline{E}_{sh} = E_{sh.m} \cdot e^{j \cdot (\omega \cdot t + \gamma_0 - \frac{\pi}{2})}, \\ \underline{I}_{sh} = I_{sh.m} \cdot e^{j \cdot (\omega \cdot t + \gamma_0 - \Psi - \frac{\pi}{2})}, \end{cases} \quad (3.1)$$

де $\underline{\Phi}_{sh}$ – магнітний потік, який витісняється з осердя статора і в стяжних шпильках, що стягують осердя, наводить ЕРС, Вб;

$\overline{\delta\Phi}_{sh.m}$ – питомий магнітний потік (розраховується на одиницю довжини осердя турбогенератора в напрямку, паралельному осі генератора), який витісняється в повітряний проміжок між спинкою статора і внутрішньою поверхнею його корпусу, Вб/м;

ω – частота зміни електромагнітного поля в осерді статора, Гц;

t – час проведення досліджень, с;

l_{δ} – довжина осердя статора, м;

\underline{E}_{sh} – значення ЕРС у шпильці осердя статора, В;

$E_{sh.m}$ – амплітуда наведеної ЕРС у стяжній шпильці, В;

\underline{I}_{sh} – струм в контурі, який включає стяжні шпильки, натискні фланці, натискну плиту, крайній пакет шихтованого осердя статора, екран (якщо він передбачений в конструкції), А;

$I_{sh.m}$ – амплітуда струму, який наводиться в контурі, зазначеному вище, А;

$\Psi = \arctg(X_k/R_k)$ – аргумент комплексного опору контуру замикання струмів, наведених потоками розсіювання в контурі.

Комплексний опір контуру ($Z_{k.sh}$), по якому протікає струм, який наводиться потоками розсіювання і замикається по стяжних шпильках, по натискних плитах, по листах крайнього пакета осердя статора і по екрану, визначається за формулою:

$$Z_{k.sh} = R_{k.sh} + jX_{k.sh} = Z_{sh} + \left(\frac{1}{Z_{pl}} + \frac{1}{Z_{pac}} + \frac{1}{Z_{ekr}} \right)^{-1}, \quad (3.2)$$

де Z_{sh} , Z_{pl} , Z_{pac} , Z_{ekr} – комплексні опори стяжної шпильки, натискної плити, крайнього пакета активної сталі осердя статора та екрану, відповідно.

Зміни механічних навантажень турбогенератора при дослідженні задаються послідовною зміною активної потужності (P), реактивної потужності (Q), зміною напруги на виводах обмотки статора (U_s). При моделюванні два з трьох параметрів приймалися постійними, а один – змінювався, причому незмінні параметри були номінальними для цього типу турбогенератора. Також змінними параметрами, які задавалися в поставленій задачі при розрахунку зусиль, були прийняті значення частоти зміни ЕРС в різних режимах роботи турбогенератора:

- номінальний режим роботи – 50 Гц;
- аварійний режим роботи – 100 Гц;
- короткочасний аварійний режим роботи – 200 Гц.

Граничні умови змінювалися залежно від режиму роботи генератора (залежно від механічних навантажень в конструктивних елементах статора) [2, 3, 7].

Числові значення електромагнітних сил (ЕМС), які діють на стяжні призми осердя статора турбогенератора (див. рис. 3.1) при різних навантаженнях (при почерговій зміні параметрів P, Q та U_c), наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Значення ЕМС, що діють на стяжні призми осердя статора

P = var, Q _N = 98,5 Мвар, U _{CN} = 20 кВ		P _N = 300 МВт, Q = var, U _{CN} = 20 кВ		P _N = 300 МВт, Q _N = 98,5 Мвар, U _C = var	
P, МВт	Величина ЕМС, Н	Q, Мвар	Величина ЕМС, Н	U _s , кВ	Величина ЕМС, Н
0	104,8	-72	105,3	19	130,5
200	141,5	0	116,0	19,5	135,0
300	145,2	184	147,5	20	145,2

3.1.2 Умови виконання розрахунків

Для проведення розрахунків були обрані внутрішні підвіски статорів турбогенераторів з водневим охолодженням виробництва АТ "Українські енергетичні машини". На рис. 3.2 представлений поперечний переріз турбогенератора потужністю 325 МВт.

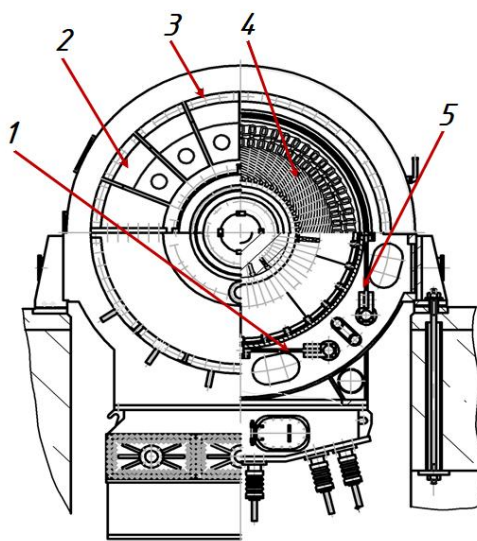


Рисунок 3.2 – Поперечний переріз турбогенератора (1 – горизонтальний ряд пружин; 2 – щит зовнішній; 3 – корпус статора; 4 – статор (осердя і стрижні обмотки); 5 – вертикальний ряд пружин)

Фрагмент системи кріплення осердя статора наведений на рис. 3.3. Підвіска осердя статора складається з вертикально та горизонтально розташованих плоских пружин. Один кінець пружини закріплюється на корпусі статора, інший кінець – в

рамі. Кількість пружинних підвісок осердя статора інколи відрізняється навіть для генераторів однієї потужності. В залежності від потужності генератора також змінюються геометричні параметри підвісок і діючі на них навантаження.

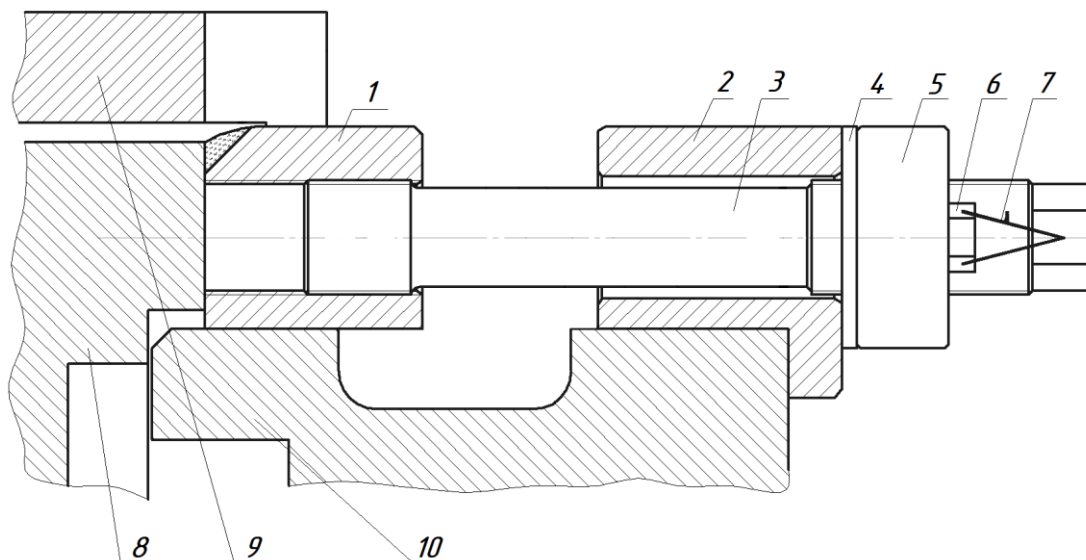


Рисунок 3.3 – Фрагмент системи кріплення осердя статора (1 – бонка; 2 – упор; 3 – шпилька; 4 – проліжка; 5 – гайка; 6 – болт; 7 – контровочний дріт; 8 – рама; 9 – корпус статора; 10 – фланець)

Досліджується міцність вузла підвіски осердя статора в момент двофазного короткого замикання, що є режимом з максимальними навантаженнями на систему кріплення. При короткому замиканні виникає момент короткого замикання $M_{кз}$, який призводить до появи діючих на пружину сил стиснення/розтягування $P_{кз}$. Величина цих сил визначається для кожної машини індивідуально за класичними інженерними методами розрахунку підвіски осердя статора при двофазному короткому замиканні згідно до технічних умов для турбогенераторів виробництва АТ "Українські енергетичні машини", потужність яких становить 200, 250, 300 і 325 МВт. Розрахунок проводиться для випадку статичного навантаження системи підвіски осердя статора силою стиснення/розтягування $P_{кз}$. Коефіцієнт динамічності був обраний рівним 2.

Номінальний крутильний момент M_n (Н·м), діючий на статор генератора, визначається за формулою:

$$M_H = 9560 \frac{P}{n}, \quad (3.3)$$

де: P – потужність генератора, кВт;

n – кількість обертів генератора за хвилину (об./хв).

Зусилля на вертикальну пружину на номінальному режимі розраховується за формулою:

$$P_H = \frac{Gg}{z_B} + \frac{M_H \cdot \cos \varphi}{z} \cdot \frac{1}{R}, \quad (3.4)$$

де: G – маса статора;

z_B – кількість вертикальних пружин;

$\cos \varphi$ – коефіцієнт потужності;

z – загальна кількість пружин;

R – радіус розташування пружини.

Для режиму короткого замикання зусилля визначається за формулою:

$$P_{кз} = \frac{Gg}{z_B} + P_{max}, \quad (3.5)$$

де P_{max} – діюче на пружину зусилля при раптовому двофазному короткому замиканні на виводах обмотки статора.

Діючи на підвіску температурні навантаження, що змінюються вздовж осердя статора, також враховуються у розрахунку. При визначенні цих навантажень враховується внутрішній нагрів статора за допомогою вирішення газодинамічної задачі. З досвіду експлуатації турбогенераторів великої потужності з водневим охолодженням відомо, що різниця температур осердя і корпусу статора може досягати 60 °С. Розрахунок турбогенератора потужністю 325 МВт дозволяє це підтвердити. За даними розрахунку турбогенератора потужністю 250 МВт, що має воднево-водяну систему охолодження) температура осердя статора зі сторони турбіни становить 41 °С, посередині осердя – 39 °С, а зі сторони контактних

кілець – 36 °С. Температура газу в радіальному каналі знаходиться в діапазоні від 25 °С до 47 °С. Максимально температура водню в статорі дорівнює 47 °С (другий відсік корпусу біля спинки "активної сталі" осердя). Також спостерігається зростання температури водню від зубця до спинки "активної сталі" в діапазоні від 4 до 9 °С в залежності від місця розташування. Враховуючи вищевикладене, механічні напруження необхідно визначати для кожного ряду пружин з обов'язковим урахуванням змінення їх теплового стану. Поле температур у вузлі підвіски осердя та його елементах визначається за допомогою вирішення незв'язаної теплової задачі із застосуванням граничних умов першого роду [8, 9].

Визначимо умови розрахунку вузла підвіски осердя статора для отримання уточнених даних при дослідженні його НДС:

- розрахунок проводиться для діючих на пружину при короткому замиканні осьових зусиль розтягування/стиснення (ці зусилля визначаються інженерними методами);

- враховуються додаткові температурні навантаження на підвіску, які було отримано завдяки вирішенню загальної газодинамічної задачі для турбогенератора

3.1.3 Розрахункові дані для визначення міцності вузла підвіски осердя статора турбогенераторів великої потужності

Основні геометричні та фізичні характеристики підвіски осердя статора турбогенератора потужністю 325 МВт наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Основні характеристики підвіски турбогенератора потужністю 325 МВт

Найменування параметру	Позначення	Значення
Вага осердя статора (з обмоткою), кг	G	185000
Кількість пружин, од.	Z	20
Товщина пружини, см	h	1,8
Ширина пружини, см	b	20
Розрахункова довжина пружини, см	l	65
Площа поперечного перерізу пружини, см ²	F = b·h	20·1,8 = 36
Відстань між призонами пружин, см	L	85
Радіус розташування пружин, см	R	147,4

Амплітудне значення моменту короткого замикання згідно нормативної документації АТ "Українські енергетичні машини" дорівнює $M_{кз} = 2,62 \cdot 10^8$ кг·см, а максимальне зусилля на одну пружину від крутильного моменту при короткому замиканні – $P_2 = 89000$ кг.

Осердя статора турбогенератора потужністю 325 МВт кріпиться до корпусу за допомогою 10 горизонтальних і 10 вертикальних пружин. Також можливе використання кріплення за допомогою 16 пружин. На рис. 3.4 наведено ескіз вузла кріплення пружини до рами, а на рис. 3.5 – його тривимірне зображення [10].

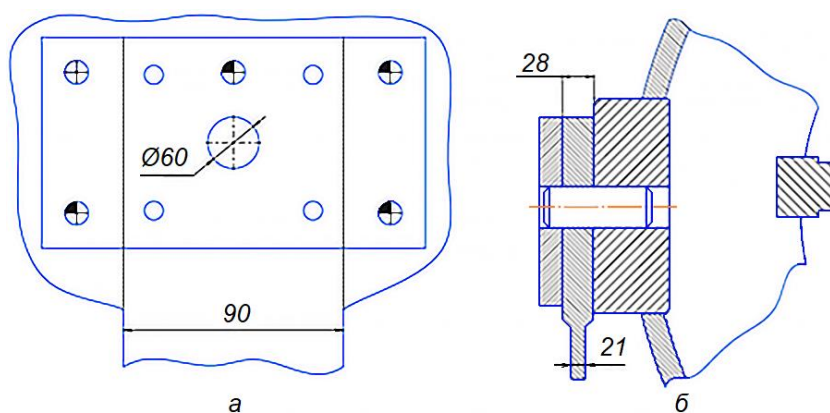


Рисунок 3.4 – Ескіз вузла кріплення пружини до рами (а, б)

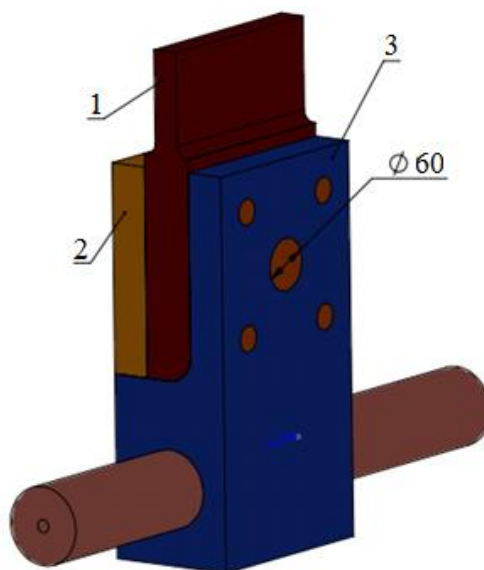


Рисунок 3.5 – Тривимірне зображення вузла кріплення пружини до рами (1 – пружина; 2 – накладка; 3 – силовий пояс кріплення)

На рис. 3.6 наведено ескіз вузла кріплення пружини до корпусу статора, а на рис. 3.7 – його тривимірне зображення.

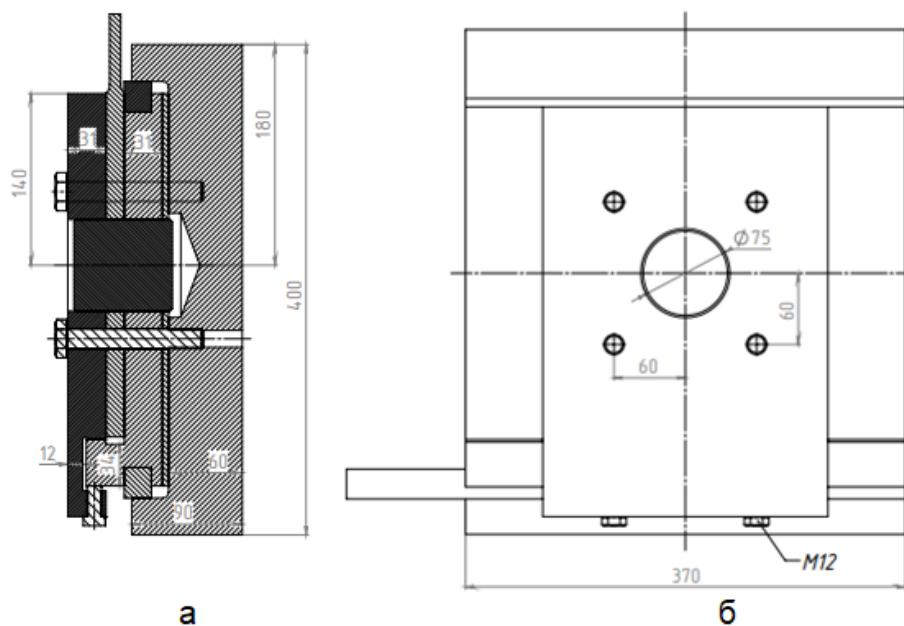


Рисунок 3.6 – Ескіз вузла кріплення пружини до корпусу статора (а, б)

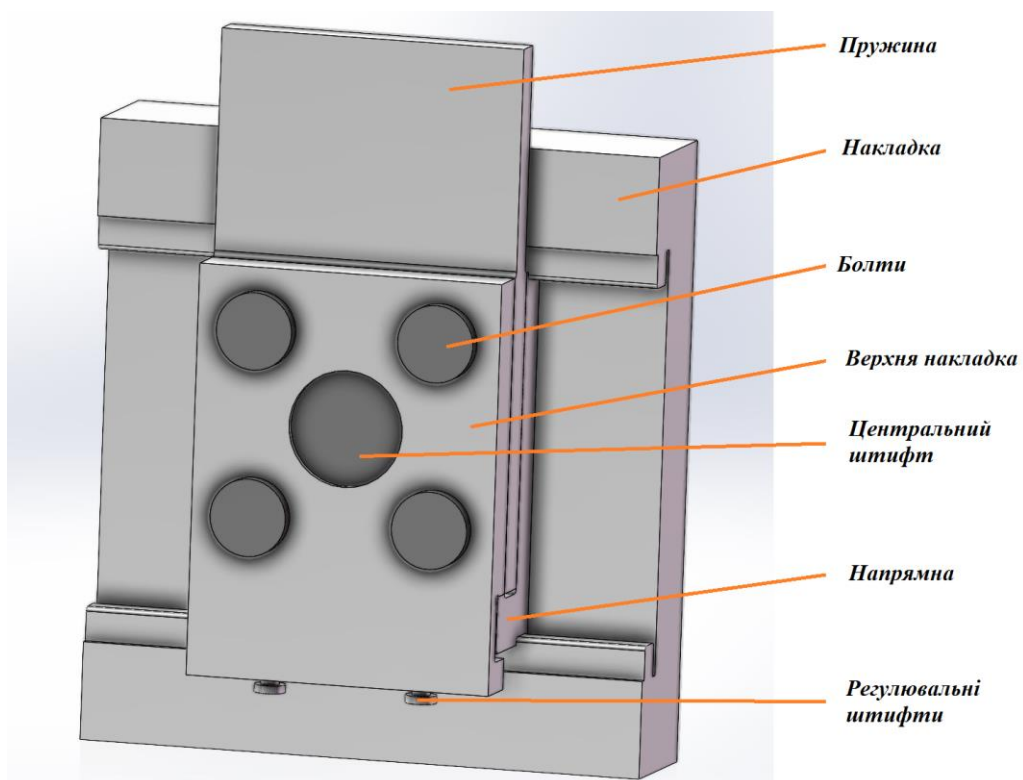


Рисунок 3.7 – Тривимірне зображення вузла кріплення пружини до корпусу статора

До рами приварюється планка з отворами під кріплення. Вона з'єднується з пружиною та закріплюється накладкою. На турбогенераторах потужністю 250 МВт та 320 МВт пружина кріпиться до рами конічним штифтом діаметром 60 мм, п'ятьма конічними штифтами діаметром 30 мм та чотирма болтами М30.

До корпусу статора пружина кріпиться через опору і втулку. На генераторі потужністю 250 МВт пружина приєднується до опори конічним штифтом діаметром 60 мм і трьома болтами М30. На циліндричні кінці опори надіта з натягом втулка, яка приварюється до кілець корпусу статора. Конічний штифт утримується опорою з однієї сторони та щокою з іншої. Щока кріпиться до опори двома працюючими на розтягування болтами М36. Тобто, у штифта є дві площини зрізу. Для турбогенератора потужністю 320 МВт кріплення реалізоване штифтом діаметром 60 мм та чотирма болтами М36. В якості матеріала підвіски і штифтів використано леговану сталь.

На рис. 3.8 надано розрахункову схему з основними діючими на опорні елементи підвіски навантаженнями і температурами її елементів (T_1 , T_2 , T_3 , T_4 – температури елементів підвіски, що розраховані; стрілки вказують напрямки дії сил).

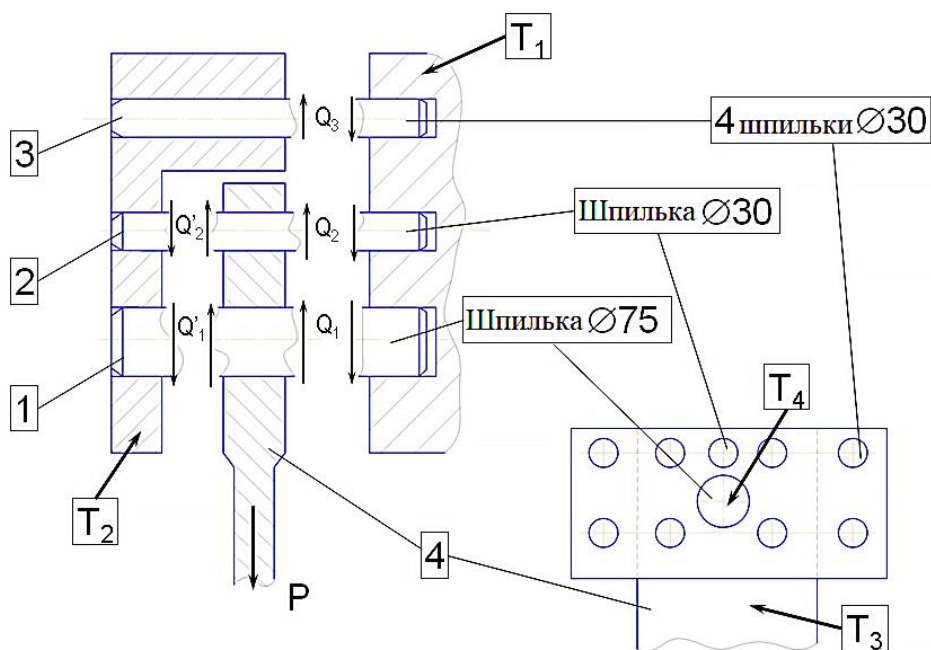


Рисунок 3.8 – Розрахункова схема підвіски статора (1, 2, 3 – опорні штифти, 4 – основне тіло пружини)

Дослідження міцності елементів вузла підвіски осердя статора проводиться двома способами. Спочатку проводиться допроектний розрахунок вузла підвіски класичним інженерним методом, що заснований на використанні теорії опору матеріалів. На етапі проектування, для визначення уточнених реальних полів напружень в конструкції, проводиться розрахунок методом тривимірного моделювання. Результати, отримані за цими двома методами, зіставляються.

3.1.4 Розрахунок міцності підвіски статора турбогенератора потужністю 325 МВт інженерним методом

Осердя статора з обмоткою і рамою кріпиться до корпусу за допомогою 10 горизонтальних і 10 вертикальних пружин. Вертикальні пружини, крім зусиль від крутильного моменту, сприймають також навантаження від маси осердя. Тому основний розрахунок проводиться для вертикальних пружин. При цьому припускається, що навантаження від крутильного моменту рівномірно розподіляється по всім 20 пружинам.

Зусилля від ваги осердя статора, яке припадає на одну вертикальну пружину підвіски, визначається за формулою:

$$P_1 = \frac{G}{Z} = \frac{185000}{10} = 185000 \text{ кг}, \quad (3.6)$$

де $Z = 10$ – кількість вертикальних пружин.

В результаті сумарна сила, що сприймається однією вертикальною пружиною при короткому замиканні, визначається за формулою:

$$P = P_1 + P_2 = 18500 + 89000 = 107500 \text{ кг}. \quad (3.7)$$

При цьому критична сила для пружини визначається за формулою:

$$Q_{кр} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,7}{(0,5 \cdot 65)^2} = 190000 \text{ кг}, \quad (3.8)$$

де: $I_{min} = \frac{bh^3}{12} = \frac{20 \cdot 1,8^3}{12} = 9,7 \text{ см}^4$ – мінімальний момент інерції поперечного перерізу пружини;

$\mu = 0,5$ – коефіцієнт приведення довжини, що залежить від способу закріплення кінців стрижнів.

Коефіцієнт запасу стійкості пружини становить визначається за формулою:

$$K = \frac{Q_{кр}}{P} = \frac{190000}{107500} = 1,76. \quad (3.9)$$

Максимальне напруження стиснення в вертикальних пружинах від дії поздовжньої сили, що виникає в момент короткого замикання, визначається за формулою:

$$\sigma_{стиснення} = \frac{P}{F} = \frac{107500}{36} = 2990 \text{ кг/см}^2. \quad (3.10)$$

До цих напружень повинні бути додані напруження, що виникли в результаті неточності зборки і різниці температури осердя і корпусу статора.

Радіальне відносне зміщення кінців пружин від нагрівання і неточності збірки (ΔR) визначається за формулою:

$$\Delta R = e + \alpha \cdot R \cdot \Delta T, \quad (3.11)$$

де: e – неточність збірки;

α – коефіцієнт лінійного розширення пружини ($\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ 1/град);

R – радіус установки;

ΔT – температура перегріву.

Згинальний момент від зсуву решт пружини визначається за формулою:

$$M_{згин.} = \frac{(\Delta R \cdot 6 \cdot E \cdot I_{min})}{L^2}, \quad (3.12)$$

де: L – робоча довжина пружини;

E – модуль Юнга матеріалу пружини;

I_{\min} – мінімальний момент інерції поперечного перерізу пружини.

Напруження від зсуву обчислюється за формулою:

$$\sigma_1 = \frac{M_{\text{згин.}}}{W_s}, \quad (3.13)$$

де: W – момент опору поперечного перерізу пружини, що визначається за формулою:

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{20 \cdot 1,8^2}{6} = 10,8 \text{ см}^3. \quad (3.14)$$

В результаті при $\Delta t = 60$ °C і допустимою неточністю збірки (ексцентриситет $E = 0,1$ см) відносне зміщення розраховується за формулою:

$$\Delta R = E + \alpha \cdot R \cdot \Delta t = 0,1 + 12 \cdot 10^{-6} \cdot 147,4 \cdot 60 = 0,206 \text{ см}. \quad (3.15)$$

Згинальний момент в пружині за рахунок нагріву осердя статора і неточності збірки підвіски розраховується за формулою:

$$M_{U_{\text{згин.}}} = \Delta R \frac{6EI_{\min}}{l^2} = 0,206 \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,7}{65^2} = 5950 \text{ кг} \cdot \text{см}. \quad (3.16)$$

Напруження в пружині від неточності зборки і нагріву розраховується за формулою:

$$\sigma_1 = \frac{M_{U_{\text{згин.}}}}{W} = \frac{5950}{10,8} = 550 \text{ кг/см}^2. \quad (3.17)$$

Додаткові зусилля в пружині, які викликані ексцентриситетом прикладеної сили P , визначаються за формулою:

$$\sigma_2 = \frac{M}{W} = \frac{22200}{10,8} = 2050 \text{ кг/см}^2, \quad (3.18)$$

де $M = \Delta R \cdot P = 0,206 \cdot 107500 = 22200 \text{ кг} \cdot \text{см}$ – згинальний момент.

Таким чином, сумарне напруження в пружині становить:

$$\sigma_{\text{сум.}} = \sigma_{\text{стиснення}} + \sigma_1 + \sigma_2 = 2990 + 550 + 2050 = 5590 \text{ кг/см}^2. \quad (3.19)$$

Матеріал пружини – сталева поковка з межею плинності $\sigma_s = 8000 \text{ кг/см}^2$ [11].

Запас міцності для пружини становить визначається за формулою:

$$K = \frac{8000}{5590} = 1,43. \quad (3.20)$$

Розрахунок горизонтальних пружин не проводиться, оскільки вони сприймають менше навантаження.

Далі визначаються напруження в деталях кріплення пружин. Матеріал опори – сталева поковка з межею плинності $\sigma_s = 2000 \text{ кг/см}^2$ [11].

Напруження зминання штифта в місці з'єднання його з пружиною без урахування сил тертя накладок визначаються за формулою:

$$\sigma_4 = \frac{P}{d_2 \cdot l_2} = \frac{107500}{6 \cdot 2,8} = 6400 \text{ кг/см}^2, \quad (3.21)$$

де: $d_2 = 6 \text{ см}$ – середній діаметр штифта;

$l_2 = 2,8 \text{ см}$ – довжина зіткнення штифта з пружиною.

Напруження зрізу в штифті в місці з'єднання пружини з опорою без урахування сил тертя накладок визначаються за формулою:

$$\tau_1 = \frac{P}{F_2} = \frac{107500}{56,6} = 1900 \text{ кг/см}^2, \quad (3.22)$$

де $F_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} n = \frac{\pi \cdot 6^2}{4} \cdot 2 = 56,6 \text{ см}^2$ – площа зрізу штифта пружиною.

Матеріал штифта – сталь 20ХНЗА з межею плинності не менше $\sigma_1 = 6500 \text{ кг/см}^2$.

Далі визначимо напруження в деталях кріплення пружини в корпусі статора. Напруження зминання в опорі визначається за формулою:

$$\sigma_{\text{зминання.о}} = \frac{0,5P}{d_2 \cdot l_0} = \frac{0,5 \cdot 107500}{6 \cdot 4,8} = 1870 \text{ кг/см}^2, \quad (3.23)$$

де $l_0 = 4,8 \text{ см}$ – довжина штифта опори.

Матеріал опори – сталь 25 ДСТУ 7809:2015 [12] з межею плинності не менше $\sigma_T = 2000 \text{ кг/см}^2$.

Напруження зминання в щоці розраховується за формулою:

$$\sigma_{\text{зминання.щ}} = \frac{0,5P}{d_2 \cdot l_{\text{щ}}} = \frac{0,5 \cdot 107500}{6 \cdot 5,45} = 1650 \text{ кг/см}^2, \quad (3.24)$$

де $l_{\text{щ}} = 5,45 \text{ см}$ – довжина штифта опори.

Матеріал щоки – сталь 3 ДСТУ 2651:2005 [13].

Аналогічний розрахунок також був проведений для турбогенератора потужністю 250 МВт.

У таблиці 3.3 наведені значення критичних зусиль і напружень в деталях пружинної підвіски для турбогенераторів потужністю 325 МВт і 250 МВт при короткому замиканні, які отримані за допомогою інженерного методу.

Таблиця 3.3

Механічні параметри підвіски осердя статора

Найменування параметру	Значення		
Активна потужність турбогенератора, МВт	325		250
Кількість пружин, од.	20	16	12
Площа поперечного перерізу пружин (мінімальна), м ²	$36 \cdot 10^{-6}$	$36 \cdot 10^{-6}$	$46 \cdot 10^{-6}$
Критична сила по стійкості, Н	$182,6 \cdot 10^5$	$182,6 \cdot 10^5$	$317 \cdot 10^5$
Власна частота крутильних коливань осердя, Гц	70	66	79
Момент короткого замикання $M_{кз}$, кг·см	$25,7 \cdot 10^6$	$21,8 \cdot 10^6$	$27,6 \cdot 10^6$
Зусилля удару на пружину, кг	$1,075 \cdot 10^5$	$1,13 \cdot 10^5$	$1,89 \cdot 10^5$
Напруження в вертикальній пружині, МПа	559	584,5	688,4
Напруження в штифтах $\varnothing 60$ в місці з'єднання пружини з корпусом статора:			
- від зрізу, МПа	338	355	594
- від зминання (пружина-штифт), МПа	65	69	107
Напруження зминання (між штифтом $\varnothing 60$ і накладкою) в місці з'єднання пружини з рамою, МПа	30	31,5	53,6

Необхідно відзначити, що для турбогенераторів потужністю 325 МВт використовуються дві схеми підвіски з 20 і 16 пружинами, а для турбогенератора потужністю 250 МВт – з 12 пружинами. У загальному випадку кожен генератор (особливо великої потужності) має свої конструктивні особливості, які, перш за все, обумовлені вимогами замовника, а також вносяться при виготовленні зміненнями масогабаритних показників та технологій. При цьому може змінюватися число підвісок, геометричні параметри підвіски і деталей кріплення. Це призводить до невеликих відмінностей навіть в машинах однакової потужності, що, в свою чергу, вимагає проведення уточнюючих розрахунків підвіски.

З таблиці 3.3 можна побачити, що для генератора потужністю 250 МВт напруження від зминання в штифтах $\varnothing 60$ мм в місці з'єднання пружини з корпусом статора досягають граничних значень. Виходячи з цього, на основі варіантних розрахунків було проведено підбір необхідних перетинів штифта і хвостовика пружини.

В таблиці 3.4 наведені результати розрахунку напружень змінання в штифтах різних діаметрів. Виходячи з цих даних було обрано штифт $\varnothing 75$ мм.

Таблиця 3.4

Напруження змінання в штифтах різних діаметрів

Діаметр штифта, мм	Напруження змінання, МПа
70	883
75	824
80	772
85	727

Посилене кріплення пружинної підвіски застосовувалося і на деяких машинах потужністю 325 МВт. Так, при виготовленні підвіски статора для ТЕС "Аксу" використовувалося з'єднання з штифтом $\varnothing 75$ мм. Це було викликано великими значеннями критичних зусиль, що діє на пружину при раптовому двофазному короткому замиканні на виведення. Зусилля при цьому дорівнювало $P_{max} = 125 \cdot 10^4$ Н. Маса осердя з рамою була такою ж, як і для вищевказаного випадку та становила $G = 185 \cdot 10^3$ кг. Користуючись цими даними, можна визначити зусилля на одну вертикальну пружину в режимі двофазного короткого замикання за наступною формулою:

$$P_{кз} = \frac{G \cdot g}{z_B} + P_{max} = 141 \cdot 10^4 \text{ Н.} \quad (3.25)$$

3.1.5 Розрахунок міцності підвіски статора турбогенератора потужністю 325 МВт методом тривимірного моделювання

Уточнений аналіз міцності вузла підвіски проводився запропонованим методом тривимірного моделювання, заснованим на МСЕ. Для цього була побудована скінченно-елементна сітка всієї збірки. Кількість елементів дорівнювала 12830, кількість вузлів – 20286. Використовувався контакт стиснення граней: вузол до вузла. Аналіз НДС вузла було виконано при впливі зусиль на пружину при стисненні та розтягуванні.

Епюри напружень в вузлі підвіски при стисненні та при розтягуванні надано на рис. 3.9 та рис. 3.10, відповідно.

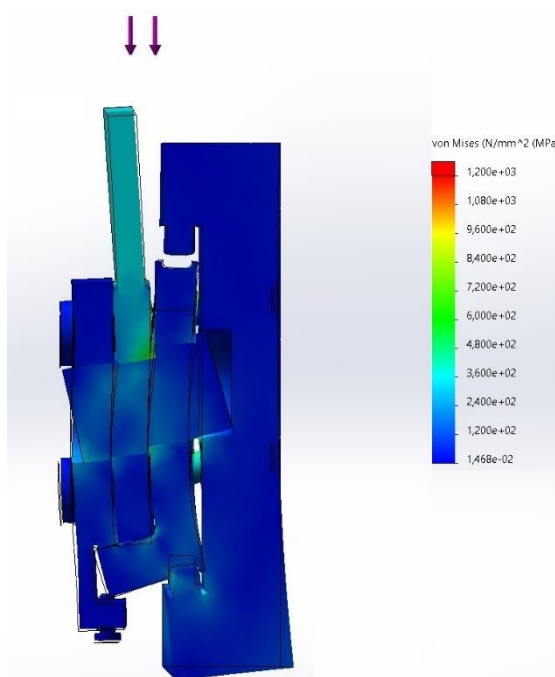


Рисунок 3.9 – Епюра напружень вузла підвіски при стисненні

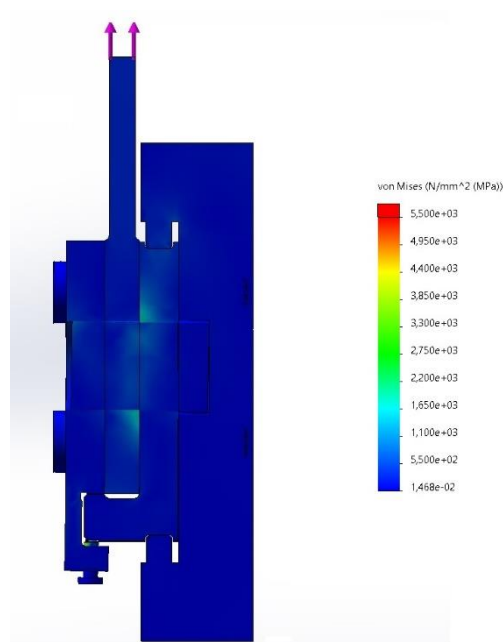


Рисунок 3.10 – Епюра напружень вузла підвіски при розтягуванні

На рис. 3.11 – 3.12 наведені епюри напружень на поверхні пружини та діаграма змінення напружень при стисненні вздовж кривої. Значна концентрація підвищених напружень спостерігається поблизу отворів.

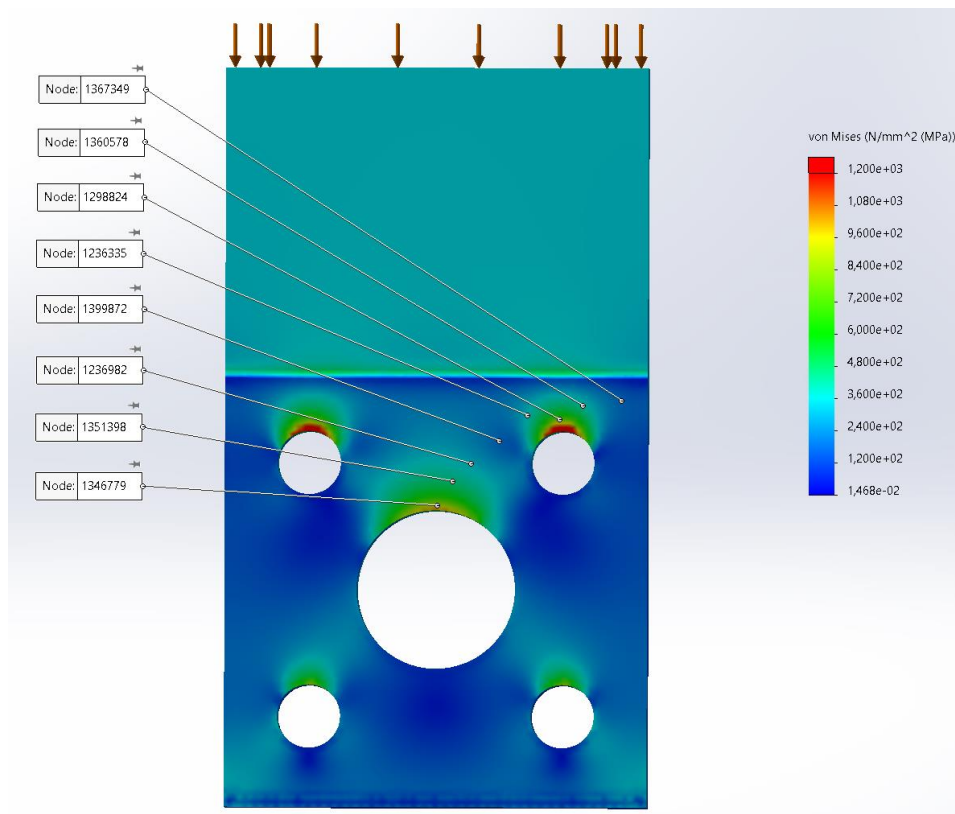


Рисунок 3.11 – Епюра напружень на поверхні пружини

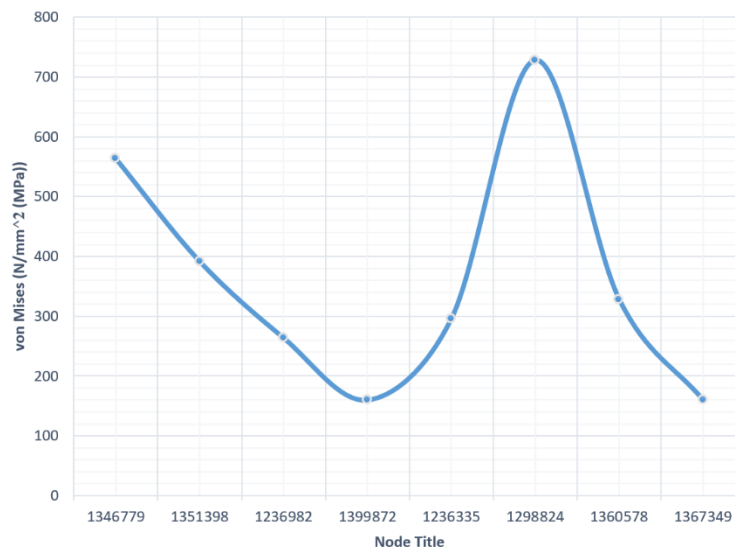


Рисунок 3.12 – Діаграма змінення напружень вздовж кривої

В таблиці 3.5 наведені результати розрахунку вузла підвіски осердя, що отримані за інженерним методом та запропонованим методом тривимірного моделювання. Напруження в пружині вузла підвіски осердя викликані виключно зусиллями стиснення. Максимальна відмінність результатів розрахунку

запропонованим методом тривимірною моделювання та інженерним методом не перевищує 14 %, що є підтвердженням достовірності отриманих результатів.

Таблиця 3.5

Напруження в підвісці осердя турбогенератора потужністю 325 МВт

Найменування параметру	Метод розрахунку	
	Інженерний	3D розрахунок
Максимальні значення напружень в пружині, МПа	40,1	45,7
Напруження в штифтах $\varnothing 60$ від зминання (пружина-штифт), МПа	85,5	87,1
Напруження зминання між штифтом $\varnothing 60$ і опорою (накладкою), МПа	22,8	25,6

3.2 Виконання механічних розрахунків натискного фланця

Мета розрахунку: визначення напружень, викликаних дією різновекторних сил в натискному фланці осердя статора турбогенератора, з урахуванням особливості конструкції фланця (наявність зварних з'єднань).

3.2.1 Розрахунок міцності натискного фланця турбогенератора потужністю 200 МВт інженерним методом

В таблиці 3.6 наведені дані для розрахунку міцності натискного фланця турбогенератора потужністю 200 МВт.

Таблиця 3.6

Розрахункові дані для натискного фланця

Найменування параметру	Значення
Діаметр кола розташування стяжних призм статора (D), мм	2555
Зовнішній діаметр натискного фланця (D_3), мм	2750
Внутрішній діаметр натискного фланця (D_B), мм	1530
Висота фланця (H), мм	270
Висота пазу сталі осердя статора (h), мм	250
Ширина пазу сталі осердя статора (b), мм	38
Зовнішній діаметр сталі осердя статора (d_3), мм	2530
Внутрішній діаметр сталі осердя статора (d_B), мм	1275
Число пазів статора (Z), од.	60
Питомий тиск сталі осердя статора (p), кг/см ²	20
Коефіцієнт віддачі (K), в.о.	0,8

Визначення координат центру ваги перерізу натискного фланця

Центр ваги перерізу натискного фланця x_0 та y_0 (визначається графоаналітичним методом) розраховується за наступними формулами:

$$x_0 = \frac{7 \cdot 46 \cdot 3,5 + 26 \cdot 20 \cdot 17 - \frac{1}{2} \cdot 0,4 \cdot 46 \cdot \frac{0,4}{3} \cdot 14 \cdot 4 \cdot 25 - 4,6 \cdot 11 \cdot 2,7 - 0,5 \cdot 11,5 \cdot 6,75 - 18 \cdot 6,2 \cdot 14}{7 \cdot 46 + 26 \cdot 20 - \frac{1}{2} \cdot 0,4 \cdot 46 - 4,6 \cdot 11 - 0,5 \cdot 11,5 - 18 \cdot 6,2 - 14 \cdot 4 - 2 \cdot 1,5 - 12 \cdot 12 - \frac{1}{2} \cdot 5,8 \cdot 4,06} + \frac{-2 \cdot 1,5 \cdot 22 - 12 \cdot 12 \cdot 13 - \frac{1}{2} \cdot 5,8 \cdot 4,06 \cdot 25,067}{F} = \frac{4768}{442,2} = 10,8 \text{ см}; \quad (3.26)$$

$$y_0 = \frac{7 \cdot 46 \cdot 23 + 26 \cdot 20 \cdot 13 - \frac{1}{2} \cdot 0,4 \cdot 46 \cdot \frac{46}{3} - 14 \cdot 4 \cdot 9,75 - 4,6 \cdot 11 \cdot 9,75 - 0,5 \cdot 11,5 \cdot 40,25 - 18 \cdot 6,2 \cdot 9,75}{442,2} + \frac{-2 \cdot 1,5 \cdot 14,25 - 12 \cdot 2,75 \cdot 1,375 - \frac{1}{2} \cdot 5,8 \cdot 4,06 \cdot 25,647 - 12 \cdot 9,25 \cdot 21,375}{F} = \frac{8910}{442,2} = 20,2 \text{ см}. \quad (3.27)$$

Момент інерції перерізу фланця відносно осі $y_0 - y_0$ визначається за формулою:

$$J_{y_0-y_0} = \frac{1}{12} \left(46 \cdot 7^3 + 26 \cdot 20^3 - \frac{1}{3} \cdot 46 \cdot 0,4^3 - 14 \cdot 4^3 - 11 \cdot 4,6^3 - 11,5 \cdot 0,5^3 - 6,2 \cdot 18^3 - 1,5 \cdot 2^3 - 12 \cdot 12^3 - \frac{1}{3} \cdot 4,06 \cdot 5,8^3 \right) + 46 \cdot 7 \cdot (10,8 - 3,5)^2 + 26 \cdot 20(17 - 10,8)^2 - \left[\frac{1}{2} \cdot 0,4 \cdot 46 \left(10,8 - \frac{0,4}{3} \right)^2 + 0,5 \cdot 11,5(10,8 - 6,75)^2 + 4,6 \cdot 11(10,8 - 2,7)^2 + 18 \cdot 6,2(14 - 10,8)^2 + 14 \cdot 4(25 - 10,8)^2 + 2 \cdot 1,5(22 - 10,8)^2 + 12 \cdot 12(13 - 10,8)^2 + \frac{1}{2} \cdot 5,8 \cdot 4,06(25,067 - 10,8)^2 \right] = 30515 \text{ см}^4. \quad (3.28)$$

Максимальний згинальний момент, що діє на фланець, визначається за формулою:

$$M_{\text{згин.}} = \frac{P_1 l_1 + P_2 l_2}{2\pi} = \frac{101000 \cdot 51,5 + 408000 \cdot 20,125}{2\pi} = 2140000 \text{ кг/см}, \quad (3.29)$$

де: $l_1 = 51,5$ см – відстань від осі стяжних призм до середини пазу статора;

$l_2 = 20,125$ см – відстань від осі стяжних призм до середини спинки сталевих сегментів осердя статора.

Повний тиск зубцевого шару осердя статора визначається за формулою:

$$\begin{aligned} P_1 &= kpF_1 = kp[h \cdot \pi(d_b + h) - z \cdot b \cdot h] = \\ &= 0,8 \cdot 20[25 \cdot \pi(127,5 + 25) - 60 \cdot 3,8 \cdot 25] = 101000 \text{ кг.} \end{aligned} \quad (3.30)$$

Повний тиск спинки активної сталі осердя статора визначається за формулою:

$$\begin{aligned} P_2 &= kpF_2 = kp \frac{\pi}{4} [d_H^2 - (d_b + 2h)^2] = \\ &= 0,8 \cdot 20 \frac{\pi}{4} [253^2 - (127,5 + 2 \cdot 25)^2] = 408000 \text{ кг.} \end{aligned} \quad (3.31)$$

Визначення напружень у натискному фланці

Напруження стиснення у точці "А" перерізу фланця визначається за формулою:

$$\sigma_A = \frac{M_{згин.}}{J_{y_0-y_0}} \cdot x_0 \cdot \frac{R_{ц.в.}}{R_A} = \frac{2140000}{30515} \cdot 10,8 \cdot \frac{117,3}{92} = 970 \text{ кг/см}^2, \quad (3.32)$$

де $R_{ц.в.}$ – відстань від осі фланця до його центру ваги, що визначається за формулою:

$$R_{ц.в.} = \frac{D_H}{2} - y_0 = \frac{275}{2} - 20,2 = 117,3 \text{ см.} \quad (3.33)$$

Відстань від осі фланця до точки "А" визначається за формулою:

$$R_A = \frac{D_b}{2} + 0,5 = \frac{183}{2} + 0,5 = 92 \text{ см.} \quad (3.34)$$

Напруження розтягування у точці "В" перерізу фланця визначається за формулою:

$$\sigma_B = \frac{M_{згин.}}{J_{y_0-y_0}} \chi_1 \cdot \frac{R_{ц.в.}}{R_B} = \frac{2140000}{30515} \cdot 16,2 \cdot \frac{117,3}{115,56} = 1155 \text{ кг/см}^2, \quad (3.35)$$

де $R_B = 115,56$ см – відстань від осі фланця до точки "В".

Матеріал фланця – немагнітна сталь з межею плинності $\sigma_S = 16$ кг/мм².

Запас міцності натискного фланця визначається за формулою:

$$n = \frac{\sigma_S}{\sigma_B} = \frac{1600}{1155} = 1,385. \quad (3.36)$$

3.2.2 Розрахунок міцності натискного пальця турбогенератора потужністю 200 МВт інженерним методом

В таблиці 3.7 наведені дані для розрахунку міцності натискного пальця турбогенератора потужністю 200 МВт.

Таблиця 3.7

Розрахункові дані для натискного пальця

Найменування параметру	Значення
Внутрішній діаметр натискного фланця (D_B), мм	1830
Висота натискного пальця (H), мм	27,5
Висота пазу сталі осердя статора (h), мм	250
Внутрішній діаметр сталі осердя статора (d_B), мм	1275
Число пазів статора (Z), од.	60
Питомий тиск сталі осердя статора (p), кг/см ²	20

Визначення зусиль від тиску сталі осердя статора

Зусилля від тиску зуба сталі осердя статора визначається за формулою:

$$Q_1 = PF_1 = 20 \cdot 104,5 = 2030 \text{ кг}, \quad (3.37)$$

де F_1 – площа зуба сталі осердя статора, що визначається за формулою:

$$F_1 = \frac{a+b}{2} \cdot h = \frac{2,87+5,49}{2} \cdot 25 = 104,5 \text{ см}^2, \quad (3.38)$$

де: $a = 28,7$ мм; $b = 54,3$ мм; $h = 250$ мм.

Зусилля від тиску майданчика $cefd$ визначається за формулою:

$$Q_2 = PF_2 = 20 \cdot 25,95 = 519 \text{ кг}, \quad (3.39)$$

де F_2 – площа майданчика $cefd$, що визначається за формулою:

$$F_2 = \frac{(d_g + 2h + H)\pi}{z} \cdot H = \frac{(127,5 + 2 \cdot 25 + 2,75)3,14}{60} \cdot 2,75 = 25,95 \text{ см}^2. \quad (3.40)$$

Визначення найбільшого напруження від вигину у перерізі АВ пальця

Згинальний момент у перерізі АВ пальця визначається за формулою:

$$M_{\text{згин.}} = Q_1 l_1 + Q_2 l_2 = 2090 \cdot 13,95 + 519 \cdot 1,375 = 29914 \text{ кг/см}, \quad (3.41)$$

де l_1 – відстань від корпусу до лінії дії сили;

l_2 – відстань від розточки до лінії дії сили.

$$l_1 = H + \frac{h}{3} \cdot \frac{2a+b}{a+b} = 2,75 + \frac{25}{3} \cdot \frac{2 \cdot 2,87 + 5,49}{2,87 + 5,49} = 13,95 \text{ см}. \quad (3.42)$$

$$l_2 = \frac{H}{2} = \frac{2,75}{2} = 1,375 \text{ см}. \quad (3.43)$$

Момент опору перерізу АВ пальця визначається за формулою:

$$W = \frac{4,8 \cdot 3,7^2}{6} = 10,9 \text{ см}^3. \quad (3.44)$$

Напруження вигину визначається за формулою:

$$\sigma_{\text{виг.}} = \frac{M_{\text{згин.}}}{W} = \frac{29914}{10.9} = 2740 \text{ кг/см}^2. \quad (3.45)$$

Матеріал пальця – немагнітна сталь з межею плинності $\sigma_S = 3500 \text{ кг/см}^2$.

Запас міцності натискного пальця визначається за формулою:

$$n = \frac{\sigma_S}{\sigma_{\text{виг.}}} = \frac{3500}{2740} = 1,28. \quad (3.46)$$

3.2.3 Розрахунок міцності натискного фланця турбогенератора потужністю 560 МВт методом тривимірного моделювання

Класичні методи розрахунку НДС натискного фланця засновані на двовимірній постановці і враховують тільки нормальні напруження. Для врахування напружень, викликаних дією різновекторних сил, виникла потреба в методиках, які б використовували більш точне тривимірне моделювання. Особливість конструкції, що полягає у наявності зварних з'єднань, може вимагати згущення розрахункової сітки при комп'ютерному моделюванні. Типи зварних з'єднань наведені на рис. 3.13.

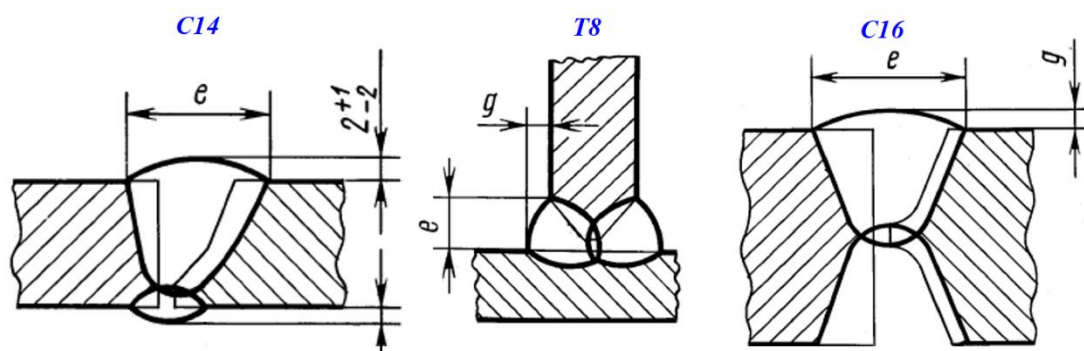


Рисунок 3.13. – Типи зварних з'єднань

Розрахунки для визначення напружень та деформацій на поверхні натискного фланця, викликані зусиллями запресування, наведені на рис. 3.14 – 3.19.

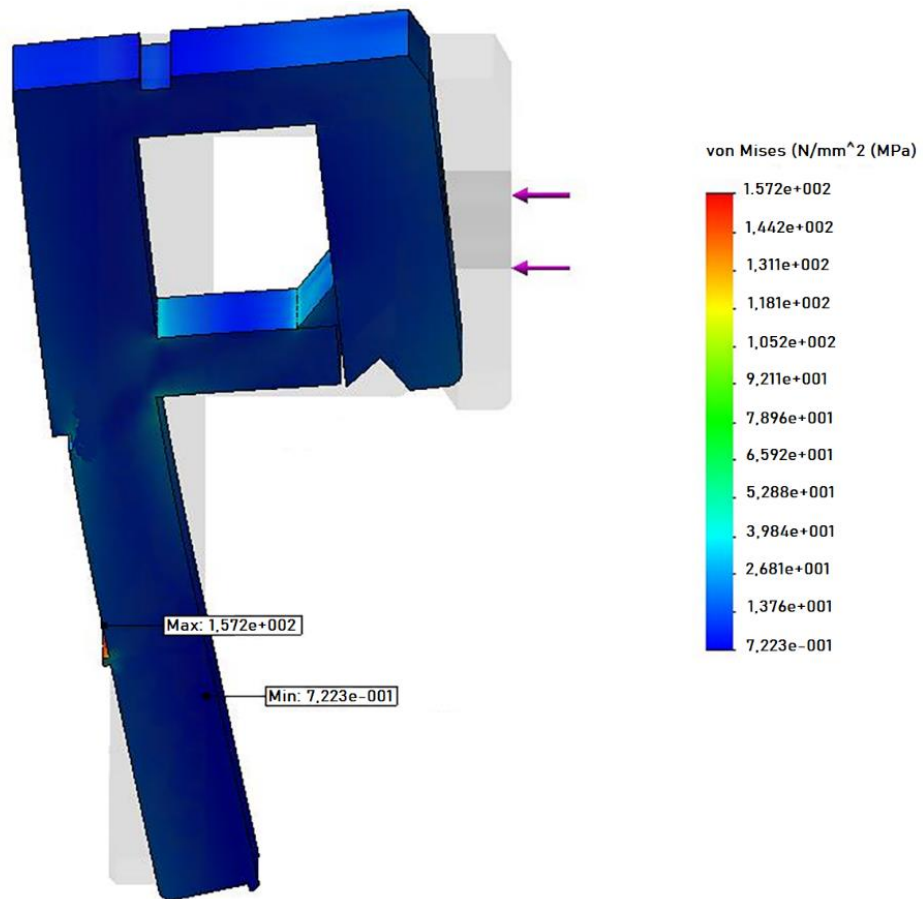


Рисунок 3.14 – Поле напружень

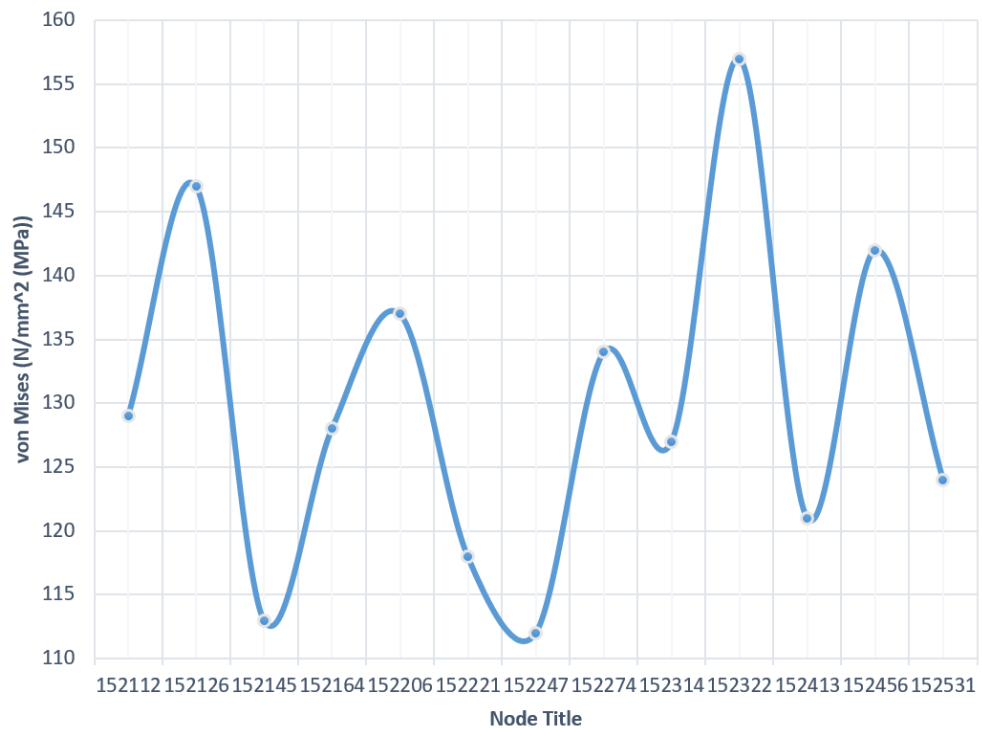


Рисунок 3.15 – Графік змінення напружень

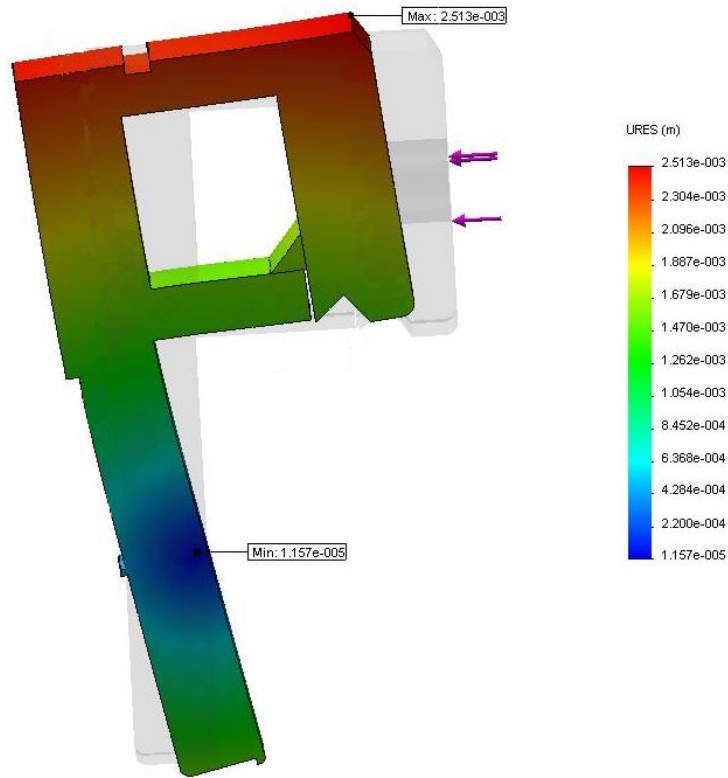


Рисунок 3.16 – Поле деформації

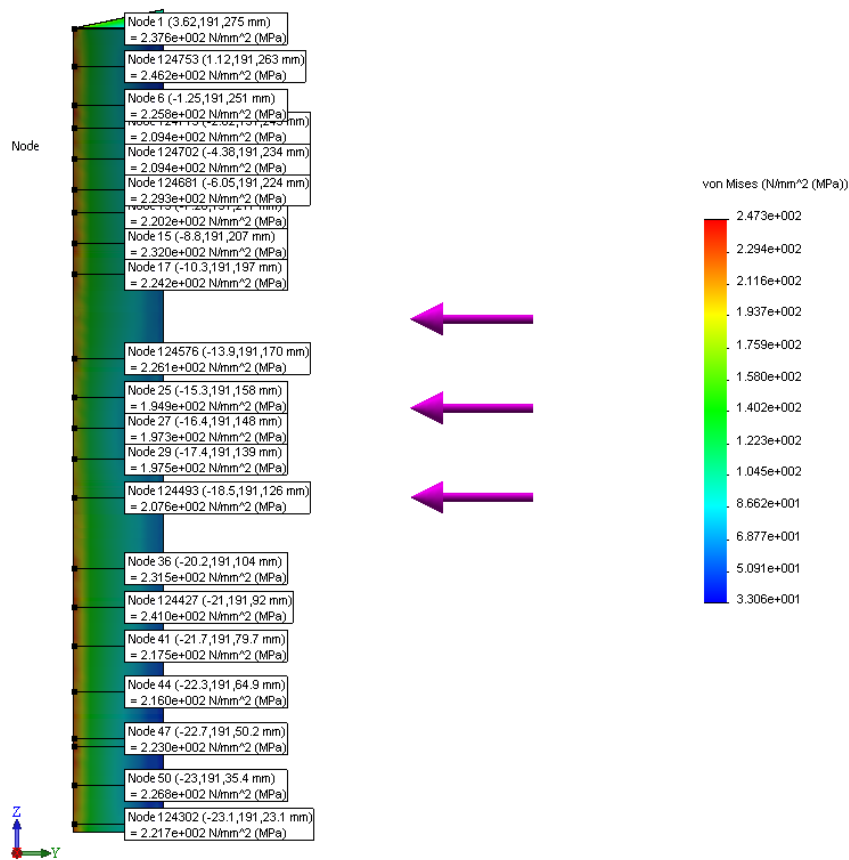


Рисунок 3.17 – Епіюра напружень в площині основного тіла натискного фланця

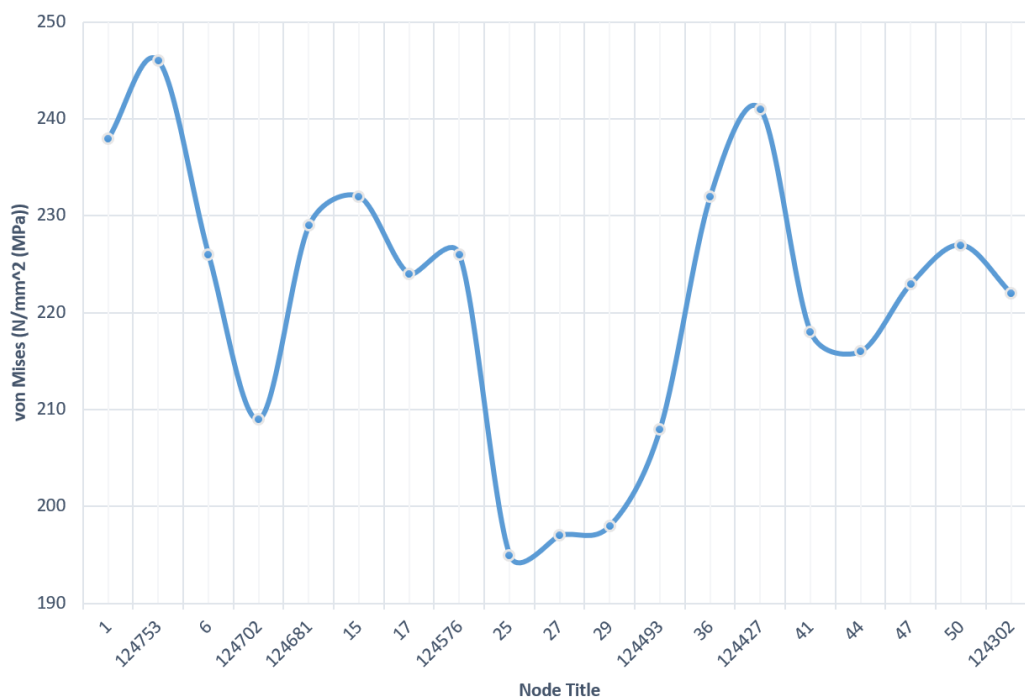


Рисунок 3.18 – Графік змінення напружень в площині основного тіла натискного фланця

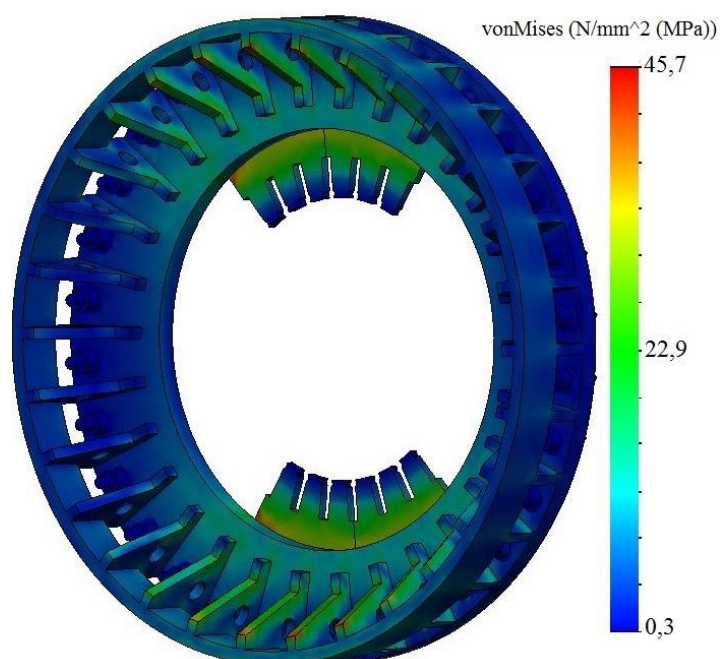


Рисунок 3.19 – Поле напружень на поверхні натискних фланців

Екстремумів досягають значення напружень в плямі контакту, а зона максимальних деформацій знаходиться в області зварювальних з'єднань (рис. 3.20).

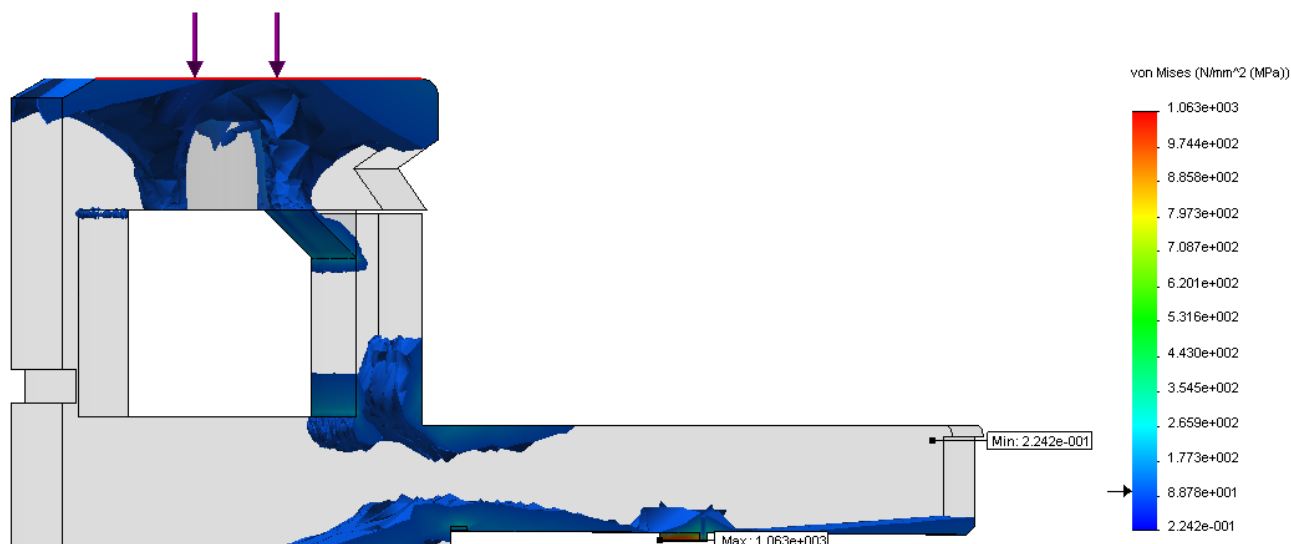


Рисунок 3.20 – Поле напружень в плямі контакту натискного фланця

У таблиці 3.8 наведені максимальні значення напружень, обчислених за Мізесом, у натискних фланцях турбогенераторів великої потужності виробництва АТ "Українські енергетичні машини".

Таблиця 3.8

Максимальні значення напружень у натискних фланцях

Найменування параметру	Значення		
Активна потужність турбогенератора, МВт	200	325	560
Максимальне напруження у натискному фланці, МПа	141	170	144
Максимальне напруження у натискному пальці, МПа	275	350	271

За результатами експлуатації елементів конструкцій із зварними з'єднаннями, виконаних згідно (рис. 3.13) [14, 15], метод тривимірного розрахунку може бути застосований для розрахунку з'єднань, за умови збереження значень запасів міцності для основних елементів (за умови повного провару зварних з'єднань).

3.3 Метод математичного визначення вібраційного стану статора турбогенератора

3.3.1 Розрахункові дослідження вібраційного стану статора турбогенератора
Вібрації статора турбогенератора можуть бути зведені до розгляду двох

незалежних періодичних рухів: відносного, тобто рухи корпусу статора щодо положення, що відповідає його недеформованому стану, і переносного – руху статора як абсолютно твердого тіла, що пов'язана з основою за допомогою системи пружин. Останнє наближено може бути зведене до розгляду елементарної задачі про вимушені коливання осцилятора, маса якого дорівнює масі турбогенератора, жорсткість пружного елемента – сумарній жорсткості пружин, за допомогою яких турбогенератор пов'язаний з основою [16].

Така динамічна модель переносного руху турбогенератора дає занижені в порівнянні з реальною конструкцією значення власних частот його коливань, оскільки турбогенератор є пружною системою, жорсткістю якої ми нехтуємо, зберігаючи тільки масу, і, відповідно, занижуємо власні частоти її коливань. Оскільки коливання осцилятора являють собою елементарну задачу, вона не розглядається.

Відносний рух являє собою вимушені коливання статора. Корпус статора виконаний у вигляді ребристої циліндричної оболонки, а осердя статора являє собою тіло, що має спільну з оболонкою вісь симетрії і є осесиметрично приєднаним до оболонки вздовж лінії в окружному напрямку.

Завдання визначення впливу такого тіла на власні частоти коливань оболонки будемо вирішувати в рамках двох підходів.

Перший підхід оснований на тому, що тіло розглядається як приєднана до оболонки маса, рівномірно розподілена вздовж лінії в окружному напрямку. Інтенсивність такої маси дорівнює масі тіла, що поділена на довжину кола оболонки. При такому підході власні частоти коливань системи оболонка-тіло свідомо занижені, оскільки жорсткістю тіла ми нехтуємо, додавши до оболонки тільки масу.

В рамках другого підходу тіло вважається абсолютно твердим, осесиметрично приєднаним до оболонки в точках-шарнірах, регулярно розташованих уздовж лінії в окружному напрямку. Оскільки тіло не деформується, то точки контакту оболонки і тіла не можуть зміщуватися в радіальному напрямку і задача про коливання такої системи може бути зведена до задачі про коливання

оболонки, осесиметрично закріпленої в радіальному напрямку в точках, що розташовані уздовж лінії в окружному напрямку. При такій схематизації власні частоти коливань системи свідомо завищені в порівнянні з реальними, оскільки накладені на систему абсолютно жорсткі зв'язки у вигляді рівності нулю радіальних зміщень точок контакту оболонки з тілом сильніше реальних, що володіють деякою пружністю, що призводить до підвищення жорсткості системи в цілому, а, отже, і власних частот її коливань.

Таким чином, перший підхід до вирішення завдання про коливання статора дає занижені в порівнянні з реальною конструкцією значення власних частот коливань, другий – завищені [17].

Розглянемо розрахунок власних коливань ребристої циліндричної оболонки з приєднаною масою. Припустимо, що оболонка досить тонка, що дозволяє застосувати для опису її руху теорію тонких пружних оболонок; поздовжні і кільцеві ребра являють собою одномірні пружні елементи, коливання яких описуються співвідношеннями опору матеріалів. Матеріал оболонки і ребер ідеально пружний. Поздовжні (стрингери) і кільцеві (шпангоути) ребра розташовані регулярно. Для спрощення рішення задачі ексцентриситет ребер не враховується. Приймаємо, що оболонка шарнірно обперта з країв (рис. 3.21).

Початок координат розташований на боці оболонки так, що вісь OX спрямована уздовж твірної, OY – по колу, OZ – до центру кривизни.

Задачу визначення власних частот коливань підкріпленої оболонки будемо вирішувати змішаним енергетичним методом в лінійній постановці з урахуванням дискретного розміщення підкріплюючих ребер.

Оскільки жорсткість оболонки в дотичній площині набагато перевищує її жорсткість в радіальному напрямку, інерційними силами оболонки в дотичній площині будемо нехтувати.

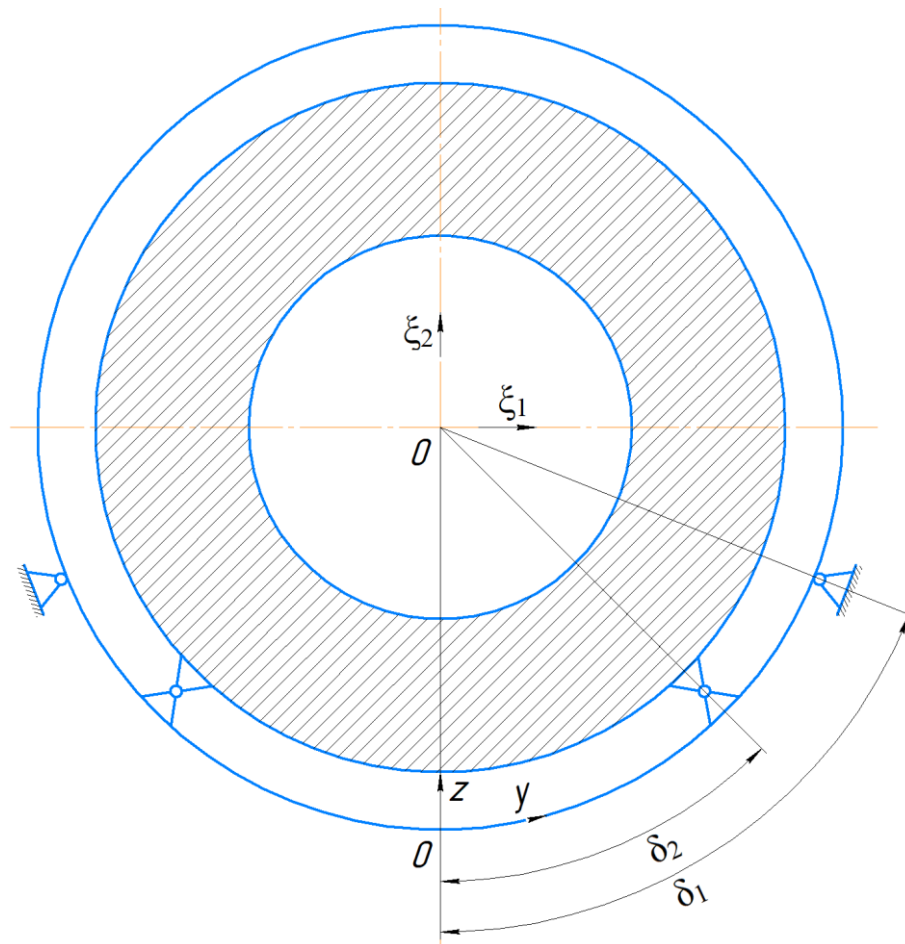


Рисунок 3.21 – Розрахункова схема

Задовольняючи умовам сумісності переміщень та кутів повороту по лініях контакту оболонки і ребер, потенційну енергію деформації ребристої оболонки можна представити у такому вигляді:

$$\begin{aligned}
 n = & \frac{D}{2} \int_0^l \int_0^{2\pi r} \left\{ \left(\frac{d^2 \omega}{dx^2} + \frac{d^2 \omega}{dy^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left[\frac{d^2 \omega}{dx^2} \frac{d^2 \omega}{dy^2} - \left(\frac{d^2 \omega}{dx dy} \right)^2 \right] \right\} dx dy + \\
 & + \int_0^l \int_0^{2\pi r} \left\{ \left(\frac{d^2 \phi}{dx^2} + \frac{d^2 \phi}{dy^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left[\frac{d^2 \phi}{dx^2} \frac{d^2 \phi}{dy^2} - \left(\frac{d^2 \phi}{dx dy} \right)^2 \right] \right\} dx dy + \\
 & + \sum_{i=1}^K \int_0^l \left[\frac{B}{2} \left(\frac{d^2 \omega}{dx^2} \right)^2 + \frac{K}{2} \left(\frac{d^2 \omega}{dx dy} \right)^2 \right]_{y=y_i} dx + \sum_{j=1}^{K_1} \int_0^{2\pi r} \left[\frac{B_1}{2} \left(\frac{d^2 \omega}{dy^2} + \frac{\omega}{r^2} \right) + \frac{K_1}{2} \left(\frac{d^2 \omega}{dx dy} \right)^2 \right]_{x=x_j} dy
 \end{aligned} \quad , \quad (3.47)$$

$$\text{де: } D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)};$$

ν – коефіцієнт Пуассона;

E – модуль пружності;

B, K, k – згинальна і крутильна жорсткість та число стрингерів;

B_l, K_l, k_l – відповідні величини для шпангоутів;

r, l, h – радіус, довжина і товщина оболонки;

x_j, y_j – координати розташування шпангоутів і стрингерів;

ω – функція прогинів;

φ – функція напружень, яка визначається шляхом розв'язку відомого рівняння нерозривності деформацій:

$$\nabla\nabla\varphi = -\frac{E}{r} \frac{d^2\omega}{dx^2}. \quad (3.48)$$

Кінетична енергія ребристої оболонки дорівнює [18]:

$$T = \frac{\gamma}{2g} \left[h \int_0^l \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 dx dy + F \sum_{s=1}^K \int_0^l \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2_{y=y_j} dx + F \sum_{s=j}^{K_1} \int_0^{2\pi} \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2_{x=x_{ji}} dy \right], \quad (3.49)$$

де: γ – питома вага матеріалу оболонки і ребер;

g – прискорення сил тяжіння;

F_1, F_2 – площа поперечного перерізу стрингера і шпангоута відповідно.

Вплив приєднаної маси на оболонку проявляється в тому, що вздовж лінії в окружному напрямку до оболонки прокладена радіальне та інерційне навантаження інтенсивності, робота A , якої дорівнює:

$$A = m_1 \int_0^{2\pi} \frac{d^2\omega(x_0, y)}{dt^2} \omega(x_0, y) dy, \quad (3.50)$$

де: x_0 – координата лінії прикладання інерційного навантаження;

m_1 – інтенсивність розподіленої маси.

Кінетична енергія ребристої оболонки має враховувати всі геометричні властивості статора (3.49). Як стверджує досвід проектування та виробництва, кожен статор серійного генератора має додаткові впровадження, для забезпечення надійності, згідно з вимогами замовника. На рис. 3.22 представлено ескіз розміщення турбогенератора потужністю 325 МВт на випробувальному стенді заводу-виробника.

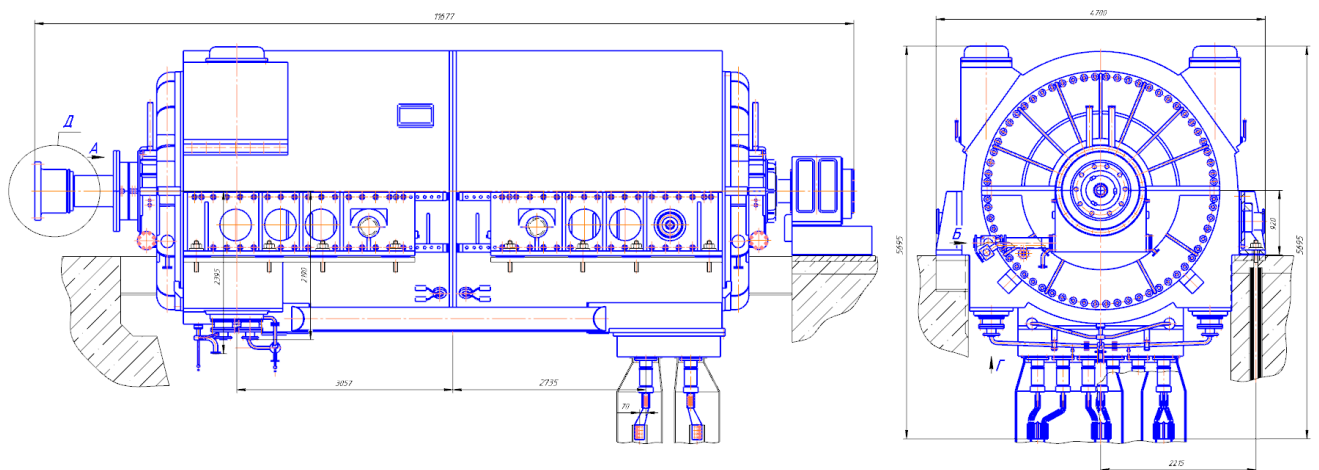


Рис. 3.22 – Ескіз розміщення турбогенератора потужністю 325 МВт на випробувальному стенді заводу-виробника

Для більш точного аналізу кінетичної енергії запропоновано додати складову K , що буде включати в себе ексклюзивні зміни до конструкції статора і розраховуватись при тривимірному моделюванні.

$$T = \frac{\gamma}{2g} \left[h \int_0^l \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2 dx dy + F \sum_{s=1}^K \int_0^l \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2_{y=y_i} dx + F \sum_{s=j}^{K1} \int_0^{2\pi} \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2_{x=x_{ji}} dy \right], \quad (3.51)$$

На рис. 3.23 подано тримірну модель рами статора турбогенератора потужністю 325 МВт. Як видно, конструкція є досить складною, і лише тривимірне моделювання дозволяє визначити K , при забезпеченні умов складання та безпечної роботи турбогенератора.

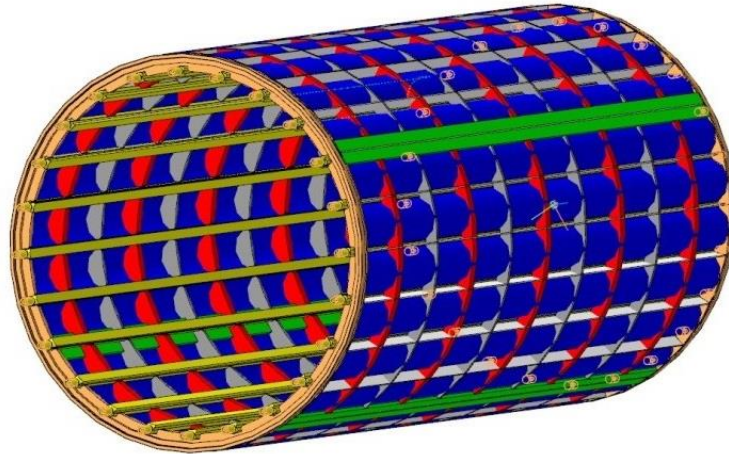


Рисунок 3.23 – Тримірна модель рами статора турбогенератора

При впровадженні серійних турбогенераторів конструкторські рішення, як правило, вимагають змінення корпусу. Це пов'язано з проблемою розташування статора на вже існуючому фундаменті. На рис. 3.24 представлено тримірну модель корпусу статора турбогенератора потужністю 325 МВт.

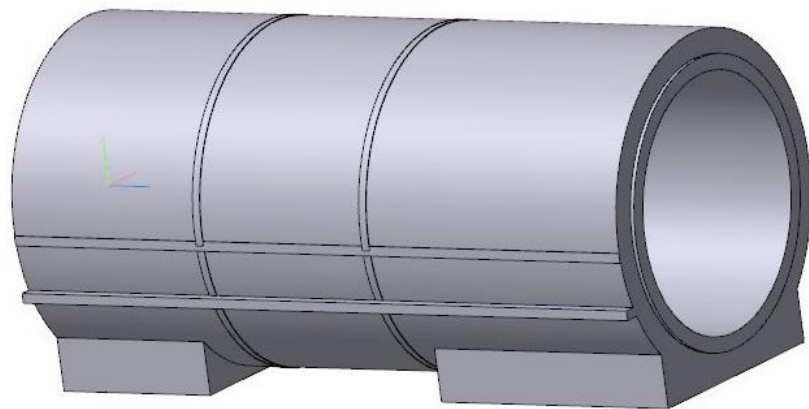


Рисунок 3.24 – Тримірна модель корпусу статора турбогенератора

Функцію прогинів, що задовольняє умовам шарнірного спирання оболонки з країв, представимо у вигляді подвійного тригонометричного ряду:

$$W = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} d_{mn}(t) \sin \frac{m\pi x}{l} \cos \frac{ny}{r}, \quad (3.52)$$

де: m – кількість напівхвиль форми коливань оболонки уздовж твірної;

$$a''_{mn} + \omega_{mn}^2 a_{22} + 2 \frac{M}{M_p} f_m (a''_{1n} f_1 + a''_{2n} f_2 + \dots) = 0$$

.....,

де: M – приєднана маса,

$$M_p = \frac{\gamma}{g} (2\pi r l h + F k l + 2\pi r k_1 F_1) – \text{маса ребристої оболонки;}$$

$$f_m = \sin \frac{m \pi x_0}{l} .$$

Представляючи розв’язку цих рівнянь у вигляді:

$$a_{mn} = A_{mn} \sin \omega t, \tag{3.56}$$

де: ω – кругова власна частота коливань системи, і підставляючи ці рішення в (3.56), отримуємо нескінченну систему однорідних алгебраїчних рівнянь відносно невідомих A_{mn} .

Розрахуємо вплив високих гармонік:

$$\begin{aligned} A_{11} (\omega_{11}^2 - \omega^2) - c \omega^2 f_1 (A_{11} f_1 + A_{21} f_2 + \dots + A_{m1} f_m \dots) &= 0, \\ A_{21} (\omega_{21}^2 - \omega^2) - c \omega^2 f_2 (A_{11} f_1 + A_{21} f_2 + \dots + A_{m1} f_m \dots) &= 0, \\ \dots & \\ A_{m1} (\omega_{m1}^2 - \omega^2) - c \omega^2 f_m (A_{11} f_1 + A_{21} f_2 + \dots + A_{m1} f_m \dots) &= 0, \\ A_{12} (\omega_{12}^2 - \omega^2) - c \omega^2 f_1 (A_{12} f_1 + A_{22} f_2 + \dots + A_{m2} f_m \dots) &= 0, \\ A_{22} (\omega_{22}^2 - \omega^2) - c \omega^2 f_2 (A_{12} f_1 + A_{22} f_2 + \dots + A_{m2} f_m \dots) &= 0, \\ \dots & \\ A_{mn} (\omega_{mn}^2 - \omega^2) - c \omega^2 f_m (A_{1n} f_1 + A_{2n} f_2 + \dots + A_{mn} f_m \dots) &= 0 . \end{aligned} \tag{3.57}$$

де: $C = 2M/M_p$,

ω_{mn} – власна кругова частота коливань ребристої оболонки без приєднаної маси, що обчислюється за формулою:

Тоді значення коливань оболонки з приєднаною масою визначається за формулою:

$$\omega^2 = \frac{\omega_{1n}^2}{1 + \frac{2M}{M_p} \sin \frac{m\pi x_0}{l}}. \quad (3.61)$$

З виразу (3.61) видно, що під впливом приєднаної маси власна частота коливань оболонки зменшується. Загальна функція прогинів визначається за формулою:

$$\bar{W} = \frac{W}{A_{1n}} = \left[\sin \frac{\pi x}{l} - \frac{\omega_{1n}^2 - (1 + cf_1^2)\omega^2}{c\omega^2 f_1 f_2} \sin \frac{2\pi x}{l} \right] \cos \frac{ny}{r} \sin \omega t. \quad (3.62)$$

Далі необхідно врахувати що статор має закріплення, для цього проводиться розрахунок власних коливань ребристої оболонки, закріпленої у точках

Оболонка відділяється від зв'язків, а їх вплив замінюється на дію зосереджених радіальних сил $P_q \sin \omega t$, прикладених до оболонки в точках її закріплення. Робота A цих сил на радіальних переміщеннях оболонки обчислюється за формулою:

$$A = \sum_{q=1}^P P_q W(X_0 Y_q) \sin \omega t. \quad (3.63)$$

де: P – кількість точок кріплення;

X_0, Y_q – координати точок кріплення.

Використовуючи умови закріплення, з урахуванням рівняння Лагранжа II роду отримуємо рівняння:

$$a''_{mn} + \omega_{mn}^2 a_{mn} = \sin \frac{m\pi X_0}{l} \sin \omega t \sum_{q=1}^P P_q \cos \frac{PY_q}{r}. \quad (3.64)$$

Окреме рішення для рівняння (3.64) має наступний вигляд:

$$a_{mn} = \frac{1}{\omega_{mn}^2 - \omega^2} \sin \frac{m\pi X_0}{l} \sin \omega t \sum_{q=1}^P P_q \cos \frac{PY_q}{r} \quad (3.65)$$

Тоді отримаємо наступне рівняння збереження енергії:

$$W = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{1}{\omega_{mn}^2 - \omega^2} \sin \frac{m\pi X_0}{l} \sum_{q=1}^P P_q \cos \frac{PY_q}{r} \right) \sin \frac{m\pi X_0}{l} \cos \frac{PY_q}{r} \sin \omega t. \quad (3.66)$$

Прирівнюючи прогин оболонки в точках закріплення, отримуємо систему P однорідних алгебраїчних рівнянь відносно невідомих P_q , яка, завдяки симетрії розглянутої механічної системи, розпадається на чотири незалежні, еквівалентних одна одній системи, одна з яких має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} P_1 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n1}^2 + P_2 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n1} f_{n2} + \dots + P_{\lambda} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n1} f_{n\lambda} &= 0 \\ P_1 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n2} f_{n1} + P_2 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n2}^2 + \dots + P_{\lambda} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n2} f_{n\lambda} &= 0 \\ \dots & \\ P_1 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n\lambda} f_{n1} + P_2 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n\lambda} f_{n2} + \dots + P_{\lambda} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n\lambda}^2 &= 0, \end{aligned} \quad (3.67)$$

де: $\Omega_{mn} = \sin^2 \frac{m\pi X_0}{l}$, $f_{ni} = \cos \frac{PY_i}{r}$, $\lambda = \frac{P}{4}$.

Прирівнюючи до нуля визначник цієї системи:

$$\begin{vmatrix} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n1}^2 & \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n1} f_{n2} & \cdots & \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n1} f_{n\lambda} \\ \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n2} f_{n1} & \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n2}^2 & \cdots & \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n2} f_{n\lambda} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n\lambda} f_{n1} & \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n\lambda} f_{n2} & \cdots & \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{mn} f_{n\lambda}^2 \end{vmatrix} = 0, \quad (3.68)$$

отримуємо рівняння, що дозволяє визначити власні частоти коливань оболонки, закріпленої в точках, розташованих уздовж лінії в окружному напрямку.

Якщо всі невідомі однорідної системи (3.67) виразити через одне з них, наприклад P_1 , то можна отримати вираз, що дозволяє побудувати форму коливань такої оболонки.

Так, для оболонки, закріпленої в одній точці, отримуємо вираз:

$$\bar{W} = \frac{W}{P_1} = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{m\pi X_0}{l}}{\omega_{mn}^2 - \omega^2} \cos \frac{\Pi Y_1}{r} \sin \frac{m\pi X}{l} \cos \frac{\Pi Y}{r} \sin \omega t. \quad (3.69)$$

Для оболонки, закріпленої у двох точках, отримуємо наступний вираз:

$$\begin{aligned} \bar{W} = \frac{W}{P_1} = & \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\omega_{mn}^2 - \omega^2} \sin \frac{m\pi X_0}{l} \cos \frac{\Pi Y_1}{r} \sin \frac{m\pi X}{l} \cos \frac{\Pi Y}{r} \sin \omega t + \\ & + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{1}{\omega_{mn}^2 - \omega^2} \sin \frac{m\pi X_0}{l} \cos \frac{\Pi Y_2}{r} \frac{\sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2 \frac{m\pi X_0}{l}}{\omega_{mn}^2 - \omega^2} \cos^2 \frac{\Pi Y_1}{r}}{\sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2 \frac{m\pi X_0}{l}}{\omega_{mn}^2 - \omega^2} \cos \frac{\Pi Y_1}{r} \cos \frac{\Pi Y_2}{r}} \right) \sin \frac{m\pi X}{l} \cos \frac{\Pi Y}{r} \sin \omega t. \end{aligned} \quad (3.70)$$

Зі збільшенням кількості точок кріплення оболонки вирази для форми коливань стають складнішими.

Розрахунки показали, що подальше збільшення кількості членів ряду не робить істотного впливу на нижчі частоти.

Згідно обчислень мінімальна власна частота коливань оболонки конструкції корпусу статора турбогенератора потужністю 200...560 МВт з імітацією

закріплення в 20 точках по колу, становила 850 Гц. Таким чином отримуємо, що занижене значення мінімальної власної частоти коливань системи становить 540 Гц, а завищене – 850 Гц.

Розроблені методики дозволяють також обчислити вищі частоти коливань.

3.3.2 Визначення граничних амплітуд вібрацій статора турбогенератора для забезпечення його надійної роботи

В даний час при проектуванні генераторів спостерігається перехід на імпорتنі та/або нові марки металів [19, 20, 21]. Це вимагає проведення додаткових досліджень коректності такої заміни. Цей аналіз повинен проводитися не тільки за граничними значеннями напружень, а й враховувати зміну пружних характеристик сталей, яка призводить до зміни вібраційних характеристик всієї системи. Розглянемо можливість проведення таких заміन для пружин та осердя статора.

У сучасних конструкціях пружин турбогенераторів застосовується сталь 38Х2Н2ВА, при цьому можлива її заміна на 34CrNiMo6 і 40NiCrMo7 на підставі відповідності цих сталей стандарту А668/А668М [11] за всіма пунктами без винятків.

Для осердя статора турбогенератора потужністю 325 МВт була застосована електротехнічна сталь марки М270-50А згідно СЕН – EN 10106 [22], виробництва фірми "Thyssen Krupp Stahl", Німеччина. Сталь має такі значення модуля пружності: уздовж прокату – 185000 Н/мм²; впоперек прокату – 200000 Н/мм². При штампуванні сегментів зубці розташовувалися уздовж прокату.

У турбогенераторі потужністю 250 МВт (ТЕС "Кайга", Індія) для осердя статора використана М250-50А згідно СЕН – EN 10106 [22], що має такі значення модуля пружності (за даними випробувань АТ "Українські енергетичні машини"): уздовж прокату – 135000...137000 Н/мм²; впоперек прокату – 245000...265000 Н/мм².

При проведенні числового вібраційного розрахунку статора турбогенератора потужністю 250 МВт були визначені залежності власної частоти та амплітуди вібрацій від величини модуля Юнга осердя статора. Результати розрахунку надані на рис. 3.25 і рис. 3.26.

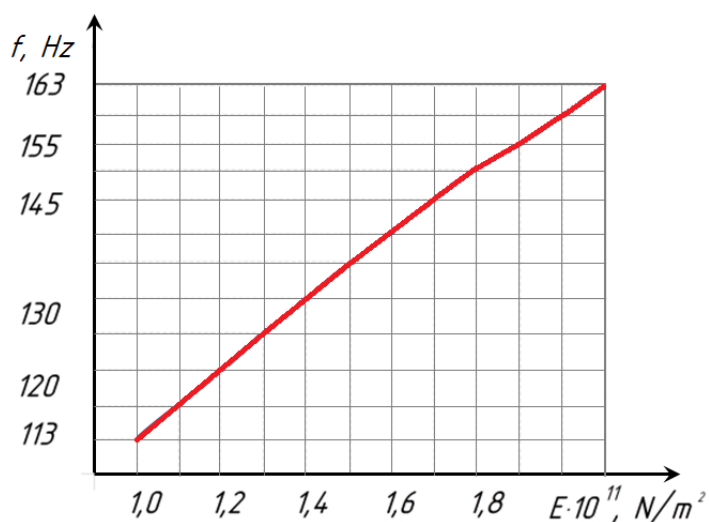


Рисунок 3.25 – Залежність частоти власних згинальних коливань від модуля пружності осердя статора

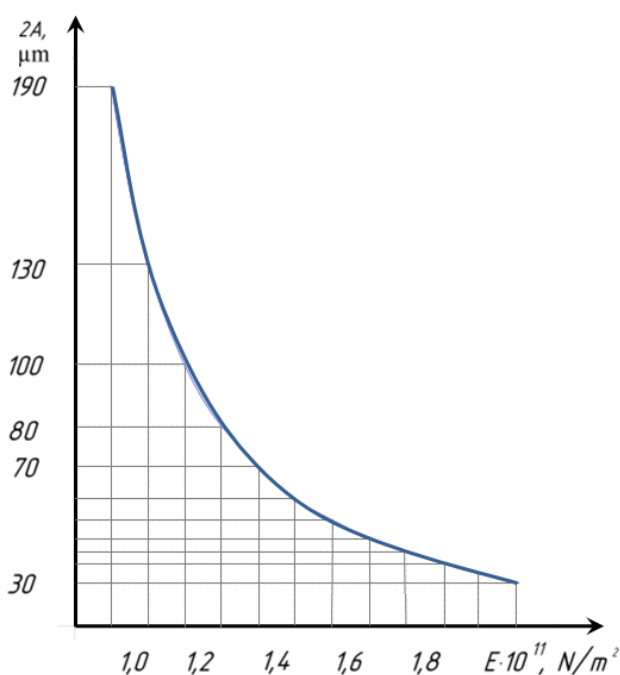


Рисунок 3.26 – Залежність подвійної амплітуди вібрації від модуля пружності осердя статора

За результатами випробування генератора на стенді заводу вібрація осердя склала 55 мкм при 3000 об/хв, що відповідає власній частоті вібрації осердя статора $f_c = 157$ Гц (див. рис. 3.25 і рис 3.26).

Отримане експериментальне значення подвійної амплітуди вібрації відповідає розрахунковому при модулі пружності $F_{розр} = 116600$ Н/мм².

Відношення розрахункового модуля пружності до дійсного визначається за формулою:

$$\frac{F_{розр}}{F_{\phi}} = \frac{116600}{137000} = 0,851. \quad (3.71)$$

Модуль пружності для сталі М270-50А (напрямок прокату – впоперек) визначається за формулою:

$$E = 0,851 \cdot 200000 = 170200 \text{ Н/мм}^2. \quad (3.72)$$

Відповідно, очікуваний рівень вібрації осердя статора турбогенератора потужністю 325 МВт складе $2 \cdot A_{\phi} = 45,5$ мкм, $f_0 = 146$ Гц. Порядок даних значень був підтверджений результатами натурних випробувань турбогенератора на стенді АТ "Українські енергетичні машини". На рис. 3.27 наведено залежність подвійної амплітуди вібрації від модуля пружності шихтованого осердя статора.

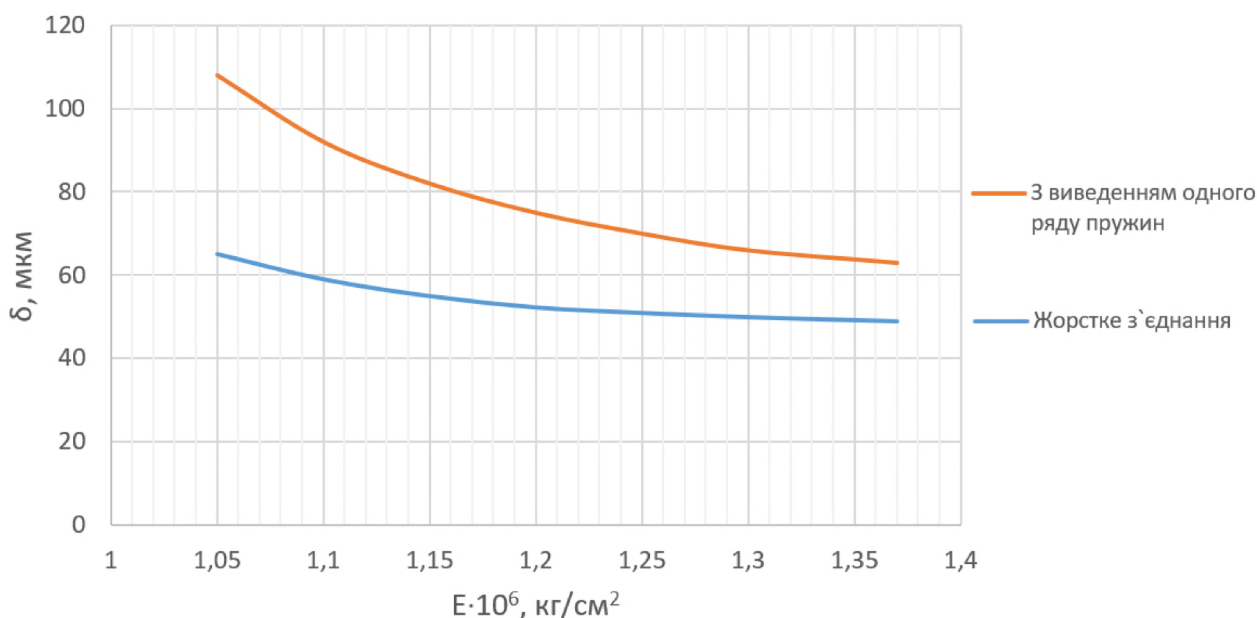


Рисунок 3.27 – Залежність подвійної амплітуди вібрації від модуля пружності шихтованого осердя статора

Ключовим фактором проведеного дослідження є відмінність розрахункових вібрацій для окремо розташованого і встановленого в корпус з підвіскою осердя статора.

3.4 Висновки до третього розділу

В даному розділі було визначено залежність подвійної амплітуди вібрації від модуля пружності шихтованого осердя статора турбогенератора (див. рис. 3.27).

Представлені результати, що були отримані розрахунковим методом, дають змогу оцінити фактичний стан амплітуд вібрацій. Ці результати були зіставлені з результатами вимірювань вібродатчиками при станційних випробуваннях турбогенераторів. Абсолютна похибка результатів, що були отримані за допомогою розробленої методики, склала 0,5%.

Також було науково обґрунтовано необхідність змінення геометричних характеристик підвіски осердя статора для забезпечення надійної роботи агрегату під час надкритичних навантажень.

Вперше було створено метод дослідження НДС вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів, в якому, на відміну від існуючих, розрахунок міцності в частині термопружної задачі виконується з додаванням фактичних контактів та із врахуванням конструктивних та технологічних особливостей деталей. Основні положення розробленого методу викладено у монографії [23].

3.5 Література до третього розділу

1. Строкоус А.В.: Визначення механічної напруги в елементах кріплення сердечників статорів турбогенераторів. Системи обробки інформації, випуск 4 (155), с. 35-40, грудень 2018, <http://dx.doi.org/10.30748/soi.2018.155.05>.
2. Shevchenko V., Strokous A.: Forecasting the Operating Resource of Turbogenerators on Vibration Control Data. Norwegian Journal of Development of the International Science. – 2017. – No. 10. – pp. 78-83, https://web.kpi.kharkov.ua/elmarsh/wp-content/uploads/sites/108/2017/11/2017_23.pdf.

3. W.G. Moore, A. Khazanov: Inspection, repair and rewind experience on large, air-cooled, high voltage generators. National Electric Coil, 2010, № 213, pp. 1-13, http://cigreindia.org/CIGRE%20Lib/CIGRE%20Session%202010%20paper/A1_213_2010.pdf.
4. Shevchenko V.: Proposals for improving the technical state of turbogenerators in excess of the service life. Modern Electrical and Energy Systems, Kremenchug, 2017, pp. 156-159, <https://doi.org/10.1109/MEES.2017.8248876>.
5. V.V. Shevchenko, A.N. Minko, A.V. Strokous: Analysis of Electromagnetic Vibration Forces in the Elements of the Turbogenerator Stator Fastening to the Case in Non-Nominal Operation Modes. Electrical engineering and electromechanics. October 2018, No 5, pp. 35-39, <https://doi.org/10.20998/2074-272X.2018.5.05>.
6. V. Shevchenko, A. Strokous: Modes of Exploitation of Turbogenerators Based on the Requirements of the Energy System Performance Stability. Energy saving Power engineering Energy audit, 2016, No. 2, pp. 33-42, <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/7f83868b-cc10-4198-a509-6ee538dc75dd/content>.
7. Yu.A. Shumilov, A.V. Shtogrin: Decrease in the damage of powerful turbogenerator stator caused by vibration in the end zones (analysis, hypotheses, experiment). Electrical engineering and electromechanics, 2014, No. 1, pp. 37–39, Bibliogr.: 8, <https://doi.org/10.20998/2074-272X.2014.1.07>.
8. Amir Faghri , Yuwen Zhang: Fundamentals of Multiphase Heat Transfer and Flow. Springer Nature Switzerland AG, Gewerbestrasse 11, 6330 Cham, Switzerland, 2020, ISBN 978-3-030-22136-2, ISBN 978-3-030-22137-9 (eBook), <https://doi.org/10.1007/978-3-030-22137-9>.
9. Canders, W.-R.; Hoffmann, J.; Henke, M.: Cooling Technologies for High Power Density Electrical Machines for Aviation Applications. Energies 2019, 12, 4579, <https://doi.org/10.3390/en12234579>.
10. Третьяк О.В.: Міцність вузлів турбогенераторів і гідроенераторів великої потужності. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня доктора

технічних наук, 05.02.09 – динаміка та міцність машин, 2020, 51с.
[https://ipmach.kharkov.ua/wp-](https://ipmach.kharkov.ua/wp-content/uploads/2020/09/%D0%A2%D1%80%D0%B5%D1%82%D1%8C%D1%8F%D0%BA-%D0%90%D0%B2%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%B5%D1%84%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%82-1-481.pdf)

[content/uploads/2020/09/%D0%A2%D1%80%D0%B5%D1%82%D1%8C%D1%8F%D0%BA-%D0%90%D0%B2%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%B5%D1%84%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%82-1-481.pdf](https://ipmach.kharkov.ua/wp-content/uploads/2020/09/%D0%A2%D1%80%D0%B5%D1%82%D1%8C%D1%8F%D0%BA-%D0%90%D0%B2%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%B5%D1%84%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%82-1-481.pdf)

11. A668/A668M Standard Specification for Steel Forgings, Carbon and Alloy, for General Industrial Use. Publication Date: 1 May 2023, ICS Code (Iron and steel forgings): 77.140.85, Page Count: 10,
<https://standards.globalspec.com/std/14603438/a668-a668m>.
12. ДСТУ 7809:2015 Прокат сортовий, калібрований зі спеціальним обробленням поверхні з вуглецевої якісної конструкційної сталі. Загальні технічні умови. Дата початку дії: 01.04.2016,
https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=64320.
13. ДСТУ 2651:2005 Сталь вуглецева звичайної якості. Марки (ГОСТ 380-2005), Дата початку дії: 01.09.2006, https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=41616.
14. ISO 5817:2023(E) Welding – Fusion-welded joints in steel, nickel, titanium and their alloys (beam welding excluded) – Quality levels for imperfections. Fourth edition, 2023-02,
https://weldcalc.ssab.com/sisStandards/ISO%205817_Ed_4_2023.pdf.
15. ISO 2553 Welding and allied processes – Symbolic representation on drawings – Welded joints. Fifth edition, 2019-03,
<https://cdn.standards.iteh.ai/samples/72740/745f6baf65c1495fa159e36173dbfd21/ISO-2553-2019.pdf>.
16. Кобзар К. О.: Методи і засоби створення та комплексної повузлової модернізації турбогенераторів потужністю 150 – 300 МВт: дис. ... канд. техн. наук: 05.09.01. Харків, 2015, 180с.
17. Борисенко М. Ю.: Визначення динамічних характеристик вільних коливань циліндричних оболонок різних поперечних перерізів на основі чисельно-

- експериментальних методів: дис. ...канд. фіз.-мат. наук: 01.02.04. Київ, 2016, 142с. <https://inmech.kyiv.ua/doc/postgraduate/dis/2016/02dis.pdf>.
18. В.О. Кононенко, В.Г. Паламарчук, О.М. Носаченко: Вільні коливання ребристої циліндричної оболонки з приєднаною масою / // Прикладна механіка. – 1977. – Т. 13. – С. 40-46.
19. Gushchin, I.V., Morozov, A.V., Chernikov, O.V. et al. Modern Requirements to Production of Energy-Effective Disordered Electrical Steel. Steel Transl. 52, 101–112 (2022). <https://doi.org/10.3103/S0967091222010119>.
20. K. Chwastek, A P S Baghel, A. Wodzinski, S. V. Kulkarni: Anisotropic properties of electrical steel. Conference: Computational Problems of Electrical Engineering CPEE'2015At: Lviv, Ukraine, Volume: IEEE Catalog number CFP15A10-, ISBN 978-617-607-803-6, 2015, <http://dx.doi.org/10.1109/CPEE.2015.7333328>.
21. Shiozaki, M. & Kurosaki, Y.: Anisotropy of Magnetic Properties in Non-oriented Electrical Steel Sheets. Texture Stress and Microstructure 11(2):159-170, January 1989, <http://dx.doi.org/10.1155/TSM.11.159>.
22. CEN - EN 10106 Cold Rolled Non-Oriented Electrical Steel Sheet and Strip Delivered in the Fully Processed State. Publication Date: 1 October 2015, Page Count: 26, ICS Code (Flat steel products and semi-products): 77.140.50, <https://standards.globalspec.com/std/9967290/en-10106>.
23. Третяк О.В., **Кравченко С.С.** Аналіз напружено-деформованого стану турбогенераторів великої потужності при роботі в надпроектних режимах, монографія. Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; – Харків: КП «Міська друкарня», 2024 – 206 с. ISBN 978-617-619-297-8

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА МЕТОДУ ДОСЛІДЖЕННЯ НДС КОРОБІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

4.1 Виконання механічних розрахунків коробів турбогенераторів

Зазвичай, навантаження, що діють на корпусні деталі турбогенераторів, є в основному тангенціальними внаслідок круглої форми їх корпусів. Проте, приставний короби турбогенераторів потужністю 320 МВт та 560 МВт складаються з елементів, що мають плоску форму, і тому сприймають нормальні навантаження. Внаслідок цього значно підвищується рівень напружень та деформацій, що діють на них. Виходячи з вищевикладеного, для проведення досліджень НДС були обрані саме короби турбогенераторів потужністю 320 МВт та 560 МВт.

Мета розрахунку: визначення напружень, переміщень та надлишкових тисків, що діють на короб турбогенератора та елементи його конструкції при впливі робочих та аварійних тисків водню.

4.1.1 Постановка задачі

Визначення НДС компонентів турбогенераторів виконується на основі тривимірного моделювання. Це дозволяє уточнити реальні поля напружень, оцінити ресурс конструкцій. Розрахунки проводяться за допомогою комплексу SolidWorks з прикладними пакетами Simulation та FlowSimulation, що дозволяють вирішувати задачі вентиляції та оцінки напруженого стану конструкції МСЕ.

Розглядається короб турбогенератора під впливом експлуатаційних навантажень. Короби генератора виготовляються зі сталі 3 ДСТУ 2651:2005 [1], модуль пружності – $2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона – 0,3; межа плинності – 220 МПа; розрахунковий клас суцільності – 0, що відповідає ізотропній структурі за відсутності внутрішніх дефектів у металі [2]. На рис. 4.1 наведена схема роботи системи вентиляції турбогенератора із зазначенням напрямку руху та температури охолоджуючого газу, зон високого та низького тисків.

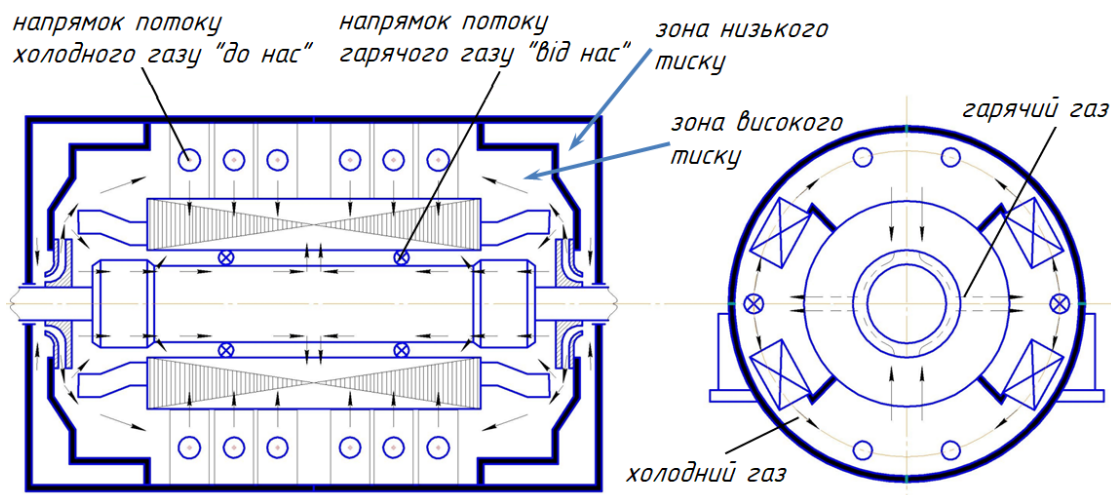


Рисунок 4.1 - Схема роботи системи вентиляції генератора

4.1.2 Недоліки спрощеного аналітичного розрахунку

На рис. 4.2 наведено класичну розрахункову схему коробу турбогенератора приставної конструкції, що застосовується при спрощеному аналітичному розрахунку. Передбачається, що короб під рівномірним внутрішнім тиском, а масові сили відсутні. Врахування зон із різними тисками (див. рис. 4.1) здійснюється запровадженням додаткових емпіричних припущень.

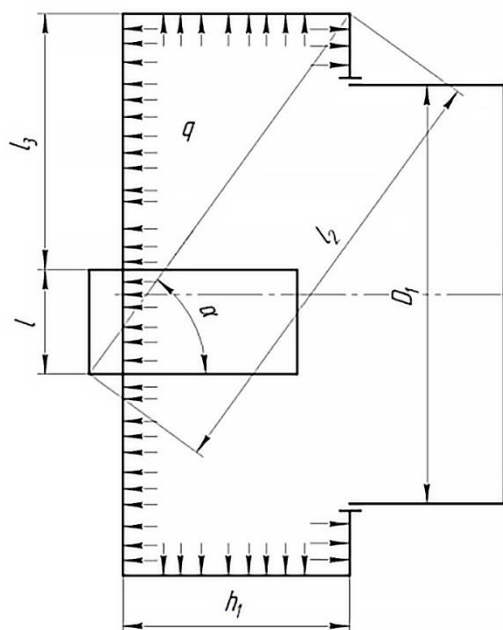


Рисунок 4.2 – Класична розрахункова схема коробу

Передня стінка верхньої половини коробу розглядається як пластина, що вільно спирається по контуру і підкріплена перехресними ребрами, вплив яких враховується спрощено шляхом розмазування їх жорсткості по пластині. Розрахункова схема передньої стінки коробу наведена на рис. 4.3.

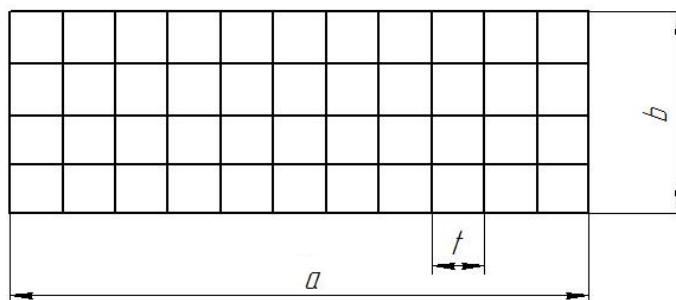


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема передньої стінки коробу

В результаті не вдається точно описати роботу ребер та додаткових зв'язків між силовими елементами конструкції. Використання аналітичного методу для коробу дозволяє визначити лише середні значення напружень та переміщень. Ці результати можуть бути використані на етапі ескізного проектування конструкції, а при оптимізації та доведення необхідний розрахунок у тривимірній постановці, що враховує всі геометричні особливості розрахункових елементів та характер застосування навантажень.

4.1.3 Дослідження міцності коробу турбогенератора потужністю 320 МВт

Визначення початкових умов задачі міцності

На першому етапі дослідження міцності коробу проводиться тривимірний аналіз роботи системи вентиляції генератора. В результаті визначаються тиски та температури, що діють на короб. На наступному етапі на основі встановлених значень надлишкового тиску водню та температур проводиться розрахунок НДС коробу.

Для визначення тисків на стінки коробу виконано розрахунок потоку водню всередині корпусу методом CFD [3]. Початкові умови для задачі вентиляції: нормальні параметри водню при температурі 20 °С і атмосферному тиску 1 атм, температура стінок – 20 °С. Регульований тиск водню – 2 атм (надлишковий). Тиск

водню всередині корпусу створюється відцентровими компресорами [4], напірна характеристика яких наведена у табл. 4.1. Падіння тиску в системі враховується згідно зі схемою, наведеною на рис. 4.1.

Таблиця 4.1

Напірна характеристика компресора

Тиск водню, кгс/см ²	Натиск компресора, Па
1	2550
2	5170
3	7260
4	8750

Як критерії збіжності рішення були обрані такі значення: мінімальний, середній і максимальний статичний тиск, середня масова витрата; на поверхнях твердих тіл – осереднений тепловий потік. Розрахунок виконувався ітераційно до досягнення збіжності рішення та при виконанні не менше трьох продувок розрахункової області (не менше трьох послідовних ітерацій розрахунку).

В результаті розрахунку впливу потоку водню на стінки корпусу з урахуванням схеми охолодження корпусу отримано розподіли тиску, наведені на рис. 4.4.

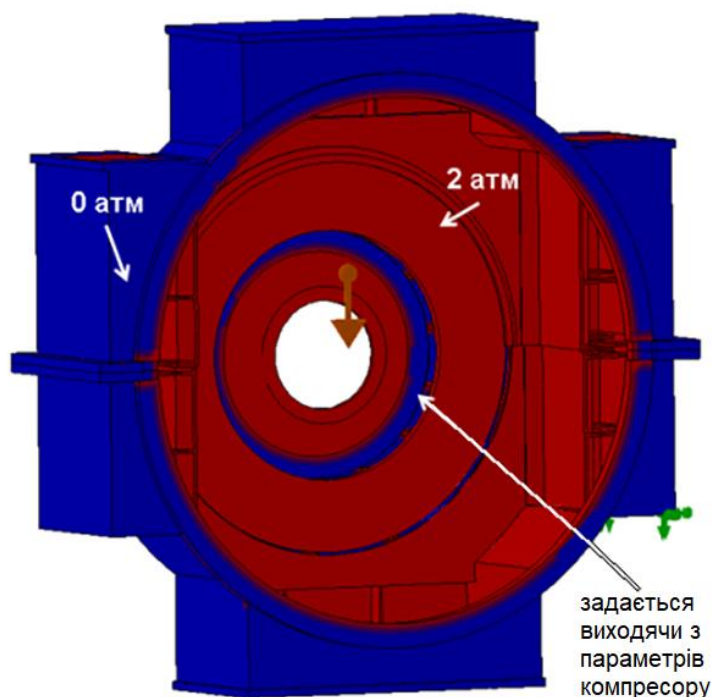


Рисунок 4.4 – Розподіл надлишкового тиску по внутрішній стінці генератора

Тиск на внутрішній стінці дорівнює 2 атм всюди, крім зони розташування компресора. У цій зоні тиск визначається, виходячи з параметрів компресора.

В табл. 4.2 наведені параметри колеса компресора, використовуючи які можна оцінити цю зміну тиску.

Таблиця 4.2

Параметри колеса компресору

Найменування параметру	Значення
Зовнішній діаметр колеса (D), м	1,235
Внутрішній діаметр колеса (d), м	0,811
Діаметр втулки колеса ($d_{вт}$), м	0,6
Товщина лопатки (δ), м	0,0035
Ширина колеса на виході (b_2), м	0,085
Густота решітки (τ)	3,4
Кількість оборотів (n), об/хв	3000
Кут лопатки на виході з колеса ($\beta_{2л}$), град	128
Кут атаки (α), град	4,7
Температура газу (t), °C	45
Густина газу (ρ), кг/м ³	0,489
Витрата газу (Q), м ³ /с	12,2

Розрахунок тисків можна провести за класичним інженерним методом. Питання пошуку та розрахунку оптимальних параметрів відцентрових вентиляторів розглянуті у наступних роботах [5, 6]. Нижче наводиться короткий розрахунок основних характеристик компресору для встановлення характеру розподілу тисків в області, що досліджується.

Окружна швидкість на вході в колесо U_1 визначається за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,811 \cdot 3000}{60} = 127,39 \text{ м/с.} \quad (4.1)$$

Окружна швидкість на виході з колеса U_2 визначається за формулою:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 1,235 \cdot 3000}{60} = 193,9 \text{ м/с.} \quad (4.2)$$

Абсолютна швидкість на вході в колесо C_1 визначається зі співвідношення:

$$C_1 = \frac{1,485 \cdot Q}{D_1^2 - d_{gm}^2} = \frac{1,485 \cdot 12,2}{0,811^2 - 0,6^2} = 60,85 \text{ м/с.} \quad (4.3)$$

При цьому відносна швидкість потоку на вході в колесо W_1 визначається за формулою:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2} = \sqrt{60,85^2 + 127,39^2} = 141,18 \text{ м/с.} \quad (4.4)$$

Кут потоку на вході в колесо β_1 визначається наступною залежністю:

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{C_1}{U_1}\right) = \arctg\left(\frac{60,85}{127,39}\right) = 25,5 \text{ град.} \quad (4.5)$$

Лопатковий кут на вході в колесо β_{1l} визначається за формулою:

$$\beta_{1l} = \beta_1 + \alpha = 25,5 + 4,7 = 30,2 \text{ град.} \quad (4.6)$$

Радіус кривизни лопаток R визначається із співвідношення:

$$R = \frac{D_2^2 - D_1^2}{4|D_2^2 \cdot \cos \beta_{2l} - D_1^2 \cdot \cos \beta_{1l}|} = \frac{1,235^2 - 0,811^2}{4|1,235 \cdot \cos 128 - 0,811 \cdot \cos 30,2|} = 0,148 \text{ м.} \quad (4.7)$$

Усереднена довжина лопаток L визначається за формулою:

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{\pi \cdot R}{180} (180 - 2 \arctg(\frac{D_2^2 \cdot \sin \beta_{2л} - D_1^2 \cdot \sin \beta_{1л}}{D_2^2 \cdot \cos \beta_{2л} - D_1^2 \cdot \cos \beta_{1л}})) = \\
 &= \frac{\pi \cdot 0,148}{180} (180 - 2 \arctg(\frac{1,235^2 \cdot \sin 128 - 0,811^2 \cdot \sin 30,2}{1,235^2 \cdot \cos 128 - 0,811^2 \cdot \cos 30,2})) = 0,242 \text{ м.} \quad (4.8)
 \end{aligned}$$

Кількість лопаток Z визначається за формулою:

$$Z = \frac{\pi \cdot \tau \cdot (D_2 + D_1)}{2 \cdot L} = \frac{\pi \cdot 3,4 \cdot (1,235 + 0,811)}{2 \cdot 0,242} = 45,25 \text{ од.} \quad (4.9)$$

Кількість лопаток приймається рівним найближчому непарному числу, щоб уникнути можливого виникнення резонансу. Таким чином, у даному випадку $Z = 45$. Виходячи з цих даних визначимо уточнену густоту решітки за формулою:

$$\tau = \frac{2 \cdot l \cdot Z}{\pi \cdot (D_2 + D_1)} = \frac{2 \cdot 0,242 \cdot 45}{\pi \cdot (1,235 + 0,811)} = 3,38. \quad (4.10)$$

Коефіцієнт нерівномірності поля швидкостей на виході k_F може бути встановлений з наступної залежності:

$$\begin{aligned}
 k_F &= \frac{[\tau + 10 \cdot (2,05 - 0,01 \beta_{2л})^2] \cdot (0,22 + 0,001 \cdot \alpha) \cdot (0,1 + 0,03 \cdot \alpha + 0,01 \beta_{2л})^2}{1,5 + 10 \cdot (2,05 - 0,01 \beta_{2л})^2} = \\
 &= \frac{[3,38 + 10 \cdot (2,05 - 0,01 \cdot 128)^2] \cdot (0,22 + 0,001 \cdot 4,7) \cdot (0,1 + 0,03 \cdot 4,7 + 0,01 \cdot 128)^2}{1,5 + 10 \cdot (2,05 - 0,01 \cdot 128)^2} = 0,652. \quad (4.11)
 \end{aligned}$$

Кут відставання потоку $\Delta \beta_2$ визначається за формулою:

$$\begin{aligned}\beta_2 &= \frac{17 \cdot (\beta_{2л} - 0,22 + 0,375 \cdot \alpha \cdot (1 - (0,1 \cdot \beta_{2л})^2))}{40 + \tau^2} = \\ &= \frac{17 \cdot (128 - 0,22 + 0,375 \cdot 4,7 \cdot (1 - (0,1 \cdot 128)^2))}{40 + 3,38^2} = 34,6 \text{ град.}\end{aligned}\quad (4.12)$$

Коефіцієнт радіальної складової абсолютної швидкості на виході з колеса \bar{C}_{2m} визначається за формулою:

$$\bar{C}_{2m} = \frac{Q \cdot (1 + k_F)}{U_2 \cdot b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 - \frac{\delta \cdot Z}{\sin \beta_{2л}})} = \frac{12,2 \cdot (1 + 34,6)}{193,9 \cdot 0,085 \cdot (\pi \cdot 1,235 - \frac{0,0035 \cdot 45}{\sin 128})} = 0,332. \quad (4.13)$$

Коефіцієнт відносної швидкості потоку на виході з колеса \bar{W}_2 визначається за формулою:

$$\bar{W}_2 = \frac{\bar{C}_{2m}}{\sin(\beta_{2л} - \Delta\beta_2)} = \frac{0,332}{\sin(128 - 34,6)} = 0,33. \quad (4.14)$$

В результаті відносна швидкість потоку на виході з колеса W_2 визначається за формулою:

$$W_2 = \bar{W}_2 \cdot U_2 = 0,33 \cdot 193,9 = 64,5 \text{ м/с.} \quad (4.15)$$

Коефіцієнт теоретичного тиску \bar{H}_m визначається за формулою:

$$\bar{H}_m = 1 - \bar{W}_2 \cdot \cos(\beta_{2л} - \Delta\beta_2) = 1 - 0,33 \cdot \cos(128 - 34,6) = 1,019. \quad (4.16)$$

Виходячи зі знайдених значень, теоретичний напір H_m може бути визначений за формулою:

$$H_m = \bar{H}_m \cdot \rho \cdot U_2^2 = 1,019 \cdot 0,489 \cdot 193,9^2 = 18,759 \text{ кПа.} \quad (4.17)$$

Аналогічним чином може бути проведений розрахунок зміни напору в зоні компресора. На рис. 4.5 наведено графік змінення тиску, що шукається, залежно від діаметру перерізу, який змінюється від 0,811 м до 1,235 м. По осі ординат відкладається величина тиску H_m в Па, а по осі абсцис – величина діаметру перерізу D_{CS} в м. Видно, що тиск змінюється від 8675 кПа до 18759 кПа. Раніше (під час проведення аналітичного розрахунку) ця зміна не враховувалася.

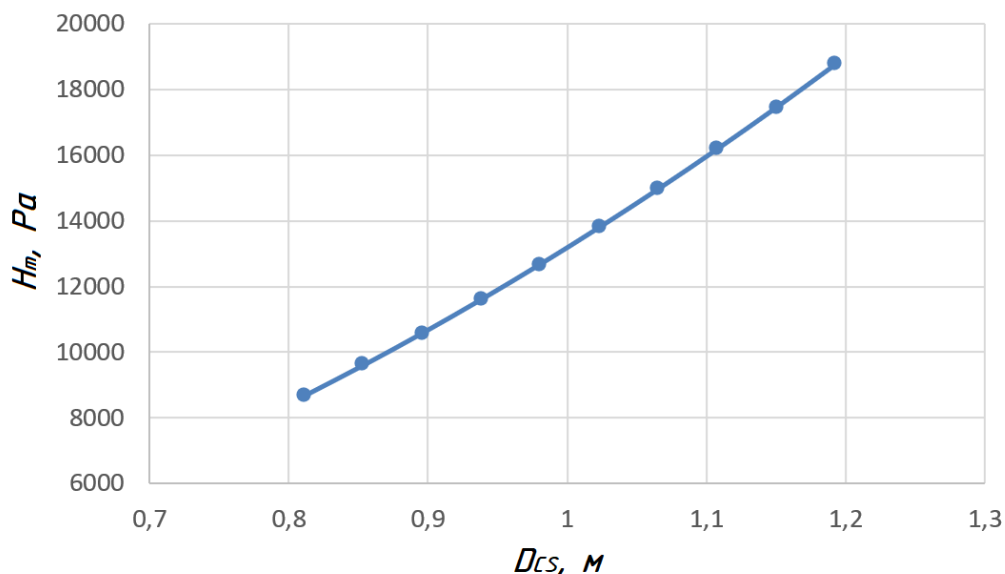


Рисунок 4.5 – Графік змінення тиску в зоні встановлення компресора

Враховуючи встановлений розподіл тисків по внутрішнім стінкам коробу та відому температуру на поверхні стінок проводиться розрахунок НДС коробу з урахуванням умов закріплення.

При цьому для даного типу електричних машин необхідно враховувати, що фланець коробу до корпусу статора кріпиться жорстко. Тому при заданні граничних умов необхідно забезпечити жорстке закріплення фланця у трьох площинах.

Побудова сітки скінчених елементів та розрахунок НДС коробу

Наступним етапом підготовки до розрахунків є створення розрахункової сітки, яка залежить від геометрії та розмірів конструкції, а також визначається характером навантаження. Для визначення розмірів сітки спочатку застосовується груба сітка, а потім – більш дрібна. Результати для напружень і переміщень, отримані при застосуванні цих сіток, порівнюються. Якщо їх відносна відмінність перевищує 0,1 %, то проводиться перерахунок з ще більш дрібною сіткою. Ця процедура повторюється доти, доки не буде досягнутий бажаний рівень збіжності.

У всіх випадках спочатку проводиться попередній оцінний розрахунок, що використовує кінцеві елементи у вигляді тетраедра з 4 вузлами, а потім – остаточний розрахунок з використанням кінцевих елементів у вигляді криволінійного тетраедра з 10 вузлами. Розмір мінімального елемента слід обирати не більше 1/3 товщини стінки. Це робиться з метою підвищення точності урахування розподілу напружень по товщині коробу та по довжині зварних швів. Якість сітки завжди вибирається високою.

В таблиці 4.3 наведені результати дослідження збіжності максимальних значень напружень в коробі при зменшенні розміру скінченого елемента.

Таблиця 4.3

Результати дослідження збіжності напружень в коробі

Номер розрахунку	Максимальний розмір елемента, мм	Мінімальний розмір елемента, мм	Відносне зміння
1	1270	136	12
2	920	124	8
3	536	112	4,5
4	373	74	2,2
5	317	63	0,6
6	30	30	0,3
7	150	5	0,1
8	30	1	0,1
9	2,0	0,5	0,1

На рис. 4.6 показано змінення відносної збіжності у разі зменшення розміру скінченого елементу. З наведених результатів видно, що при розмірах мінімального елементу у 5 мм необхідний рівень збіжності результатів для напружень досягнутий.

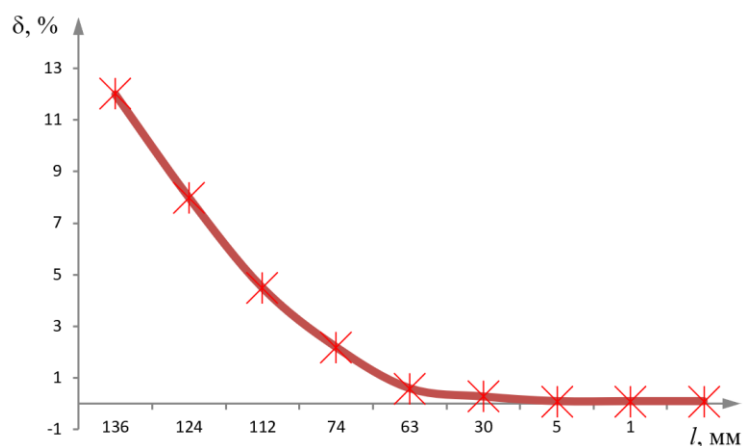


Рисунок 4.6 – Змінення відносної збіжності при зменшенні розміру скінченого елементу

Остаточна розрахункова сітка та умови закріплення корпусу турбогенератора потужністю 320 МВт представлені на рис. 4.7.

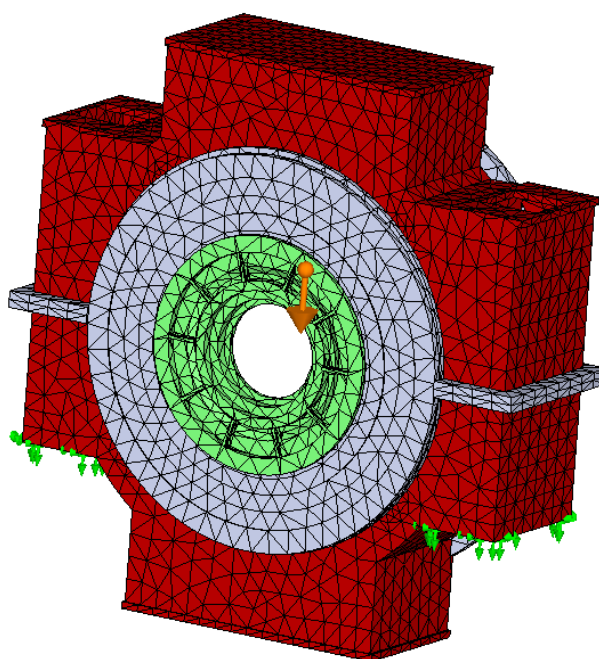


Рисунок 4.7 – Сітка скінчених елементів та граничні умови для корпусу турбогенератора потужністю 320 МВт

В таблиці 4.4 наведені основні параметри сітки скінчених елементів, що використовуються в подальших розрахунках.

Таблиця 4.4

Параметри сітки для корпусу турбогенератора потужністю 320 МВт

Найменування параметру	Значення
Максимальний розмір елемента, мм	150
Мінімальний розмір елемента, мм	5
Кількість вузлів	43496
Кількість елементів	20850

Використовуючи отриману сітку, проведено дослідження статичної міцності корпусу. На рис. 4.8 наведено поле напружень на внутрішній поверхні корпусу. Напруження обчислюються за Мізесом.

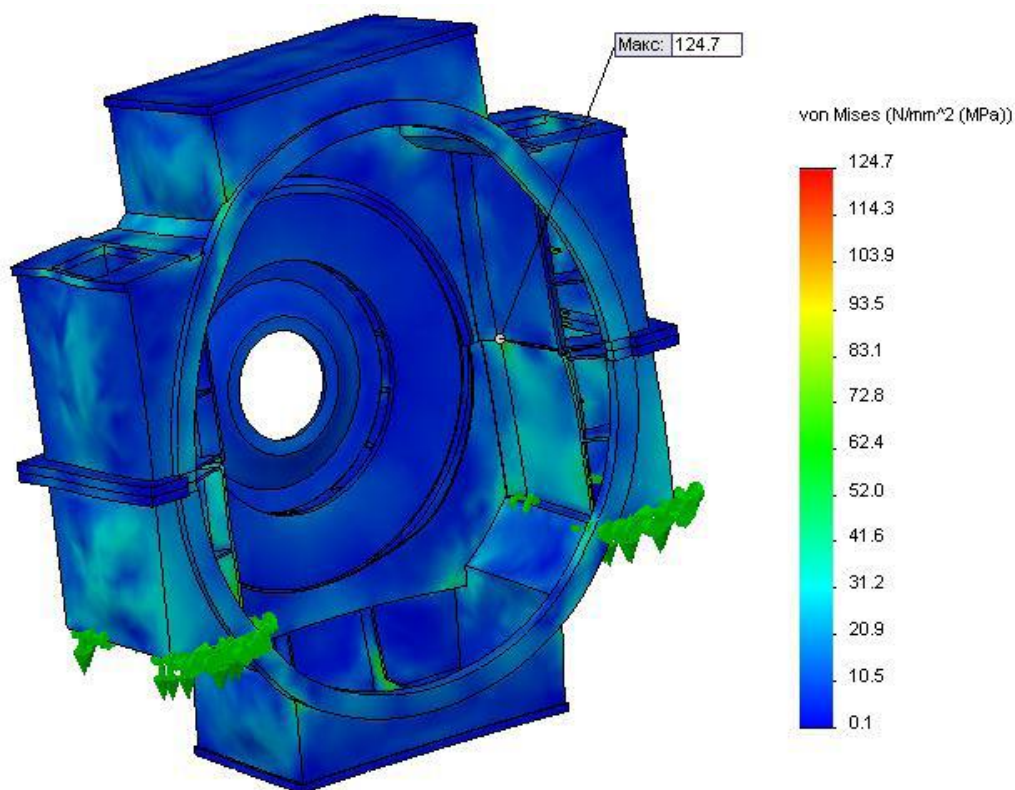


Рисунок 4.8 – Поле напружень на внутрішній поверхні корпусу

Результати розрахунку сумарних переміщень корпусу наведено на рис. 4.9.

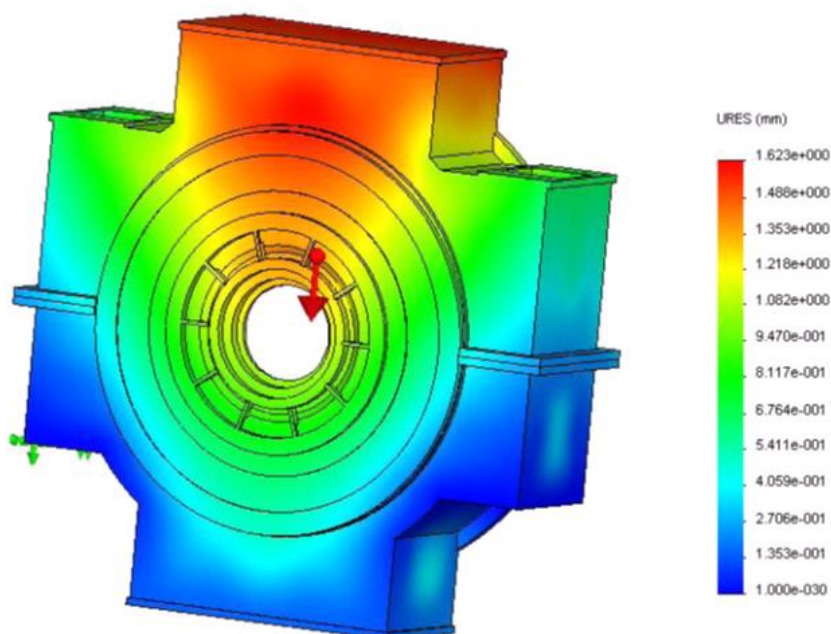


Рисунок 4.9 – Переміщення на внутрішній поверхні коробу

Максимальні напруження в коробі від надлишкового тиску величиною в 2 атм становили близько 130 МПа. Необхідно відзначити, що при використанні класичного аналітичного методу, максимальні напруження виходять у 1,5 рази менше. Це пояснюється, насамперед, спрощеним способом розрахунку підкріпленої верхньої частини коробу, коли вплив ребер жорсткості фактично "розмазувався" посередині пластини, а також зневагою температурними напруженнями та впливом сили тяжіння. На ділянках контакту ребер з пластиною було відзначено концентрацію напружень, врахування якої в інженерному розрахунку неможливе.

Напруження та переміщення, отримані аналітичним методом та запропонованим підходом, задовольняють існуючим вимогам до надійності та міцності турбогенераторів згідно з ІЕС 60034-3 [7]. Однак, зважаючи на істотну відмінність між значеннями напружень, отриманих цими способами, виникла необхідність додаткової оцінки достовірності запропонованого підходу.

Експериментальне дослідження деформацій коробу

Для оцінки достовірності запропонованого підходу було проведено зіставлення результатів розрахунку з даними експериментальних досліджень,

проведених на стенді підприємства АТ "Українські енергетичні машини". Для вимірювання статичних деформацій корпусу застосовувалась безпосередня фіксація його переміщень за допомогою мікрометрів. Вибір цього способу пояснюється тим, що застосування методу тензометрування на працюючому генераторі представляє певну складність, викликану наявністю сильних електричних перешкод, які виникають внаслідок впливу кондуктивних зв'язків, вплив нееквіпотенційності "землі", наведення через взаємну індуктивність, наведення через ємності.

Для контролю переміщення вузлів турбогенератора були встановлені мікрометри на щитах та на кришці регулятора тиску. Розрахункова похибка вимірювального приладу становить 0,002 мм.

На рис. 4.10 – 4.11 показані два способи встановлення та фіксації мікрометрів під час проведення експериментального дослідження. На рис. 4.10 показано встановлення вимірювального приладу безпосередньо на генераторі для фіксації відносних переміщень (фіксуються переміщення в точці торкання мікрометра щодо точки кріплення). Для фіксації абсолютних переміщень використовувалася незалежна установка мікрометра, яка представлена на рис. 4.11. Використання конкретного способу вимірювань диктувалася технічними можливостями проведення експерименту на працюючому турбогенераторі.



а



б

Рисунок 4.10 – Встановлення мікрометра на генераторі: а) загальний вигляд; б) укрупнене зображення



Рисунок 4.11 – Незалежне встановлення мікрометра

Вимірювання деформацій корпусу проводилися зі сторони контактних кілець та зі сторони турбіни. Досліджувалися переміщення для режимів, що встановилися при надлишковому тиску рівному 1, 2, 3, 4 і 4,3 атм. Зазначимо, що розрахунок НДС корпусу, наведений раніше, здійснювався лише для робочого тиску 2 атм.

Результати експерименту показали, що при робочому тиску 2 атм абсолютне переміщення стінки корпусу в точці проведення вимірювань, становить 1,501 мм. Цей результат практично збігається з даними розрахунку, запропонованим методом, їхня абсолютна відмінність складає 0,08%, що підтверджує високу достовірність запропонованого підходу.

На рис. 4.12 наведено графік деформації корпусу, отриманий запропонованим розрахунковим методом, та дані експериментального дослідження. Розрахункові дані наведено лише для 2 атм: вони представлені на рисунку 4.12 трикутником. Експериментальні значення переміщень зі сторони турбіни показані квадратами, а зі сторони контактних кілець – колами. Товщина лінії на графіку відповідає довірчому інтервалу вимірів ($\pm 0,01$ мм). Слід зазначити, що рівень переміщень корпусу зі сторони турбіни менший, ніж зі сторони кілець, що пояснюється більшою жорсткістю корпусу в першому випадку (зі сторони контактних кілець є більше технологічних отворів).

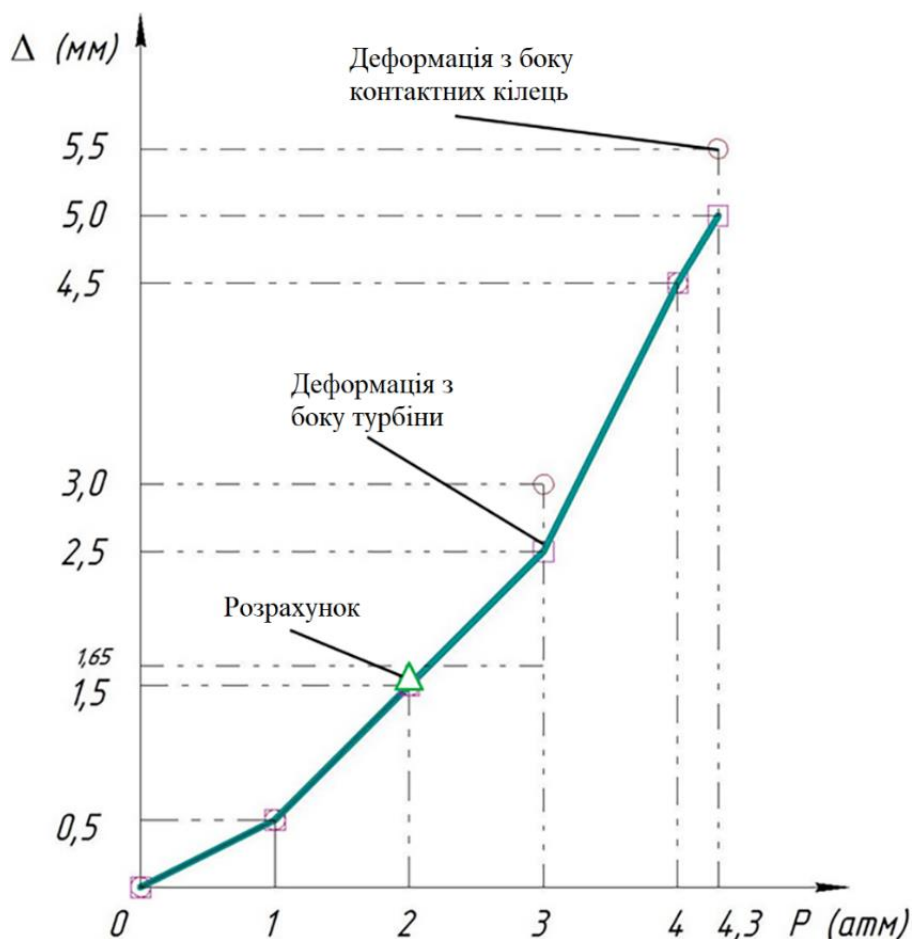


Рисунок 4.12 – Зіставлення розрахункових та експериментальних даних

Встановлено, що запропонований підхід до аналізу міцності елементів конструкцій турбогенератора дає можливість з високим ступенем точності досліджувати НДС елементів конструкцій. Результати, отримані за допомогою запропонованого методу, та дані експериментального дослідження практично збігаються, що говорить про достовірність підходу.

4.1.4 Дослідження міцності коробу турбогенератора потужністю 560 МВт

Ґрунтуючись на розробленому підході, було проведено розрахунок коробу турбогенератора потужністю 560 МВт (див. рис. 1.5, а). Розрахунок проведений для коробу, що стоїть окремо, та для коробу спільно з підшипником при впливі робочого надлишкового тиску в 5 атм і аварійних тисків в 7 і 10 атм.

Матеріал коробу – сталь 3 ДСТУ 2651:2005 [1]. Передбачається, що всі деформації конструкції є пружними. Розрахунок проводився для випадку

статичного навантаження. Фланцеве з'єднання половин коробу передбачається жорстким.

Навантаження на короб: на внутрішню поверхню коробу діє надлишковий тиск величиною 5 атм; враховується вплив сили тяжіння та зміна тиску по стінці коробу поблизу розташування компресора.

На рис. 4.13 показано одержаний розподіл тисків, що діють на внутрішній поверхні коробу.

Граничні умови спирання: передбачається, що короб жорстко закріплений на фундаменті; при дослідженні коробу разом із підшипником задані граничні умови жорсткого кріплення підшипника до фундаменту; зв'язок підшипника з коробом прийнятий абсолютно жорстким.

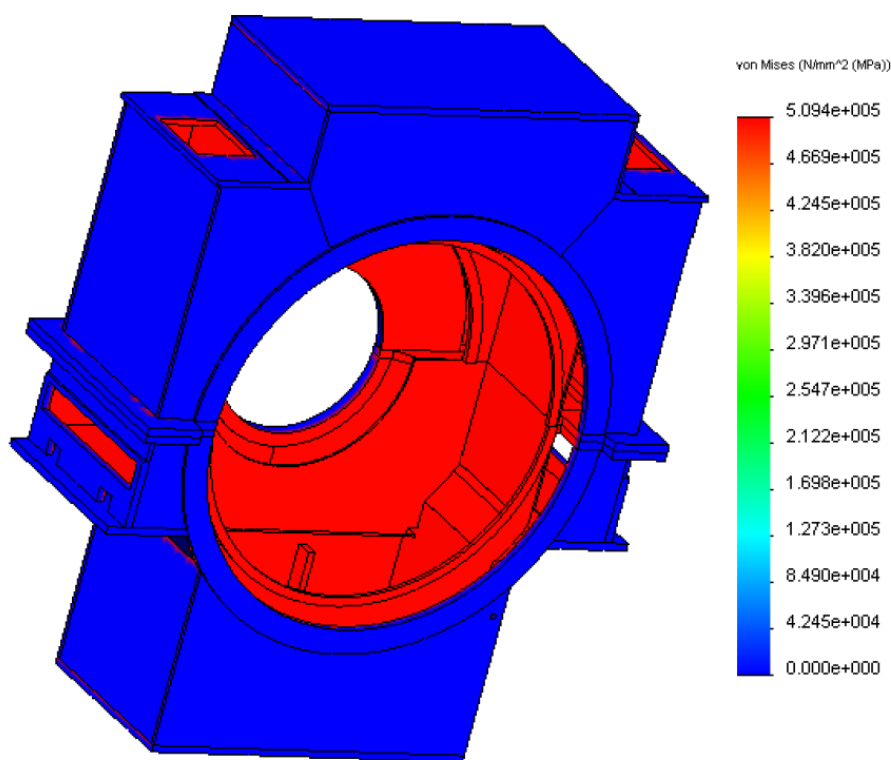


Рисунок 4.13 – Розподіл тисків на внутрішній поверхні коробу

Розміри сітки вибиралися, аналогічно способу, викладеному для коробу турбогенератора потужністю 320 МВт (див. п.4.1.3). На рис. 4.14 представлена сітка

кінцевих елементів, що використовується, і умови закріплення для коробу, що стоїть окремо, а в табл. 4.5 наведені загальні характеристики цієї сітки.

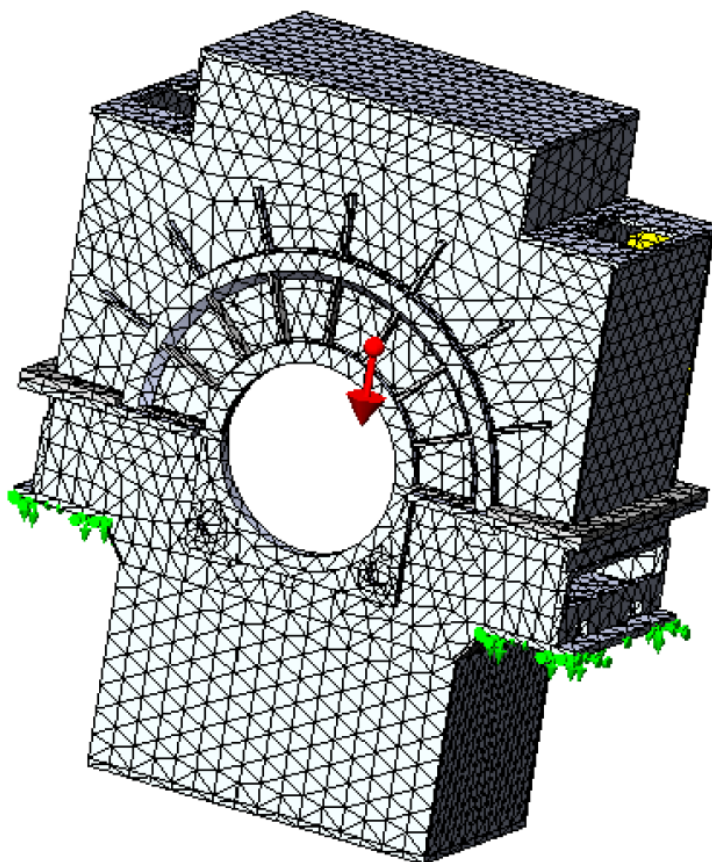


Рисунок 4.14 – Сітка скінчених елементів та умови спирання коробу, що стоїть окремо

Таблиця 4.5

Характеристики сітки скінчених елементів для коробу, що стоїть окремо

Найменування параметру	Значення
Максимальний розмір елемента, мм	200
Мінімальний розмір елемента, мм	40
Кількість вузлів, од.	58271
Кількість елементів, од.	25044

Аналогічні параметри сітки та умов закріплення для коробу, що працює спільно з підшипником, наведені на рис. 4.15 та у табл. 4.6.

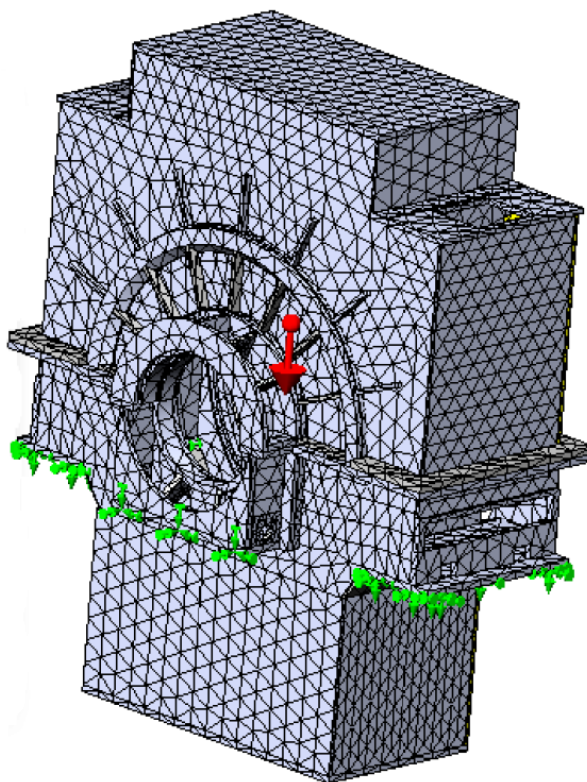


Рисунок 4.15 – Сітка скінчених елементів та умови спирання корпусу, що працює спільно з підшипником

Таблиця 4.6

Характеристики сітки скінчених елементів для корпусу, що працює спільно з підшипником

Найменування параметру	Значення
Максимальний розмір елемента, мм	200
Мінімальний розмір елемента, мм	40
Кількість вузлів, од.	64942
Кількість елементів, од.	27727

На рис. 4.16 – 4.41 наведені результати всебічного дослідження НДС корпусу без підшипника при впливі внутрішнього тиску завбільшки 5 атм. На рисунках показані поля напружень (або переміщень) у корпусі та графіки їх змінення вздовж характерних ліній, зазначених на корпусі пунктирною лінією. Значення напружень обчислюються за Мізесом.

На рис. 4.16 – 4.19 показані змінення напружень вздовж кромок зовнішньої неорєбренної нижньої стінки корпусу. Максимальне значення напружень на нижній

стінці становить 143 МПа. При цьому має місце значне зміння напружень вздовж кромки від 45 МПа до 143 МПа.

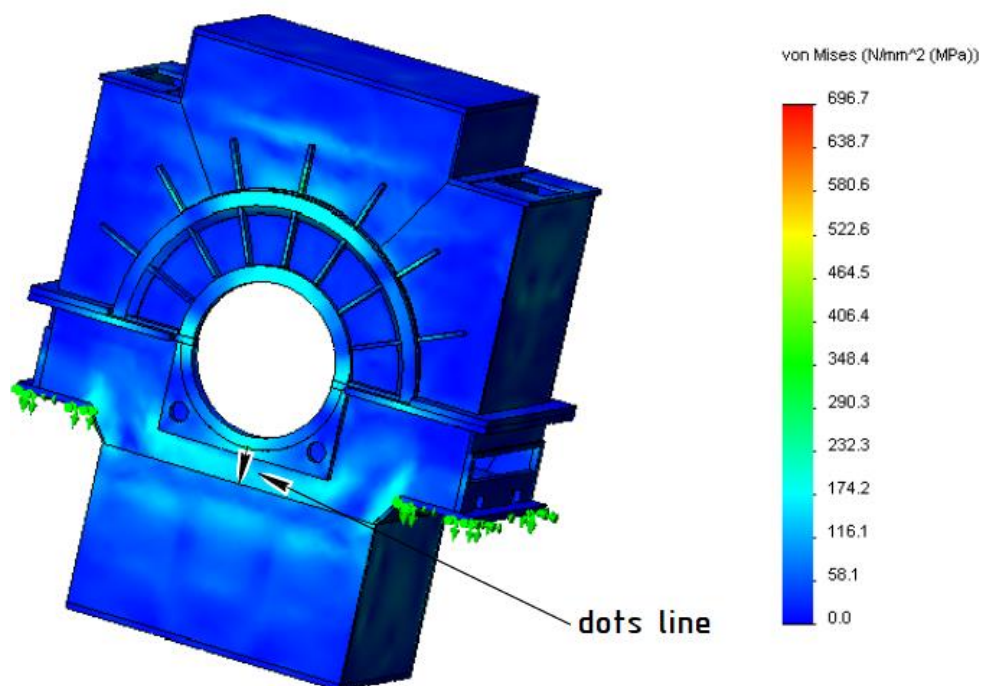


Рисунок 4.16 – Поле напружень в коробі

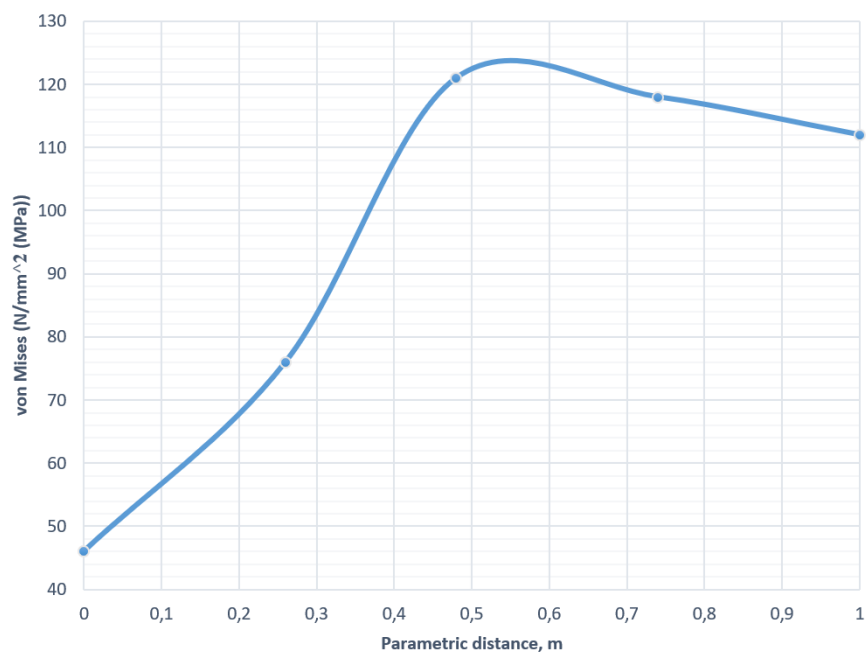


Рисунок 4.17 – Зміння напружень вздовж вертикальної кромки нижньої стінки корпусу

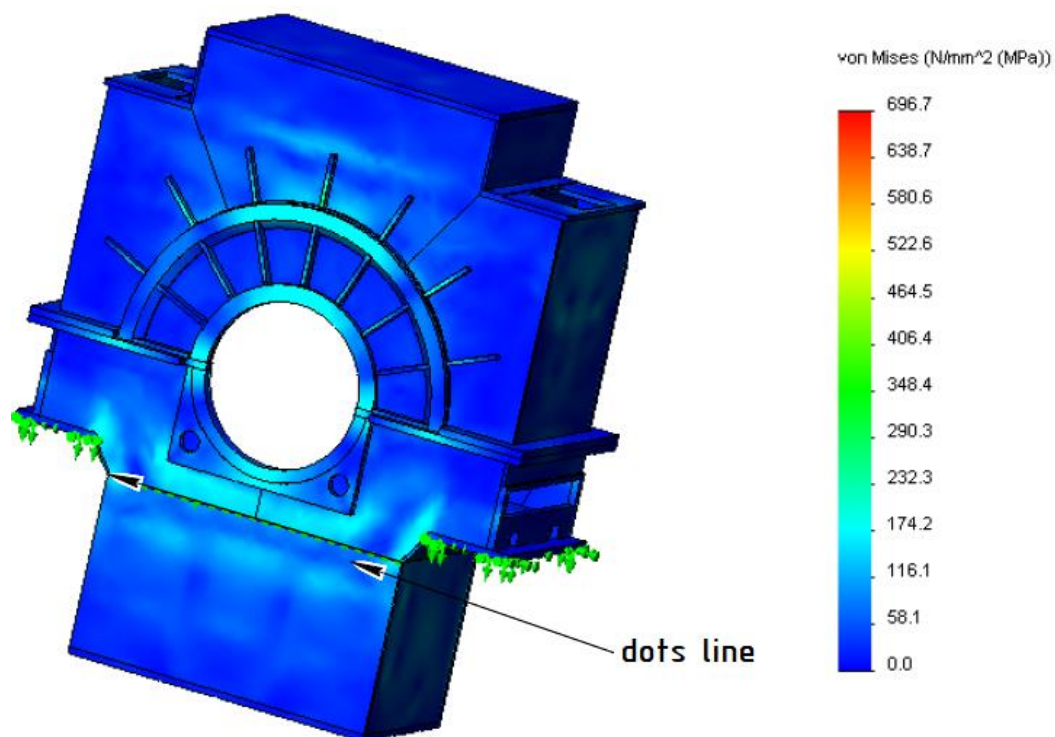


Рисунок 4.18 – Поле напружень в коробі

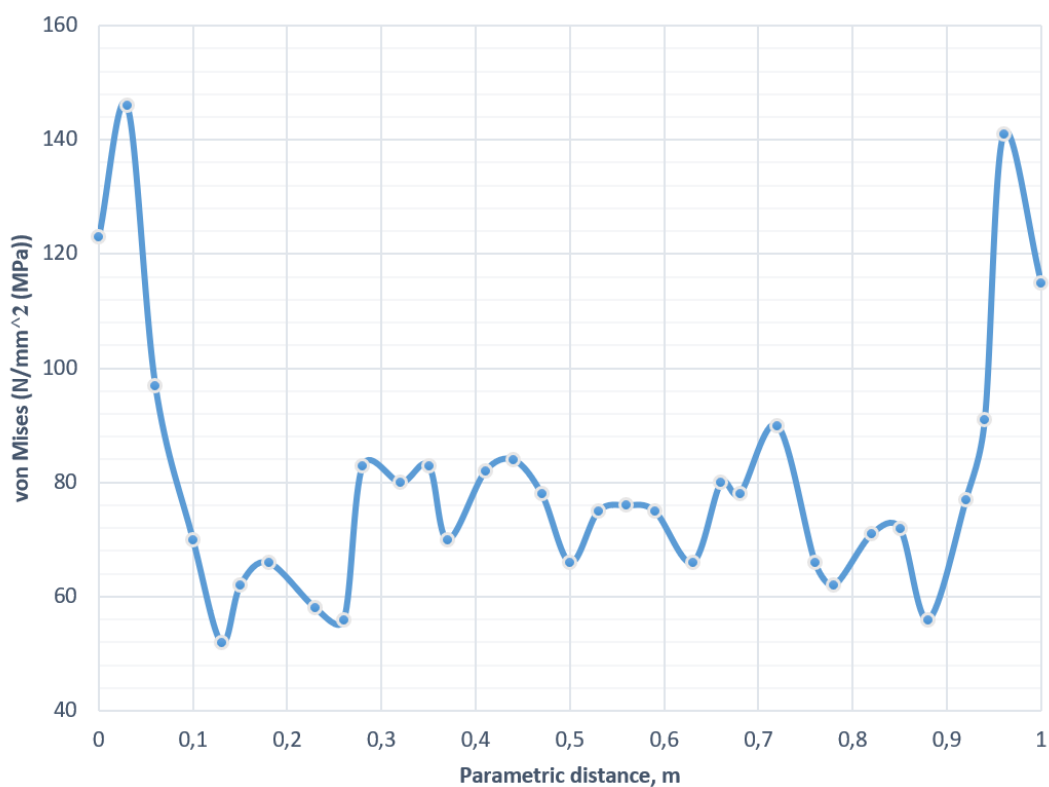


Рисунок 4.19 – Зміння напружень вздовж горизонтальної кромки нижньої стінки коробу

Змінення напружень вздовж кромки півкільця верхньої орбленої стінки корпусу наведені на рис. 4.20 – 4.21. Максимальне значення напружень в цій частині дещо вище і становить вже близько 160 МПа.

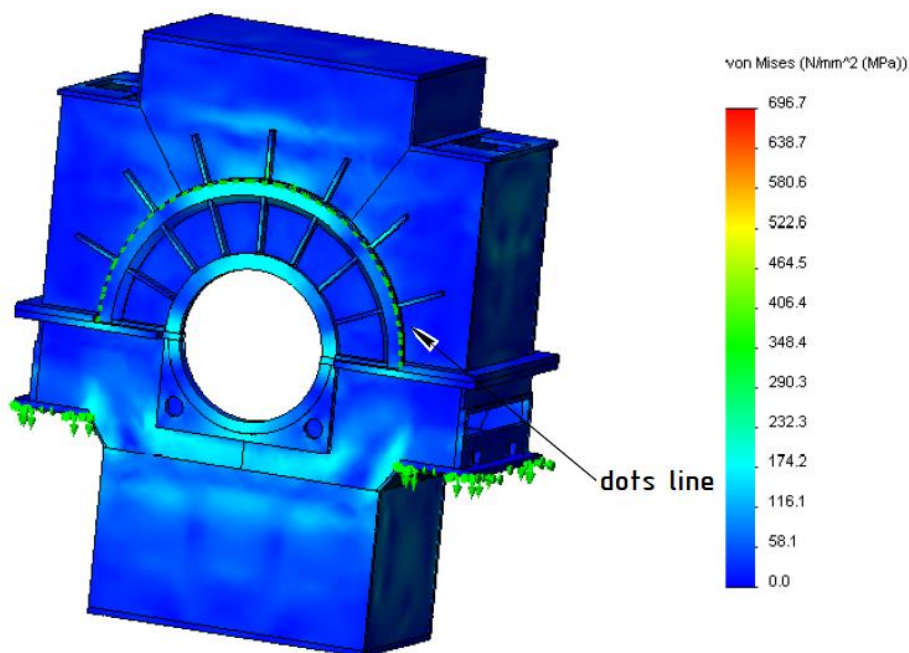


Рисунок 4.20 – Поле напружень в корпусі

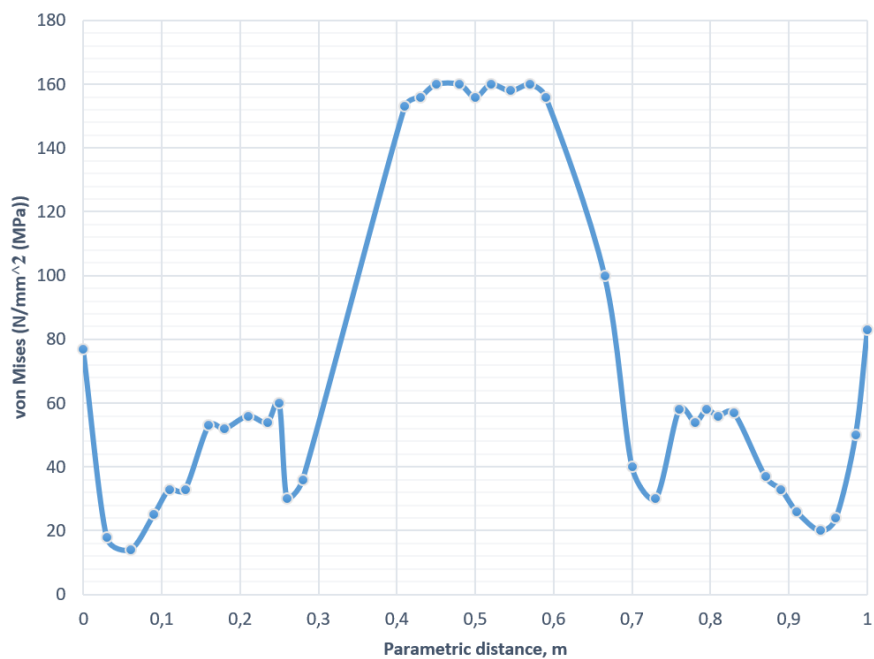


Рисунок 4.21 – Змінення напружень вздовж кромки півкільця

Змінення напружень уздовж кромки півкілця верхньої та нижньої половини корпусу зі сторони внутрішніх контактних кілець наведені на рис. 4.22 – 4.25. В цій частині рівень напружень дещо нижчий за розглянуті раніше, максимальне значення становить лише 100 МПа.

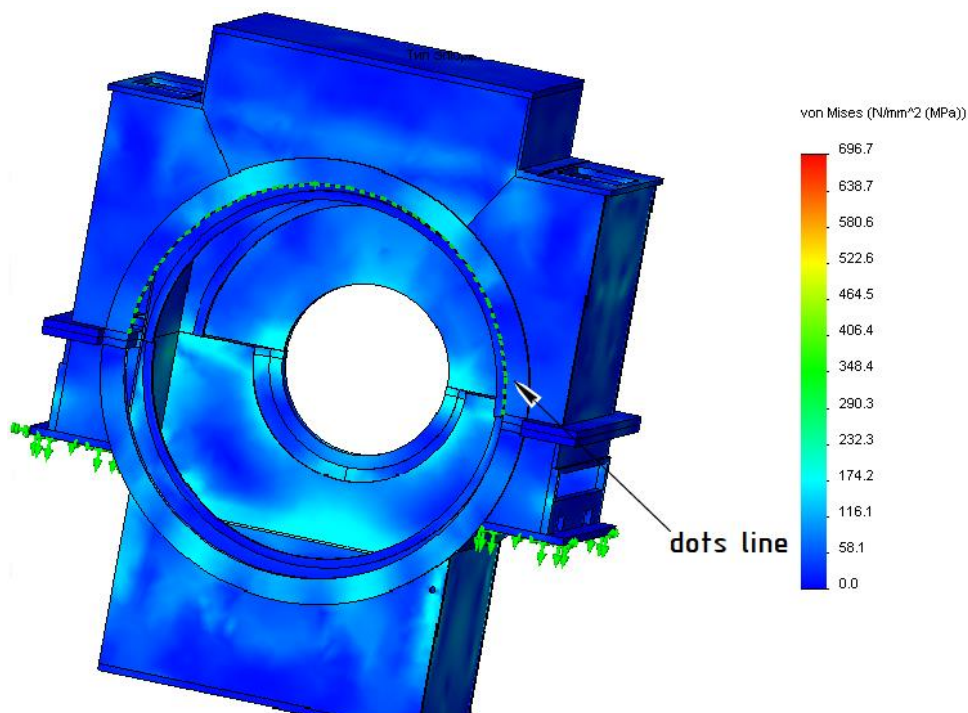


Рисунок 4.22 – Поле напружень в корпусі

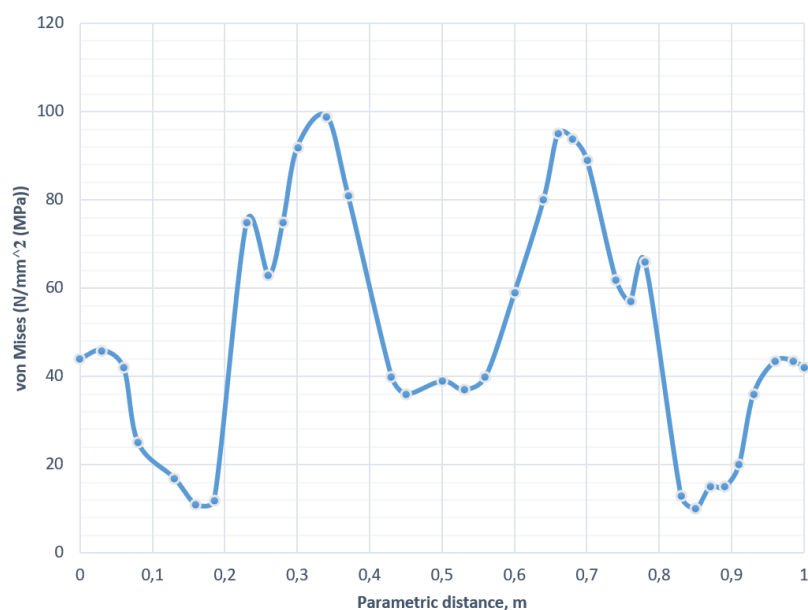


Рисунок 4.23 – Змінення напружень вздовж кромки півкілця верхньої половини корпусу зі сторони внутрішніх контактних кілець

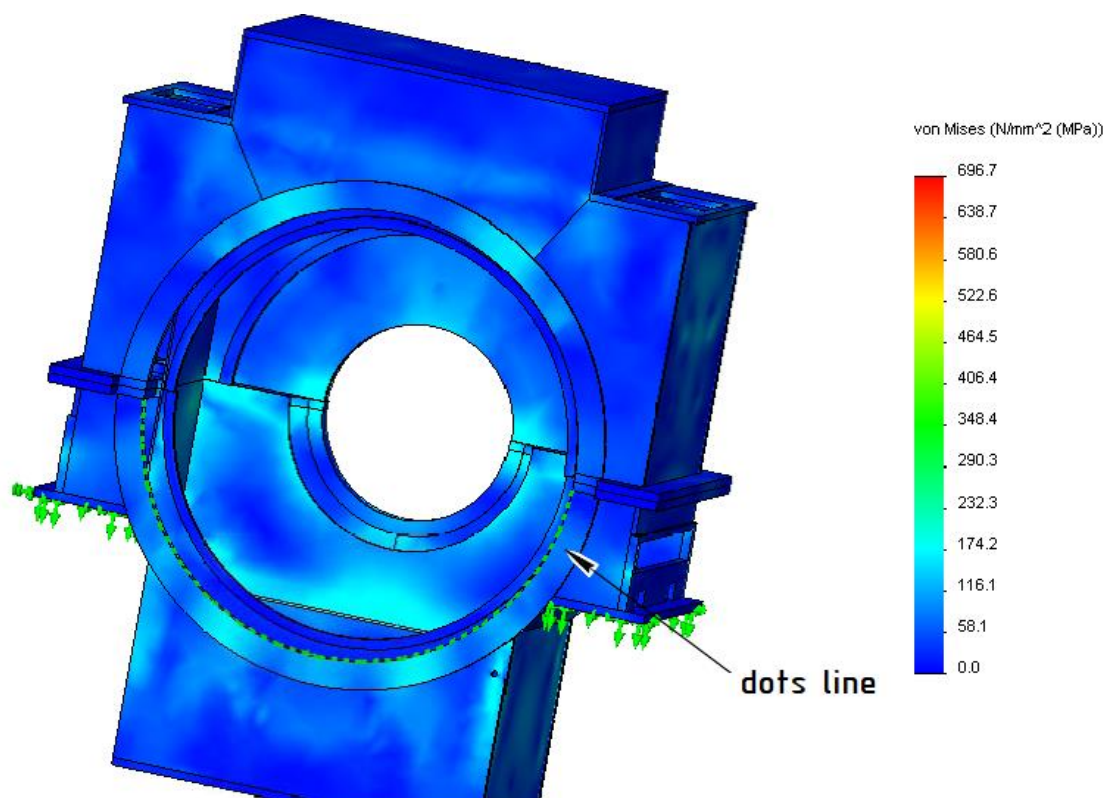


Рисунок 4.24 – Поле напружень в коробі

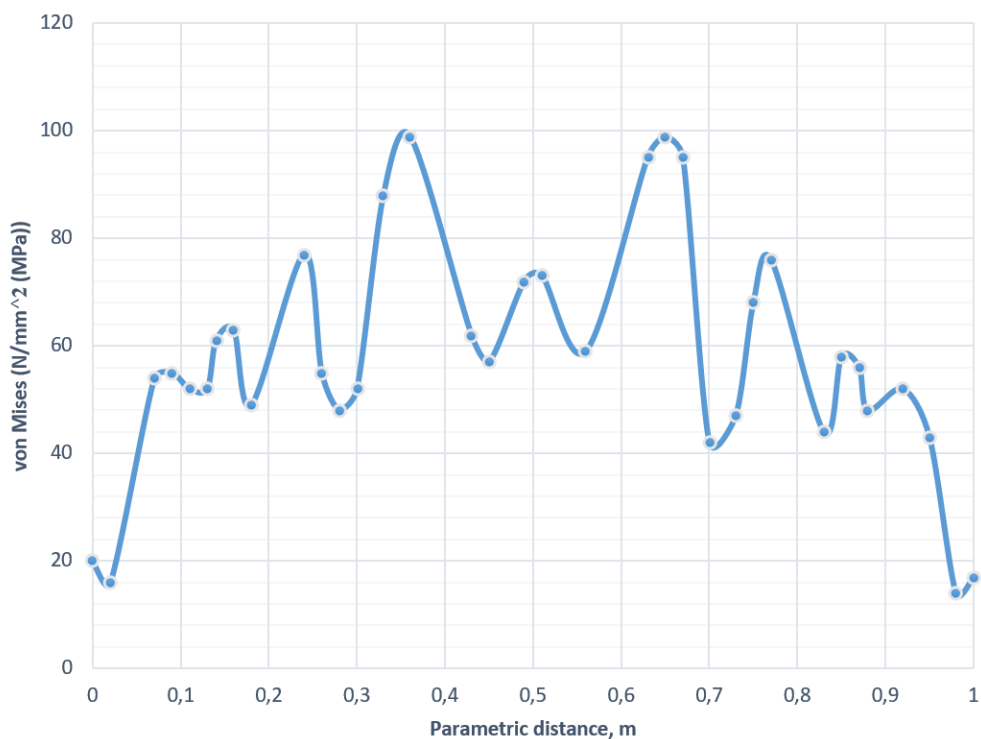


Рисунок 4.25 – Змінення напружень вздовж кромки півкільця нижньої половини корпусу зі сторони внутрішніх контактних кілець

На рис. 4.26 – 4.41 показані змінення переміщень вздовж різних кромки на різних стінках корпусу: URES – сумарні переміщення, U_X , U_Y , U_Z – переміщення стінок у напрямку осей Ox , Oy , Oz відповідно.

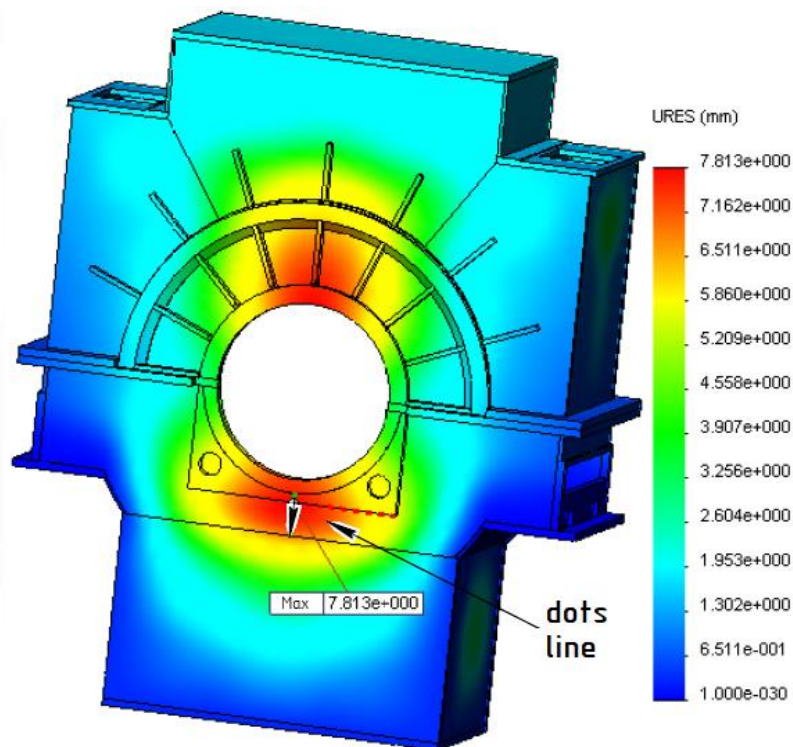


Рисунок 4.26 – Поле переміщень корпусу

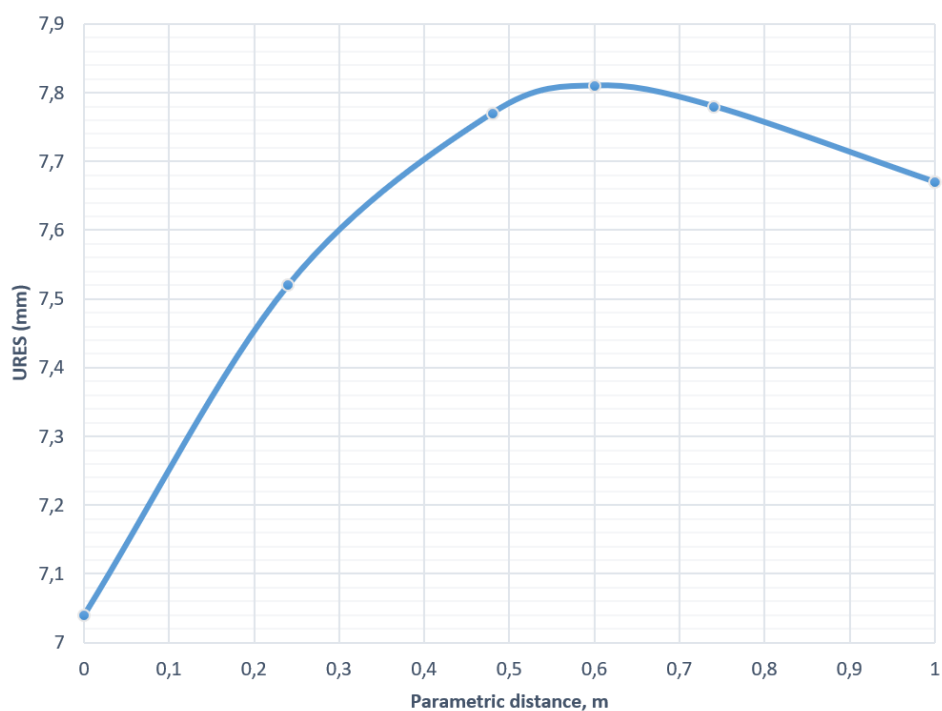


Рисунок 4.27 – Змінення переміщень вздовж кромки стінки корпусу

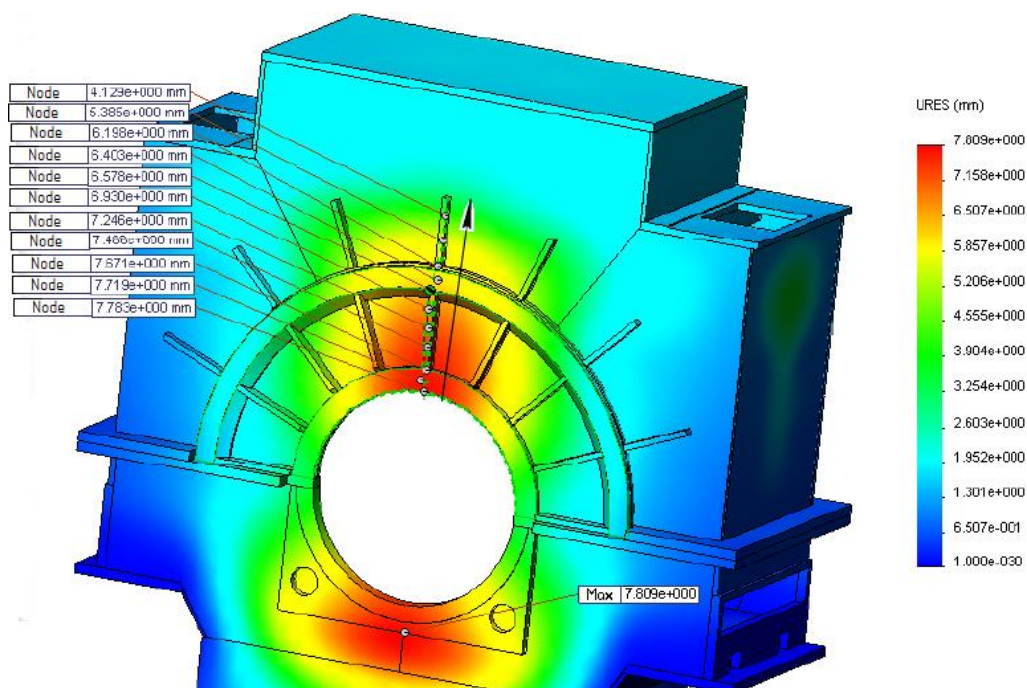


Рисунок 4.28 – Поле переміщень корпусу

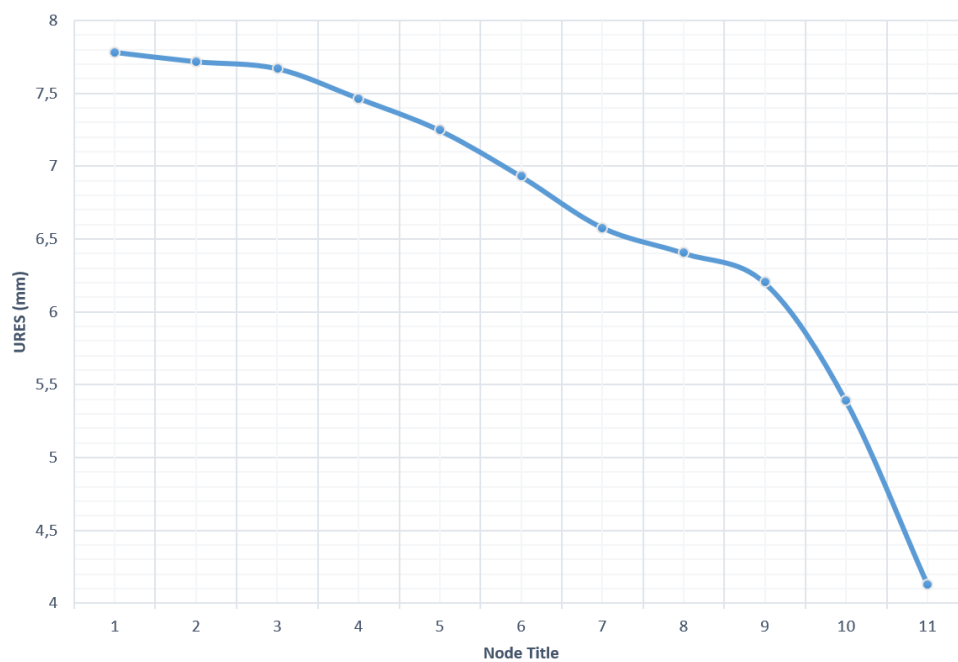


Рисунок 4.29 – Змінення переміщень вздовж ребер зовнішнього щита

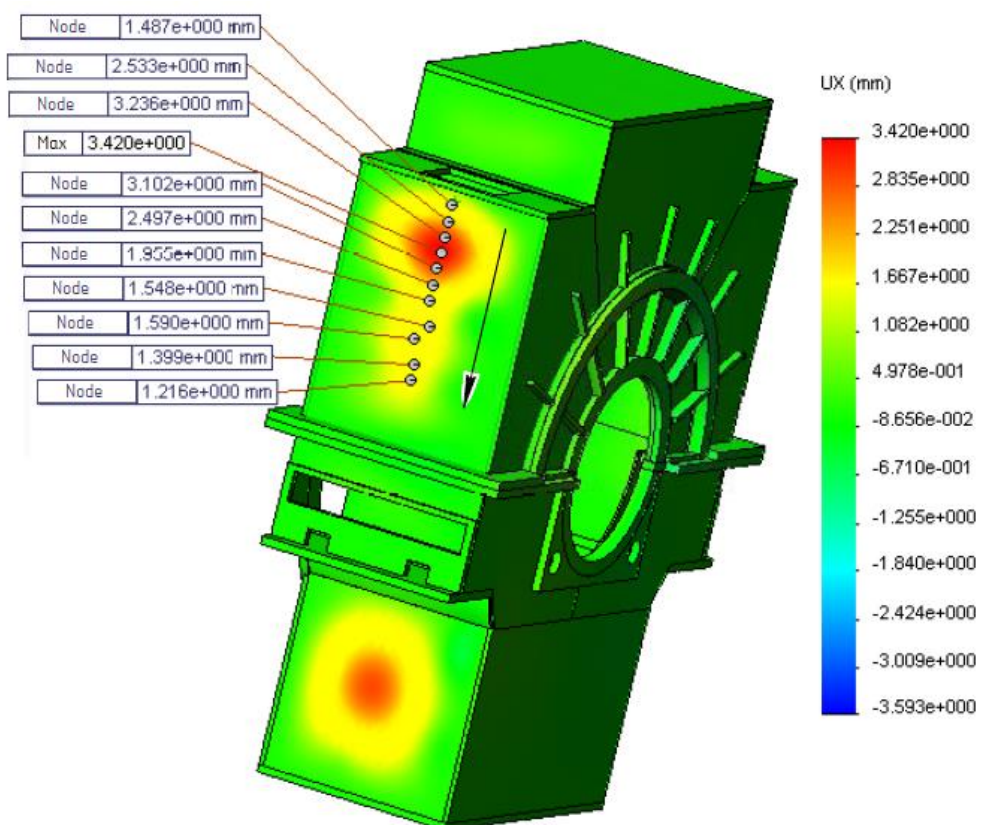


Рисунок 4.30 – Поле переміщень корпусу

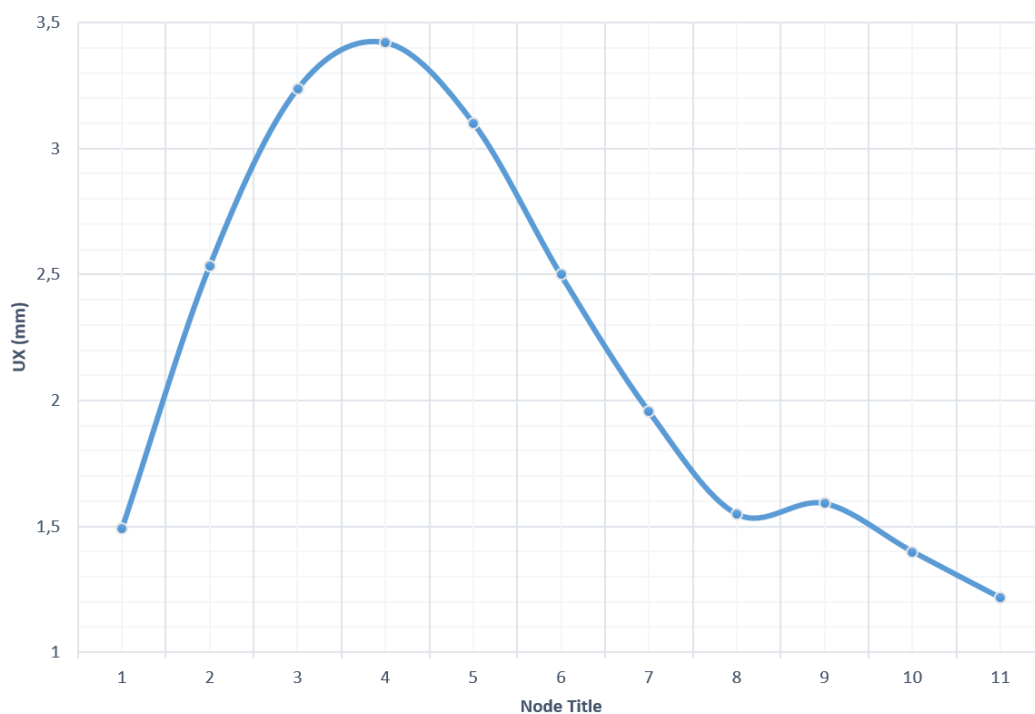


Рисунок 4.31 – Змінення переміщень посередині бічної стінки верхньої частини корпусу

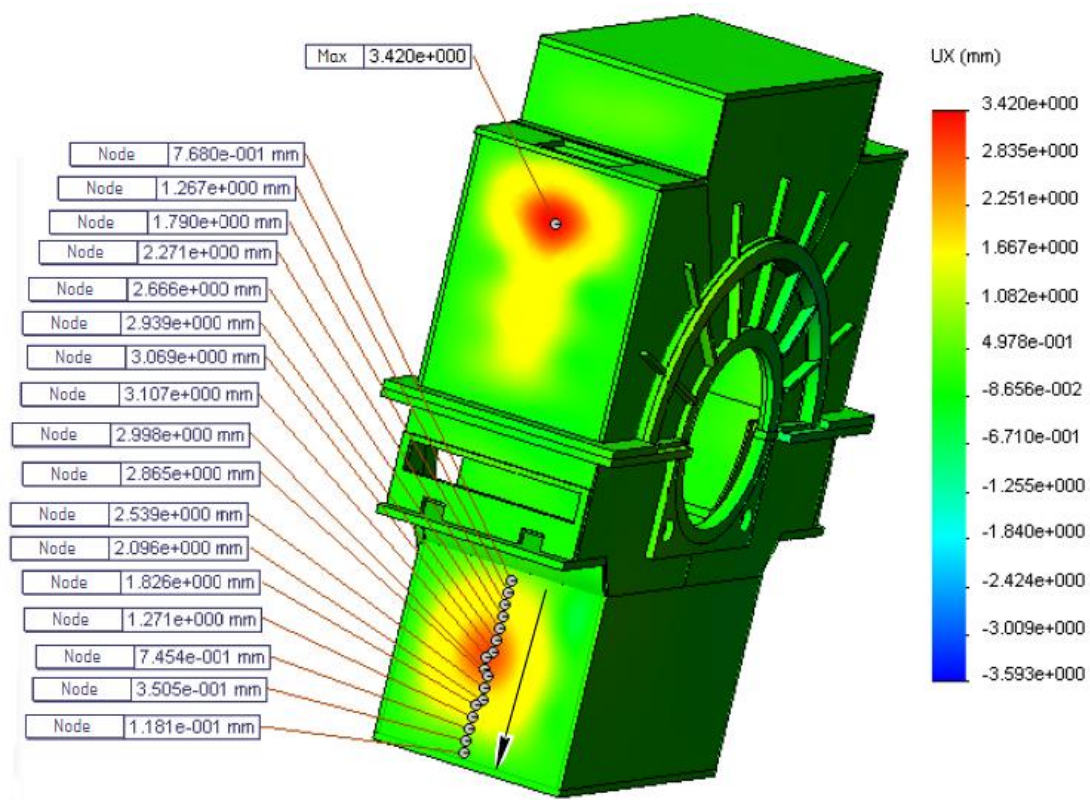


Рисунок 4.32 – Поле переміщень коробу

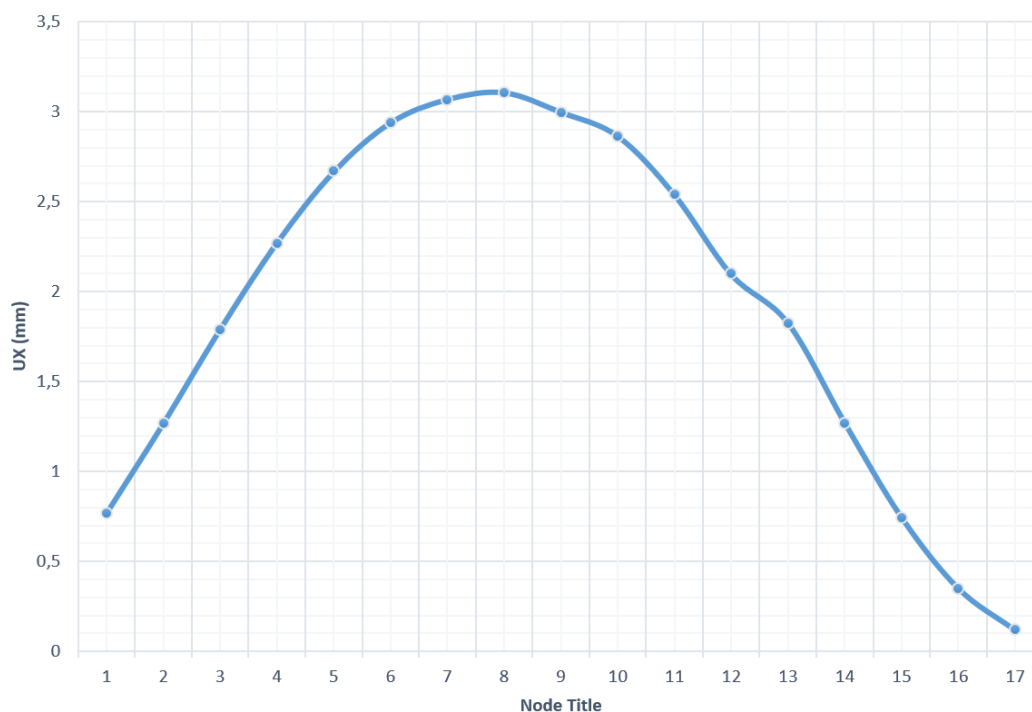


Рисунок 4.33 – Змінення переміщень посередині бічної стінки нижньої частини коробу

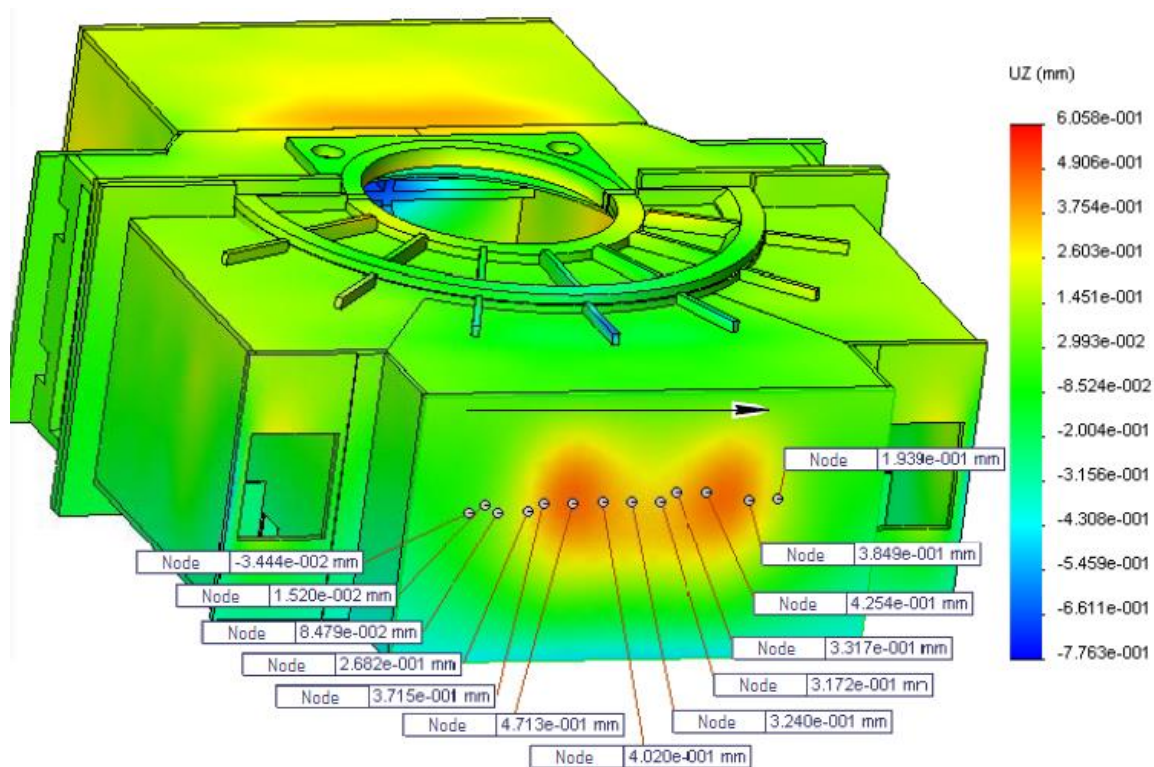


Рисунок 4.34 – Поле переміщень корпусу

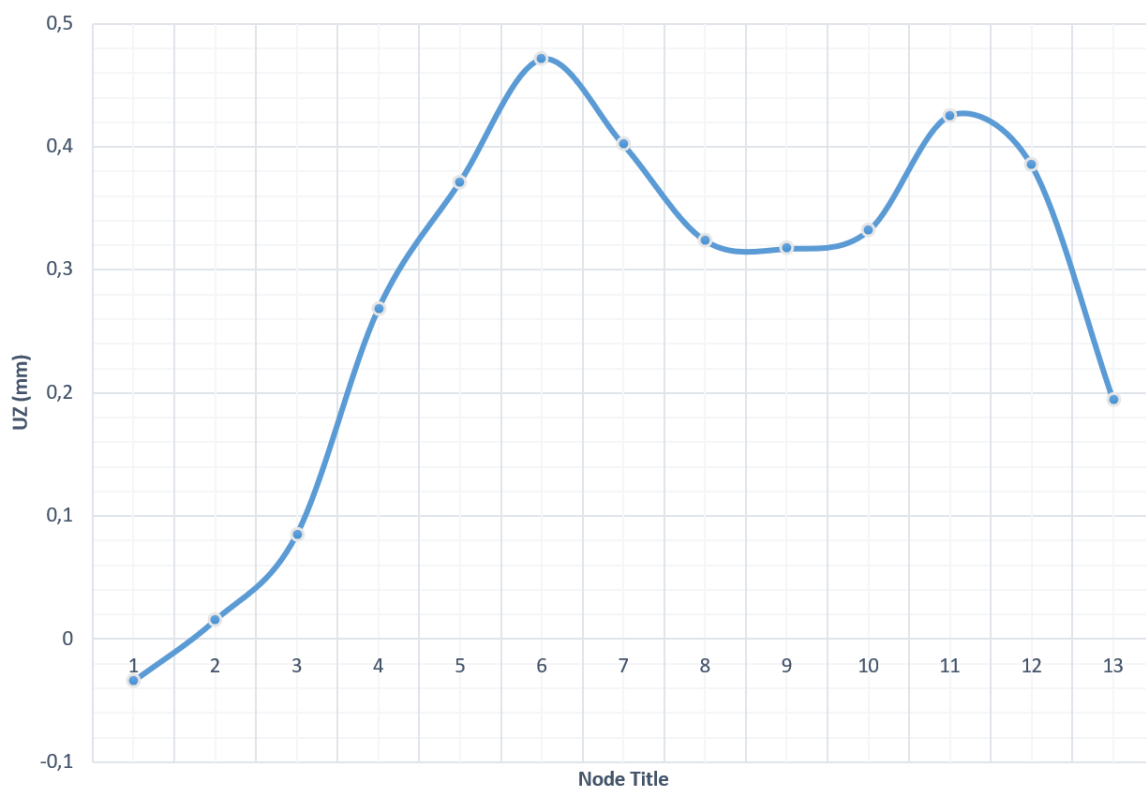


Рисунок 4.35 – Змінення переміщень посередині верхньої зовнішньої стінки корпусу

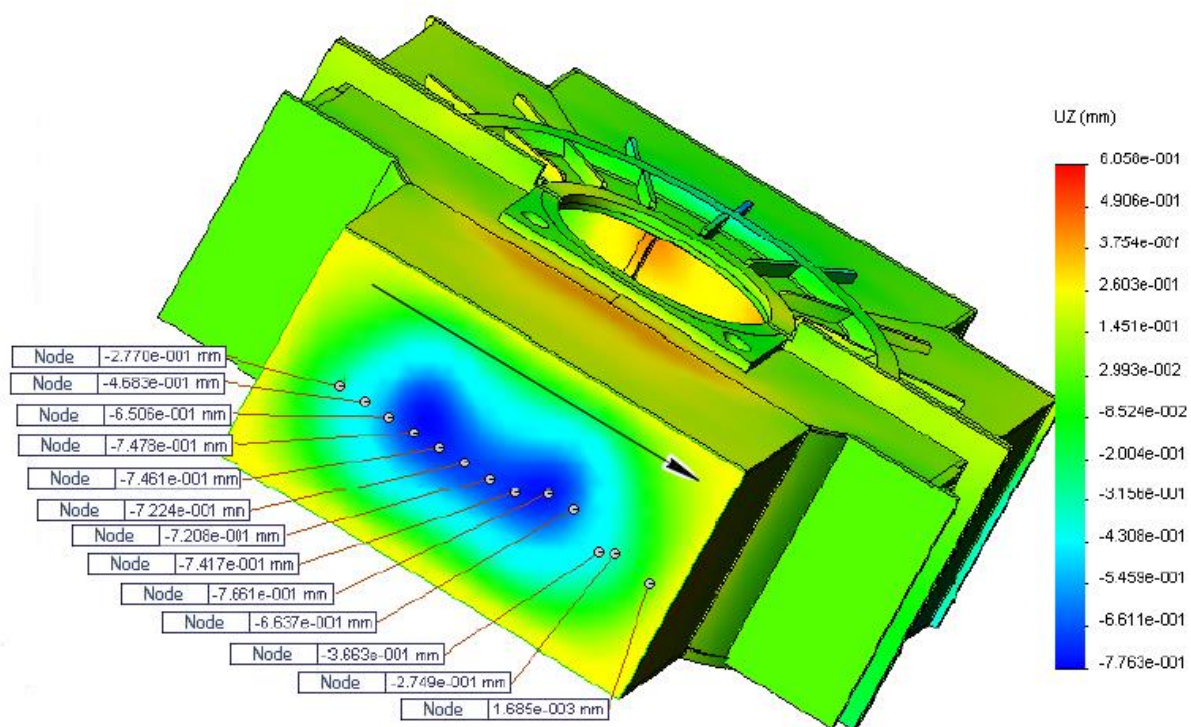


Рисунок 4.36 – Поле переміщень коробу

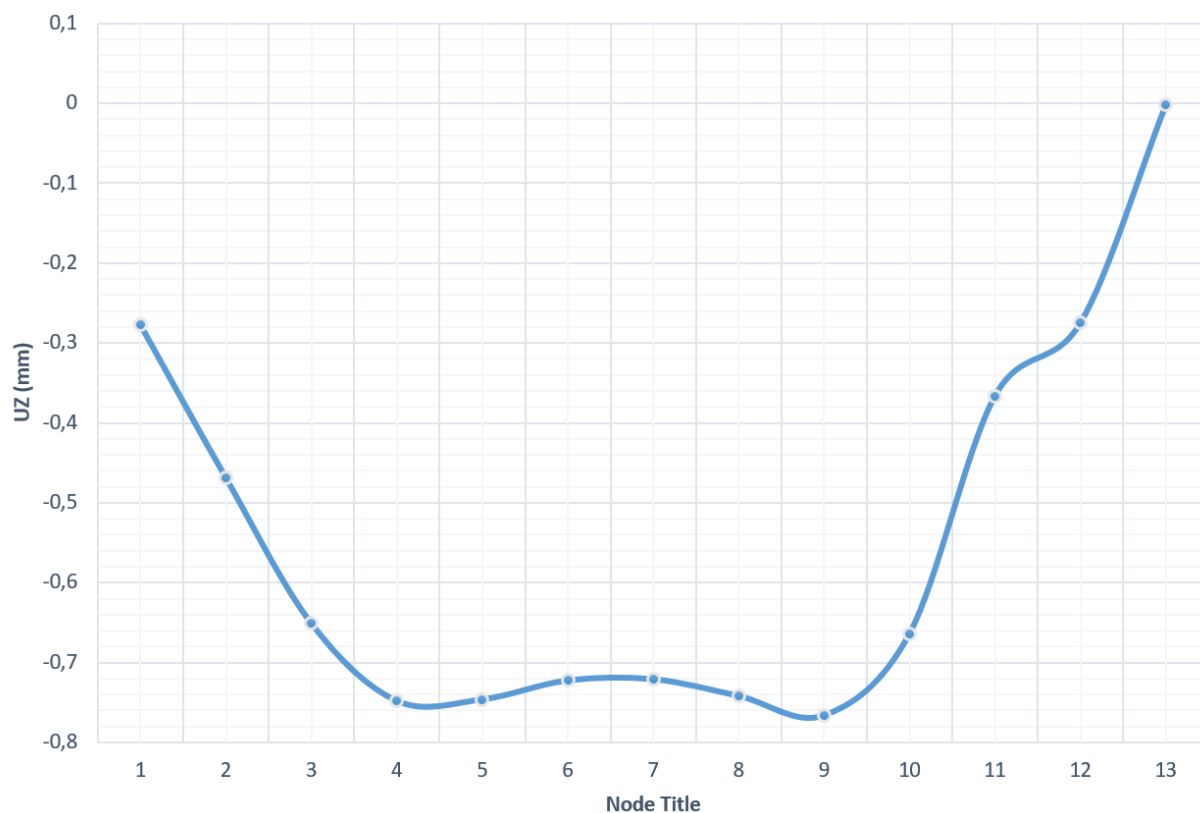


Рисунок 4.37 – Змінення переміщень посередині нижньої зовнішньої стінки коробу

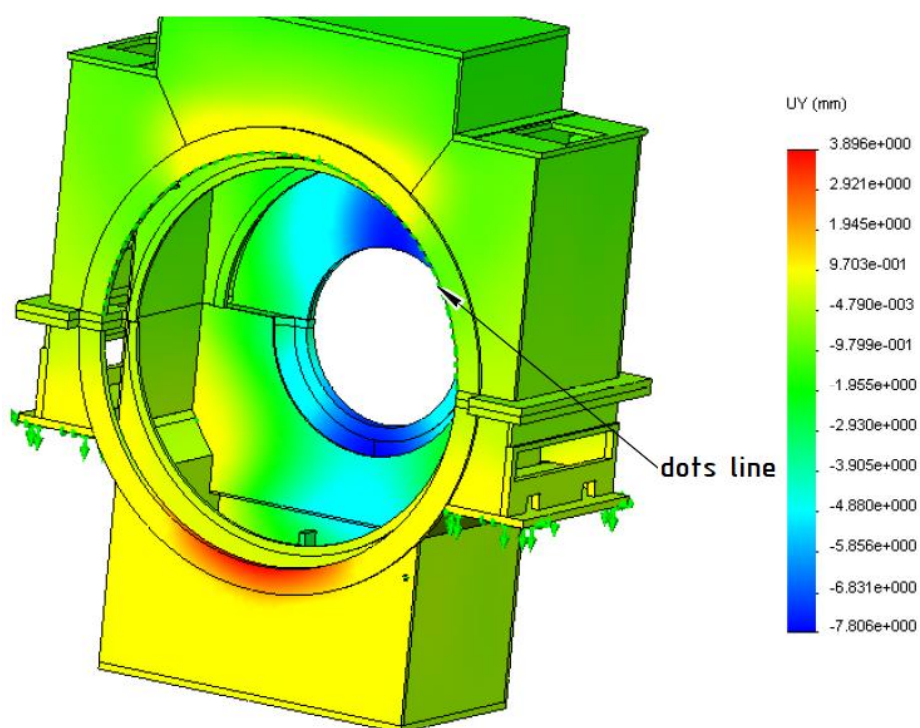


Рисунок 4.38 – Поле переміщень корпусу

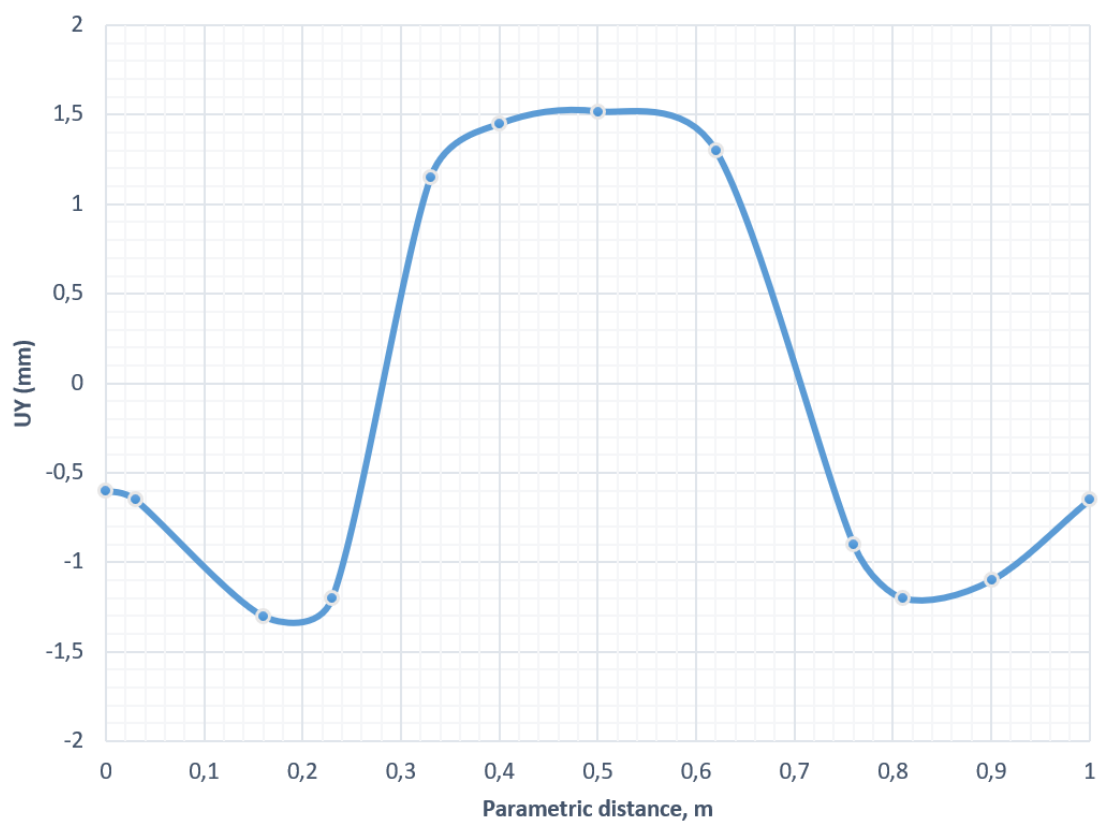


Рисунок 4.39 – Змінення переміщень вздовж кромки півкілця верхньої стінки корпусу зі сторони контактних кілець

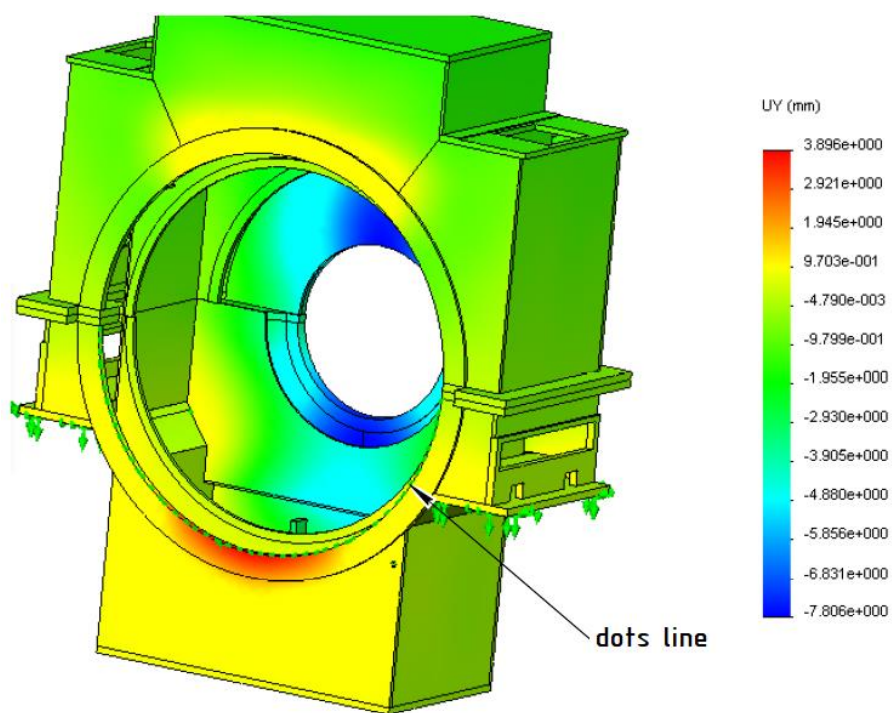


Рисунок 4.40 – Поле переміщень корпусу

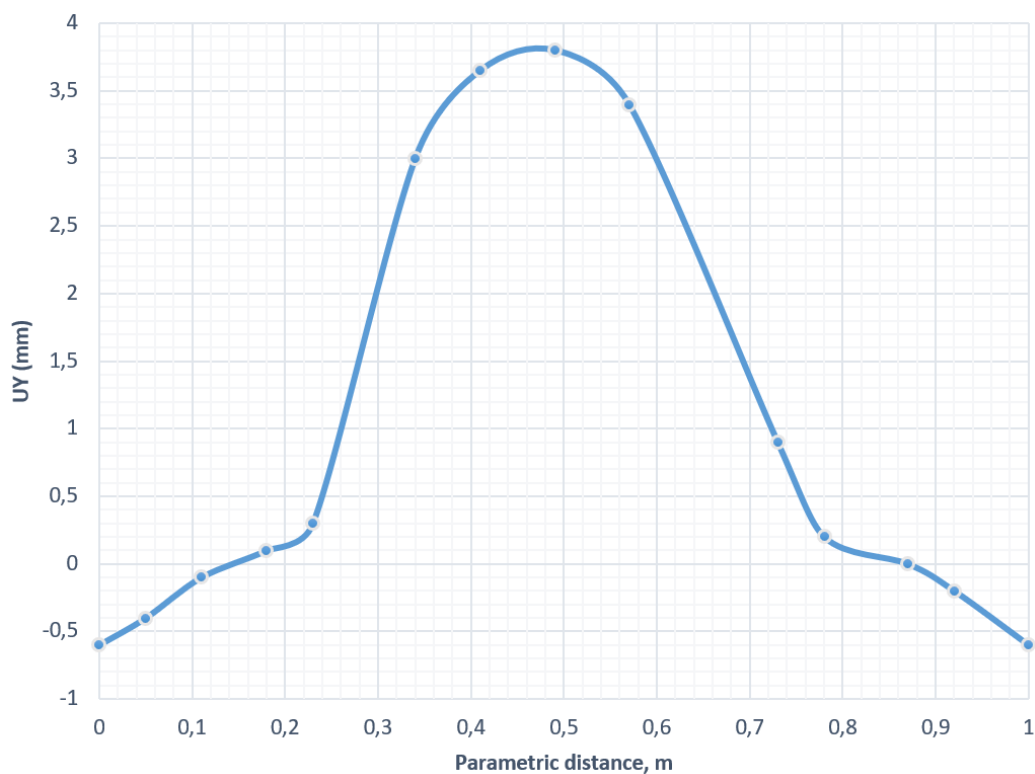


Рисунок 4.41 – Змінення переміщень вздовж кромки півкіля нижньої стінки корпусу зі сторони контактних кілець

На рис. 4.42 – 4.43 наведені змінення переміщень для коробу жорстко з'єднаного з підшипником уздовж кромки півкільця підшипника.

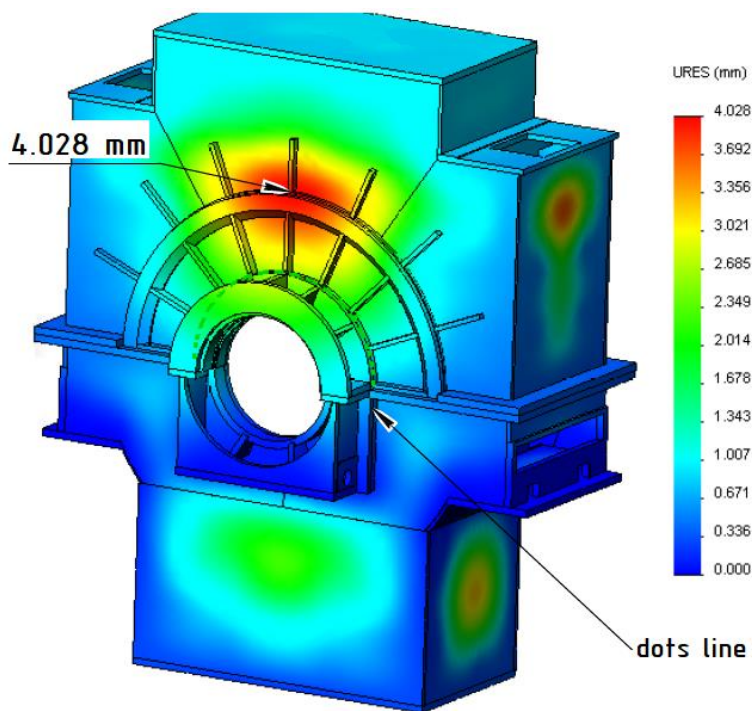


Рисунок 4.42 – Поле переміщень коробу

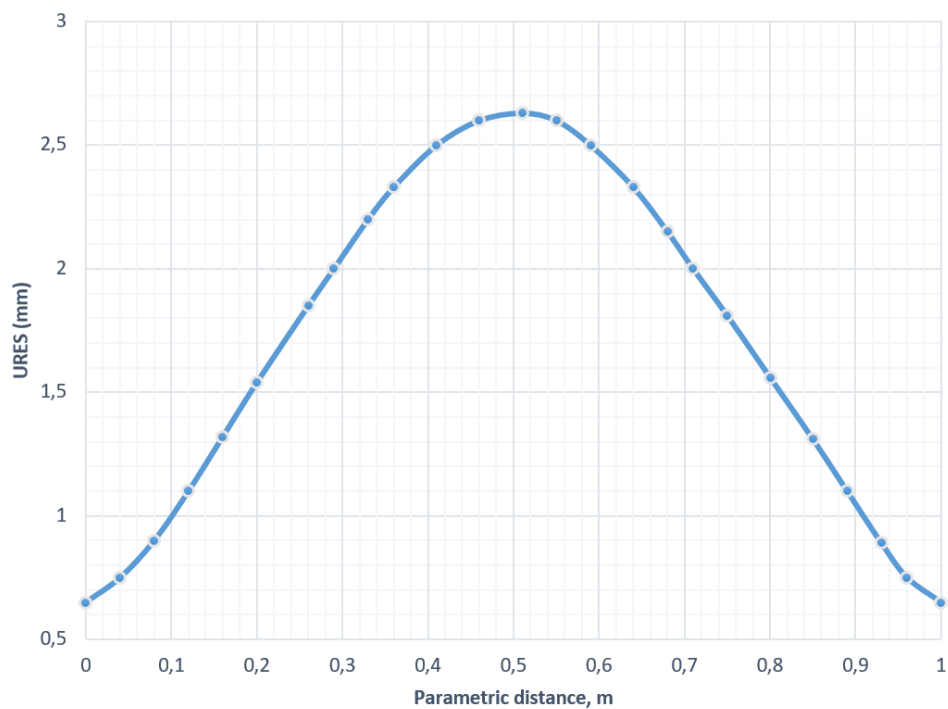


Рисунок 4.43 – Змінення переміщень вздовж кромки півкільця підшипника

Проведений розрахунок коробу при впливі надлишкового тиску в 5 атм показав, що максимальні переміщення коробу, що стоїть окремо, дорівнюють 7,8 мм (рис. 4.28). Вони спостерігаються у місці фланцевого з'єднання (місце кріплення підшипника), а для жорстко з'єданого з підшипником коробу у цьому місці вони дорівнюють 2,52 мм, а максимальні переміщення в цьому випадку на зовнішній стінці дорівнюють 4,028 мм (рис. 4.42). Необхідно відзначити, що максимальні напруження в обох випадках не перевищили межу плинності.

Також було проведено дослідження НДС коробу при дії аварійного надлишкового тиску величиною 7 атм і 10 атм. На рис. 4.44 – 4.45 показані переміщення стінок коробу при дії даного надлишкового тиску. Встановлено, що при впливі надлишкового тиску 7 атм напруження в конструкції не перевищують межу міцності. Для забезпечення необхідної міцності конструкції при впливі надлишкового тиску величиною 10 атм стінки коробу повинні бути додатково скріплені стяжними шпильками.

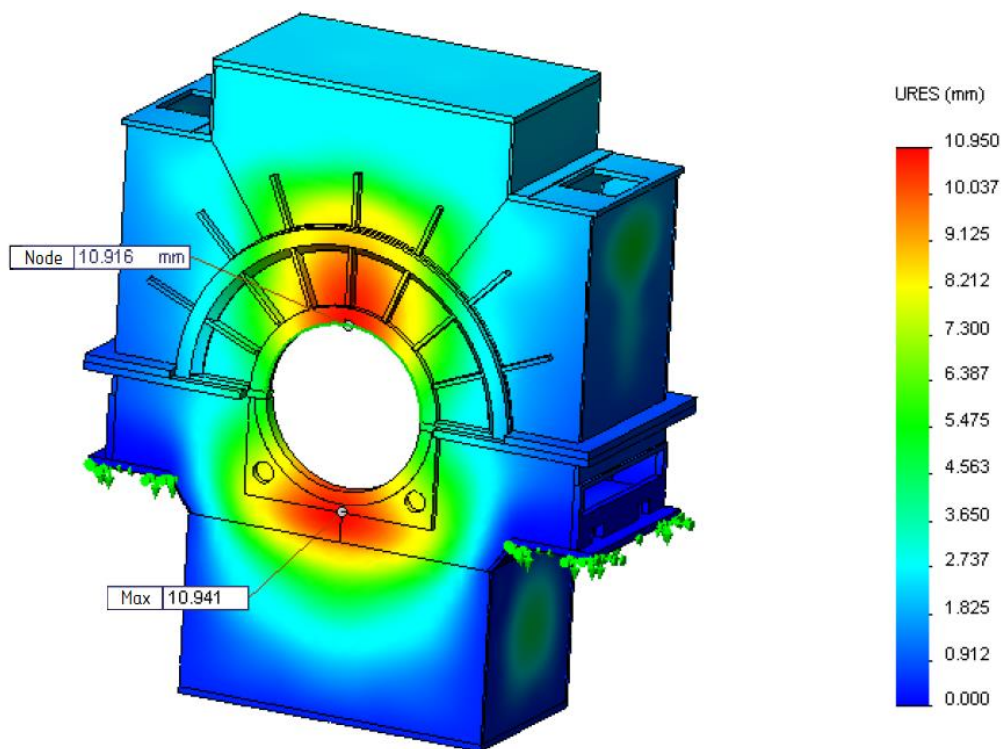


Рисунок 4.44 – Поле переміщень коробу при надлишковому тиску 7 атм

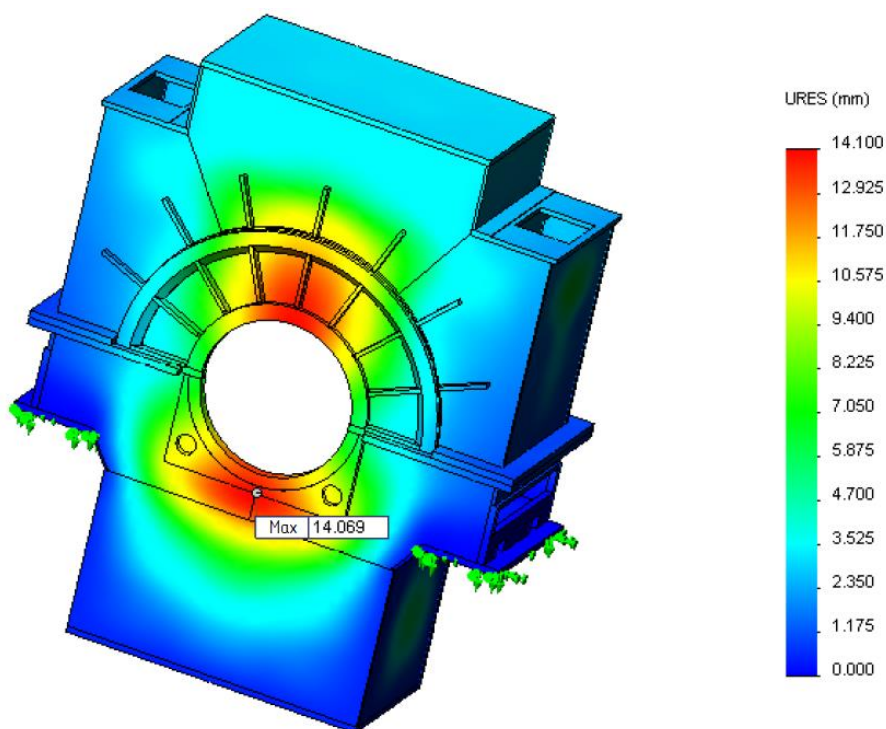


Рисунок 4.45 – Поле переміщень коробу при надлишковому тиску 10 атм

4.1.4 Переваги запропонованого методу тривимірного розрахунку

На основі вищевикладеного підходу, заснованого на послідовному вирішенні задачі вентилявання та задачі пружності, дана постановка та проведено дослідження НДС коробів турбогенераторів різної потужності при впливі робочих та аварійних тисків. Результати розрахунків задовільно зіставляються з даними аналітичного розрахунку та результатами експериментальних досліджень. Показано, що запропонований підхід дозволяє виконувати розрахунки з високим ступенем точності, який неможливо отримати, використовуючи лише аналітичний підхід. Встановлено, що використання початкових умов даних про тиск, отриманих шляхом поєднання аналітичного і CFD методів, дозволяє виконувати розрахунки з точністю не менше 0,06 %.

4.2 Зазначення максимально допустимої деформації для нормальної роботи ущільнення при роботі під воднем

Згідно вищенаведеного розрахунку коробу турбогенератора при впливі номінального надлишкового тиску водню в 5 атм максимальне значення переміщення для жорстко з'єданого з підшипником коробу у місці фланцевого

з'єднання (місце кріплення підшипника) дорівнює 2,52 мм (рис. 4.29). Характерний розмір розрахункового короба становить 2,5 м. Перерахувавши вищезазначене переміщення на цей розмір, отримуємо деформацію, яка складає 0,1 %. Можна зазначити, що при таких деформаціях всі механічні напруження знаходяться в зоні пружних деформацій, а величини пікових напружень дозволяють працювати в режимах, що не призводять до втомного руйнування конструкції. Враховуючи вищевикладене, такі величини напружень та деформацій надають можливість нормальної роботи конструкції протягом 30 років, а зварні з'єднання, що знаходяться під надлишковим тиском водню, не вимагають спеціальних методів випробувань.

В частині міцності всі напруження не перевищують межу плинності матеріалу коробу.

4.3 Висновки до четвертого розділу

В даному розділі були науково обґрунтовані зміни геометричних характеристик коробів турбогенератора для забезпечення надійної роботи агрегату під час надкритичних навантажень.

В ході представленого дослідження виявлено, що короби статора турбогенератора мають створюватись з додатковим силовими поясами. Причому характерний розмір ребер жорсткості повинен становити не менше подвійної товщини обшивки статора. При цьому всі зварні шви мають бути виконані з розділкою країв. Технологічно необхідно передбачити покрокове виконання кореня шва з поетапним зачищенням кореня цього шва. У зварному шві неприпустимі додаткові концентратори. Допустиме механічне напруження слід прийняти як 1/2 від межі плинності основного матеріалу.

В статті [8] показано принцип створення оребрєння для посилення корпусу статора, розроблено математичний алгоритм оцінки напруженого стану з урахуванням дії основних та технологічних навантажень, представлені результати були реалізовані в діючому електродвигуні.

Вперше було створено метод визначення міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів із вирішенням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням МСЕ для зв'язаної задачі термопружності в частині уточнення граничних умов III-роду, що є особливістю цього методу. Використання цього методу дозволило провести більш точний аналіз міцності елементів конструкцій турбогенераторів. Основні положення методу викладено у монографії [9].

4.4 Література до четвертого розділу

1. ДСТУ 2651:2005 Сталь вуглецева звичайної якості. Марки (ГОСТ 380-2005), Дата початку дії: 01.09.2006, https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=41616.
2. ISO 12715 Non-destructive testing – Ultrasonic testing – Reference blocks and test procedures for the characterization of contact probe sound beams. Second edition 2014-06-15, <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/57039/a593a54cf06e4717b381977611cd5ea5/ISO-12715-2014.pdf>.
3. Weili, Li & Jichao, Han & Xingfu, Zhou & Yong, Li.: Calculation of Ventilation Cooling, Three-Dimensional Electromagnetic Fields, and Temperature Fields of the End Region in a Large Water–Hydrogen–Hydrogen-Cooled Turbogenerator. IEEE Transactions on Industrial Electronics 60(8):3007-3015, August 2013, <http://dx.doi.org/10.1109/TIE.2012.2202359>.
4. S. Burgmann, T. Fischer, M. Rudersdorf, A. Roos, A. Heinzl, J. Seume: Development of a centrifugal fan with increased part-load efficiency for fuel cell applications, Renewable Energy, Volume 116, Part A, 2018, pp. 815-826, ISSN 0960-1481, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.09.075>.
5. Y. Song, X. Sun, D. Huang, Z. Zheng: Aerodynamic Design and Performance Assessment of a Centripetal-Flow Fan. Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 10, No. 5, pp. 1343-1353, 2017, ISSN 1735-3572, EISSN 1735-3645, <https://doi.org/10.18869/ACADPUB.JAFM.73.242.27582>.

6. Huang, CH., Hung, MH.: An optimal design algorithm for centrifugal fans: Theoretical and experimental studies. J Mech Sci Technol 27, pp. 761–773, 2013, <https://doi.org/10.1007/s12206-013-0126-7>.
7. IEC 60034-3 Rotating electrical machines – Part 3: Specific requirements for synchronous generators driven by steam turbines or combustion gas turbines and for synchronous compensators. Publication Date: 1 May 2020. Page Count: 72. ICS Code (Rotating machinery in general): 29.160.01. <https://standards.globalspec.com/std/14208318/iec-60034-3>;
8. Tretiak, O., Serhienko, S., Zhukov, A., Gakal, P., Don Y., Arefieva M., Tretiak I., **Kravchenko S.**, Bohozhavets O.: "Peculiarities of the Design of Housing Parts of Large Direct Current Machines," SAE Int. J. Mater. Manf. 17(1):59-72, 2024, (Scopus Q3) <https://doi.org/10.4271/05-17-01-0005>.
9. Третяк О.В., **Кравченко С.С.** Аналіз напружено-деформованого стану турбогенераторів великої потужності при роботі в надпроектних режимах, монографія. Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; – Харків: КП «Міська друкарня», 2024 – 206 с. ISBN 978-617-619-297-8

РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

5.1 Аналіз та кореляція результатів дослідження НДС вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів

З метою підтвердження достовірності отриманих розробленими у роботі методами тривимірного моделювання значень механічних напружень у вузлах та елементах конструкцій турбогенераторів було використано метод Hot Spot Stress (HSS) у постановці лінійної поверхневої екстраполяції (LSE). Цей метод було застосовано для оцінки збіжності результатів розрахунків напружень у бандажному кільці ротора, у підвісці осердя статора, у натискному фланці та коробі турбогенератора. [1, 2, 3, 4]

5.1.1 Методика оцінки збіжності визначених механічних напружень в елементах зварних з'єднань та в елементах конструкцій HSS-методом

Відомо, що в практиці використання МСЕ одним з основних емпіричних правил є необхідність згущення сітки скінчених елементів для отримання більш точних результатів. При цьому, прагнучі отримати все більш і більш точні результати, користувачі різних програмних продуктів, що реалізують МСЕ, використовують все більш і більш дрібну сітку в зонах з підвищеним рівнем напружень. При цьому очікується кількісна збіжність величин результатів розрахунку, але досить часто цього не відбувається. У деяких областях розрахункової моделі при згущенні сітки скінчених елементів напруження починають розходитися зі зростаючою швидкістю. Така ситуація, що описується як сингулярність за напруженнями, спостерігається в місцях поєднання окремих елементів конструкції між собою, тобто фактично в будь-яких ділянках, де кут сполучення елементів скільки-небудь відрізняється від нуля. При цьому сингулярність по напруженням, що спостерігається, ніяк не пов'язана з сингулярністю по переміщенням, збіжність яких виявляється досить хорошою.

Для обходу цієї проблеми використовують HSS-метод [5]. Він дозволяє скоригувати результати розрахунку напружень, що були одержані за допомогою МСЕ.

Для наочності розглянемо методику оцінки збіжності результатів розрахунків МСЕ механічних напружень в елементах зварних з'єднань та в елементах конструкцій HSS-методом (рис. 5.1).

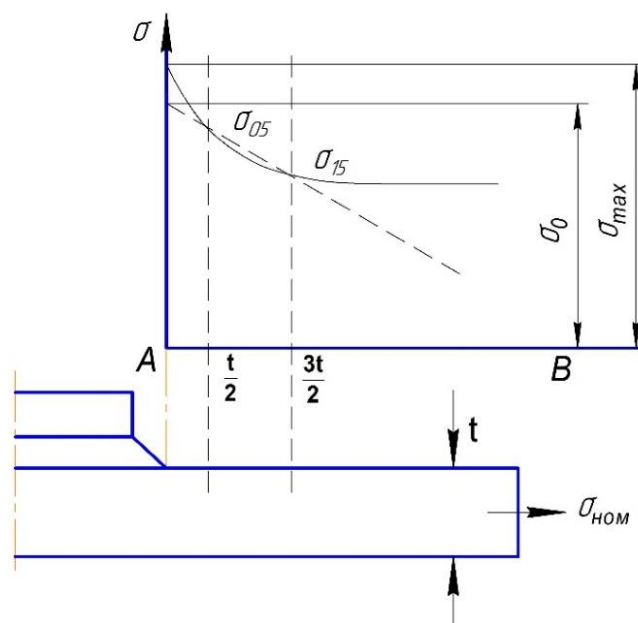


Рисунок 5.1 – Застосування HSS-методу для оцінки збіжності результатів визначення механічних напружень

Розміри елементів біля місця зварного шва (концентратора напружень) приймаються не більше половини товщини листа t . Напруження визначаються на відстані $0,5t$ і $1,5t$ від зварного шва. За умов достатності ресурсів обчислювальної техніки для моделювання зварних швів концентратор напруження розміщується біля основи шва. Лінія інтерполяції (AB) розташовується перпендикулярно до лінії, яку можна провести вздовж зварного шва. Крок сітки приймається таким, щоб пробні значення напружень σ_0 і σ_{15} обчислювалися в різних елементах.

Номінальні (геометричні) напруження σ_0 в концентраторі визначаються лінійною інтерполяцією за наступною формулою [6]:

$$\sigma_0 = 1,5\sigma_{05} - 0,5\sigma_{15}. \quad (5.1)$$

5.1.2 Перевірка збіжності отриманих методами тривимірного моделювання механічних напружень в підвісці осердя статора HSS-методом

Перевірка збіжності отриманих методами тривимірного моделювання механічних номінальних (геометричних) напружень на ділянках з піковими навантаженнями HSS-методом виконувалась для підвіски осердя статора турбогенератора потужністю 325 МВт.

Епюра напружень з вказаними ділянками з піковими навантаженнями в підвісці осердя статора наведена на рис. 5.2.

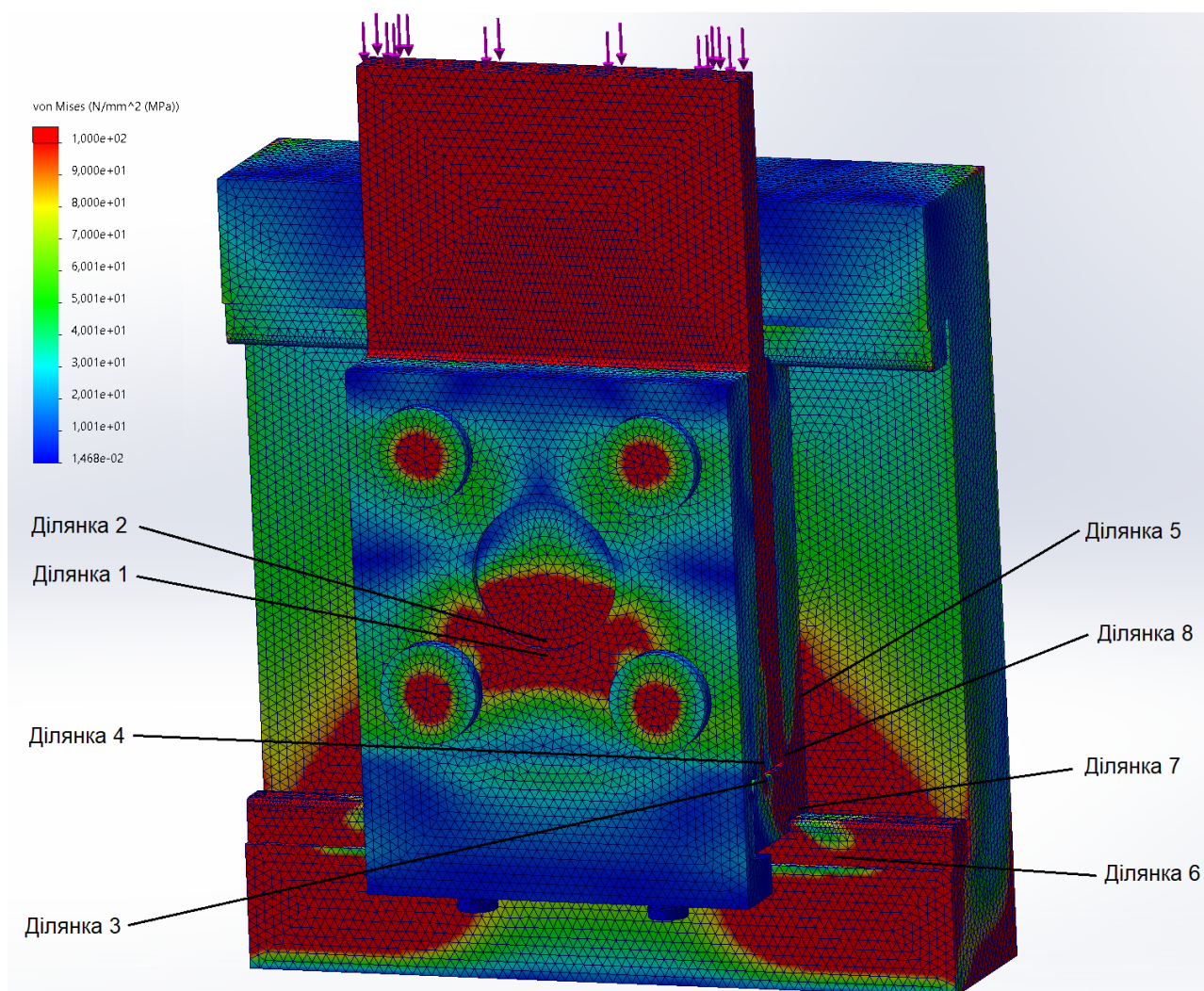


Рисунок 5.2 – Поле напружень в підвісці осердя статора

Епюри напружень ділянок з піковими навантаженнями в підвісці осердя статора та діаграми перевірки збіжності за HSS-методом визначених напружень, представлені на рис. 5.3 – 5.18.

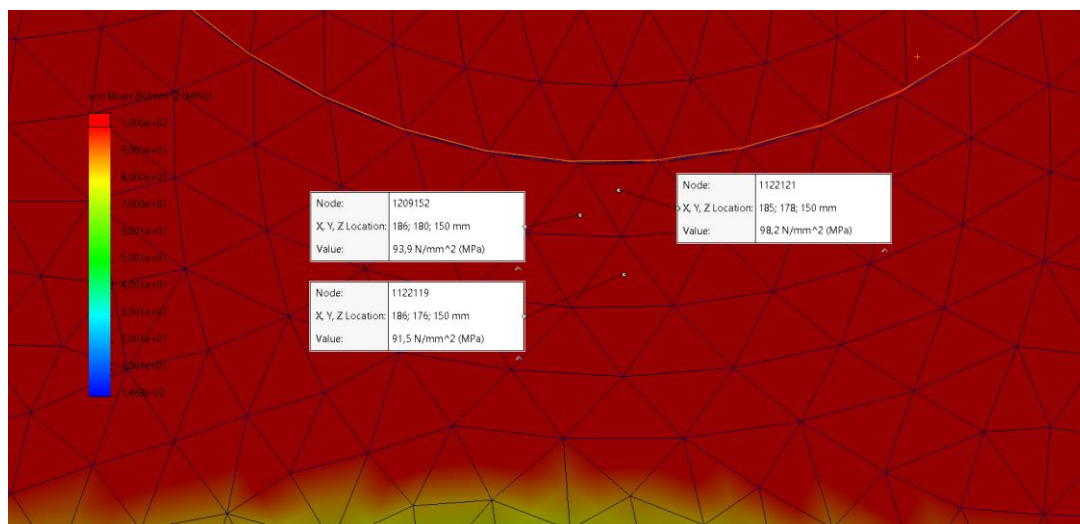


Рисунок 5.3 – Локальні значення напружень в підвісці для ділянки 1

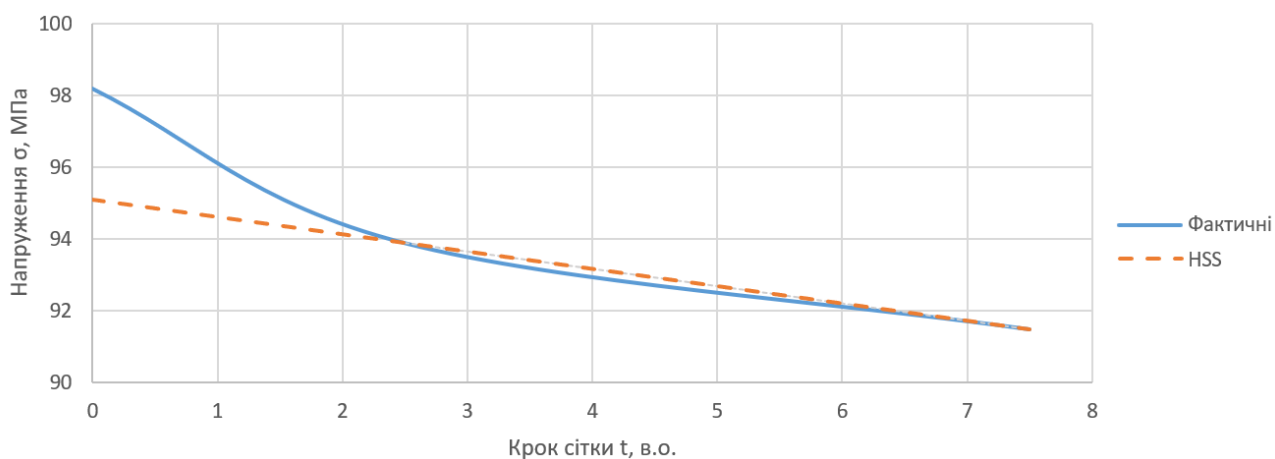


Рисунок 5.4 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в підвісці для ділянки 1



Рисунок 5.5 – Локальні значення напружень в підвісці для ділянки 2

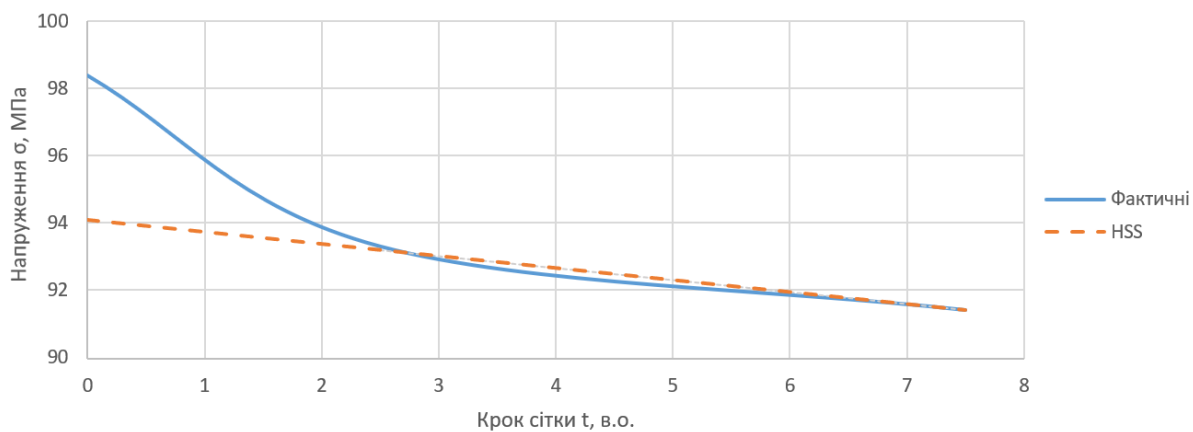


Рисунок 5.6 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в підвісці для ділянки 2

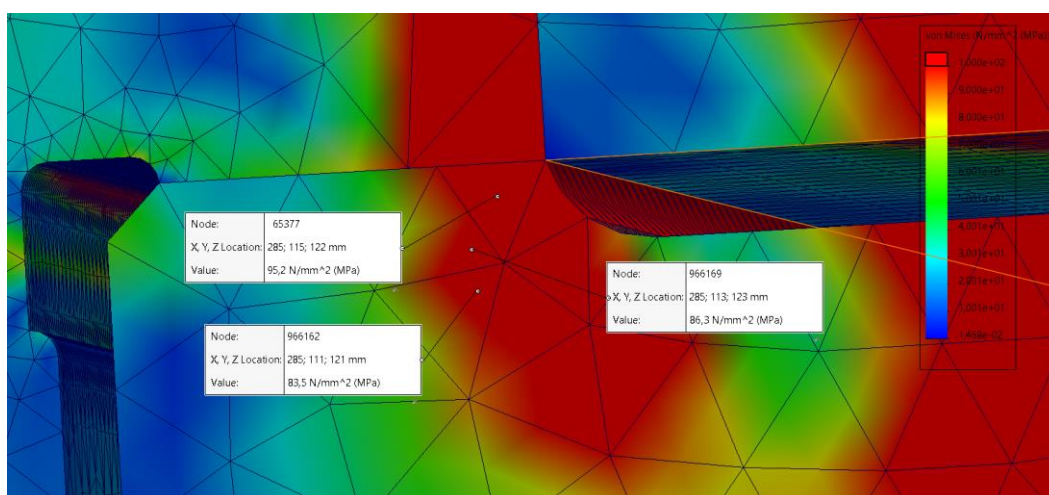


Рисунок 5.7 – Локальні значення напружень в підвісці для ділянки 3

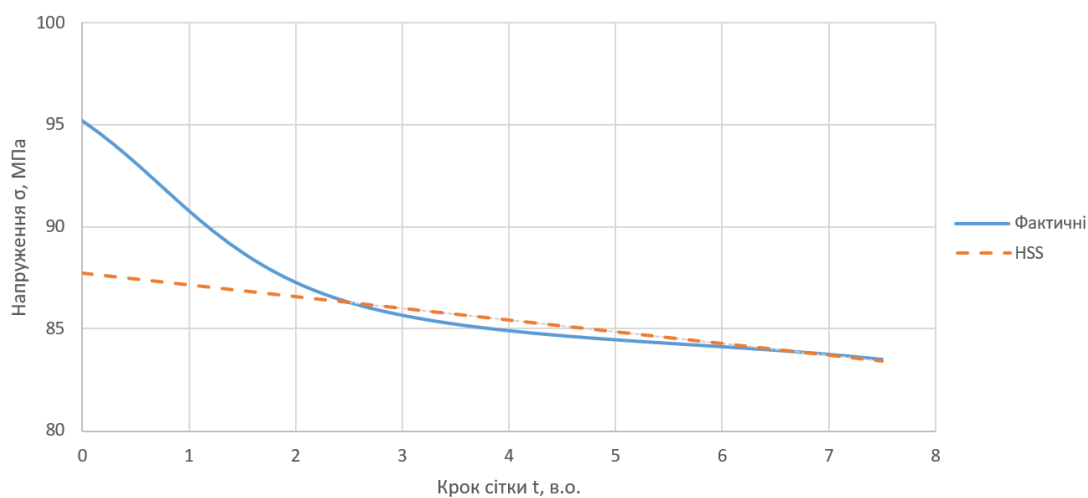


Рисунок 5.8 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в підвісці для ділянки 3

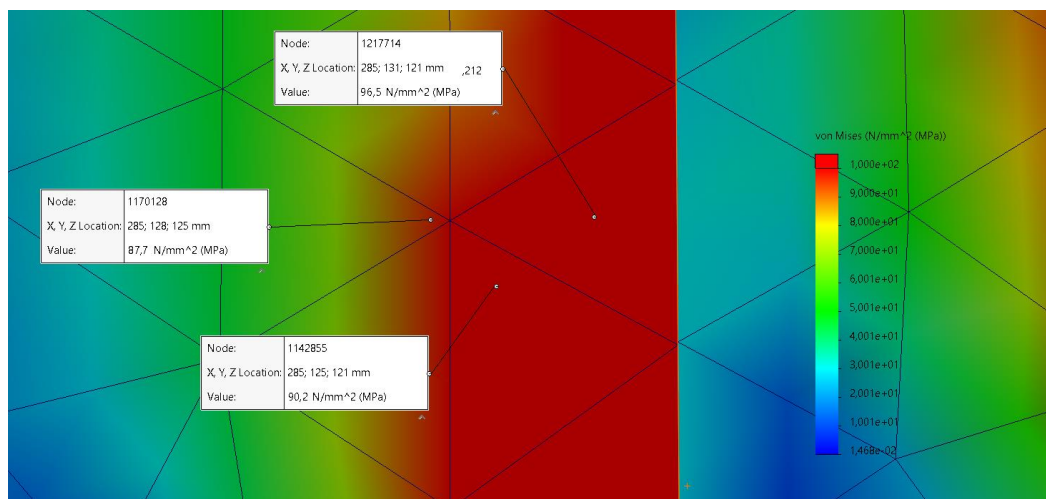


Рисунок 5.9 – Локальні значення напружень в підвісці для ділянки 4

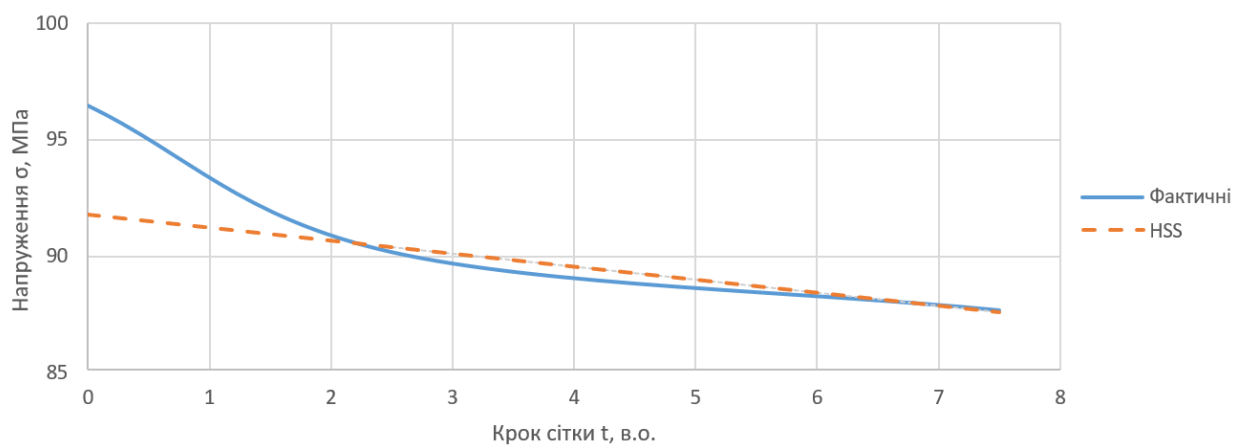


Рисунок 5.10 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в підвісці для ділянки 4

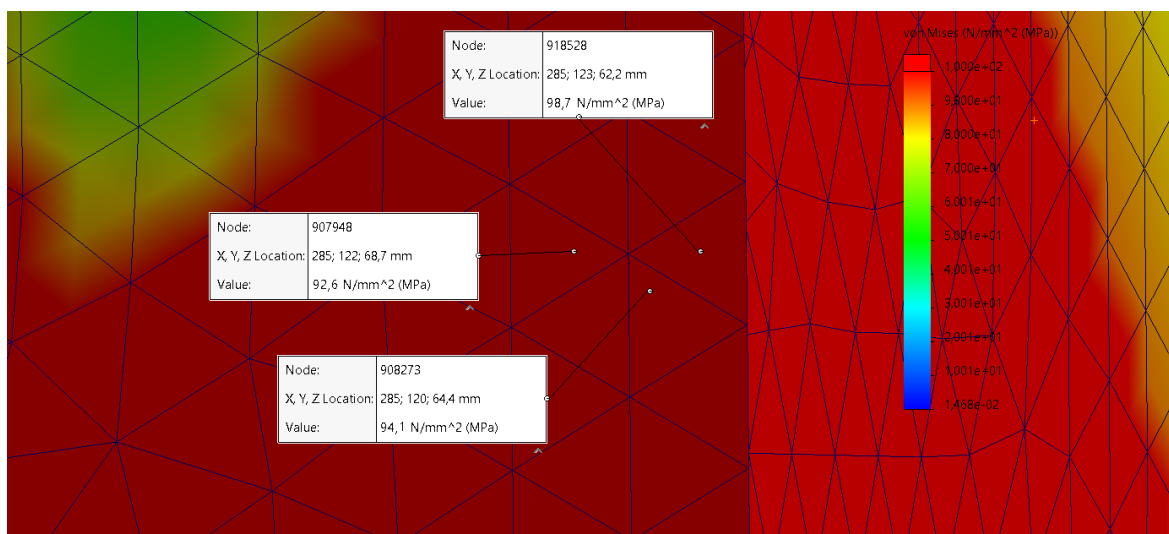


Рисунок 5.11 – Локальні значення напружень в підвісці для ділянки 5

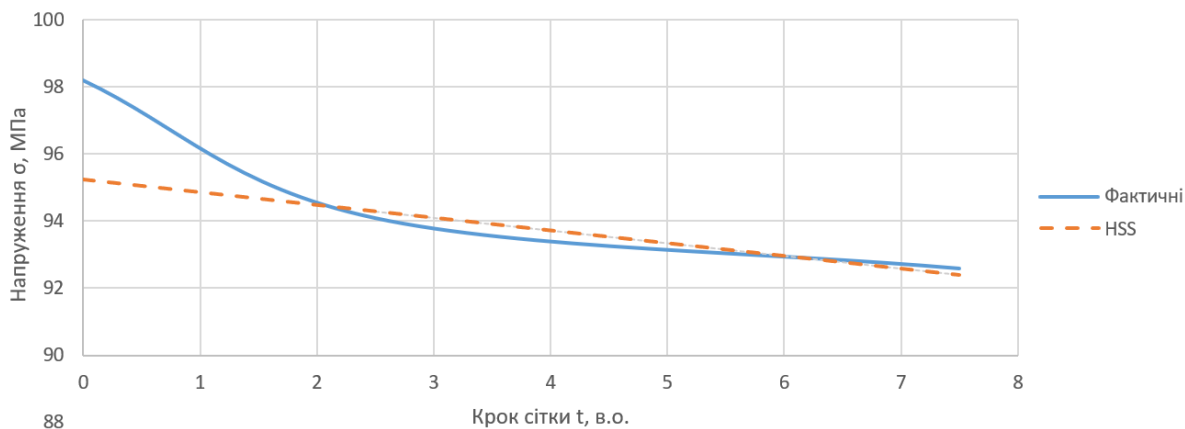


Рисунок 5.12 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в підвісці для ділянки 5

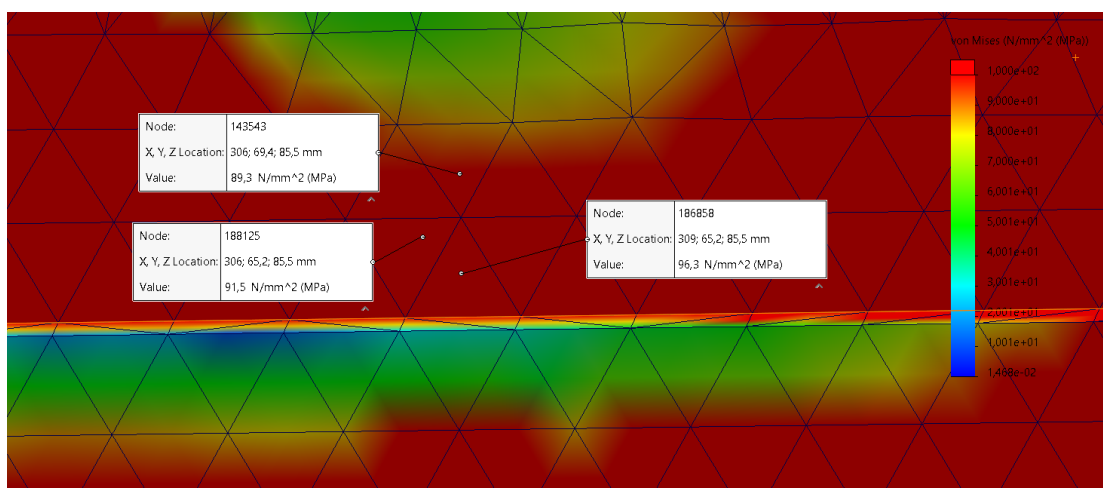


Рисунок 5.13 – Локальні значення напружень в підвісці для ділянки 6

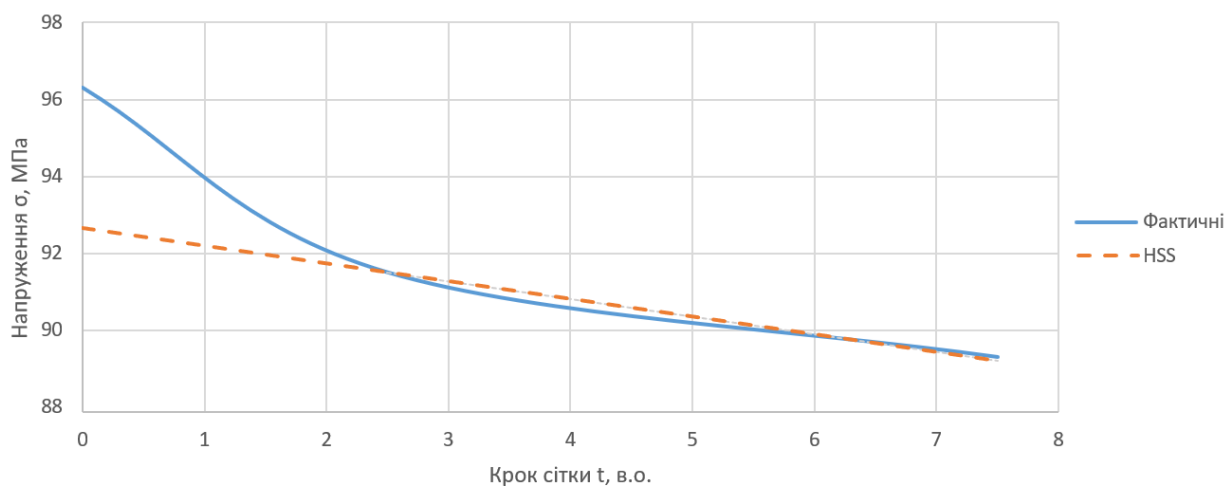


Рисунок 5.14 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в підвісці для ділянки 6

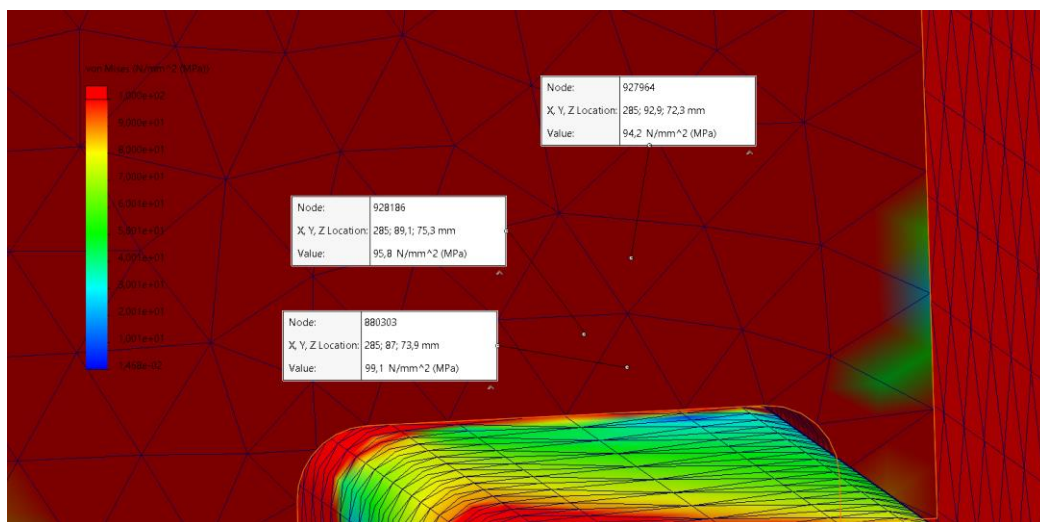


Рисунок 5.15 – Локальні значення напружень в підвісці для ділянки 7

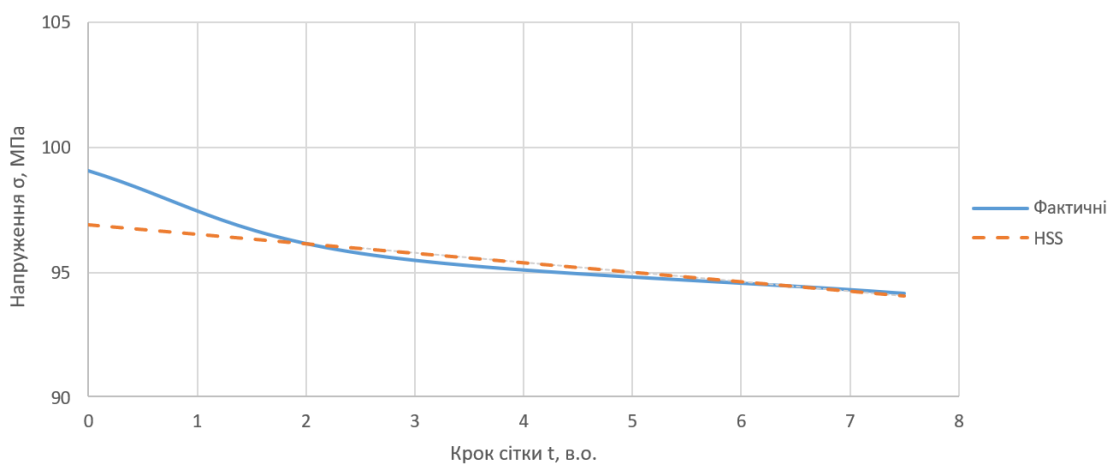


Рисунок 5.16 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в підвісці для ділянки 7

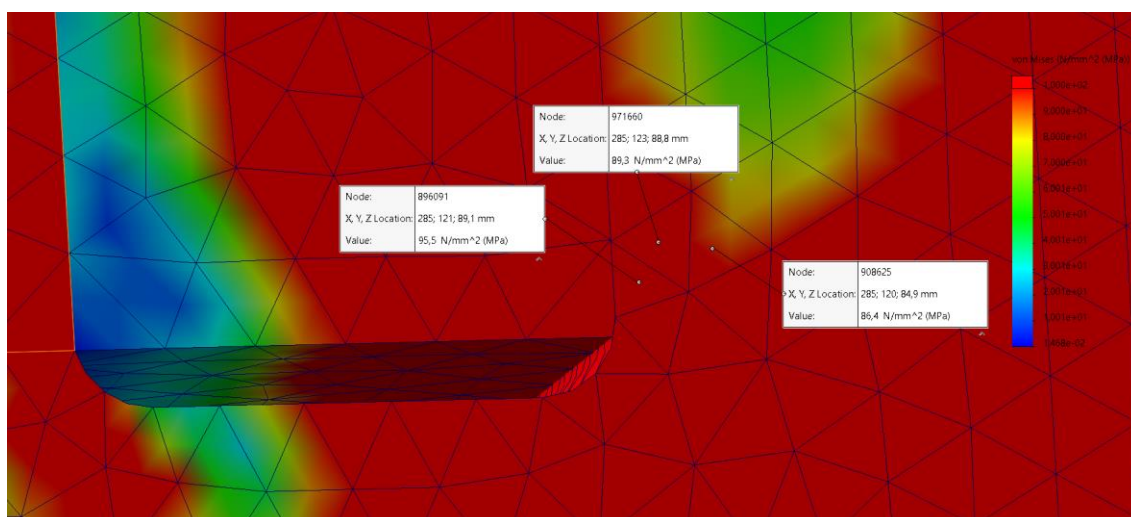


Рисунок 5.17 – Локальні значення напружень в підвісці для ділянки 8

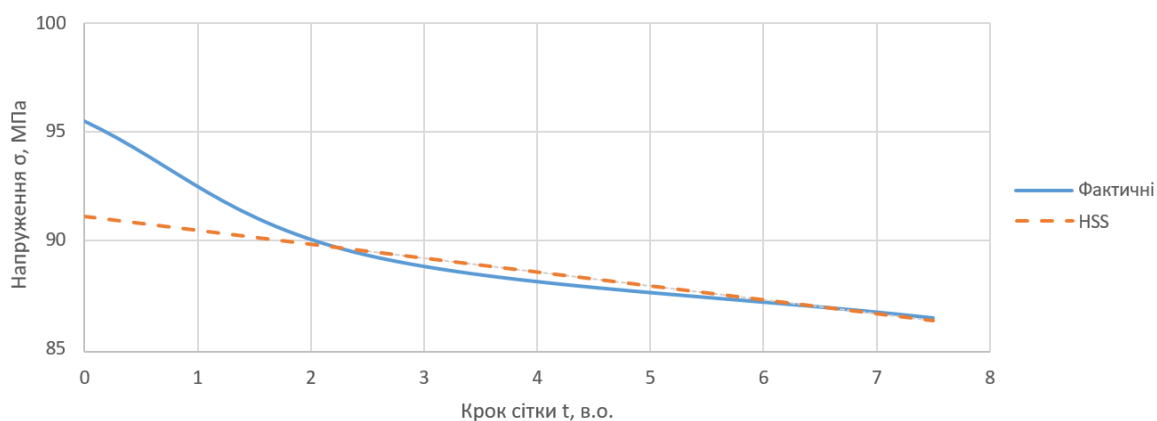


Рисунок 5.18 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в підвісці для ділянки 8

За результатами перевірки збіжності обчислених методами тривимірного моделювання механічних напружень HSS-методом видно, що номінальні (геометричні) напруження в підвісці осердя статора не перевищують 100 МПа для сталевих елементів конструкції та є допустимими.

5.1.3 Перевірка збіжності отриманих методами тривимірного моделювання механічних напружень в коробі турбогенератора HSS-методом

Зважаючи на те, що найбільш важким вважається режим стиснення конструкції, тому що в цьому режимі дія вектору короткого замикання збігається з вектором масових сил, було прийнято рішення для перевірки збіжності результатів HSS-методом (побудови діаграми напружень) використовувати результати тривимірного розрахунку, отримані для сталого режиму.

Перевірка збіжності отриманих методами тривимірного моделювання механічних номінальних (геометричних) напружень на ділянках з піковими навантаженнями HSS-методом виконувалась для корпусу турбогенератора потужністю 560 МВт.

Епюра напружень з вказаними ділянками з піковими навантаженнями в коробі наведена на рис. 5.19.

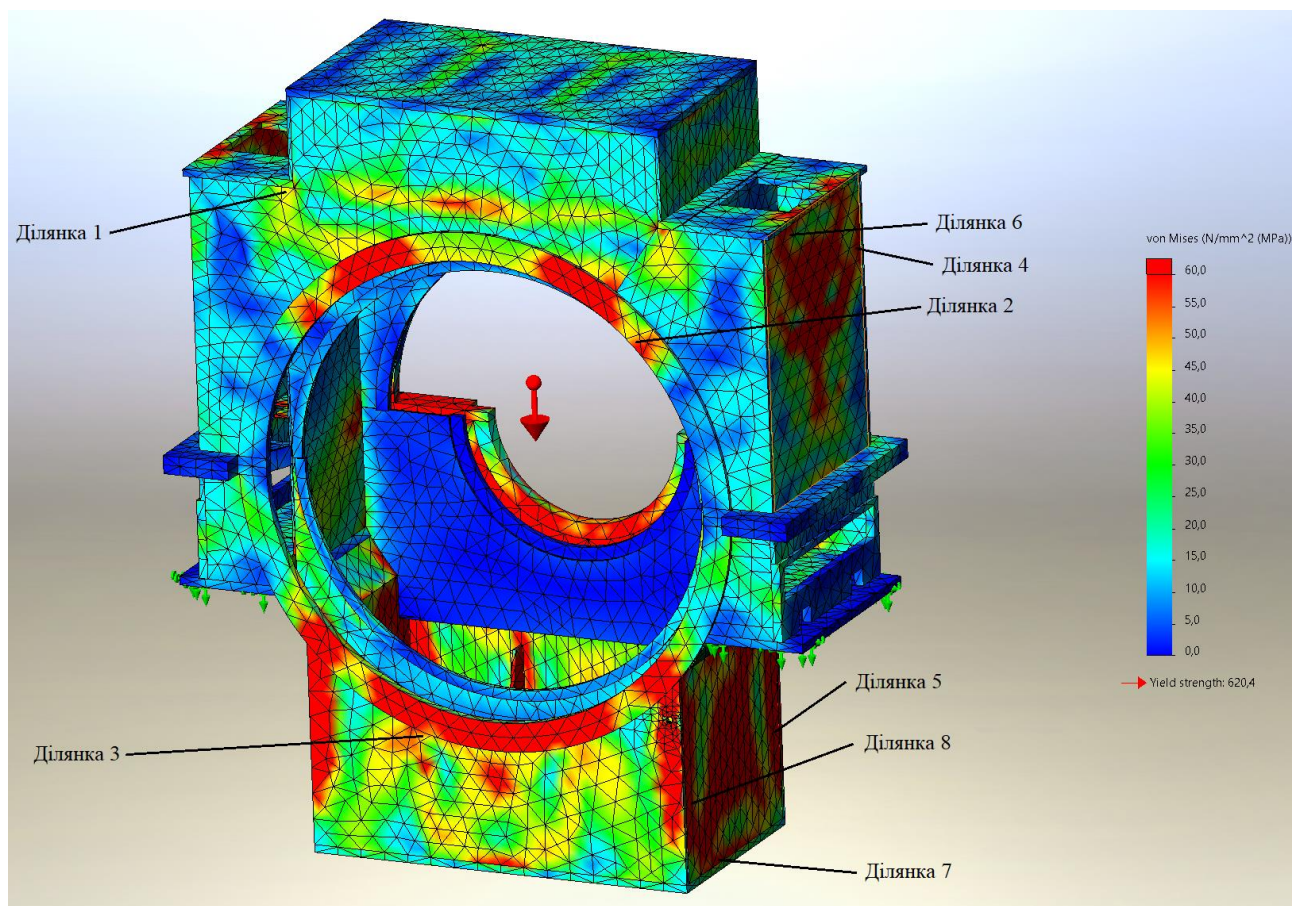


Рисунок 5.19 – Поле напружень в коробі

Епюри напружень ділянок з піковими навантаженнями в коробі та діаграми перевірки збіжності за HSS-методом визначених напружень, представлені на рис. 5.20 – 5.35.

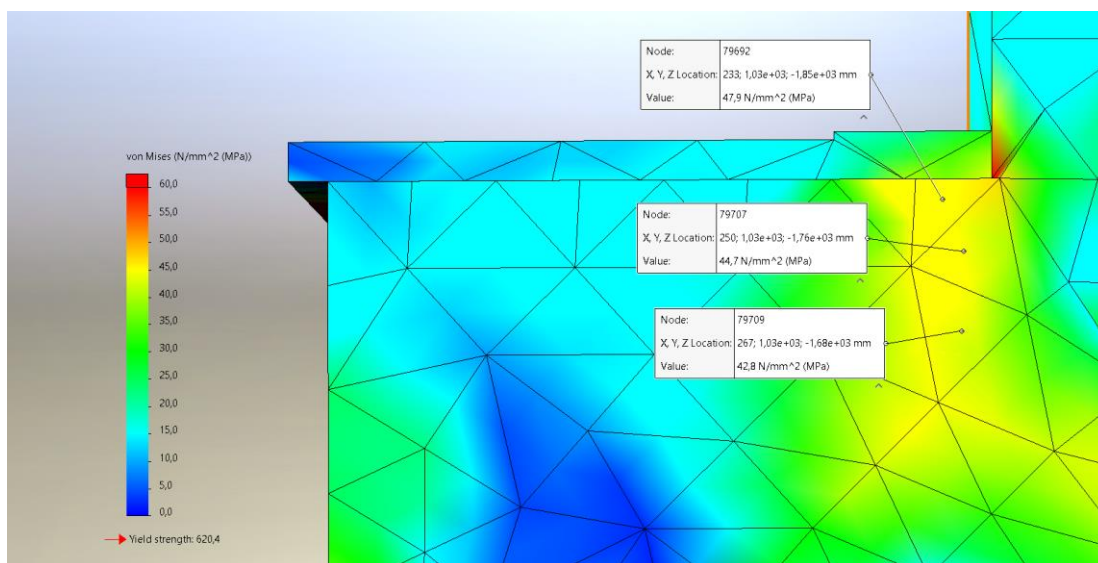


Рисунок 5.20 – Локальні значення напружень в коробі для ділянки 1

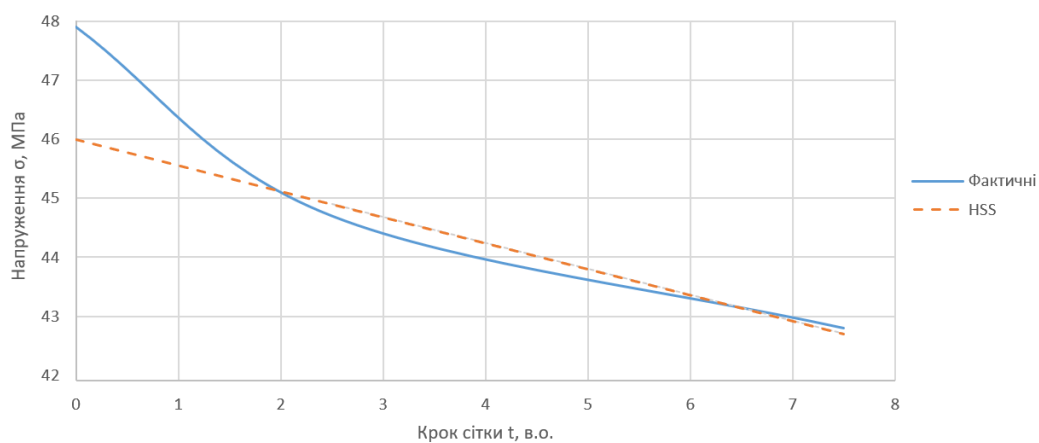


Рисунок 5.21 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в коробі для ділянки 1

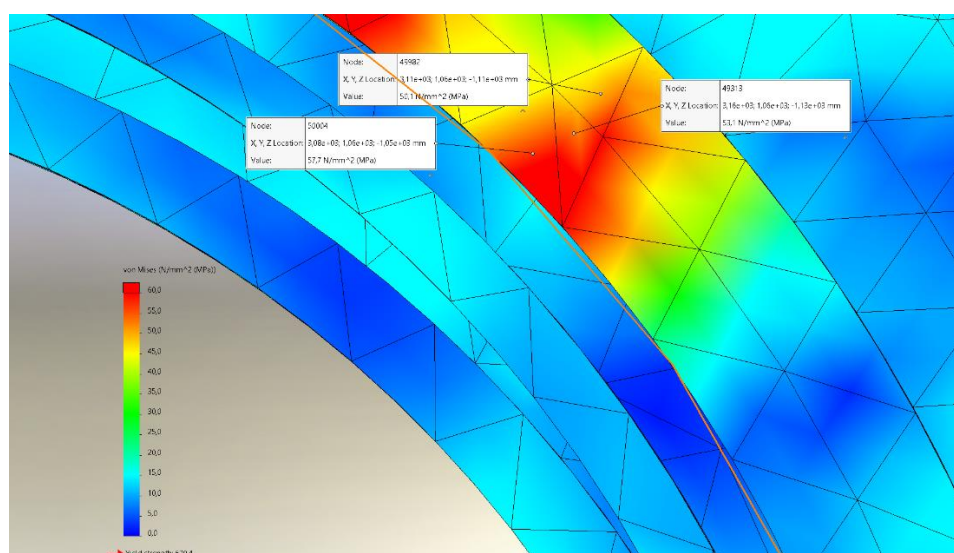


Рисунок 5.22 – Локальні значення напружень в коробі для ділянки 2

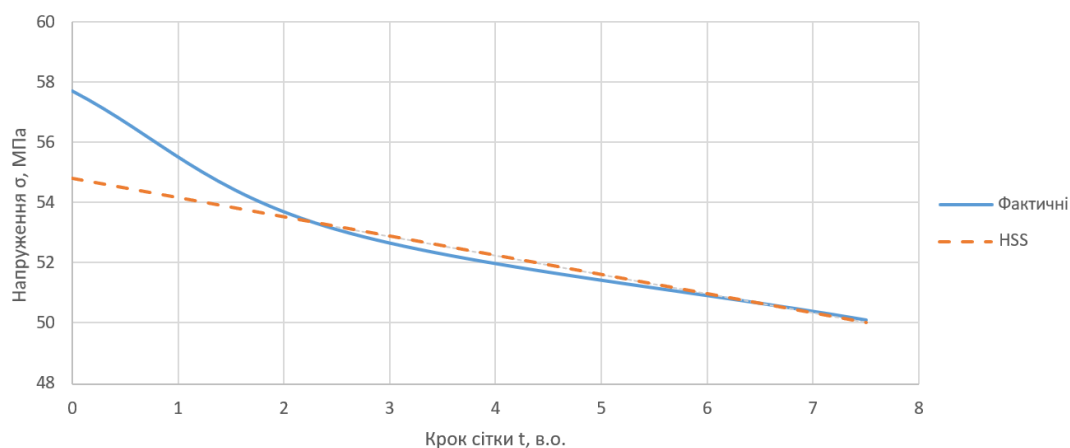


Рисунок 5.23 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в коробі для ділянки 2

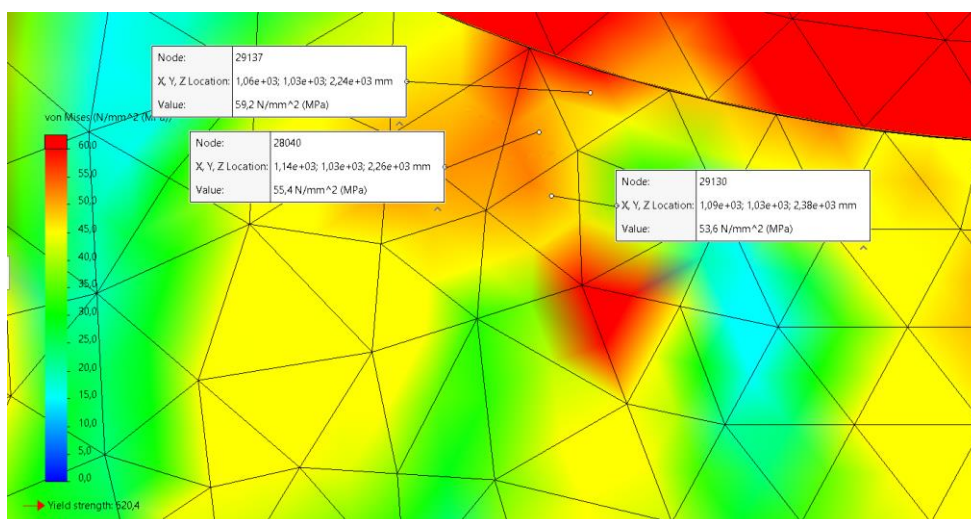


Рисунок 5.24 – Локальні значення напружень в коробі для ділянки 3

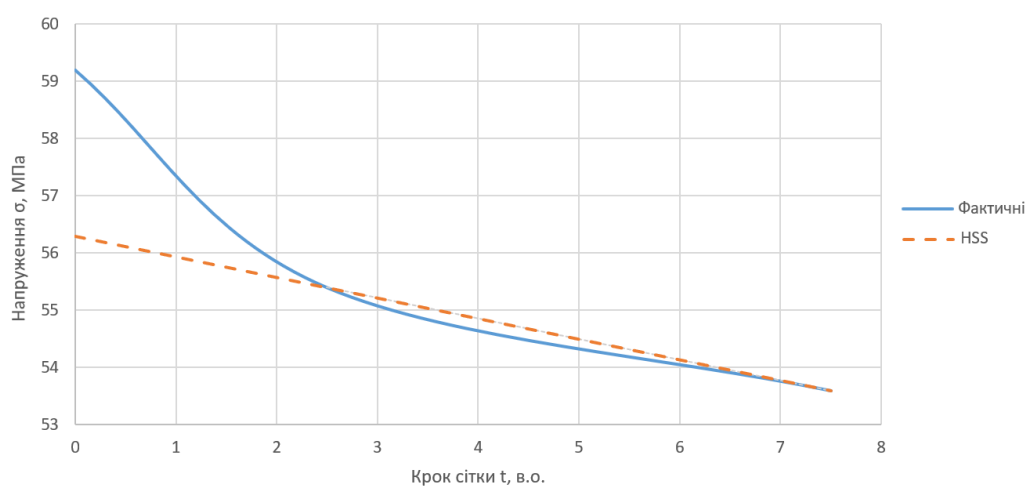


Рисунок 5.25 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в коробі для ділянки 3

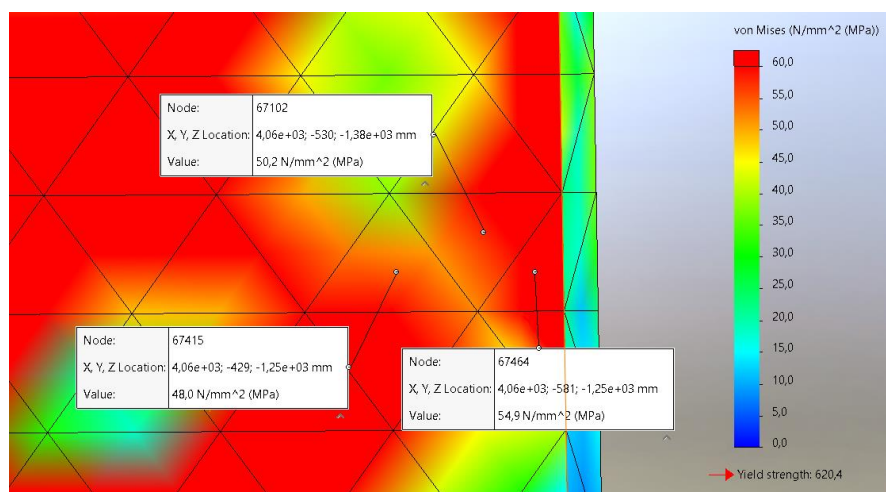


Рисунок 5.26 – Локальні значення напружень в коробі для ділянки 4

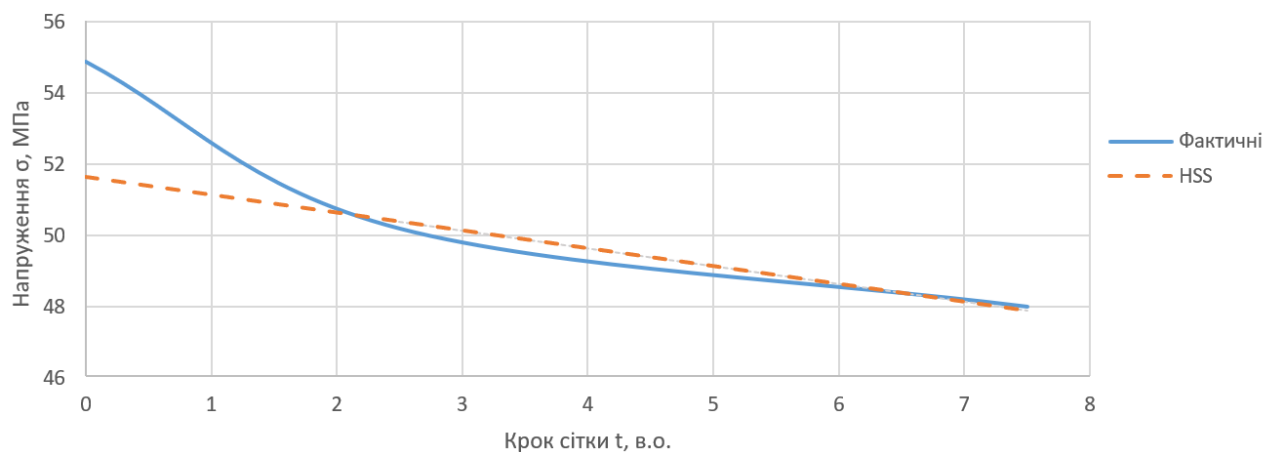


Рисунок 5.27 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в коробі для ділянки 4

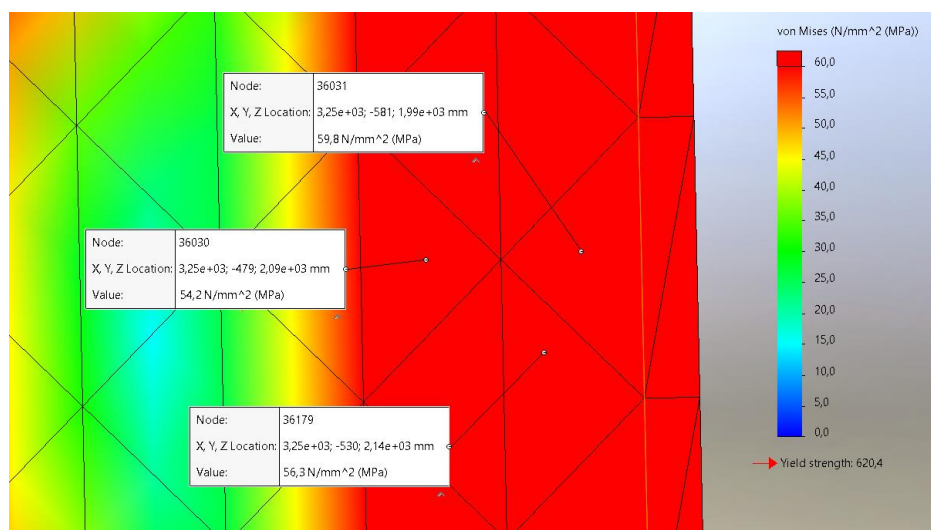


Рисунок 5.28 – Локальні значення напружень в коробі для ділянки 5

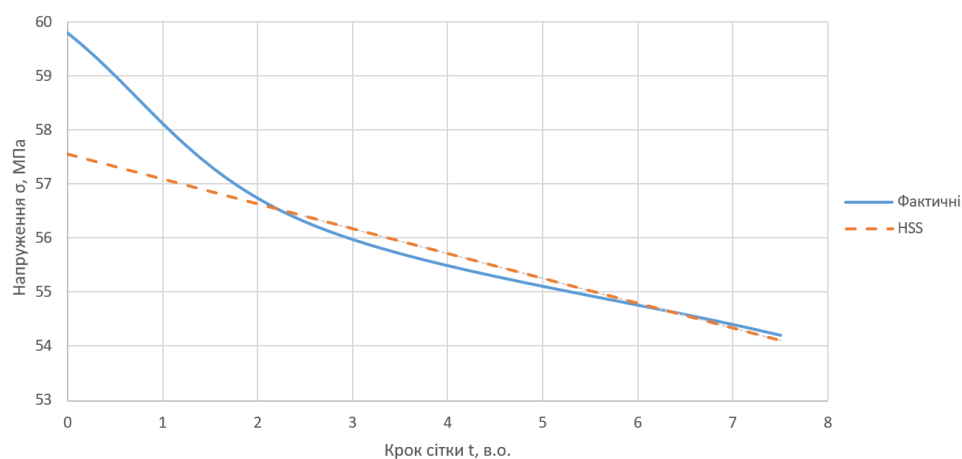


Рисунок 5.29 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в коробі для ділянки 5

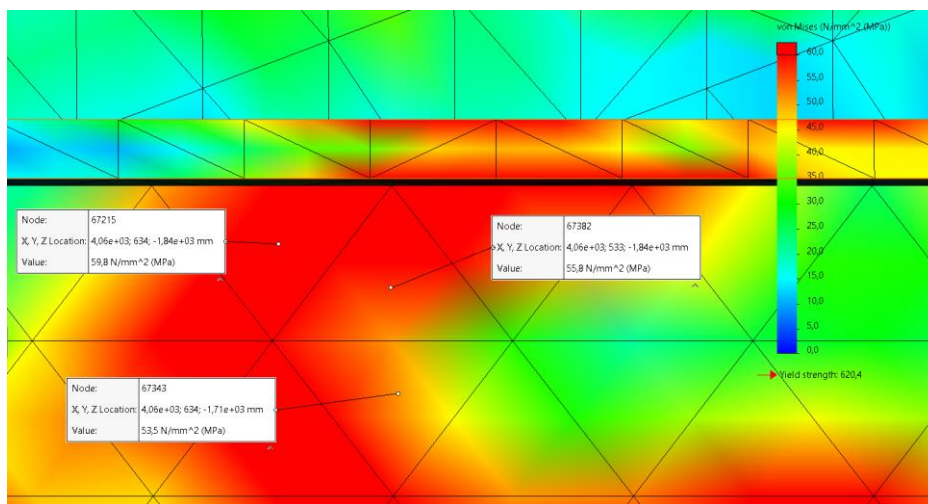


Рисунок 5.30 – Локальні значення напружень в коробі для ділянки 6

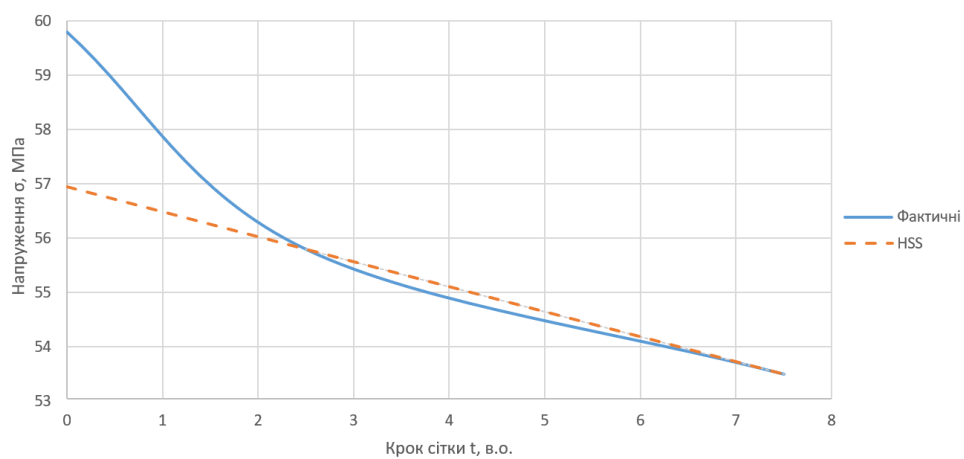


Рисунок 5.31 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в коробі для ділянки 6

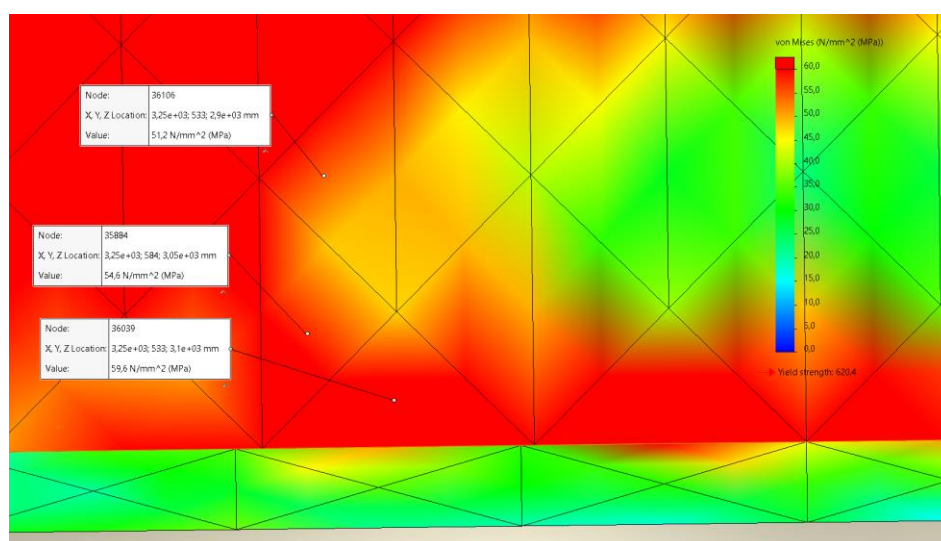


Рисунок 5.32 – Локальні значення напружень в коробі для ділянки 7

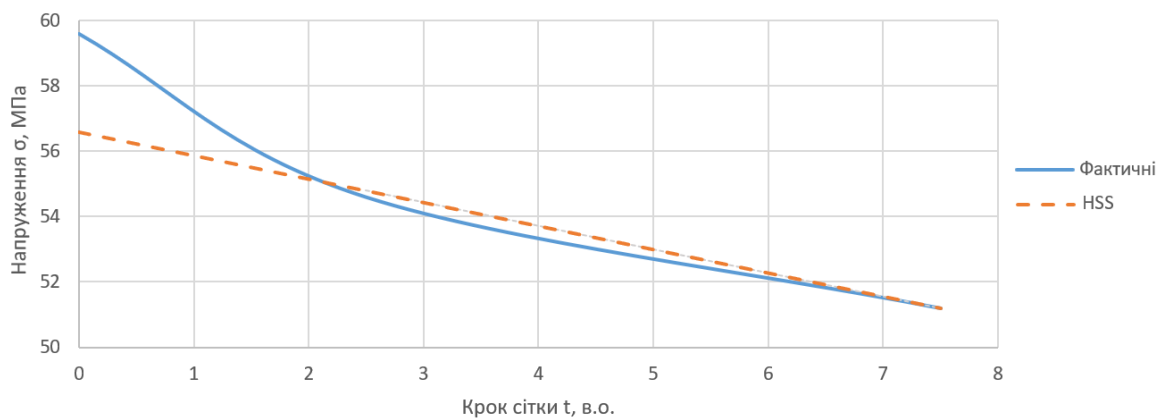


Рисунок 5.33 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в коробі для ділянки 7

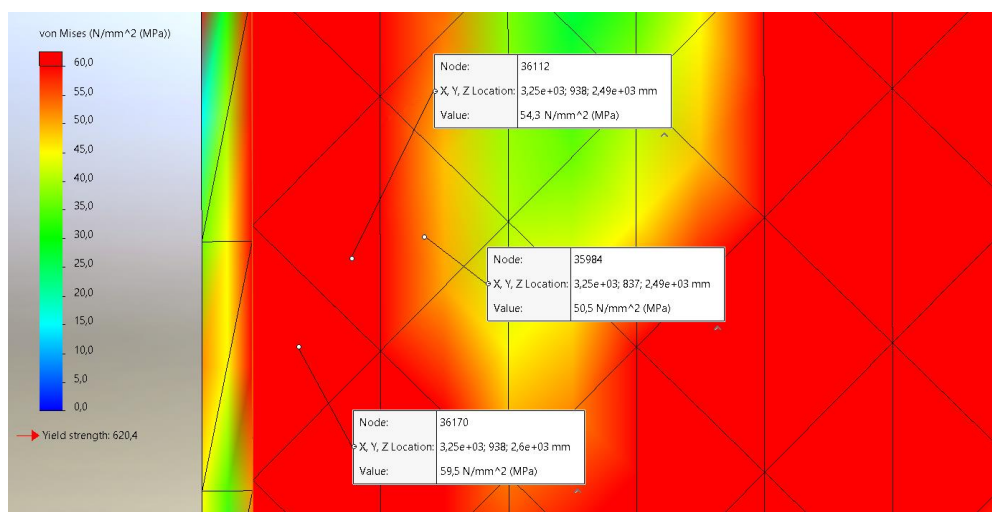


Рисунок 5.34 – Локальні значення напружень в коробі для ділянки 8

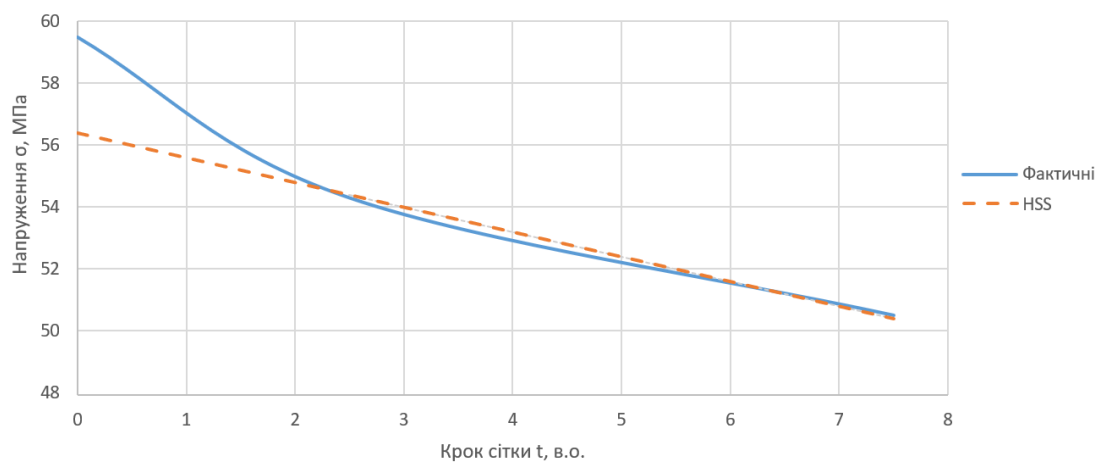


Рисунок 5.35 – Діаграма зіставлення визначених геометричних напружень в коробі для ділянки 8

За результатами перевірки збіжності обчислених методами тривимірного моделювання механічних напружень HSS-методом видно, що номінальні (геометричні) напруження в коробі не перевищують 60 МПа для сталевих елементів конструкції та є допустимими.

5.1.4 Уточнені запаси міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів

Розрахунки геометричних напружень, обчислених за допомогою розроблених методів тривимірного моделювання, та перевірку їх збіжності HSS-методом (аналогічну до наведених в п.5.1.2 та п.5.1.3), було виконано також для інших вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів потужністю 200 МВт та 300МВт. Результати розрахунків наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Перевірка збіжності механічних напружень вузлів та елементів конструкцій

Найменування вузлів і деталей		P = 200 МВт		P = 300 МВт	
		Напруження, МПа			
		Запропоновані методи 3D-моделювання	HSS-метод	Запропоновані методи 3D-моделювання	HSS-метод
Зубець ротора		375,36	379,12	356,36	359,93
Поверхня внутрішнього розточення		408,95	413,04	436,52	440,88
Шийка ротора		326,67	329,93	398,21	402,20
Бандажне кільце	n=3000 об/хв	525,79	531,05	522,66	527,88
	n=3600 об/хв	813,03	821,16	626,58	632,85
Клин паза ротора	зріз	101,29	102,31	98,74	99,73
	згин + стиск	193,85	195,78	190,65	192,56
Мідь ротора		65,97	66,63	60,97	61,58
Осьовий вентилятор	втулка	192,33	194,25	-	-
	лопатка	205,56	207,61	-	-
Компресор	колесо	142,55	143,97	142,55	143,97
	покришка	252,78	255,31	211,34	213,45
	лопатка	189,37	191,27	186,84	188,70
Пружина підвіски		440,40	444,80	432,14	436,46
Фланець натискний		317,37	320,55	271,13	273,84
Палець натискний		305,20	308,25	220,74	222,95
Болти фундаментні		117,26	118,44	110,00	111,10

Апробація методу визначення натягів та розрахунку напружень вузла бандажних кілець як елемента конструкції турбогенератора, що знаходиться під дією механічних та теплових чинників та як деталі, що кріпиться за допомогою попереднього натягу, представлена в статті [7].

Збіжність результатів розрахунків механічних напружень вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів запропонованими методами тривимірного моделювання з використанням МСЕ було підтверджено на рівні 1%, що свідчить про високу точність розроблених в роботі методів.

В таблиці 5.2 представлені уточнені запаси міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів, що були визначені при проведенні розрахунків розробленими у роботі методами тривимірного моделювання.

Таблиця 5.2

Уточнені запаси міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів

Найменування вузлів і деталей		P = 200 МВт		P = 300 МВт	
		Запас міцності			
		Класичні інженерні методи	Запропоновані методи 3D-моделювання	Класичні інженерні методи	Запропоновані методи 3D-моделювання
Зубець ротора		2,07	1,86	2,2	1,96
Поверхня внутрішнього розточення		1,9	1,71	1,78	1,60
Шийка ротора		2,4	2,14	1,96	1,76
Бандажне кільце	n=3000 об/хв	1,9	1,71	1,92	1,72
	n=3600 об/хв	1,19	1,11	1,58	1,44
Клин паза ротора	зріз	5,02	4,44	5,15	4,56
	згин + стиск	2,6	2,32	2,62	2,36
Мідь ротора		1,34	1,21	1,45	1,31
Осьовий вентилятор	втулка	2,02	1,82	-	-
	лопатка	1,89	1,70	-	-
Компресор	колесо	2,75	2,46	2,75	2,46
	покришка	1,53	1,38	1,83	1,66
	лопатка	2,07	1,85	2,07	1,87
Пружина підвіски		1,38	1,25	1,4	1,27
Фланець натискний		1,18	1,10	1,42	1,29
Палець натискний		1,25	1,15	1,76	1,59
Болти фундаментні		2,12	1,88	2,24	2,00

5.2 Рекомендації з забезпечення надійної роботи турбогенераторів за умов надкритичних навантажень

Для досягнення надійної роботи турбогенератора його експлуатація повинна регламентуватися нормативно-технічною документацією. Основними регламентуючими документами є "Типова інструкція з експлуатації генераторів на електростанціях", "Технічний опис та інструкція з експлуатації" підприємства-виробника турбогенератора за дотримання споживачем "Технічних вимог до маневреності енергетичних блоків теплових та атомних електростанцій". Турбогенератор та кожна складальна одиниця повинні бути прийняті технічним контролем підприємства-виробника. Монтаж турбогенератора повинен здійснюватися строго під технічним керівництвом підприємства-виробника.

З метою збереження цілісності конструкції, технічних характеристик та ресурсу роботи в надкритичних режимах турбогенератора великої потужності повинні виконуватись вимоги стосовно правильної експлуатації та витримки параметрів для базових режимів, що наведені нижче.

В аварійних режимах турбогенератор повинен допускати роботу при короткочасних відхиленнях частоти від номінального значення 50 Гц наступною тривалістю:

- від 52 до 51,25 Гц – одноразово тривалістю не більше 3 хв і загалом не більше 15 хв протягом усього терміну експлуатації;
- від 48,75 до 48 Гц – одноразово тривалістю не більше 5 хв і загалом не більше 150 хв протягом усього терміну експлуатації;
- від 48 до 47 Гц – одноразово тривалістю не більше 1 хв і загалом не більше 180 хв протягом усього терміну експлуатації;
- від 47 до 46 Гц – одноразово тривалістю не більше 20 хв і загалом не більше 30 хв протягом усього терміну експлуатації.

При зміні частоти допускаються навантаження по струмах статора та ротора, дозволені в аварійних умовах та зазначені в посібнику з експлуатації підприємства-виробника.

Необхідно звернути увагу, що вищенадані частоти відповідають турбогенератору з номінальною частотою обертання 3000 об/хв

При втраті збудження турбогенератор повинен допускати роботу в асинхронному режимі протягом не більше 15 хв за умови, що активна потужність буде знижена до 0,6 в.о. від номінальної за перші 30 хв і до 0,4 в.о. від номінальної за наступні 1,5 хв. Ці значення уточнюються за результатами випробувань турбогенератора при введенні в експлуатацію, при проведенні модернізації або при капітальному ремонті.

У стандартних ситуаціях турбогенератор повинен включатися до мережі методом точної синхронізації. При ліквідації аварійних ситуацій на електростанції або енергосистемі турбогенератор повинен допускати включення в мережу методом самосинхронізації. Швидкість зміни активного та реактивного навантажень при цьому не повинна обмежуватися.

З метою обмеження можливих тяжких наслідків для обладнання електростанції допускаються наступні режими:

- скидання навантаження з вихідної потужності до нуля (розрахункове число – до 10 разів на рік, але не більше 150 за термін експлуатації);
- накидки навантаження від нуля до номінальної потужності (розрахункове число – до 10 разів на рік, але не більше 150 за термін експлуатації);
- миттєві скидання навантаження та зупинки (до 10 разів на рік).

Турбогенератор та його системи повинні допускати перерву в електроживленні власних потреб змінного струму тривалістю не більше 2,5 с під час роботи турбогенератора з основною системою збудження.

Турбогенератор повинен мати наступні показники маневреності:

- $\leq 10^4$ цикли зупинок-пусків за весь термін експлуатації, але не більше 330 протягом одного року;

- $\leq 2 \cdot 10^4$ циклів розвантажень та навантажень за весь термін експлуатації в межах повного регульовального діапазону;

- час пуску в режимі холостого ходу до частоти обертання 3000 ± 150 об/хв (при потужності, що дорівнює нулю) в умовах нормальної експлуатації повинне становити не менше 10 хв;

- час регулювання зупинки з холостого ходу до частоти обертання 2000 об/хв має бути не менше 1,5 хв;

- час вибігу ротора з частоти обертання 2000 об/хв до 500 об/хв має становити не менше 5 хв.

5.3 Обґрунтування забезпечення підвищення потужності турбогенераторів

В частині визначення механічних навантажень (див. таблицю 5.2), які діють на ресурсні вузли та елементи конструкцій турбогенераторів, було встановлено, що мінімальні запаси міцності знаходяться на рівні можливого підвищення електричної потужності турбоагрегатів на 10 % згідно вимог представлених у розділі 5.2.

Вищевикладене надає обґрунтування можливості роботи розглянутих турбогенераторів в надпроектних режимах в частині міцності, що дозволяє збільшити терміни до виводу агрегатів на регламентні роботи та планово попереджувальні ремонти, а також дає змогу теоретично збільшити загальну генерацію на 5 %.

5.4 Висновки до п'ятого розділу

В даному розділі було виконано аналіз отриманих результатів механічних тривимірних розрахунків міцності стосовно НДС вузлів турбогенераторів та надані обґрунтування забезпечення підвищення потужності та забезпечення надійної роботи турбогенераторів за умов надкритичних навантажень. Було виконано та представлено аналіз збіжності механічних розрахунків. Для характерних точок конструкції, що характеризуються екстремальними механічними напруженнями, верифікація даних виконана HSS-методом. Апробація представлених результатів, що дозволили враховувати не тільки напруження у зварних з'єднаннях, але і

напруження в деталях, що характеризуються піковими навантаженнями, представлена у статті [8].

Для деталей корпусу турбогенератора, де критичними точками є зварні з'єднання, верифікація свідчить про достатню збіжність та відсутність точок сингулярності в місцях переходу основний метал – зварне з'єднання.

Для пружинного з'єднання, де найбільш навантаженими є місця штифтових з'єднань показано, що контактні напруження локаційно не перевищують перерізаючих. А характер напружень не має різких стрибків, де точки випадають з загального рівня.

На основі методів математичного моделювання, що виконувались запропонованими методами, було розраховано нову таблицю уточнених механічних напружень для деталей турбогенераторів. Показано, що ці напруження не перевищують межі плинності та втоми основного матеріалу, а запаси міцності цих деталей дозволяють забезпечити безпечну роботу розглянутих в роботі турбогенераторів з підвищеною на 10% потужністю без обмежень за навантаженнями та режимами роботи.

В даному розділі були вирішені наступні завдання:

- підтверджено достовірність отриманих за допомогою розроблених методів дослідження НДС результатів HSS-методом;
- проведено аналіз існуючих запасів міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів (уточнених за допомогою розроблених методів) для визначення резервів підвищення потужності та обґрунтування можливості роботи базових елементів на проєктних та надпроєктних режимах;
- обґрунтовано забезпечення підвищення потужності турбогенераторів за рахунок уточнених механічних напружень.

5.5 Література до п'ятого розділу

1. Birolini, A.: Basic Mathematical Statistics. In: Reliability Engineering. Springer, Berlin, Heidelberg, 1999. https://doi.org/10.1007/978-3-662-03792-8_16.

2. Endre Csaki: *Mathematical Statistics*. Alfréd Rényi Institute of Mathematics, January 2006. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-30721-1_16.
3. Milovanović, M.: *The Measurement Problem in Statistical Signal Processing*. *Mathematics* 2023, 11, 4623. <https://doi.org/10.3390/math11224623>.
4. Ozawa, M.: *Mathematical Characterizations of Measurement Statistics*. In: Belavkin, V.P., Hirota, O., Hudson, R.L. (eds) *Quantum Communications and Measurement*. Springer, Boston, MA, 1995. https://doi.org/10.1007/978-1-4899-1391-3_11.
5. D. Bannikov, A.E. Huslista: *Correcting accounting results of tensions using FEM by HSS method*. *Science and Transport Progress Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2011, pp. 134-141. <http://dx.doi.org/10.15802/stp2011/6824>.
6. Кобзар, І., Полієнко, В., Гнисько, О., & Третяк, О.: *Динаміка і міцність корпусів та опорних елементів конструкції гідрогенераторів*. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (1), 2021, с. 19–24, <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.01.03>.
7. Третяк, О., **Кравченко, С.**, Богожавець, О., Назаренко, В., & Жуков, А. (2023). *Методологія визначення натягів бандажних кілець турбогенераторів середньої потужності*. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (1-2), 37–42. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.06>;
8. Tretiak, O., Smyk, S., **Kravchenko, S.**, Smakhtin, S., Brega, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., & Don, Y. (2024). *Devising a calculation method for modern structures of current-conducting elements in large electric machines in a three-dimensional statement*. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(1 (130)), 87–96 <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.310049>.

ВИСНОВКИ

В ході виконання комплексних дисертаційних досліджень були отримані наступні нові наукові та практичні результати:

1. Визначено основні вузли та елементи турбогенераторів з мінімальними запасами міцності. Проведено аналіз особливостей конструкції та роботи турбогенераторів теплових електростанцій, показані причини виникнення ушкоджень конструкції та аварій турбогенераторів, що викликані механічними, тепловими та вібраційними чинниками.

2. Проведено аналіз існуючих інженерних методів механічних, теплових та вібраційних розрахунків, а також принципів вибору запасів міцності вузлів та елементів конструкцій енергетичного обладнання за цими методами, показано недостатню точність для забезпечення та математичного обґрунтування безпечної роботи турбогенераторів на протязі 27 000 годин на номінальних та надпроектних режимах. Створено удосконалений алгоритм завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей вузлів та елементів конструкцій енергетичного обладнання в частині детального опису конструкції з урахуванням її різножорсткості та особливостей технологічного з'єднання деталей на основі тривимірного моделювання. Отримані граничні умови для побудови просторової картини термонапруженого стану вузлів та елементів конструкції статора, визначено критичні елементи конструкції.

3. Представлені результати, що були отримані розрахунковим методом, дають змогу оцінити фактичний стан амплітуд вібрацій. Ці результати були зіставлені з результатами вимірювань вібродатчиками при станційних випробуваннях турбогенераторів. Абсолютна похибка результатів, що були отримані за допомогою розробленої методики, склала 0,5%.

4. Вперше було створено метод дослідження НДС вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів, в якому, на відміну від існуючих, розрахунок міцності в частині термопружної задачі виконується з додаванням фактичних контактів та із врахуванням конструктивних та технологічних особливостей

деталей. Також було науково обґрунтовано необхідність змінення геометричних характеристик підвіски осердя статора для забезпечення надійної роботи агрегату під час надкритичних навантажень.

5. Були науково обґрунтовані зміни геометричних характеристик коробів турбогенератора. В ході дослідження виявлено, що короби статора турбогенератора мають створюватись з додатковим силовими поясами, причому характерний розмір ребер жорсткості повинен становити не менше подвійної товщини обшивки статора. Запропоновано виконувати всі зварні шви з розділкою та технологічно передбачити покрокове виконання кореня шва з поетапним його зачищенням. У зварному шві неприпустимі додаткові концентратори, а допустиме механічне напруження слід прийняти як $1/2$ від межі плинності основного матеріалу.

6. Для коробів турбогенераторів, з ціллю форсування системи охолодження шляхом збільшення надлишкового тиску водню, вперше було створено метод визначення міцності із вирішенням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням МСЕ для зв'язаної задачі термопружності в частині уточнення граничних умов III-роду, що є особливістю цього методу. Використання цього методу дозволило провести більш точний аналіз міцності елементів конструкцій турбогенераторів.

7. Виконано аналіз отриманих результатів механічних тривимірних розрахунків міцності стосовно НДС вузлів турбогенераторів та надані рекомендації з підвищення потужності та забезпечення надійної роботи турбогенераторів за умов надкритичних навантажень. Було виконано та представлено аналіз збіжності механічних розрахунків. Для характерних точок конструкції, що характеризуються екстремальними механічними напруженнями, верифікація даних виконана HSS-методом.

8. На основі методів математичного моделювання, що виконувались запропонованими методами, було розраховано нову таблицю уточнених механічних напружень для деталей турбогенераторів. Показано, що ці напруження не перевищують межі плинності та втоми основного матеріалу, а запаси міцності

цих деталей дозволяють забезпечити безпечну роботу розглянутих в роботі турбогенераторів з підвищеною на 10% потужністю без обмежень за навантаженнями та режимами роботи.

9. На основі запропонованих методів та алгоритмів, що базуються на розрахунках МСЕ в тривимірній постановці, було проведено аналіз уточнених існуючих запасів міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів для визначення резервів підвищення потужності та обґрунтування можливості роботи базових елементів на проєктних та надпроєктних режимах. Керуючись результатами розрахунків було обґрунтовано забезпечення підвищення потужності турбогенераторів за рахунок уточнених механічних напружень.

10. Використання представлених у роботі результатів дозволить збільшити електричну потужність та забезпечити надійну роботу таких електростанцій України, як Добротвірська ТЕС у Львівській області, Зміївська ТЕС у Харківській області, Криворізька ТЕС у Дніпропетровській області, Придніпровська ТЕС у Дніпропетровській області, Трипільська ТЕС у Київській області, Київська ТЕЦ- 5 у м. Київ, Харківська ТЕЦ-5 у м. Харків та ін. Всі вищезазначені електростанції забезпечують Україну електричною та тепловою енергією. Завдяки ним забезпечується робота лікарень, виробництв та всіх інших галузей економіки.

Представлена дослідна робота надає науково обґрунтовані методи визначення запасів міцності основних генеруючих потужностей теплових електростанцій та пошуку резервів видобування електричної енергії на існуючому обладнанні, що дозволяють підвищити його ефективність та забезпечити безпечну роботу турбогенераторів на протязі 27 000 годин.

ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Статті у наукових фахових видання затверджених МОН України:

1. Третяк, О., **Кравченко, С.**, Богожавець, О., Назаренко, В., & Жуков, А. (2023). Методологія визначення натягів бандажних кілець турбогенераторів середньої потужності. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, (1-2), 37–42. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.06>.

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

1. Tretiak, O., Serhienko, S., Zhukov, A., Gakal, P., Don Y., Arefieva M., Tretiak I., **Kravchenko S.**, Bohozhavets O.: "Peculiarities of the Design of Housing Parts of Large Direct Current Machines," SAE Int. J. Mater. Manf. 17(1):59-72, 2024, (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.4271/05-17-01-0005>;

2. Tretiak, O., Smyk, S., **Kravchenko, S.**, Smakhtin, S., Brega, D., Zhukov, A., Serhienko, S., & Don, Y. (2024). Devising a calculation method for modern structures of current-conducting elements in large electric machines in a three-dimensional statement. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4(1 (130), 87–96, (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.310049>.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Tretiak, O., Kovryga, A., Makarov, P., Penkovska, N., **Kravchenko, S.** Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. LNNS, vol 1008, pp. 75–90, Springer, Cham. Print ISBN 978-3-031-61414-9, Online ISBN 978-3-031-61415-6, https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_7.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

1. Третяк О.В., **Кравченко С.С.** Аналіз напружено-деформованого стану турбогенераторів великої потужності при роботі в надпроектних режимах, монографія. Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є.

Жуковського «ХАІ»; – Харків: КП «Міська друкарня», 2024 – 206 с. **ISBN 978-617-619-297-8**

2. Третьяк О.В., Макаров П.М., Сергієнко С.А., Жуков А.Ю., **Кравченко С.С.**
Патент на корисну модель № 156013 Україна, МПК H02K9/04 H02K1/20
H02K1/18. "Статор Електричної Машини", номер заявки u202306089, опубліковано
24 квітня 2024, <https://iprop-ua.com/inv/kbxr8jpi/>.

ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

**УКРАЇНСЬКІ
ЕНЕРГЕТИЧНІ
МАШИНИ**



**UKRAINIAN
ENERGY
MACHINES**

Акціонерне товариство «Українські енергетичні машини»
(АТ «Укренергомашини»)
проспект Героїв Харкова, 199, м. Харків, 61037, Україна
тел.: + 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54
e-mail: office@ukrenergymachines.com, www.ukrenergymachines.com
Код ЄДРПОУ 05762269



«UKRAINIAN ENERGY MACHINES», Joint stock company
(«Ukrenergymachines», JSC)
Heroiv Kharkova avenue, 199, Kharkiv, 61037, Ukraine
tel.: + 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54
e-mail: office@ukrenergymachines.com, www.ukrenergymachines.com
USREOU code 05762269

02.10.2024 № 01-2607K

На № _____ від _____

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Кравченка С.С.
"Забезпечення підвищення потужності та обґрунтування довготривалої роботи на
надпроектних режимах турбогенераторів теплових електростанцій"
на АТ "Українські енергетичні машини"

Даним актом підтверджується, що наукові результати дисертаційної роботи Кравченка Станіслава Сергійовича впроваджені в повному обсязі при проектуванні, виробництві, складанні та стендових випробуваннях турбогенераторів в частині дослідження напружено-деформованого стану, теплового стану та підвищення потужності турбогенераторів, що виконувались відповідно до "Енергетичної стратегії України на період до 2035 р." (розпорядження Кабінету Міністрів України № 605-р. від 18.08.2017 р.), "Енергетичної стратегії України на період до 2050 р." (розпорядження Кабінету Міністрів України №373-р від 21 квітня 2023 р.) та заводських замовлень, що виконувались на АТ "Українські енергетичні машини", ТГВ-215 потужністю 215 МВт, ТГВ-200 потужністю 200 МВт, ТГВ-325 потужністю 325 МВт, ТГВ-250 потужністю 250 МВт.

Генеральний конструктор
АТ "Українські
енергетичні машини"

Олександр БУРАКОВ

ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Проректор з наукової роботи
Національного аерокосмічного
університету ім. М.С. ЖуковськогоВолодимир ПАВЛІКОВ
2024р.АКТ № 3 від 07.10. 2024р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
"Забезпечення підвищення потужності та обґрунтування довготривалої роботи
на надпроектних режимах турбогенераторів теплових електростанцій"
аспіранта кафедри 101
КРАВЧЕНКА Станіслава Сергійовича
на здобуття ступеня вищої освіти – доктора філософії
за спеціальністю 134 – Авіаційна та ракетно-космічна техніка

Комісія у складі:

голови: професора кафедри аерогідродинаміки, д.т.н, професора Дмитра ОБІДІНА
членів: доцента кафедри аерогідродинаміки, к.т.н., доцента Олександра КАЩЕНКА
доцента кафедри аерогідродинаміки, к.т.н., Сергія СМІКА

у період з 01 вересня 2024 року до 01 жовтня 2024 року розглянула матеріали наукових досліджень КРАВЧЕНКА Станіслава Сергійовича

Комісія засвідчує:

1. Результати дисертаційного дослідження, які особисто проведені КРАВЧЕНКОМ Станіславом Сергійовичем, містять аналіз та розробку шляхів підвищення потужності та обґрунтування довготривалої роботи на надпроектних режимах турбогенераторів теплових електростанцій.

2. Розвинуті існуючі інженерні методи визначення міцності на основі класичної теорії опору матеріалів та теорії тепло-масо-обміну в двовимірній постановці в частині уточнення запасів міцності на основі ретельного математичного моделювання фізичного стану конструкції та кореляції відносно методів руйнівного контролю фізичних властивостей матеріалів.

Створено новий метод визначення міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів з розв'язанням сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірних постановках із використанням МСЕ з передачею початкових та граничних умов між задачами.

Створено новий метод розрахунку міцності вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів в частині термопружної задачі з додаванням фактичних контактів їх елементів і зіставленням з конструктивною та технологічною особливістю деталей.

Вдосконалено алгоритм завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів енергетичного обладнання в частині детального опису конструкції

з урахуванням її різножорсткості та особливостей технологічного з'єднання деталей на основі тривимірного моделювання.

Виконані дослідження напружено-деформованого стану найбільш навантажених вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів, визначені уточнені запаси міцності для деталей турбогенераторів з підвищеною потужністю.

Достовірність отриманих результатів підтверджена за рахунок співвіднесення з фактичними лініями тренду змінення параметрів генеруючого обладнання діючих електростанцій для робочих режимів S2 (що характеризуються як сталі режими). Було виконано та представлено аналіз збіжності механічних розрахунків. Для характерних точок конструкції, що характеризуються екстремальними механічними напруженнями, верифікація даних виконана HSS-методом.

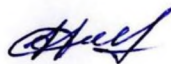
3. Результати наукових досліджень впроваджені у науково-дослідній роботі (№ держреєстру: 0123U101977).

4. Результати наукових досліджень використані при розробці робочих програм та внесені у лекційні курси дисциплін «Аеродинаміка та динаміка ракет», «Випробування та сертифікація літальних апаратів», «Аеродинаміка літального апарату» та «Гідравліка».

5. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

Голова комісії:

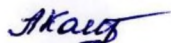
д.т.н, професор



Дмитро ОБІДІН

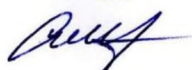
Члени комісії:

к.т.н., доцент



Олександр КАЩЕНКО

к.т.н



Сергій СМІК