

НАЦІОНАЛЬНИЙ АЕРОКОСМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ АЕРОКОСМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Назаренко Вячеслав Вікторович

УДК 629.7: 539.3: 621.313

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ**  
**ЕЛЕМЕНТІВ РОТОРУ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ**  
**З МЕТОЮ ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ**  
**МЕТОДАМИ ТРИВИМІРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ**

134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка

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

\_\_\_\_\_ В. В. Назаренко

Науковий керівник Третяк Олексій Володимирович, доктор технічних наук, доцент

## АНОТАЦІЯ

*Назаренко В. В.* Дослідження напружено-деформованого стану елементів ротору турбогенераторів з метою обґрунтування підвищення міцності методами тривимірного моделювання. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка (галузь знань 13 Механічна інженерія). – Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, 2026.

Дисертаційну роботу присвячено створенню методів дослідження напружено-деформованого стану (НДС) елементів ротору турбогенераторів для вирішення актуальних питань щодо підвищення міцності його елементів з розв'язанням сукупності задач термопружності та теплопровідності в тривимірній постановці з використанням методу скінчених елементів (МСЕ).

Складність оцінки запасів міцності елементів конструкцій та вузлів турбогенераторів великої потужності під впливом температурних і силових навантажень обумовлена необхідністю комплексного розв'язання температурної та термопружної задач. При проектуванні бандажного вузла ротора турбогенератора розв'язання цього комплексу задач, пов'язане з визначенням термонапруженого стану конструкцій, ускладнюється наявністю попередніх натягів, впливом температурних полів, що залежать від параметрів роботи систем вентилявання, та багатьох інших факторів. Використання високолегованих сталей із високою твердістю та межею міцності як основного матеріалу бандажних кілець також потребує збільшення натягів, що може викликати появу тріщин у найбільш напружених елементах конструкції. Розв'язання задачі визначення напружено-деформованого стану елементів бандажного вузла при використанні виключно класичних інженерних методів не дозволяє отримати необхідну точність, що пов'язане з неможливістю ефективно враховувати всю сукупність факторів унаслідок наявності їх взаємного комплексного впливу. Було розроблено метод, що дозволяє більш точно розраховувати запаси міцності та визначати необхідні натяги завдяки розв'язанню сукупності задач термопружності та теплопровідності в тривимірній постановці з використанням методу скінчених елементів із

передачею початкових і граничних умов між задачами. При проведенні дослідження з використанням розробленого методу були визначені уточнені коефіцієнти запасів міцності елементів бандажного вузла в стані спокою, при номінальній і угонній частотах обертання. Було встановлено, що для основних конструктивних елементів бандажного вузла турбогенератора потужністю 200 МВт мінімальний коефіцієнт запасу міцності при угонній частоті обертання та максимальному натягу становив 1,3. Максимальні контактні напруження (близько 685 МПа) виникають у центруючому кільці при нульовій частоті обертання, мають локальний характер та зосереджені в районі концентратора напружень – отвору. Для всіх режимів напруження не перевищують допустимих значень. При цьому натяги не можуть бути змінені в менший бік у зв'язку з тим, що мінімальний допустимий запас міцності для елементів конструкції бандажного вузла турбогенератора потужністю 200 МВт становить від 1,5 до 1,05 при угонній частоті обертання.

В межах представленого дослідження запропоновано новий метод розрахунку НДС елементів та вузлів електричних машин. Особливістю методу стало розв'язання сукупності задач термопружності та теплопровідності у тривимірних постановках із використанням МСЕ з передачею початкових та граничних умов між задачами. Вирішення задачі аналізу напружено-деформованого стану ротора у тривимірній постановці проводилось методом скінченних елементів за допомогою програмного комплексу SolidWorks.

Метою дисертаційної роботи є обґрунтування підвищення міцності елементів ротора турбогенераторів на основі розроблених методів дослідження напружено-деформованого стану його елементів з використанням тривимірного комп'ютерного моделювання.

Перший розділ дисертаційної роботи присвячений аналізу особливостей конструкцій роторів турбогенераторів та методів дослідження їх напружено-деформованого стану. Розглянута загальна конструкція турбогенератора потужністю 200 МВт та його основних компонентів. Виконано аналіз конструкції ротора турбогенератора та характерних для нього пошкоджень, що можуть виникнути в процесі експлуатації внаслідок впливу різних факторів. Проведено

аналіз методів дослідження НДС ротора турбогенератора. Розглянуто результати аналітичних розрахунків запасів міцності конструктивних частин ротора турбогенератора.

У другому розділі дисертаційної роботи представлені результати досліджень напружено-деформованого стану бандажного вузла ротора турбогенератора. Зокрема розглянуті результати виконаного комплексу аналітичних розрахунків зусиль, напружень та переміщень внаслідок впливу відцентрових навантажень та напружень від посадки бандажного кільця на бочку ротора та центруюче кільце, а також визначення роз'єднувальних швидкостей цих компонентів. Представлена методологія вибору натягу бандажних кілець на ротор турбогенератора та вперше проведені розрахунки напружень в тривимірній постановці в деталях бандажного вузла ротора методом скінченних елементів при різних частотах обертання.

Третій розділ дисертаційної роботи присвячений дослідженню напружено-деформованого стану вала ротора. Розглянуто результати розрахунку напружено-деформованого стану вала ротора методом скінченних елементів, в тому числі виконано розрахунок критичних частот вала ротора та статичний розрахунок вала. Також проведено тривимірний розрахунок напружено-деформованого стану бочки ротора та клинів кріплення струмопідводу ротора.

Результатом проведеної науково-дослідної роботи стали розроблені ефективні методи оцінки напружено-деформованого стану вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів.

Використання методів досліджень в тривимірній постановці дозволяє визначити напруження конструктивних елементів турбогенераторів, які раніше неможливо було оцінити існуючими методами спрощених аналітичних розрахунків.

Представлені в роботі результати дозволяють більш точно визначати запаси міцності компонентів ротора турбогенератора та забезпечити отримання оптимальних параметрів конструкції на етапі проєктування.

Результати дисертаційної роботи використано на АТ "Українські енергетичні машини" (м. Харків) при проєктуванні нових та реконструкції існуючих турбогенераторів великої потужності. Окрім цього, результати роботи

впроваджено у науково-методичних процесах кафедри Національного аерокосмічного університету "Харківський авіаційний інститут".

Напрямом подальших досліджень є розробка методики оцінки запасів міцності найбільш навантажених вузлів турбогенератора з використанням комплексного підходу з урахуванням дії декількох чинників (теплових, механічних та ін.) у тривимірних постановках. Розвиток дослідження у цьому напрямку дозволить обґрунтовано підвищити потужність турбогенераторів за рахунок підвищення надійності їх конструктивних елементів.

Використання наведених у роботі результатів дає змогу проаналізувати потенціал підвищення електричної потужності та забезпечити надійну експлуатацію теплових і атомних електростанцій України. Це, своєю чергою, сприятиме стабільному виробництву електричної й теплової енергії, необхідної для функціонування та розвитку всіх галузей економіки країни.

*Наукова новизна роботи:*

1. Вперше створений новий метод розрахунку бандажного вузла ротора, що відрізняється від існуючих завданням фактичних натягів нерівномірних контактних поверхонь («носик» та «спинка»), теплових граничних умов I роду та фактичної геометрії пазів ротора при номінальній та критичній (угонній) частотах обертання.

2. Удосконалено метод розрахунку напружено-деформованого стану бочки вала з фрезерованими під обмотку пазами, що на відміну від існуючих містить уточнення сітки для концентраторів напружень, задані граничні умови I роду, отриманих з кореляції експериментальних та аналітичних даних та завдання реальних модулів пружності.

3. Розроблено метод розрахунку напружено-деформованого стану клиновидних елементів струмопідводу ротора, в якому на відміну від існуючих ураховуються відцентрові сили та контактні напруження, обумовлені технологією збирання.

4. Удосконалено метод обчислення критичних частот вала ротора в частині завдання еквівалентних перерізів в тривимірній постановці та завдання уточнених податливостей опор.

5. Набули подальшого розвитку існуючі інженерні методи розрахунку напружено-деформованого стану конструкції бандажного вузла ротора в частині уточнення сил, викликаних відцентровою складовою від дії лобової частини обмотки та врахування геометрії зубця для обчислення роз'єднувальної частоти.

*Практичне значення отриманих результатів:*

1. В роботі уточнено запаси міцності для найбільш навантажених елементів ротора турбогенератора та обґрунтовано можливість використання сучасних матеріалів для їх виготовлення.

2. Розроблено та впроваджено метод розрахунку бандажних вузлів роторів турбогенераторів великої та середньої потужностей. Показана можливість удосконалення конструкції зі збереженням посадкових поверхонь.

3. Представлений метод дозволив обґрунтувати безпечну роботу турбогенератора в номінальному режимі з достатнім інтервалом між першою та другою критичними частотами для податливих опор.

4. Вперше обґрунтовано застосування розбірної конструкції елементів кріплення струмопідводу ротора турбогенератора та прорахована їх деформація.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку розподілу напружень можуть бути використані при дослідженні напружено-деформованого стану електричних машин різного призначення та іншого енергетичного обладнання.

Отримані наукові результати можуть бути застосовані в діяльності науково-дослідних і проєктних установ, конструкторських бюро, підприємств енергетичного сектору, аерокосмічних закладів вищої освіти, а також інших організацій, що спеціалізуються на дослідженні та експлуатації енергетичного обладнання.

*Ключові слова:* турбогенератор; бандажний вузол; центруюче кільце; тривимірне моделювання; напружено-деформований стан; напруження в локації натягу; коефіцієнт запасу міцності.

## ABSTRACT

*Nazarenko V.* Investigation of the Stress–Strain State of Turbogenerator Rotor Elements for Substantiating Strength Enhancement Using Three-Dimensional Modeling Methods. – 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, 2026.

The dissertation work is purposed to the creation of methods for studying the stress-strained state (SSS) of Turbogenerator rotor elements to address current issues related to increasing the strength of its elements by solving a set of thermal elasticity and thermal conductivity problems in a three-dimensional formulation using the finite elements method (FEM).

The complexity of assessing the safety margins of structural elements and assemblies of high-power Turbogenerators under the influence of temperature and force loads is due to the need for a comprehensive solution of the temperature and thermal elastic problem. When designing the Turbogenerator rotor retaining rings unit in assembly, the solution of this complex of problems associated with determining of the thermally stressed state of structures is complicated by the presence of pre-tension fit, the influence of temperature fields that depend on the parameters of the ventilation systems, and many other factors. The use of high-alloy steels with high hardness and tensile strength as the main material of the retaining rings also requires an increase in tensions, which can cause cracks to appear in the most stressed structural elements. Solving the problem of determining the stress-strained state of the retaining rings unit in assembly elements using exclusively classical engineering methods does not allow obtaining the necessary accuracy, which is associated with the inability to effectively take into account the entire set of factors due to the presence of their mutual complex influence. A method was developed that allows more accurately calculating safety margins and determining the necessary tensions by solving a set of thermal elasticity and thermal conductivity problems in a three-dimensional formulation using the finite elements method with the transfer of initial and boundary conditions between problems. When conducting a study using the developed method, refined safety margin factors for the elements of the

retaining rings unit in assembly at rest, at rated and runaway speeds were determined. It was found that for the main structural elements of the retaining rings unit in assembly of a Turbogenerator rated 200 MW, the minimum safety margin factor at runaway speed and maximum tension was 1.3. The maximum contact stresses (about 685 MPa) arise in the centering ring at zero speed, are local in nature and are concentrated in the area of the stress concentrator namely the hole. For all stress modes, they do not exceed the permissible values. At that, in this case, the tensions cannot be changed to a smaller side due to the fact that the minimum allowable safety margin for the structural elements of a Turbinegenerator rated 200 MW retaining rings unit in assembly is from 1,5 to 1.05 at the runaway speed.

Within the limits of the submitted research, a new method for calculating the NDS of elements and assemblies of electrical machines is proposed. The peculiarity of the method is the solution of a set of problems of thermoelasticity and thermal conductivity in three-dimensional formulations using the FEM with the transfer of initial and boundary conditions between the problems. The solution of the problem of analyzing the stress-strained state of the rotor in a three-dimensional formulation was carried out by the finite elements method using the SolidWorks software package.

The purpose of the Dissertation work is to substantiate the increase in the strength of the rotor elements of Turbogenerators based on the developed methods for studying the stress-strained state of its elements using three-dimensional computer modeling.

The first section of the Dissertation work is devoted to the analysis of the structural features of Turbogenerator rotors and methods for studying their stress-strained state. The general design of a Turbogenerator rated 200 MW and its main components is considered. The design of the Turbogenerator rotor and its characteristic damages that may occur during operation due to the influence of various factors are analyzed. Methods for studying the NDS of the Turbogenerator rotor are analyzed. The results of analytical calculations of the safety margins of the structural parts of the Turbogenerator rotor are considered.

The second section of the Dissertation work presents the results of studies of the stress-strained state of the Turbogenerator rotor retaining rings unit in assembly. In particular, the results of the performed complex of analytical calculations of forces,

stresses and displacements due to the influence of centrifugal loads and stresses from the landing of the retaining ring on the rotor body and the centering ring, as well as the determination of the disconnecting speeds of these components, are considered. The methodology for selecting the tension of the retaining rings on the Turbogenerator rotor is presented and for the first time, stress calculations in a three-dimensional formulation in the details of the rotor retaining rings unit in assembly are carried out using the finite element method at different rotational speeds.

The third section of the Dissertation work is devoted to the study of the stress-strained state of the rotor shaft. The results of the calculation of the stress-strained state of the rotor shaft by the finite element method are considered, including the calculation of the critical frequencies of the rotor shaft and the static calculation of the shaft. A three-dimensional calculation of the stress-strained state of the rotor body and the wedges of the rotor current supply fastening are also performed.

The result of the research work carried out was the development of effective methods for assessing the stress-strained state of components and structural elements of Turbogenerators.

The use of research methods in a three-dimensional setting allows you to determine the stresses in the structural elements of Turbogenerators, which were previously impossible to estimate using existing methods of simplified analytical calculations.

The results presented in the work allow for more accurate determination of the safety margins of the Turbogenerator rotor components and ensure the obtaining of optimal design parameters at the design stage.

The results of the Dissertation work were used at AT "Ukrainian Power Machines" (Kharkiv) in the design of new and reconstruction of existing high-power Turbogenerators. 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 direction of further research is the development of a methodology for assessing the safety margins of the most loaded Turbogenerator units using an integrated approach taking into account the action of several factors (thermal, mechanical, etc.) in three-dimensional settings. The development of research in this direction will allow for a

reasonable increase in the power of Turbogenerators by increasing the reliability of their structural elements.

The use of the results presented in the work makes it possible to analyze the potential for increasing electrical capacity and ensure reliable operation of Thermal and Nuclear Power Plants in Ukraine. This, in turn, will contribute to the stable production of electrical and thermal energy necessary for the functioning and development of all sectors of the country's economy.

Scientific novelty of the work:

1. For the first time, a new method for calculating the rotor retaining rings unit in assembly has been created, which differs from existing ones by the actual tensions of uneven contact surfaces ("nose" and "back"), thermal boundary conditions of the first kind and the actual geometry of the rotor slots at rated and critical (runaway) speeds.

2. The method for calculating the stress-strained state of a shaft body with slots milled for winding has been improved, which, unlike existing ones, contains a refinement of the grid for stress concentrators, given boundary conditions of the first kind obtained from the correlation of experimental and analytical data, and the assignment of real elastic moduli.

3. A method for calculating the stress-strained state of wedge-shaped elements of the rotor current supply has been developed, which, unlike existing ones, takes into account centrifugal forces and contact stresses caused by the assembly technology.

4. The method for calculating the critical speeds of the rotor shaft has been improved in terms of setting equivalent cross-sections in a three-dimensional formulation and setting refined compliances of supports.

5. Existing engineering methods for calculating the stress-strained state of the rotor retaining rings unit in assembly structure have been further developed in terms of specifying the forces caused by the centrifugal component from the action of the overhang part of the winding and taking into account the tooth geometry for calculating the disconnecting frequency.

Practical significance of the obtained results:

1. The work specifies the safety margins for the most loaded elements of the Turbogenerator rotor and justifies the possibility of using modern materials for their

manufacture.

2. A method for calculating the retaining rings unit in assembly of rotors of large and medium-sized Turbogenerators has been developed and implemented. The possibility of improving the design while preserving the fit surfaces has been shown.

3. The presented method allowed to justify the safe operation of the Turbogenerator in the rated mode with a sufficient interval between the first and second critical frequencies for compliant supports.

4. For the first time, the use of a disassemble design of the fastening elements of the power supply of the Turbogenerator rotor was substantiated and their deformation was calculated.

The methods developed in the work for three-dimensional calculation of stress distribution can be used in the study of the stress-strained state of electrical machines for various purposes and other power equipment.

The obtained scientific results can be applied in the activities of research and design institutions, design bureaus, power sector enterprises, aerospace institutions of higher education, as well as other organizations specializing in the research and operation of power equipment.

*Keywords:* Turbogenerator; retaining rings unit in assembly; centering ring; three-dimensional modeling; stress-strained state; stress in the tension location; safety factor.

## Список публікацій здобувача

*Статті у наукових фахових виданнях затверджених МОН України:*

1. O. Tretiak, S. Kravchenko, O. Bohozhavets, **V. Nazarenko**, A. Zhukov. Methodology for Determining the Tension of Banding Rings of Medium-Power Turbogenerators. No. 1-2 (2023): *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*. ISSN: 2078-774X, <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.06>

2. Gakal, P., Rybalchenko, I., Tretyak, O., & **Nazarenko, V.** (2025). Experimental investigation of the performance of a loop heat pipe-based cooling system under ultra-high dypass ratio turbojet engine conditions. *Aerospace Technic and Technology*, 0(1), 14-27. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.1.02>

3. Tretiak, O., Kravchenko, S., Gakal, P., Shestak, B., Serhiienko, S., & **Nazarenko, V.** (2025). Створення методу визначення запасів міцності елементів конструкцій бандажних вузлів турбогенераторів. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 0(4sup2), 149-159. <https://doi.org/doi.org/10.32620/aktt.2025.4sup2.17>

*Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:*

1. Tretiak, O.; Kritskiy, D.; Kobzar, I.; Arefieva, M.; **Nazarenko, V.** The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation* 2022, 10, 152., (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation10090152>

2. 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., (**Scopus Q2**) <https://doi.org/10.3390/computation10110191>

3. Tretiak, O., Kravchenko, S., Mykhailychenko, O., **Nazarenko, V.**, Smyk, S., Vasyliiev, O., Arefieva, M., Tretiak, I., Serhiienko, S., & Selevko, V. (2025). Devising a method for calculating the structure of efficient cooling systems for thrust bearings and guide bearings in hydrogenerators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(1 (135), 38–50. (**Scopus Q3**). <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.329021>

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

1. Gakal, P., Tretiak, I., Arefieva, M., **Nazarenko, V.** (2024). Thermal State Determination of the Heat Exchanger in the Three-Dimensional Setting. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Krytskyi, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 1008. Springer, Cham.* [https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6\\_28](https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_28)

2. О.В. Третяк, С.С. Кравченко, П.Г. Гакал, Б.К. Шестак, С.А. Сергієнко, **В.В. Назаренко**. Аналіз напружено-деформованого стану бандажного вузла для оцінки можливості підвищення потужності турбогенератора. *XXX - міжнародний конгрес двигунобудівників*: – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2025 – 65 с. <https://doi.org/10.32620/IPEC.25>

3. Oleksii Tretiak, **Viacheslav Nazarenko**, Serhii Serhiienko, Anton Zhukov, New methods for calculating of cooling systems of direct current electric machines: *Міжнародна науково-практична інтернет-конференція на тему «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення»* (випуск 103), 14-15 жовтня 2025 р. <http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-2321/>.

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:*

1. Третяк О. В., Ареф'єва М. О., Кобзар І. В., Репетенко М. В., Сергієнко С. А., Жуков А. Ю., Пеньковська Н. С., Селевко В. Б., **Назаренко В. В.** *Методи та концепції розрахунку турбо- та гідрогенераторів у тривимірній постанові: монографія* - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 138 с.

**ISBN 978-617-619-284-8**

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ.....	16
ВСТУП.....	18
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЙ РОТОРІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ЇХ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ.....	28
1.1 Загальна конструкція турбогенератора та його основних компонентів .....	29
1.2 Аналіз особливостей конструкції та пошкоджень ротора, що обумовлені умовами роботи .....	35
1.2.1 Аналіз особливостей конструкції валу ротора .....	36
1.2.2 Пошкодження валу ротора.....	40
1.2.3 Аналіз особливостей конструкції бандажного вузла.....	41
1.2.4 Пошкодження бандажного вузла .....	43
1.3 Аналіз методів дослідження напружено-деформованого стану ротора.....	44
1.4 Аналіз результатів аналітичного розрахунку запасів міцності компонентів ротора .....	48
1.5 Висновки до першого розділу.....	50
1.6 Література до першого розділу.....	51
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ НДС БАНДАЖНОГО ВУЗЛА .....	58
2.1 Загальний алгоритму розрахунку .....	58
2.2 Виконання механічних розрахунків бандажного вузла ротора турбогенератора потужністю 200 МВт аналітичним методом .....	60
2.2.1 Розрахунок напружень у бандажному кільці від власних відцентрових сил та від відцентрових сил лобової частини обмотки ротора. ....	62
2.2.2 Розрахунок напружень від посадки бандажного кільця на центруюче кільце і на бочку ротора .....	63
2.2.3 Переміщення від посадки крайньої точки центруючого кільця .....	68

	15
2.2.4 Визначення зусиль між бандажним кільцем та бочкою ротора.....	69
2.2.5 Визначення роз'єднувальних швидкостей.....	70
2.3 Тривимірний розрахунок НДС бандажного вузла.....	71
2.3.1 Статичний розрахунок центруючого кільця ротора у стані спокою .....	72
2.3.2 Розрахунок центруючого кільця при номінальній частоті обертання .....	79
2.3.3 Розрахунок центруючого кільця при угонній частоті обертання .....	84
2.3.4 Визначення надійності роботи бандажного вузла.....	90
2.4 Висновки до другого розділу .....	101
2.5 Література до другого розділу .....	102
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ НДС ВАЛА .....	104
3.1 Тривимірний розрахунок НДС вала.....	104
3.1.1 Розрахунок критичних частот вала. ....	105
3.1.2 Статичний розрахунок вала .....	108
3.2 Тривимірний розрахунок клина струмопідводу ротора .....	110
3.3 Тривимірний розрахунок НДС бочки ротора .....	116
3.4 Висновки до третього розділу .....	122
3.5 Література до третього розділу .....	122
ВИСНОВКИ.....	124
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	126
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ .....	128
ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ .....	130

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

### Умовні позначення та символи

- $\varphi$  – відносне звуження, %
- $KCU$  – ударна в'язкість, Дж/см<sup>2</sup>
- $n$  – частота обертання, об/хв
- $\delta$  – діаметральний натяг, м
- $m$  – маса, кг
- $\mu$  – коефіцієнт Пуассона, в.о.
- $Z$  – число пазів, од
- $\alpha$  – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу, 1/°C
- $T$  – температура, °C
- $D$  – діаметр, м
- $h$  – товщина кільця, м
- $S$  – площа перерізу кільця, м<sup>2</sup>
- $l$  – довжина, м
- $C$  – відцентрова сила, кг
- $K$  – тиск від відцентрової сили, МПа
- $d$  – діаметр центрального отвору вала ротора, м
- $f$  – частота електричного струму, об/хв
- $E$  – модуль пружності, Н/м<sup>2</sup>

### Індекси

- $\sigma_{0,2}$  – межа плинності, МПа
- $\sigma_6$  – тимчасовий опір розриву, МПа
- $\delta_5$  – відносне подовження, %
- $\sigma_z$  – тангенціальне напруження в бандажному кільці, МПа
- $\sigma_t$  – сумарне тангенціальне напруження від відцентрових сил, МПа
- $K_b$  – коефіцієнт деформації внутрішнього діаметра бандажного кільця, м/(об/хв)
- $K_r$  – коефіцієнт деформації ротора, м/(об/хв)
- $K_K$  – коефіцієнт деформації зовнішнього діаметра центруючого кільця, м/(об/хв)
- $P_N$  – номінальна потужність, МВт

$M_n$  – номінальний крутильний момент, (Н·м)

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

$\lambda_b$  – податливість бандажного кільця, м

$\varphi_{max}$  – максимальний кут повороту бандажного кільця, рад

#### Скорочення

НДС – напружено-деформований стан

МСЕ – метод скінченних елементів

АЕС – атомна електростанція

ККД – коефіцієнт корисної дії

## ВСТУП

**Актуальність досліджень.** Електроенергетика є однією з ключових галузей промисловості, що визначає рівень науково-технічного розвитку держави та забезпечує функціонування промисловості, транспорту, сільського господарства й побутового сектору. Основу сучасного електрогенеруючого обладнання становлять синхронні генератори великої потужності, серед яких провідне місце займають турбогенератори.

Згідно з офіційними даними Міністерства енергетики України на початок 2022 року близько 84,3% електроенергії виробляється тепловими та атомними станціями, де в якості генераторів використовуються турбогенератори великої потужності. Висока одинична потужність, надійність та енергоефективність роблять турбогенератори незамінними в централізованих енергосистемах. На початок 2025 року сталий дефіцит електроенергії в енергосистемі становив близько 20%. Це викликає необхідність частого перерозподілу генерації, що призводить до роботи турбогенераторів у надкритичних режимах.

Сучасний стан генераторного обладнання в Україні характеризується тим, що термін служби більшості машин за нормативною документацією вже добіг кінця або закінчиться у найближчі роки. Аварійне виведення з ладу потужного турбогенератора через руйнування конструкції ротора може спричинити катастрофічні наслідки та значні економічні втрати. Відновлення турбогенератора й запуск енергоблоку часто займає кілька місяців, причому кожен день вимушеного простою одного блоку обходиться приблизно у 1–2 млн грн збитків. Особливістю роботи електроенергетичної системи України є взаємозалежність строків проведення ремонтів на різних електростанціях. Наприклад, чинні інструкції забороняють виводити з експлуатації один із двох блоків Хмельницької АЕС, якщо в цей час ремонтується блок на Рівненській АЕС, і навпаки. Тому функціонування енергосистеми має виключати раптові аварійні відключення енергоблоків із тяжкими техніко-економічними наслідками. У зв'язку з цим особливої актуальності набуває підвищення надійності роботи турбогенераторів за рахунок більш точного обчислення напружено-деформованого стану.

На теплових та атомних електростанціях України поступово відбувається

процес оновлення і модернізації наявних турбогенераторів зі збільшенням їх потужності. Через значну вартість виготовлення нових масивних роторів ТГ зазвичай прагнуть використовувати існуючі ротори, що відпрацювали встановлений термін роботи. За допомогою рентгеноскопії, визначається їх технічний стан, зокрема відсутність тріщин, сколів чи відламаних частин зубців. За відсутності цих ушкоджень в бочку ротора вкладають нову обмотку і знову запускають в роботу. Залізо такого ротора зазвичай має погіршені пружні властивості матеріалу внаслідок тривалої роботи при змінних механічних та електромагнітних напруженнях, що при подальшій експлуатації підвищує вірогідність виникнення та швидкого розвитку у ньому тріщин.

Актуальним шляхом забезпечення надійної роботи турбогенераторів при номінальних та критичних навантаженнях є проведення аналізу їх напружено-деформованого стану (НДС). Складність оцінювання напружено-деформованого стану елементів конструкцій і вузлів потужних турбогенераторів при аналізі їхньої міцності під дією температурних і силових навантажень насамперед зумовлена необхідністю комплексного розв'язання газодинамічної, теплової та термонапруженої задач, що є взаємопов'язаними між собою.

Ротор синхронного турбогенератора є складним конструктивним елементом, який під час експлуатації сприймає вкрай великі навантаження. Вихрові струми, наведені електромагнітним полем у повітряному відтинку між ротором і статором при нерівномірному навантаженні фаз і короткому замиканню, стають причиною виникнення дуже нерівномірних нестационарних температурних полів уздовж перерізу ротора та інтенсивного локального нагрівання клинів, що тримають обмотку збудження у пазах ротора. Це може спричинити явища, наслідком яких є нерівномірності прогинів ротора, що негативно впливає на надійність роботи турбогенератора. Ці самі явища можливі також за стаціонарних режимів експлуатації при порушеннях відведення тепла в охолоджувальній системі обмоток.

Розв'язання задачі оцінки викривлення осі ротора синхронного турбогенератора через нерівномірності тепловиділення в обмотках збудження з використанням напіваналітичного МСЕ у циліндричній системі координат

продемонструвало, що незначна нерівномірність відбору тепла в обмотках стає причиною теплового викривлення осі ротора, що створює сили небалансу, а вони, у свою чергу, перевершують вагу ротора, що може спричинити неабияке зростання вібрації генератора.

Одним з найбільш навантажених вузлів турбогенератора є бандажний вузол, призначений для запобігання деформацій лобових частин обмоток ротора від дії відцентрових сил. Розв'язання комплексу задач з визначення термонапруженого стану конструкцій при проектуванні бандажного вузла ротора турбогенератора ускладнюється наявністю попередніх натягів, впливом температурних полів, що залежать від параметрів роботи систем вентилявання та багатьох інших факторів.

Величина натягу на посадкових місцях бандажних кілець ротора існуючих турбогенераторів (внаслідок тривалої експлуатації та неодноразового їх демонтажу) знаходиться здебільшого на мінімально допустимому рівні або за його межами, навіть виходячи із давніших норм без урахування підвищених вимог до надійності даного вузла за останні роки. Враховуючі те, що пошкодження бандажних кілець при роботі можуть привести до руйнування усього турбогенератора, їх технічний стан повинен ретельно відстежуватися з метою своєчасного виявлення тріщин, деформацій та інших механічних ушкоджень.

Сучасні методика розрахунків із застосуванням комп'ютерних систем дають змогу розв'язувати складні задачі аналізу напружено-деформованого стану елементів конструкцій електричних машин.

Враховуючи вищевикладене, розробка методу розрахунку НДС конструкцій турбогенераторів великої потужності у тривимірній постановці, який дозволить підвищити точність оцінки міцності їх компонентів, має велике наукове і практичне значення для України.

### **Мета і завдання дослідження.**

Метою дисертаційної роботи є обґрунтування підвищення міцності елементів ротору турбогенераторів на основі розроблених методів дослідження напружено-деформованого стану його елементів з використанням тривимірного комп'ютерного моделювання.

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

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

- провести аналіз особливостей конструкції ротора та його компонентів;
- провести аналіз пошкоджень ротора, що обумовлені умовами роботи;
- провести аналіз методів дослідження напружено-деформованого стану ротора;

- розробити новий метод розрахунку бандажного вузла ротора з завданням фактичних натягів нерівномірних контактних поверхонь («носик» та «спинка»), теплових граничних умов I роду та фактичної геометрії пазів ротора при номінальній та критичній (угонній) частотах обертання;

- удосконалити метод розрахунку напружено-деформованого стану бочки вала з фрезерованими під обмотку пазами, з розробкою уточненої сітки для концентраторів напружень та задання граничних умов I роду, отриманих з кореляції експериментальних та аналітичних даних та завдання реальних модулів пружності;

- удосконалити метод розрахунку напружено-деформованого стану клиновидних елементів струмопідводу ротора з урахуванням відцентрових сил та контактних напруження, обумовлені технологією збирання;

- удосконалити метод обчислення критичних частот вала ротора в частині завдання еквівалентних перерізів в тривимірній постановці та завдання уточнених податливостей опор;

- удосконалити методи розрахунку напружено-деформованого стану конструкції бандажного вузла ротора в частині уточнення сил, викликаних відцентровою складовою від дії лобової частини обмотки та врахування геометрії зубця для обчислення роз'єднувальної частоти

- провести аналіз результатів розрахунку запасів міцності компонентів ротора для забезпечення необхідної жорсткості;

**Об'єкт дослідження** – процеси деформування елементів конструкцій роторів

турбогенераторів великої потужності при роботі на проектних та надпроектних режимах.

**Предмет дослідження** – напружено-деформований стан бандажних вузлів та вала роторів 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 метода скінченних елементів.

3. Числові дослідження, що здійснювалися у середовищі програмного комплексу SolidWorks Simulation, в якому створювалися тривимірні комп'ютерні моделі та проводилися розрахунки напружено-деформованого стану елементів.

Точність отриманих в роботі результатів і висновків забезпечується математичним моделюванням з використанням умов симетрії.

Отримані результати математичного тривимірного моделювання напружено-деформованого стану вузлів та елементів конструкції турбогенераторів задовільно погоджуються з даними експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів.

#### **Наукова новизна одержаних результатів.**

1. Вперше створений новий метод розрахунку бандажного вузла ротора, що відрізняється від існуючих завданням фактичних натягів нерівномірних контактних поверхонь («носик» та «спинка»), теплових граничних умов I роду та фактичної геометрії пазів ротора при номінальній та критичній (угонній) частотах обертання.

2. Удосконалено метод розрахунку напружено-деформованого стану бочки вала з фрезерованими під обмотку пазами, що на відміну від існуючих містить уточнення сітки для концентраторів напружень, задані граничні умови I роду, отриманих з кореляції експериментальних та аналітичних даних та завдання реальних модулів пружності.

3. Розроблено метод розрахунку напружено-деформованого стану

клиновидних елементів струмопідводу ротора, в якому на відміну від існуючих ураховуються відцентрові сили та контактні напруження, обумовлені технологією збирання.

4. Удосконалено метод обчислення критичних частот вала ротора в частині завдання еквівалентних перерізів в тривимірній постановці та завдання уточнених податливостей опор.

5. Набули подальшого розвитку існуючі інженерні методи розрахунку напружено-деформованого стану конструкції бандажного вузла ротора в частині уточнення сил, викликаних відцентровою складовою від дії лобової частини обмотки та врахування геометрії зубця для обчислення роз'єднувальної частоти.

### **Практичне значення отриманих результатів.**

1. В роботі уточнено запаси міцності для найбільш навантажених елементів ротора турбогенератора та обґрунтовано можливість використання сучасних матеріалів для їх виготовлення.

2. Розроблено та впроваджено метод розрахунку бандажних вузлів роторів турбогенераторів великої та середньої потужностей. Показана можливість удосконалення конструкції зі збереженням посадкових поверхонь.

3. Представлений метод дозволив обґрунтувати безпечну роботу турбогенератора в номінальному режимі з достатнім інтервалом між першою та другою критичними частотами для податливих опор.

4. Вперше обґрунтовано застосування розбірної конструкції елементів кріплення струмопідводу ротора турбогенератора та прорахована їх деформація.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку розподілу напружень можуть бути використані при дослідженні напружено-деформованого стану енергетичного обладнання.

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

**Впровадження результатів роботи.** Розроблені автором наукові положення

реалізовані:

- на АТ "Українські енергетичні машини" (м. Харків) при проектуванні нових та реконструкції існуючих турбогенераторів великої потужності;
- в науково-методичних процесах кафедри Національного аерокосмічного університету "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 "Харківський авіаційний інститут".

**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.), *XXX - міжнародному конгресі двигунобудівників* (Україна, м. Харків, Національний аерокосмічний університет «ХАІ», 2025 р.), *Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції на тему «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення»* (м. Тернопіль, Україна, м. Ополе, Польща, 14-15 жовтня 2025 р.).

**Публікації.** Основний зміст дисертації відображено в 3 статтях у наукових фахових виданнях затверджених МОН України [1-3], 3 статтях у виданнях, що реферується в базі даних Scopus [4-6]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковані в трьох тезах науково-технічної конференції [7-9] та в одній колективній монографії [10].

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] – Розроблено метод та обчислені механічні напруження в елементах бандажного вузла ротора турбогенератора.

[2] – Розробка конструкції контурної теплової труби (КТТ), розробка експериментального стенду для дослідження процесів теплопередачі в системі охолодження на базі КТТ та валідація результатів дослідження.

[3] – Проведено розв’язання задачі визначення напружено-деформованого стану елементів бандажного вузла, визначення граничних умов контактної поверхні та обчислені механічні напруження.

[4] – Розробка принципової силової схеми навантаження на опорні елементи ротора великих електричних машин. Проведено розрахунок параметрів оливи та створено високоякісну розрахункову сітку;

[5] – Обчислено момент короткого замикання, що діє на елементи конструкції турбогенератора;

[6] – Розроблена принципова схема компонування з клиноподібними елементами роторів великих електричних машин, обґрунтовано вибір типу оливи та виконано дослідження температури;

[7] – Розробка метода вибору граничних умов для теплового розрахунку турбогенератора;

[8] – Були розраховані мінімальний коефіцієнт запасу міцності при угонній частоті обертання та максимальному натягу, визначено, що максимальні контактні напруження виникають у центруючому кільці при нульовій частоті обертання та мають локальний характер;

[9] – Розробка методу обчислення температури струмопровідних компонентів обертових частин електричної машини та виконання задачі граничних умов I роду по поверхням.

[10] – Аналіз загальної конструкції великих електричних машин, вибір матеріалів та обґрунтування режиму роботи (номінальний та критичний).

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертація складається із вступу, трьох розділів, висновків та списків використаних джерел до кожного розділу і загальних

висновків. Загальний обсяг дисертації складає 130 сторінки, з них 118 сторінок основного тексту, 81 рисуноків по тексту, 5 таблиць по тексту, списків використаних джерел до кожного розділу, сумарно викладених на 12 сторінках.

### Література до вступу:

1. O. Tretiak, S. Kravchenko, O. Bohozhavets, **V. Nazarenko**, A. Zhukov. Methodology for Determining the Tension of Banding Rings of Medium-Power Turbogenerators. No. 1-2 (2023): *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*. ISSN: 2078-774X, <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.06>
2. Gakal, P., Rybalchenko, I., Tretyak, O., & **Nazarenko, V.** (2025). Experimental investigation of the performance of a loop heat pipe-based cooling system under ultra-high dypass ratio turbojet engine conditions. *Aerospace Technic and Technology*, 0(1), 14-27. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.1.02>
3. Tretiak, O., Kravchenko, S., Gakal, P., Shestak, B., Serhiienko, S., & **Nazarenko, V.** (2025). Створення методу визначення запасів міцності елементів конструкцій бандажних вузлів турбогенераторів. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 0(4sup2), 149-159. <https://doi.org/doi.org/10.32620/aktt.2025.4sup2.17>
4. Tretiak, O.; Kritskiy, D.; Kobzar, I.; Arefieva, M.; **Nazarenko, V.** The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation* 2022, 10, 152., (Scopus Q2) <https://doi.org/10.3390/computation10090152>
5. 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., (Scopus Q2) <https://doi.org/10.3390/computation10110191>
6. Tretiak, O., Kravchenko, S., Mykhailychenko, O., **Nazarenko, V.**, Smyk, S., Vasyliiev, O., Arefieva, M., Tretiak, I., Serhiienko, S., & Selevko, V. (2025). Devising a method for calculating the structure of efficient cooling systems for thrust bearings and guide bearings in hydrogenerators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(1 (135), 38–50. (Scopus Q3). <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.329021>

7. Gakal, P., Tretiak, I., Arefieva, M., **Nazarenko, V.** (2024). Thermal State Determination of the Heat Exchanger in the Three-Dimensional Setting. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Krytskyi, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 1008. Springer, Cham.* [https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6\\_28](https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_28)

8. О.В. Третьяк, С.С. Кравченко, П.Г. Гакал, Б.К. Шестак, С.А. Сергієнко, **В.В. Назаренко.** Аналіз напружено-деформованого стану бандажного вузла для оцінки можливості підвищення потужності турбогенератора. *XXX - міжнародний конгрес двигунобудівників: – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2025 – 65 с.* <https://doi.org/10.32620/IPEC.25>

9. Oleksii Tretiak, **Viacheslav Nazarenko**, Serhii Serhiienko, Anton Zhukov, New methods for calculating of cooling systems of direct current electric machines: *Міжнародна науково-практична інтернет-конференція на тему «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення»* (випуск 103), 14-15 жовтня 2025 р. <http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-2321/>.

10. Третьяк О. В., Арефьева М. О., Кобзар І. В., Репетенко М. В., Сергієнко С. А., Жуков А. Ю., Пеньковська Н. С., Селевко В. Б., **Назаренко В. В.** Методи та концепції розрахунку турбо- та гідрогенераторів у тривимірній постанові: монографія - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 138 с.  
**ISBN 978-617-619-284-8**

## РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЙ РОТОРІВ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ЇХ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

На теперішній час електроенергетика є базовою галуззю промисловості, яка формує енергетичний фундамент функціонування національної економіки та забезпечує стабільність роботи промисловості, транспорту, житлово-комунального сектору та інформаційної інфраструктури. За даними Міжнародного енергетичного агентства (IEA), загальне світове виробництво електроенергії перевищує 29 000 ТВт·год на рік, при цьому понад 60 % електроенергії генерується на теплових електростанціях, близько 10 % – на атомних, і ще значна частка – на газотурбінних та комбінованих установках [1]. В Україні встановлена потужність електроенергетичної системи становить близько 50–55 ГВт, з яких вагому частку складають турбогенератори великої одиничної потужності (200–1000 МВт) [2].

Основним джерелом електричної енергії на теплових, атомних і газотурбінних електростанціях є турбогенератори, які забезпечують ефективне перетворення механічної енергії обертання турбіни в електричну енергію змінного струму промислової частоти 50 Гц. Потужність сучасних турбогенераторів може досягати 1750 МВт. Коефіцієнт корисної дії (ККД) сучасних турбогенераторів досягає 98,5–99 %, що робить їх одними з найбільш ефективних електромеханічних перетворювачів енергії [3]. При цьому швидкість обертання ротора становить, як правило, 3000 об/хв для дво полюсних машин або 1500 об/хв для чотириполюсних, що обумовлює значні механічні та теплові навантаження на елементи конструкції.

Одним із найважливіших вузлів турбогенератора, від надійності якого залежить робота всього турбоагрегату, є ротор. Ротор виконує функцію створення магнітного поля та передачі механічної енергії від турбіни до електромагнітної системи генератора. Його довжина може перевищувати 10–15 м, маса – 50–100 т, а периферійна швидкість досягає 150–200 м/с. У процесі експлуатації ротор піддається дії відцентрових сил, термічних напружень (максимальна робоча температура обмотки становить 120–140 °С, що обумовлюється класом електричної ізоляції), електромагнітних сил та вібраційних навантажень. Навіть незначні дефекти (дисбаланс, тріщини, деградація ізоляції) можуть призвести до

аварійних ситуацій і виведення з ладу агрегатів потужністю сотні мегават, що еквівалентно втраті значної частки генеруючої потужності енергосистеми.

Ротор є частиною найбільш аварійно небезпечної системи компонентів турбогенератора (ротор–статор). При цьому він є найбільш механічно навантаженим вузлом турбогенератора. Незабезпечення його надійної роботи є однією з основних причин виникнення аварій турбогенераторів (~30 %) [4]. Подібні аварії призводять не лише до значних фінансових витрат, пов'язаних з виведенням турбоагрегату з експлуатації та виконанням ремонтних робіт, а додатково створюють і загрозу життю та здоров'ю персоналу електростанцій внаслідок вибухонебезпеки, наявності якої пов'язана з використанням водню. Тому забезпечення відповідної міцності, ефективного охолодження та контролю технічного стану ротора є одним із найбільш актуальних завдань.

### **1.1 Загальна конструкція турбогенератора та його основних компонентів**

Основними компонентами турбогенератора великої потужності з водневим охолодженням є статор, ротор, система збудження, система водневого охолодження, підшипникові вузли, апарат щіткотримачів та допоміжні системи. Статор включає шихтований магнітопровід і обмотку, в якій індукується електрорушійна сила. Ротор містить вал і обмотку збудження та забезпечує створення обертового магнітного поля. Система збудження подає постійний струм у ротор для формування магнітного поля необхідної інтенсивності. Повітряний зазор між ротором і статором становить кілька міліметрів, його величина суттєво впливає на магнітні характеристики турбогенератора, рівень шуму, вібрацій та величину втрат. Особливістю турбогенераторів з водневим охолодженням є робота під надлишковим тиском водню (0,3 – 0,45 МПа). Водневе охолодження реалізується через замкнений контур із газоохолоджувачами та ущільненнями, що дозволяє ефективно відводити тепло та підвищувати ККД машини. Підшипникові вузли забезпечують механічну стійкість ротора, а допоміжні системи (мастилопостачання, контролю та захисту) гарантують надійну й безпечну експлуатацію турбогенератора. На рис. 1.1 зображено загальний вид турбогенератора, а на рис. 1.2 – загальну конструкцію турбогенератора.



Рис.1.1 – Загальний вид турбогенератора

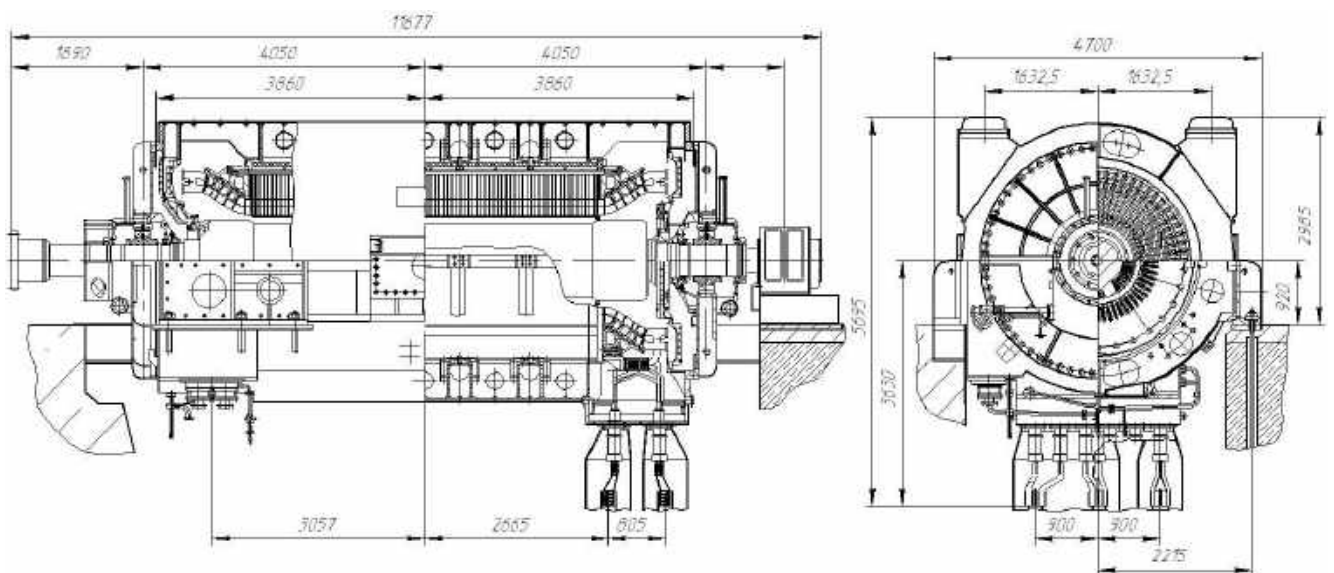


Рис.1.2 – Загальна конструкція турбогенератора потужністю 200 МВт

Статор є нерухомою частиною турбогенератора та складається з осердя і обмотки. Осердя статора виготовляється з тонких ізолюваних листів електротехнічної сталі, що зменшує втрати на вихрові струми та нагрів. У пазах статора розміщується трифазна обмотка, з'єднана за схемою «зірка» або «трикутник». Обмотка статора ізолюється спеціальними термостійкими матеріалами, здатними витримувати високі температури та електричні навантаження.

Загальна конструкція ротора турбогенератора з водневим охолодженням

потужністю 200 МВт представлена на рис. 1.3.

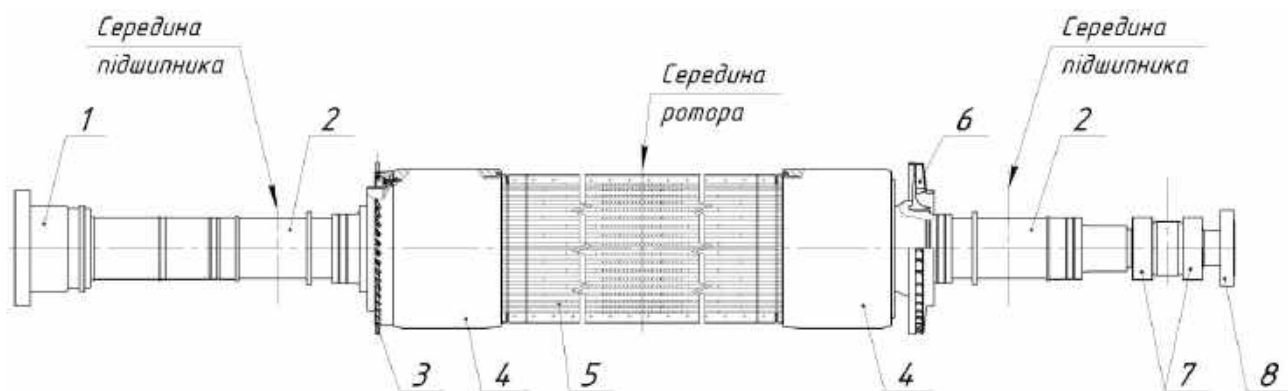


Рис.1.3 – Ротор турбогенератора (1- напівмуфта, 2 – вал, 3 – вентилятор, 4 – бандажний вузол, 5 – ротор (бочка), 6 – компресор, 7 – контактні кільця, 8 – вентилятор апарату щіткотримачів)

З боку турбіни ротор містить напівмуфту (рис. 1.3, поз. 1), яка призначена для жорсткого або напівжорсткого з'єднання валу турбогенератора з валом турбіни. Напівмуфта забезпечує передачу крутного моменту при частоті обертання до 3000 об/хв і повинна компенсувати незначні перекоси та вібрації, що виникають у процесі роботи агрегату.

Основним несучим елементом є вал ротора (рис. 1.3, поз. 2), який виготовляється з високоміцної легованої сталі методом кування. Вал сприймає значні крутні моменти, відцентрові сили та згинальні навантаження. Його конструкція передбачає наявність осьових каналів і радіальних отворів для організації системи охолодження, зокрема при використанні водню у якості охолоджувального середовища. Ділянка валу ротора, що спирається на підшипник, називається цапфою. Розміри цапфи визначаються з механічної міцності валу та режиму роботи підшипника.

На валу розміщуються вентилятори (рис. 1.3, поз. 3, поз. 8). Вентилятор (рис. 1.3, поз. 3) забезпечує циркуляцію охолоджуючого газу (водню) всередині герметичного корпусу генератора та створює необхідний тиск і швидкість потоку, що дозволяє ефективно відводити тепло від обмоток і активних частин машини. Їх конструкція оптимізується з урахуванням аеродинамічних втрат і мінімізації шуму.

Центральною частиною ротора є “бочка” ротора (рис. 1.3, поз. 5) – активна зона, в якій розміщується обмотка збудження. В пази бочки укладаються мідні провідники обмотки ротора, які формують магнітне поле при протіканні струму. Для утримання обмотки в пазах і запобігання її викиду під дією відцентрових сил застосовується бандажний вузол (рис. 1.3, поз. 4).

Бандажний вузол (рис. 1.3, поз. 4) складається з високоміцних немагнітних бандажних кілець, центруючих кілець та елементів кріплення. Бандажні вузли можуть мати одно посадкове та дво посадкове виконання.

Дослідження дво посадкових бандажних вузлів фактично базуються на роботах, присвячених аналізу багат шарових з’єднань з натягом (multi-layer interference fit), у яких система «бандаж–центруюче кільце–ротор» моделюється як багат шаровий товстостінний циліндр [5–7], а також на дослідженнях напружено-деформованого стану та надійності бандажних кілець турбогенераторів [8, 9].

В процесі експлуатації генераторів з дво посадковими бандажними вузлами у з’єднаннях бандаж–ротор та бандаж–центруюче кільце–ротор виникають обумовлені конструкцією проблеми. Зокрема, при використанні дво посадкових бандажів з жорстким центруючим кільцем можливе порушення посадки кільця на бочку ротора внаслідок неминучої в експлуатації зміни (деформації) лінії валу ротора та зміщення краю бандажного кільця відносно торця бочки, що узгоджується з дослідженнями напружено-деформованого стану багат шарових з’єднань з натягом [5, 9].

Порушення посадки призводить до погіршення електричного контакту між бандажним кільцем і бочкою ротора, що, у свою чергу, може спричинити виникнення іскріння при несиметрії струмів статора та розвиток локальних електричних розрядів у зоні контакту [9]. Такі явища супроводжуються інтенсивним локальним розігрівом посадкових поверхонь, появою слідів підгоряння, вигоранням матеріалу та пошкодженням бандажних кілець, що підтверджується результатами досліджень експлуатаційної надійності та деградації бандажних кілець турбогенераторів [8].

Крім того, внаслідок нерівномірного розподілу контактних напружень і температурних деформацій можливе виникнення механічних пошкоджень, зокрема

сколів посадкових місць зубців бочки ротора та пошкодження контактних поверхонь з'єднання [5, 8].

За результатами експлуатації турбогенераторів було встановлено, що двопосадкова конструкція бандажних вузлів має суттєві експлуатаційні недоліки, пов'язані з нестабільністю контактних умов та складним напружено-деформованим станом багатошарових з'єднань з натягом, що підтверджується дослідженнями інтерференційних посадок і багатошарових циліндричних систем [5, 10]. Крім того, вплив циклічних навантажень і температурних деформацій призводить до поступової деградації контактних поверхонь та зниження надійності з'єднань [8, 11, 12]. У зв'язку з цим підприємства-виробники поступово перейшли до застосування консольного виконання бандажних вузлів, яке забезпечує більш стабільні умови роботи та підвищену експлуатаційну надійність [8, 13].

Двopосадкова конструкція з посадкою центруючого кільця на вал зберігається переважно лише у раніше випущених генераторів і, за можливості, піддається модернізації під час планових ремонтів агрегатів з метою підвищення експлуатаційної надійності та усунення характерних дефектів, пов'язаних із контактними явищами та електричними розрядами [9, 11].

Для консольної конструкції, за умови якісного виконання, достатньо щільної посадки елементів та надійного закріплення бандажного кільця на роторі за допомогою конструктивних елементів (кільцевих шпонок або різьбових з'єднань), ймовірність виникнення пошкоджень, пов'язаних із порушенням контакту, іскрінням та локальним перегрівом, істотно знижується, що узгоджується з результатами досліджень контактної взаємодії та втомної міцності бандажних кілець турбогенераторів [8, 9, 11].

Однопосадкова конструкція бандажного кільця з консольною посадкою на бочку ротора представлена на рис.1.4.

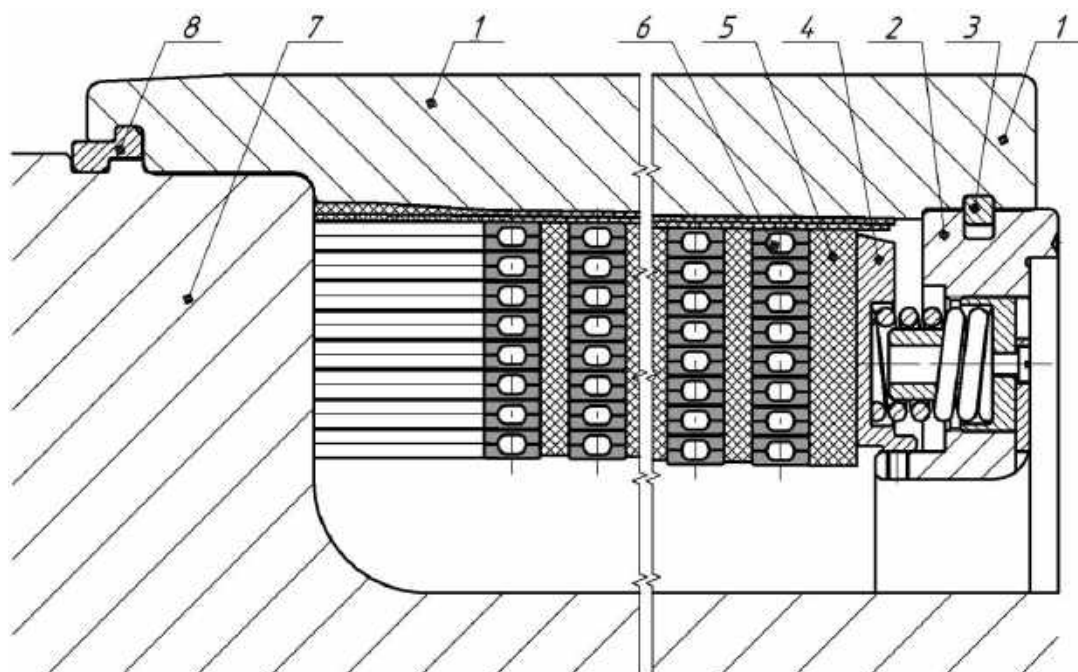


Рис.1.4 – Бандажний вузол 1– бандажне кільце, 2 – центруюче кільце, 3 – шпонка, 4 – упорне кільце, 5 – ізоляційне кільце, 6 – лобова частина обмотки ротора, 7 – ротор (бочка), 8 – шпонка

Сталеві немагнітні корозійностійкі бандажні кільця саджаються на гаряче на бочку ротора і закріплюються спеціальними кільцевими шпонками, що дозволяють при необхідності знімати бандажі. Іншим кінцем бандажні кільця саджаються з натягом на центруючі кільця, які не торкаються валу. Центруюче кільце утримує обмотку ротора в осьовому напрямку при її тепловому розширенні. Крім того, центруюче кільце забезпечує збереження циліндричної форми бандажного кільця та центрує його щодо осі валу ротора. Для виготовлення центруючих кілець використовують леговану сталь марки 38ХНЗМА. Від аксіальних переміщень центруюче кільце утримується кільцевою шпонкою. Прогин валу при обертанні ротора не створює в консольному вузлі знакозмінних зусиль, що забезпечує надійність експлуатації всієї конструкції. Зовнішній діаметр бандажного кільця обмежується діаметром статочної розточки і для вільного заведення ротора виконується на 15-20 мм менше. Товщина кільця бандажного становить 40÷80 мм. Внутрішня поверхня кільця має  $1^{\circ}$ - $4^{\circ}$  конусність для полегшення його монтажу.

Конструкція ротора включає компресор (рис. 1.3, поз. 6), який разом із вентиляторами формує циркуляцію охолоджуючого середовища для підвищення

ефективності теплообміну. Це особливо важливо для потужних машин, де тепловиділення досягає значних величин.

Для підведення струму збудження до обмотки ротора використовуються контактні кільця (рис. 1.3, поз. 7), встановлені на валу і ізольовані від нього. Вентилятор (рис. 1.3, поз. 8) забезпечує циркуляцію охолоджуючого повітря всередині корпусу апарату щіткотримачів. Через апарат щіткотримачів до кілець подається постійний струм від системи збудження. У сучасних конструкціях можливе застосування безконтактних систем, однак контактні кільця залишаються поширеним рішенням завдяки простоті та надійності.

Важливим елементом конструкції ротора є електрична ізоляція обмотки, яка повинна забезпечувати надійну роботу при підвищених температурах, в умовах дії відцентрових сил та вібрацій. Ізоляція виконується багатошаровою, із застосуванням склотканини, слюдяних матеріалів та термореактивних просочувальних компаундів. Вона повинна мати високу електричну міцність, теплостійкість (клас ізоляції F або H, до 155–180 °C) і стійкість до старіння. Особлива увага приділяється ізоляції в місцях виходу провідників із пазів і в зоні лобових частин, де механічні та електричні навантаження є максимальними.

Таким чином, ротор турбогенератора являє собою складну інженерну конструкцію, в якій поєднуються елементи силової механіки, електромагнітних систем і теплотехніки. Надійність кожного з його компонентів безпосередньо впливає на довговічність і ефективність роботи всього турбоагрегату.

## **1.2 Аналіз особливостей конструкції та пошкоджень ротора, що обумовлені умовами роботи**

Турбогенератори розраховані на тривалий термін експлуатації, що зумовлює важливу умову: деформування елементів конструкцій та вузлів ротора турбогенератора при номінальних і аварійних навантаженнях повинно відбуватися в пружній області без залишкових пластичних деформацій, оскільки це гарантує відновлення початкової геометрії при знятті навантаження та стабільність роботи агрегату [9, 14, 15]. Дотримання цієї умови особливо важливе для нересурсних вузлів, де накопичення залишкових деформацій або втомних пошкоджень може

призвести до зниження ресурсу роботи і суттєво скоротити міжремонтні інтервали [15, 16].

Згідно технічних вимог до турбогенераторів, вони мають витримувати наступні навантаження:

- механічні навантаження викликані вагою компонентів турбогенератора;
- теплові навантаження, викликані електричними та механічними чинниками;
- сили, що викликані вібраціями;
- відцентрові сили, викликані обертанням деталей роторної групи.

Основним фактором, що визначає конструкцію ротора турбогенератора, є висока частота обертання, яка викликає значні механічні напруження в роторі. Тому вал ротора виконується з цілісної поковки з високолегованої сталі, що має велику міцність. Внаслідок високого механічного напруження діаметри активної частини (бочки) роторів найпотужніших дво полюсних турбогенераторів не перевищують 1,25 м, навіть при використанні сучасних високоміцних матеріалів. Тому вал ротора є витягнутою в довжину конструкцією з відношенням довжини бочки ротора до її діаметра, що становить від 2 до 6 (рис. 1.3). Подальше підвищення потужності турбогенераторів за рахунок збільшення його довжини обмежується допустимими значеннями прогину валу ротора.

### 1.2.1 Аналіз особливостей конструкції валу ротора

Висока частота обертання призводить до виникнення в роторі значних механічних напружень через дію відцентрових сил [17]. Вал ротора в номінальному режимі роботи турбогенератора сприймає наступні навантаження:

- кручення – внаслідок номінального моменту обертання, що створює дотичні напруження (напруження зсуву) у перпендикулярних до осі площинах;
- вигину – внаслідок власної маси, що створює напруження вигину у напрямку осі [18].

Однак, при розрахунку міцності валу ротора слід враховувати не тільки відцентрові сили і згинальні моменти внаслідок власної маси та згинальних коливань, але також і обертаючі моменти, що виникають при коротких замиканнях [19]. Останні визначають вибір діаметра шийок валу в підшипникових опорах як у

найслабших місцях валу на кручення.

Поряд з усталеним режимом існує цілий ряд неусталених (перехідних) режимів, які за певних умов можуть викликати великі навантаження на вал і надавати вирішальний вплив на вибір його розмірів. Такі перехідні режими, як запуск або гальмування, збуджують вимушені коливання валу, які є механічними причинами, що впливають роботу генератора (нерівномірний приводний момент, вплив підшипників, дисбаланси). Електродинамічні фактори (причини) також збуджують коливання і машини, що впливають на роботу – це одностороннє магнітне тяжіння, короткі замикання [20, 21]. Якщо збудження відбувається із частотою, яка збігається зі своєю частотою ротора, то виникає резонанс [18].

Шляхом вибору відповідної форми валу прагнуть усунути значення власних частот у такі діапазони, в яких немає небезпеки появи резонансних коливань. Поблизу резонансу достатньо найменшого збудження для того, щоб за короткий час сталося небезпечне наростання амплітуди коливання. Тому вибір розмірів валу повинен визначатися не тільки за наявними навантаженнями (з умов міцності), але й з урахуванням значень власних частот (з умов жорсткості).

Частоти обертання, що відповідають власним частот, називають критичними частотами обертання ротора. Турбогенератори проєктуються таким чином, щоб мати першу критичну частоту менше робочої (номінальної) частоти обертання (низьке механічне налаштування), і другу – вище номінальної частоти (високе механічне налаштування). Для того щоб уникнути явища резонансу з усіма його неприємними наслідками, необхідно прагнути до забезпечення більшого інтервалу між робочою частотою обертання та критичною.

Зміщення значень власних частот (вибір форми валу) виконуються двома способами: вал послаблюється (зменшується діаметр валу від бочки до опори), внаслідок чого відбувається зниження власної частоти, або вал посилюється (збільшується діаметр валу від бочки до опори), що дасть протилежний результат.

Вал ротора турбогенератора має різну жорсткість і прогин по двох його перпендикулярних осях. Якщо розглядати прогин валу ротора тільки від власної ваги без урахування температурних впливів у площинах максимальної і мінімальної жорсткості, то максимальна стріла прогину ротора розташовується

вздовж нейтральної осі обмотки та досягає порядку 0,3-0,5 мм. Це свідчить про різножорсткість ротора у бік основних моментів інерції, що може бути до 13%. Момент інерції перерізу бочки ротора щодо осі, що проходить через переріз великого зуба, на 20-25% менше, ніж момент інерції щодо осі, що проходить через середини зони пазів. У роторах, що мають бочку довжиною понад 4 м, його жорсткість по поздовжній та поперечній осях вирівнюють спеціальною механічною обробкою додаткових пазів на великих зубцях. У турбогенераторах великої потужності виробництва АТ «УЕМ» у великих зубцях фрезерують поздовжні пази, які заповнюють сталевими магнітними брикетами та клинами для зменшення вищих гармонік у кривій магнітного поля. Розміри та число поздовжніх пазів визначають розрахунком для кожного типу ротора.

Зусилля від відцентрових сил, що діють на обмотку, передаються на клини, які навантажують зубці ротора ніжною зуба і по зовнішньому діаметру і вносять основний внесок у напружений стан ротора. Демпферна система розвантажує ротор від протікання вихрових струмів та послаблює магнітні поля, що призводять до їх виникнення. Використання для клинів немагнітного матеріалу з високою механічною міцністю, високою теплопровідністю та невеликою щільністю (наприклад, Д16.Т) дозволяє знизити напруження від відцентрових сил у бочці ротора та зубцях. Наявність контактних зон між металевими клинами, зубцями бочки та бандажними кільцями можуть викликати місцеві підгари, утворення тріщин у зубцях та бандажних кільцях, призвести до місцевого загартування зубів, пошкодження підклинової ізоляції та деформації конструктивних елементів.

Для отримання необхідної міцності вал ротора виготовляють масивним циліндричним із цільних поковок високолегованої сталі марок 35ХН3МФАР, 35ХН4МАР. Основні характеристики механічних властивостей поковок роторів турбогенераторів наведено у таблиці 1.1, за хімічним складом у таблиці 1.2.

Таблиця 1.1

## Механічні властивості поковок валів роторів

Категорія міцності	Напрямок вирізання зразків	Норми механічних властивостей, щонайменше					
		Межа плинності, $\sigma_T$ , МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )	Тимчасовий опір розриву, $\sigma_B$ , МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )	Відносне подовження, $\delta_5$ , %	Відносне звуження, $\varphi$ , %	Ударна в'язкість	
						KCV, $\frac{\text{Дж}}{\text{см}^2}$ ( $\frac{\text{кгс}\cdot\text{м}}{\text{см}^2}$ )	KCU, $\frac{\text{Дж}}{\text{см}^2}$ ( $\frac{\text{кгс}\cdot\text{м}}{\text{см}^2}$ )
I	Поздовжнє	392 (40)	540 (55)	17,0	40,0	49,1 (5)	68,7 (7)
II	Тангенціальне	392 (40)	540 (55)	16,0	35,0	39,2 (4)	49,1 (5)
III	Поздовжнє	540 (55)	687 (70)	19,0	55,0	98,1 (10)	117,7 (12)
IV	Тангенціальне	540 (55)	687 (70)	17,0	45,0	68,7 (7)	78,5 (8)
V	Поздовжнє	638 (65)	785 (80)	18,0	55,0	78,5 (8)	98,1 (10)
VI	Тангенціальне	638 (65)	785 (80)	17,0	45,0	58,9 (6)	68,7 (7)

Таблиця 1.2

## Хімічний склад марок сталей для заготовок валів роторів

Марка сталі	Зміст елементів, відсоток									
	Вуглець С	Кремній Si	Марганець Mn	Хром Cr	Нікель Ni	Мolibден Mo	Ванадій V	Сірка S	Фосфор P	Мідь Cu
	не більше									
35ХНЗМФАР	0,30-	0,17-	0,25-	1,1-	2,75-	0,30-	0,08-	0,025	0,025	0,2
35ХНЗМАР	0,40	0,37	0,50	1,4	3,25	0,40	0,15			

Технологія виготовлення поковки валу ротора полягає у наступному: сталевий злиток, маса якого майже в 2 рази перевищує масу майбутньої поковки, відливають у вертикальному положенні; зливки для валів роторів масою понад 20 т розливають у вакуумі; затверділий злиток повільно нагрівають до 1000-1200°C і кувають уздовж його довжини, отримуючи більш щільну і однорідну будову металу.

Потім відрізають зверху та знизу ділянки з раковинами та включеннями. Нагрівають поковку вдруге і беруть в облогу ковкою по висоті до 70% від початкової довжини. При цьому створюється розташування кристалів металу, яке дає поковці валу підвищену міцність у радіальному напрямку. Потім нагріваючи втретє поковку валу проковують в осьовому напрямку. Остаточну форму кування отримує після витяжки куванням кінцевих частин (хвостовиків). Наступний відпал усуває кувальні напруження в поковці валу ротора.

### 1.2.2 Пошкодження валу ротора

Деформація та зниження міцності валу ротора турбогенератора зумовлюються комплексною дією механічних, теплових і експлуатаційних факторів. До основних належать високі відцентрові та крутильні навантаження, що викликають значні нормальні й дотичні напруження; термічні градієнти та циклічні нагріву/охолодження, які спричиняють теплову втомлюваність і викривлення валу; вібрації та динамічні дисбаланси, що призводять до розвитку втомних тріщин; концентрації напружень у зонах переходів перерізів, пазів і отворів; повзучість і релаксація напружень при тривалій роботі за підвищених температур; а також корозійно-втомні процеси, пов'язані з впливом робочого середовища. Додатково негативний вплив можуть мати технологічні дефекти матеріалу (включення, мікротріщини) та порушення режимів експлуатації, що в сукупності знижує несучу здатність і довговічність валу.

Виникнення та подальший розвиток тріщини в роторі супроводжуються істотним зростанням локальних механічних напружень, що призводить до перерозподілу напружено-деформованого стану в усьому об'ємі деталі. У зоні дефекту виникають концентрації напружень, які з часом інтенсифікують процес руйнування матеріалу та сприяють прискореному поширенню тріщини.

Найбільшими конструктивними зонами ротора, в яких виникають підвищені концентрації механічних напружень є ділянки біля основи зубців бочки ротора і зона центрального отвору. Внаслідок ускладненого доступу діагностичних приладів достовірне виявлення тріщин в зоні центрального отвору є значно складнішим ніж в пазовій зоні, що не забезпечує в повній мірі надійне

діагностування тріщин в роторі турбогенератора методом рентгеноскопії [22].

Одночасно з цим відбувається зміна динамічних характеристик ротора, зокрема його жорсткості, власних частот коливань і форм вібрацій. Порушення симетрії конструкції, викликане дефектом, призводить до появи додаткових гармонік у спектрі вібрацій, зростання амплітуд коливань і виникнення нестабільних режимів роботи.

Зазначені зміни можуть бути ефективно виявлені методами вібраційної діагностики, які характеризуються високою чутливістю до навіть незначних дефектів структури матеріалу [23, 24]. Аналіз спектральних і часових параметрів вібраційних сигналів дає змогу не лише зафіксувати наявність пошкодження, але й оцінити стадію його розвитку, що є важливим для своєчасного прийняття рішень щодо ремонту або виведення обладнання з експлуатації.

Згідно зазначеного важливим є виявлення зон концентрації механічних напружень на ранній стадії. Умови виникнення і зростання тріщин в роторі турбогенератора внаслідок електродинамічних впливів в аномальних режимах досліджено аналітичними методами в статтях [25, 26]. Але аналітичні підходи при розрахунках механічних напружень не дозволяють достовірно визначити максимальні локальні збільшення напружень.

Таким чином, основними видами пошкоджень валу ротора турбогенератора є втомні тріщини, що виникають і розвиваються в зонах концентрації напружень (зокрема біля центрального отвору та основи зубців), термічні деформації та викривлення, повзучість матеріалу при тривалій роботі за підвищених температур, а також корозійно-втомні руйнування.

### 1.2.3 Аналіз особливостей конструкції бандажного вузла

На бандажне кільце діють відцентрові зусилля від власної маси (близько 60% від всього навантаження), від лобових частин обмотки ротора, а також зусилля, що викликані посадкою фіксуючих кілець з натягом [27]. Додатково діють сили, спрямовані вздовж осі ротора. Причинами виникнення цих сил є конусність внутрішньої поверхні бандажного кільця, через що з'являється аксіальна складова осей відцентрових сил лобових частин обмотки; сприйняття центруючим кільцем

зусиль від температурного режиму обмотки; знакозмінні зусилля від прогину вала [28]. Сумарне значення цих сил може досягати кількох десятків тон. Навантаження від натягів порівнянні з навантаженнями від дії відцентрових сил, частково їх компенсують і перешкоджають роз'єднанню бандажного кільця і бочки в процесі експлуатації агрегату [13]. Навантаження на «носик» і «спинку» бандажного вузла формуються під дією відцентрових, контактних, теплових і динамічних факторів, причому їхній розподіл є суттєво нерівномірним і залежить від режимів роботи, зокрема проходження критичних та угонних швидкостей. Аналіз моделювання з використанням МСЕ показує, що рівень контактних напружень і деформацій у бандажних кільцях зростає з підвищенням швидкості обертання і негативно впливає на ресурс вузла [29–30]. На номінальних режимах бандажний вузол працює в умовах помірного температурного навантаження, викликаного нагріванням обмоток.

Матеріал, з якого виготовляють бандажні кільця, повинен мати високі властивості міцності, велике значення межі текучості при розтягуванні, необхідну здатність до холодної і гарячої обробки тиском, достатню величину теплового розширення, а також високу корозійну стійкість [31].

Кріплення бандажного кільця на бочку ротора здійснюється гарячою посадкою з натягом. При цьому натяг повинен забезпечувати щільне з'єднання кільця не тільки при номінальній частоті обертання, але і при угонній, коли в разі раптового скиду навантаження частота обертання ротора може збільшитися на 20% [32].

Орієнтовно вважається, що збільшення діаметра посадки бандажного кільця на 0,1 мм викликає зниження роз'єднувальної частоти на 100 об/хв. Загальне підвищення температури торцевої зони ротора в асинхронному режимі сприяє зниженню роз'єднувальної частоти, що пояснюється різницею коефіцієнтів лінійного розширення аустенітної (бандажне кільце -  $1,7 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$ ) та роторної ( $1,2 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$ ) сталей. При суттєвій різниці робочих температур бандажа та бочки ротора значно знижується частота обертання ротора, при якій може настати роз'єднання, що погіршує електричний контакт між бандажем та посадковою поверхнею бочки ротора. Отже, для надійної роботи бандажного вузла необхідна

така конструкція, яка забезпечить вирівнювання температури кінцевої частини бочки ротора.

Через відносно невелику товщину і великі механічні навантаження бандажні кільця виготовляють з металів з високими властивостями міцності. При виборі матеріалу необхідно враховувати, що найбільші напруження діють на внутрішній поверхні кільця. Запас міцності бандажного кільця визначається відношенням максимального сумарного напруження у найбільш навантаженому місці до межі плинності. Його значення має бути не менше 1,6 при випробувальній частоті обертання 3600 об/хв.

Подовжена посадка бандажа забезпечує надійний електричний контакт між бандажем та кінцевими клинами ротора, які виготовлені з бронзи, та зубами пазів бочки. Кінцеві бронзові клини, встановлені по колу, мають надійний контакт із посадковою поверхнею бандажу і захищають від підгарів та підкалів місця посадки бандажів на бочку ротора внаслідок шкідливої дії струмів зворотної послідовності. При виконанні посадки та знімання бандажних кілець для запобігання підгару підбандажної ізоляції температура їх нагріву не перевищує 250 °С, що забезпечує розширення кільця в межах 2,5 – 4,5 мм в залежності від розмірів поверхонь, що сполучаються посадкою, з залишковим натягом в межах 1,8 – 2,3.

#### 1.2.4 Пошкодження бандажного вузла

Деформація бандажного вузла ротора турбогенератора може бути зумовлена сукупною дією механічних, теплових та експлуатаційних факторів. Основними з них є високі відцентрові сили, що зростають пропорційно квадрату частоти обертання і викликають значні розтягувальні напруження в бандажних кільцях; нерівномірний тепловий режим та температурні градієнти, які призводять до термічних деформацій; вібраційні навантаження та динамічні дисбаланси ротора; повзучість і втома матеріалу при тривалій експлуатації; ослаблення посадки бандажних кілець унаслідок релаксації напружень; а також технологічні дефекти виготовлення і монтажу. Сукупний вплив зазначених факторів може призводити до зміни геометрії вузла, зниження його жорсткості та, як наслідок, до погіршення надійності роботи турбогенератора.

Для бандажних кілець геометрія конструкції має бути врахована таким чином, щоб забезпечити відсутність деформації для мідних елементів [27, 28]. Слід зазначити, що маса лобових частин обмотки ротора розподілена нерівномірно щодо поздовжньої і поперечної осей ротора, тому в кільці, крім розтягувальних зусиль, виникають згинальні моменти, в результаті яких бандажне кільце може набувати овальної форми. Навантаження в окремих точках бандажного кільця ротора на критичних режимах роботи можуть досягати межі текучості матеріалу. Руйнування бандажного кільця може привести до серйозних наслідків як для обслуговуючого персоналу, так і до виходу з ладу всієї машини. З огляду на це, їх технічному стану необхідно приділяти особливу увагу. Регулярний і детальний контроль дозволяє своєчасно виявляти тріщини, залишкові деформації, ознаки втоми матеріалу та інші механічні дефекти. Такий моніторинг має включати як планові огляди, так і застосування сучасних методів діагностики, зокрема неруйнівного контролю. Своєчасне виявлення навіть незначних відхилень дає змогу запобігти подальшому розвитку пошкоджень, підвищити надійність роботи обладнання, уникнути дороговартісних ремонтів і забезпечити безпечну експлуатацію турбогенератора в цілому [33–35].

Таким чином, основними видами пошкоджень бандажного вузла ротора турбогенератора є тріщини в кільцях, залишкові деформації, овальна форма кілець через згинальні моменти, втомні руйнування матеріалу, ослаблення посадки кілець та локальні руйнування на межі текучості.

### **1.3 Аналіз методів дослідження напружено-деформованого стану ротора**

Дослідження напружено-деформованого стану (НДС) ротора турбогенератора великої потужності є складною науково-технічною задачею, що потребує застосування різних підходів і методів аналізу. Найбільш поширеними серед них є класичні аналітичні методи, методи ротородинаміки, підходи механіки руйнування, експериментальні методи та чисельне моделювання, зокрема метод скінченних елементів. Їх застосування дозволяє отримати уявлення про напружений стан валу ротора та елементів бандажного вузла, однак кожен із підходів має як переваги, так і суттєві обмеження.

Традиційні аналітичні методи, що базуються на теорії оболонок і класичних положеннях опору матеріалів, широко використовуються для інженерних оцінок міцності. У межах цих підходів бандажне кільце розглядається як тонкостінна циліндрична оболонка постійного перерізу, навантажена власними відцентровими силами, внутрішнім тиском від лобових частин обмотки та контактними зусиллями, що виникають при посадці на центруюче кільце та бочку ротора [33]. Вал ротора при цьому моделюється як осесиметричний елемент, що працює під дією крутного моменту та відцентрових сил. Основними перевагами таких методів є їх відносна простота, можливість отримання швидких оцінок і придатність для попереднього проектування. Проте вони базуються на суттєвих припущеннях, зокрема щодо рівномірного розподілу контактного тиску, незмінності форми поперечного перерізу та ігнорування складної просторової геометрії. Це призводить до зниження точності результатів, особливо при оцінці локальних напружень у зонах концентрації, таких як посадкові поверхні бандажного вузла або область центрального отвору валу ротора.

Методи ротородинаміки, що базуються на балочних моделях (теорії Ейлера–Бернуллі), застосовуються переважно для аналізу динамічної поведінки ротора, визначення критичних частот обертання та оцінки вібраційної стійкості [36]. Вони дозволяють ефективно враховувати взаємодію ротора з підшипниковими опорами та зовнішніми навантаженнями, однак мають обмежену придатність для визначення напружено-деформованого стану. Спрощене представлення валу у вигляді балки не дозволяє врахувати реальну геометрію, наявність отворів, пазів і локальних неоднорідностей, що є критично важливими при аналізі міцності.

Для дослідження впливу дефектів, зокрема тріщин, застосовуються підходи механіки руйнування, які базуються на визначенні коефіцієнтів інтенсивності напружень та енергетичних критеріїв росту тріщин. Такі методи дозволяють оцінити небезпеку розвитку дефектів у критичних зонах валу ротора, наприклад, поблизу центрального отвору, де спостерігається підвищена концентрація напружень [37]. Водночас вони зазвичай використовують спрощені геометричні моделі та не враховують комплексну дію механічних, теплових і електромагнітних навантажень, що обмежує їх застосування для повного аналізу НДС.

Експериментальні методи дослідження, такі як тензометрія, вібраційна діагностика та тепловізійний контроль, забезпечують отримання достовірних даних про реальний стан ротора в умовах експлуатації. Їх перевагою є висока точність і можливість врахування всіх факторів, що діють на конструкцію. Проте застосування таких методів ускладнене через обмежений доступ до обертових елементів, високу вартість і неможливість детального визначення внутрішнього розподілу напружень, особливо в зоні бандажного вузла та всередині валу.

Найбільш перспективним напрямом є застосування чисельних методів, зокрема методу скінченних елементів (МСЕ), який дозволяє врахувати реальну тривимірну геометрію ротора, складні граничні умови та багатофакторний характер навантаження. Використання МСЕ дає змогу моделювати контактну взаємодію між бандажним кільцем, центруючим кільцем і бочкою ротора, визначати реальний розподіл контактних тисків, а також враховувати температурні поля та електромагнітні сили. Це є принципово важливим для адекватного визначення посадкових натягів і оцінки міцності бандажного вузла. Крім того, тривимірне моделювання дозволяє досліджувати вплив дефектів, таких як тріщини, на напружений стан валу ротора та визначати зони потенційного руйнування.

У роботах [38–40] розглядаються чисельні методи, що найчастіше застосовуються для дослідження міцності конструкцій та ґрунтуються на методі скінченних елементів (МСЕ). Основна особливість сучасного етапу розвитку цих методів досліджень полягає в переході від більш простих моделей до складніших, які мають більш високу точність і універсальність.

У роботі [41] представлений МСЕ, який на даний час дозволяє отримати найбільш точні результати до сліджень динаміки обертових частин, але зважаючи на досить значний розбіг між розмірами елементів конструкції при використанні однотипної сітки дуже часто не вдається отримати необхідну точність на рівні 95 % від межі плинності. Розвиток даного методу був представлений в роботі [42], але враховуючи складну геометрію та технологічні напруження представлена робота не може бути використана в повному обсязі для розрахунку міцності елементів турбогенераторів великої потужності.

У роботі [43] представлений метод, що дозволяє оптимізувати конструкції

шляхом підвищення їх жорсткості. Недоліком цього методу є відсутність розгляду складових сил загалом. Рішення даної проблеми надається в роботах [44, 45], де наявний детальний аналіз механічних факторів. Також необхідно враховувати, що суттєвими чинниками під час виборів існуючих деформацій є теплові складові.

Згідно до вищевикладеного, можна побачити, що існуючі чисельні методи також мають певні обмеження. У багатьох роботах розглядаються окремі елементи конструкції без урахування їх взаємодії, спрощується опис контактних умов або не враховуються термомеханічні ефекти.

Дослідження НДС компонентів ротора, як правило, базуються на спрощених підходах із використанням осесиметричних моделей та припущенням рівномірного натягу і ідеального суцільного контакту, що не відповідає реальним умовам роботи бандажного вузла [46]. Крім того, механізми ушкодження матеріалу бандажних кілець, включаючи циклічні та корозійно-схильні явища, можуть суттєво впливати на локальні концентрації напружень у конструкції [47]. Це знижує точність визначення напружень і, відповідно, коефіцієнтів запасу міцності та обумовлює необхідність у новому підході, що буде враховувати нелінійну контактну взаємодію, нерівномірність натягу, геометричні особливості контактних поверхонь та динамічні ефекти, включаючи проходження критичних і угонних режимів. Особливо це стосується бандажного вузла, де реальний розподіл контактного тиску є нерівномірним і суттєво впливає на надійність з'єднання.

Таким чином, аналіз існуючих методів показує, що жоден із них окремо не забезпечує достатньої точності для комплексної оцінки напружено-деформованого стану валу ротора та бандажного вузла турбогенератора великої потужності. Це обумовлює необхідність розробки уточненого методу чисельного моделювання НДС ротора, який поєднуватиме переваги сучасних підходів і враховуватиме повну тривимірну геометрію конструкції, контактну взаємодію елементів, а також сумісну дію механічних навантажень.

Створення методу тривимірного моделювання напружено-деформованого стану ротора на основі уточнених граничних умов I роду для теплового стану, уточнених початкових і граничних умов для деталей з гарячою посадкою та з використанням реальних значень податливостей опор при розрахунку критичних

частот та завдання нелінійних характеристик модулю пружності металу дозволить підвищити точність визначення напружень і деформацій, уточнити значення коефіцієнтів запасу міцності валу ротора та елементів бандажного вузла, а також забезпечити підвищення надійності та безпеки експлуатації турбогенераторів великої потужності.

Наукове обґрунтування запропонованого методу повинно базуватися на використанні МСЕ як універсального інструменту дискретизації складних геометричних областей і розв'язання систем диференціальних рівнянь у частинних похідних [40]. При цьому важливим є проведення верифікації та валідації розроблених моделей на основі експериментальних даних або відомих аналітичних розв'язків.

Крім того, доцільним є розробка алгоритму розрахунку НДС елементів конструкції турбогенератора, який дозволить уточнити розрахункову сітку скінченних елементів у зонах концентрації напружень, що дозволить підвищити точність розрахунків без суттєвого збільшення обчислювальних витрат. Інтеграція таких алгоритмів із сучасними програмними комплексами дослідження НДС забезпечить практичну придатність запропонованого методу.

#### **1.4 Аналіз результатів аналітичного розрахунку запасів міцності компонентів ротора**

В таблиці 1.3 наведені запаси міцності вузлів та елементів конструкції ротора турбогенератора потужністю 200 МВт виробництва АТ «УЕМ». Розрахунки виконані з використанням класичних аналітичних методів [48-51]. З наведених даних видно, що бандажне кільце генератора при угонній частоті обертання ( $n = 3600$  об/хв) має запас міцності рівний 1,36, а при номінальному ( $n = 3000$  об/хв) режимі його запас міцності становить вже 1,55. Коефіцієнт запасу міцності для міді ротора для цього генератора становить 1,34.

Запаси міцності вузлів та елементів конструкцій ротора турбогенератора  
потужністю 200 МВт

Найменування вузлів і деталей турбогенератора		Запас міцності
Зубець ротора		2,07
Шийка ротора		2,4
Бандажне кільце	$n = 3000$ об/хв	1,55
	$n = 3600$ об/хв	1,36
Клин паза ротора	зріз	5,02
	згин + стиск	2,6
Мідь ротора		1,34
Осьовий вентилятор	втулка	2,02
	лопатка	1,89
Компресор	колесо	2,75
	лопатка	2,07

Наведені в таблиці 1.3 результати пояснюються особливостями дії відцентрових сил та умов роботи різних елементів ротора.

По-перше, бандажне кільце працює в найбільш напружених умовах, оскільки саме воно утримує лобові частини обмотки ротора від розриву під дією відцентрових сил. Механічні напруження в кільці зростають пропорційно квадрату кутової швидкості обертання ( $\sigma \sim \omega^2 \sim n^2$ ). Тому при переході від номінальної частоти обертання  $n = 3000$  об/хв до угонної  $n = 3600$  об/хв (збільшення на 20 %) напруження зростають приблизно на 15 %. Це призводить до суттєвого зменшення коефіцієнта запасу міцності з 1,55 до 1,36, тобто бандажне кільце працює майже на межі допустимих напружень. Такий режим є короткочасним (аварійним або перехідним), тому допустимий менший запас міцності.

По-друге, при номінальному режимі (3000 об/хв) відцентрові сили значно менші, відповідно знижуються механічні напруження в бандажному кільці, що і забезпечує більший запас міцності (1,55). Це відповідає вимогам до тривалої експлуатації, де необхідна підвищена надійність і довговічність.

По-третє, мідь обмотки ротора має відносно невисокий коефіцієнт запасу міцності (1,34), що пояснюється її фізико-механічними властивостями:

- мідь має нижчу границю міцності порівняно зі сталями бандажних кілець;
- вона одночасно виконує електричну і механічну функцію, тому не може

бути істотно посилена без погіршення електричних характеристик;

- обмотка працює в умовах нагріву, що додатково знижує її міцність.

Разом з тим, мідна обмотка частково розвантажується завдяки конструкції пазів і бандажного вузла, тому її запас міцності допускається меншим, ніж у силових елементів.

Отже, отримані значення коефіцієнтів запасу міцності є закономірними і відображають:

- квадратичну залежність напружень від швидкості обертання;
- різну роль елементів у сприйнятті навантажень;
- відмінності у механічних властивостях матеріалів і умовах їх роботи.

### **1.5 Висновки до першого розділу**

В даному розділі були вирішені наступні завдання:

- проведено огляд конструкції ротора та його компонентів;
- проведено аналіз особливостей конструкції та пошкоджень ротора, що обумовлені умовами роботи;
- проведено аналіз методів дослідження напружено-деформованого стану ротора;
- проведено аналіз результатів аналітичного розрахунку запасів міцності компонентів ротора.

Було визначено, що ротор є частиною найбільш аварійно небезпечної системи компонентів турбогенератора (ротор–статор) та його невідповідна робота є однією з основних причин виникнення аварій турбогенераторів (~30 %). Ротор є найбільш механічно навантаженим вузлом турбогенератора.

Визначено, що найбільш механічно навантаженими компонентами ротора обмотаного є вал ротора та бандажний вузол.

Визначено, що основними видами пошкоджень валу ротора турбогенератора є втомні тріщини, що виникають і розвиваються в зонах концентрації напружень (зокрема біля центрального отвору та основи зубців), термічні деформації та викривлення, повзучість матеріалу при тривалій роботі за підвищених температур, а також корозійно-втомні руйнування.

Визначено, що основними видами пошкоджень бандажного вузла ротора турбогенератора є тріщини в кільцях, залишкові деформації, овальна форма кілець через згинальні моменти, втомні руйнування матеріалу, ослаблення посадки кілець та локальні руйнування на межі текучості.

Сукупність цих дефектів призводить до зниження жорсткості валу ротора та елементів бандажного вузла та, відповідно, загальної надійності турбогенератора.

Аналіз існуючих методів розрахунку показав, що жоден із них окремо не забезпечує достатньої точності для комплексної оцінки напружено-деформованого стану валу ротора та бандажного вузла турбогенератора великої потужності і обумовлює необхідність розробки уточненого методу чисельного моделювання, який поєднуватиме переваги сучасних підходів і враховуватиме повну тривимірну геометрію конструкції, контактну взаємодію елементів, а також сумісну дію механічних навантажень.

Створення та впровадження методу тривимірного моделювання напружено-деформованого стану ротора на основі уточнених граничних умов I роду для теплового стану, уточнених початкових і граничних умов для деталей з гарячою посадкою та з використанням реальних значень податливостей опор при розрахунку критичних частот та завдання нелінійних характеристик модулю пружності металу дозволить підвищити точність визначення напружень і деформацій, уточнити значення коефіцієнтів запасу міцності валу ротора та елементів бандажного вузла, а також забезпечити підвищення надійності та безпеки експлуатації турбогенераторів великої потужності.

## **1.6 Література до першого розділу**

1. International Energy Agency (IEA). World Energy Outlook 2024. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2024>
2. OECD (2023), Competition Market Study of Ukraine's Electricity Sector, OECD Publishing, Paris, ISBN 978-92-64-67144-7. <https://doi.org/10.1787/f28f98ed-en>
3. Kundur P. Power System Stability and Control. McGraw-Hill, 1994. [https://openlibrary.org/books/OL1412524M/Power\\_system\\_stability\\_and\\_control](https://openlibrary.org/books/OL1412524M/Power_system_stability_and_control)

4. A. Babin, R. Polyakov, L. Savin, and V. Tyurin, "Statistical analysis of turbo generator sets failure causes," *Vibroengineering PROCEDIA*, Vol. 31, pp. 129–133, May 2020, <https://doi.org/10.21595/vp.2020.21331>
5. Qiu, J.; Zhou, M. Analytical Solution for Interference Fit for Multi-Layer Thick-Walled Cylinders and the Application in Crankshaft Bearing Design. *Applied Sciences* 2016, 6(6), 167. <https://doi.org/10.3390/app6060167>
6. Yang, S.; Ji, Y.; Mo, Y.; Xia, T. Effects of Prestressing of the Ring Gear in Interference Fit on Flexural Fatigue Strength of Tooth Root. *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 2019, 32, 71. <https://doi.org/10.1186/s10033-019-0381-3>
7. M.D. McMillan, J.D. Booker, D.J. Smith, C. Fedorciuc Onisa, A.M. Korsunsky, X. Song, N. Baimpas, A. Evans, Analysis of increasing torque with recurrent slip in interference-fits, *Engineering Failure Analysis*, Volume 62, 2016, Pages 58-74, ISSN 1350-6307. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.12.005>
8. Olmi, Giorgio & Freddi, A.. (2014). Reliability Assessment of a Turbogenerator Coil Retaining Ring Based on Low Cycle Fatigue Data. *Archive of Mechanical Engineering*. 61. 5-34. 10.2478/meceng-2014-0001. <https://doi.org/10.2478/meceng-2014-0001>
9. Harmukh, S.K. Diagnosis of Arcing in Retaining Rings of Turbogenerators. M.S. Thesis, University of Illinois, 2016. <https://hdl.handle.net/2142/90752>
10. Bickford, John & Oliver, Michael. (2022). Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints: Non-Gasketed Joints. <https://doi.org/10.1201/9780429243943>
11. Suresh, S. *Fatigue of Materials*, 2nd ed.; Cambridge University Press: Cambridge, UK, 1998. <https://www.perlego.com/book/1400011/fatigue-of-materials-pdf>
12. Tretiak, O.; Kobzar, K.; Shevchuc, P.; Shut, O.; Repetenko, M.; Poliienko, V. Analysis of Destruction Causes of Retaining Ring of Turbogenerator. *Aerospace Technic and Technology* 2018, 7(151), 68–75. <https://doi.org/10.32620/akt.2018.7.10>
13. Ronald J. Zawoysky, Karl C. Tornroos: GE Generator Rotor Design, Operational Issues, and Refurbishment Options (GER-4212), 2001. GE Power Systems, Schenectady, NY. <http://rowtest.com/Zawoysky%20&%20Tornroos.pdf>
14. Gerlach, M.E.; Zajonc, M.; Ponick, B. Mechanical Stress and Deformation in the Rotors of High-Speed Electric Machines. *e&i Elektrotechnik und*

Informationstechnik 2021, 138, 96–109. <https://doi.org/10.1007/s00502-021-00866-5>

15. Juho Husa: J. Failure Mechanisms of Turbo Generator Rotor (Thesis). Electrical and Automation Engineering, Oulu University of Applied Sciences, Finland, 2023. [https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/815762/hussa\\_juho.pdf](https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/815762/hussa_juho.pdf)

16. A.N. Singh, W. Doorsamy, W. Cronje, Thermographical analysis of turbo-generator rotor, Electric Power Systems Research, Volume 163, Part A, 2018, Pages 252-260, ISSN 0378-7796. <https://doi.org/10.1016/j.epsr.2018.06.019>

17. Baluta, S.N.; Karpec, V.V.; Kuyevda, V.P.; Kuyevda, Y.V.; Semko, D.M. Calculation study of torques acting on the shaft generator-turbine of the powerful turbine generator under abnormal operations. R & D Rep. 2020, 0216U007357. <https://nrat.ukrintei.ua/searchdoc/0216U007357>

18. Hryciów, Z.; Przyborowski, W.A. Problems of calculation natural frequencies of turbo-generators rotors, based on 800 MW unit. *Przegląd Elektrotechniczny* **2017**, *93*, 100–103.

<https://repo.bg.wat.edu.pl/info/article/WAT0957d8cb7ea94de79f9bf19af29f5f54>

19. Кучинський, К. et al. 2019. Механічні характеристики лобових частин обмотки статора турбогенератора за різних варіантів їхнього кріплення в торцевій зоні осердя. *технічна електродинаміка*. 2019, 2 (Лют 2019), 034.

<https://doi.org/10.15407/techned2019.02.034>

20. Revuzhenko, S.A.; Milykh, V.I. Comparative analysis of electromagnetic parameters and force interactions in a large turbogenerator under unbalanced loading conditions. *Visn. NTU "KhPI". Ser. Elektromekh. Energ. Peretv.* 2020, 3, 84–90.

<https://doi.org/10.20998/2409-9295.2020.3.15>

21. Han, Q.; Wang, X.; Zheng, C. Nonlinear Dynamic Analysis of High-Speed Aerostatic Conical Bearing–Rotor System with Micro-Orifice Frictional Loss. *Machines* **2025**, *13*, 797. <https://doi.org/10.3390/machines13090797>

22. Шумілов Ю. А. Забезпечення надійності електрогенераторів на АЕС, ГЕС и ТЕС / Ю. А. Шумілов, В. К. Пономаренко, В. В. Кузьмин, Б. М. Демидюк // *Електротехніка і Електромеханіка*, 2007. – № 3. – С. 61-63.

23. Васьковський Ю. М. Математичне моделювання та експериментальні дослідження вібрацій асинхронних двигунів / Ю. М. Васьковський, О. А. Гераскін // Праці Інституту електродинаміки НАН України. – 2011. – № 30. – С. 68–75.

24. Васьковський Ю. М. Вібраційна діагностика дефектів роторів асинхронних двигунів на основі діагностичних ознак та коефіцієнтів / Ю. М. Васьковський, А. А. Гераскін // Гідроенергетика України. – 2014. – № 4. – С. 44–50.

25. Ахременко В. Л. Механічні напруження в елементах конструкції турбогенератора при перехідних процесах у режимах самосинхронізації / В. Л. Ахременко, О. І. Титко, О. П. Грубой, В. І. Чередник Г. М. Федоренко // Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля. – 2009. – № 11. – С. 42–47.

26. Титко О. І. Умови виникнення й росту тріщин у роторі турбогенератора внаслідок електродинамічних впливів в аномальних режимах / А. І. Титко, Ю. Н. Васьковський, В. Л. Ахременко // Технічна електродинаміка. – 2012. – № 4. – С. 46–51.

27. Olmi, G.; Freddi, A. LCF on Turbogenerator Rotors and Coil Retaining Rings: Material Characterization and Sensitivity Analyses. EPJ Web Conf. 2010, 6, 42006. <https://doi.org/10.1051/epjconf/20100642006>

28. Khan, G.K.M.; Buckley, G.W.; Brooks, N. Calculation of Forces and Stresses on Generator End-Windings—Part I: Forces. IEEE Trans. Energy Convers. 1990, 5, 177–183. <https://doi.org/10.1109/60.41725>

29. Alam, H.S.; Djunaedi, I.; Nugraha, A.S.; Soetraprawata, D. Structural Integrity Evaluation of Generator Retaining Ring at Dieng Geothermal Power Plant; J. Clean Energy Technol. 2015, 3, 281–289, <https://doi.org/10.7763/JOCET.2015.V3.241>

30. Sharma, Abhishek & Khandelwal, Aditi & Relan, Rishi. (2022). Surrogate Modelling of the Retaining Ring Shrink Fit in a Turbogenerator. [https://doi.org/10.1007/978-981-19-3938-9\\_27](https://doi.org/10.1007/978-981-19-3938-9_27)

31. Viswanathan, R. Materials for Generator Retaining Rings: A State-Of-the-Art Review. Electric Power Research Institute (EPRI) Report, 1980. <https://www.osti.gov/servlets/purl/6764880>

32. Klempner, G. Handbook of Large Turbo Generator Operation and Maintenance

[Text] / G. Klemperer, & I. Kerszenbaum // IEEE Press Series on Power and Energy Systems— 3th ed. – Weinheim: Wiley IEEE Press, 2018.  
<https://doi.org/10.1002/9783527651894>

33. Balitskii, A. Hydrogen cooling of turbogenerators and the problem of rotor retaining ring materials degradation [Text] / A. Balitskii. O. Krohmalny, & I. Ripey // International Journal of Hydrogen Energy. – 2000. – Vol. 25, no. 2, P. 167–171.  
[https://doi.org/10.1016/S0360-3199\(99\)00023-3](https://doi.org/10.1016/S0360-3199(99)00023-3)

34. Generator End-Winding Retaining Rings. A Literature Survey and Care Guideline [Electronic resource] / Online Library for Electrical Power Systems Publications / eCIGRE, 2012.  
<https://www.ecigre.org/publications/detail/491-generator-end-winding-retaining-rings-a-literature-survey-and-care-guideline.html#pAdditionalInformations>

35. Xia, Y. Simulation Soft System on the Fatigue Life Loss of Startup and Shutdown for a 600MW Steam Turbo Unit [Text] / Y. Xia // IEEE 2009 Second International Workshop on Computer Science and Engineering. – Qingdao, China, 2009. – P. 558-562. <https://doi.org/10.1109/WCSE.2009.875>

36. Hajžman, M.; Balda, M.; Polcar, P.; Polach, P. Turbine Rotor Dynamics Models Considering Foundation and Stator Effects. *Machines* 2022, 10, 77.  
<https://doi.org/10.3390/machines10020077>

37. Васьковський Ю. М. Дослідження напружено-деформованого стану ротора турбогенератора при ушкодженні сталі. / Ю. М. Васьковський, А. А. Гераскин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії № 4 (1329) 2019. С. 50-55. <https://doi.org/10.20998/2409-9295.2019.4.07>

38. Salon, S. J. Finite Element Analysis of Electrical Machines [Text] / S. J. Salon. – New York, NY : Power Electronics and Power Systems : Springer, 1995 – 247 p.  
<https://doi.org/10.1007/978-1-4615-2349-9>

39. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer [Text] / D. Anderson [et al.] – 4th ed. – Boca Raton: CRC Press, 2020. – 974 p.  
<https://doi.org/10.1201/9781351124027>

40. Zienkiewicz, O.C. & Taylor, R. & Fox, D.. (2013). The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics: Seventh Edition. The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics: Seventh Edition. 1-624.

41. Dynamics of Rotating Machines [Text] / M. I. Friswell [et al.] // Cambridge Aerospace Series; ed. by W. Shyy, V. Yang – Cambridge, 2010.  
<https://doi.org/10.1017/CBO9780511780509>

42. Ishida, Y. Linear and Nonlinear Rotordynamics: A Modern Treatment with Applications [Text] / Y. Ishida, & T. Yamamoto – Weinheim: Wiley-VCH, 2012. – 247 p. <https://doi.org/10.1002/9783527651894>

43. Liao, Y. Finite Element Analysis and Light weight Design of Hydro Generator Lower Bracket [Text] / Y. Liao, & B. Liao // Manufacturing Technology. – 2020. – Vol. 20, no. 1. – P. 66–71. <https://doi.org/10.21062/mft.2020.017>

44. Quaranta, E. How to estimate the weight of hydropower electro-mechanical equipment? Available evidence, novel equations and challenges for engineering applications [Text] / E. Quaranta, R. Bergamin, & A. J. Schleiss // Results in Engineering. – 2023. – Vol. 18. – Article on. 101067. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101067>

45. Zhang, J. Study of Unsymmetrical Magnetic Pulling Force and Magnetic Moment in 1000 MW Hydrogenerator Based on Finite Element Analysis [Text] / J. Zhang, X. Huang, & Z. Wang // Symmetry. – 2024. – Vol. 16, no. 10. – Article no. 1351. <https://doi.org/10.3390/sym16101351>

46. Özel, Adnan & Temiz, Şemsettin & Aydın, Murat & Şen, Sadri. (2005). Stress analysis of shrink-fitted joints for various fit forms via finite element method. Materials & Design - MATER DESIGN. 26. 281-289.  
<https://doi.org/10.1016/j.matdes.2004.06.014>

47. Moore, William. (2016). Damage Mechanisms Found in Generator Rotor 18Mn18Cr Retaining Rings. V001T09A002. <https://doi.org/10.1115/POWER2016-59101>

48. Budynas, R.G.; Nisbett, J.K. Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th ed.; McGraw-Hill: New York, NY, USA, 2011.

49. Juvinall, R.C.; Marshek, K.M. Fundamentals of Machine Component Design, 6th ed.; John Wiley & Sons: Hoboken, NJ, USA, 2017.

50. Pilkey, Walter & Pilkey, Deborah. (2008). Peterson's Stress Concentration Factors, Third Edition. Peterson's Stress Concentration Factors, Third Edition. 1-522. <https://doi.org/10.1002/9780470211106>

51. Young, W.C.; Budynas, R.G.; Sadegh, A.M. Roark's Formulas for Stress and Strain, 9th ed.; McGraw-Hill: New York, NY, USA, 2020.

## РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ НДС БАНДАЖНОГО ВУЗЛА

### 2.1 Загальний алгоритму розрахунку

На початку дослідження є необхідність створення узагальненого алгоритму розрахунку, який забезпечить можливість дослідження напружено-деформованого стану конструктивних елементів ротора турбогенератора.

Аналіз напружено-деформованого стану елементів ротора турбогенератора виконується у просторовій (тривимірній) постановці [1], що дає змогу врахувати реальну геометрію конструктивних компонентів, складний характер їх навантаження та особливості взаємодії між окремими елементами. Застосування тривимірної моделі забезпечує більш повне відтворення розподілу напружень і деформацій у вузлах та зонах їх концентрації.

У розрахунках приймається припущення про незв'язаний характер задачі термопружності. Температурне поле визначається незалежно від механічного стану конструкції та не зазнає суттєвого впливу з боку деформацій. Такий підхід обґрунтований відносно невисоким рівнем нагрівання елементів турбогенератора під час експлуатації, за якого температурні зміни не спричиняють істотної зміни фізико-механічних властивостей матеріалів і не зумовлюють значного зворотного впливу на напружено-деформований стан. Використання незв'язаної постановки задачі дозволяє спростити математичну модель без суттєвої втрати точності результатів, що є доцільним для інженерного аналізу та підвищує ефективність чисельних розрахунків.

В рамках тривимірного моделювання вирішуються задачі визначення напружено-деформованого стану елементів ротора турбогенератора при відомих силових і температурних навантаженнях [2-5].

Структурна схема алгоритму розрахунку НДС елементів конструкції ротора турбогенератора на основі тривимірного моделювання наведена на рис. 2.1.

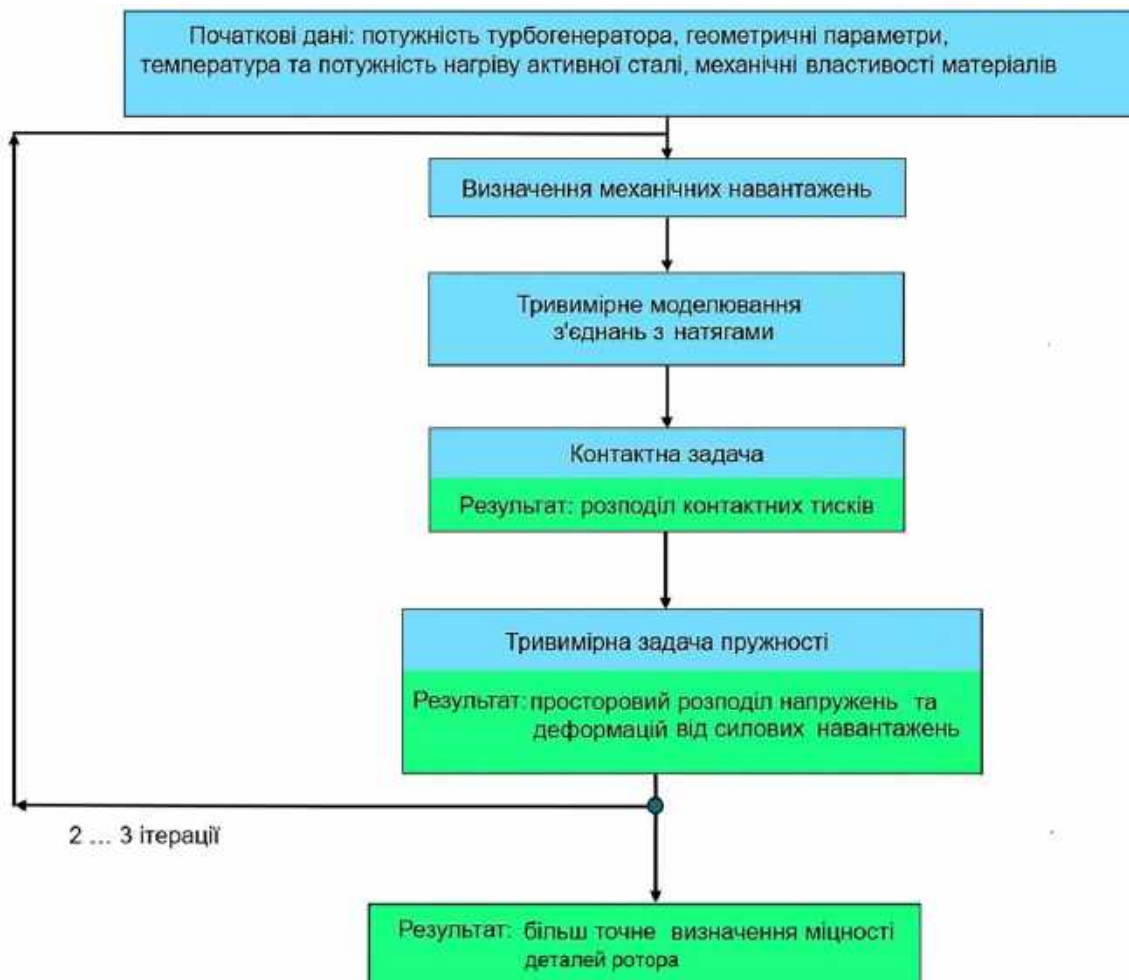


Рис. 2.1 – Структурна схема алгоритму розрахунку НДС елементів конструкції ротора

Задачі термопружності розглядаються у просторовій (тривимірній) постановці, що дозволяє повною мірою врахувати просторовий розподіл напружень і деформацій у конструкції. Такий підхід забезпечує більш адекватне відтворення реальних умов роботи елементів і підвищує точність оцінювання їхньої міцності та надійності.

На початковому етапі здійснюється моделювання з'єднань з натягами елементів ротора турбогенератора з урахуванням їх фактичної геометричної конфігурації, нормативно встановлених температур перегріву, механічних властивостей конструкційних матеріалів елементів та діючих силових навантажень.

На наступному етапі розв'язується задача пружності з метою уточнення фактичного розподілу напружень та переміщень від силових навантажень на поверхнях конструктивних елементів.

Ітераційна процедура продовжується до досягнення збіжності результатів: розрахунок вважається завершеним, якщо розбіжність між значеннями контрольних параметрів на двох послідовних ітераціях не перевищує 5%. Такий підхід підвищує достовірність отриманих результатів.

На завершальному етапі, на основі визначених полів напружень та переміщень виконується оцінювання напружено-деформованого стану та перевірки елементів на відповідність умовам міцності.

## 2.2 Виконання механічних розрахунків бандажного вузла ротора турбогенератора потужністю 200 МВт аналітичним методом

Задля досягнення мети представленої роботи та виконання поставлених задач було обрано турбогенератор потужністю 200 МВт виробництва АТ «Українські енергетичні машини» («УЕМ»).

Мета розрахунку: визначення напружень в деталях бандажного вузла ротора та роз'єднувальні частоти обертання бандажного кільця, посаженого з натягом на бочку ротора та центруюче кільце.

Вихідні дані для розрахунків бандажного вузла ротора турбогенератора наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Вихідні дані для розрахунків бандажного вузла ротора

Найменування параметру	Значення
Частота обертання, об/хв:	
- номінальна ( $n$ )	3000
- угонна ( $n_y$ )	3600
Діаметральний натяг посадки бандажного кільця, м:	
- на бочку ротора ( $\delta_1$ ), max/min	$2,2 \times 10^{-3}$
- на центруюче кільце ( $\delta_2$ ), max/min	$2,2 \times 10^{-3}$
Маса лобової частини обмотки ( $m_l$ ), кг	870
Радіус по центру мас лобової частини ( $r_0$ ), м	0,428
Межа плинності матеріалу бандажного кільця ( $\sigma_{0,2}^{бк}$ ), МПа	900

Межа плинності матеріалу центруючого кільця ( $\sigma_{0,2}^{цк}$ ), МПа	700
Межа плинності матеріалу валу ротора ( $\sigma_{0,2}^p$ ), МПа	687
Маса вмісту паза ротора ( $m_{п.р.}$ ), кг/м	29,64
Модуль пружності (E), Н/м <sup>2</sup>	$2,1 \times 10^{11}$
Коефіцієнт Пуассона центруючого кільця ( $\mu$ ), в.о.	0,29
Коефіцієнт Пуассона бандажного кільця та бочки ротора ( $\mu$ ), в.о.	0,28
Число пазів ( $z_{заг.}$ ), од.	52
Коефіцієнти лінійного розширення матеріалу, 1/°C: - бандажного кільця ( $\alpha_{бк}$ ) - бочки ротора та центруючого кільця ( $\alpha_p$ )	$1,7 \times 10^{-5}$ $1,2 \times 10^{-5}$
Температури перегріву, °C: - бандажного кільця ( $T_{бк}$ ) - бочки ротора ( $T_{бр}$ ), - центруючого кільця ( $T_p$ )	70 50 50

Геометричні розміри бандажного та центруючого кілець наведені на рисунках 2.2 – 2.3.

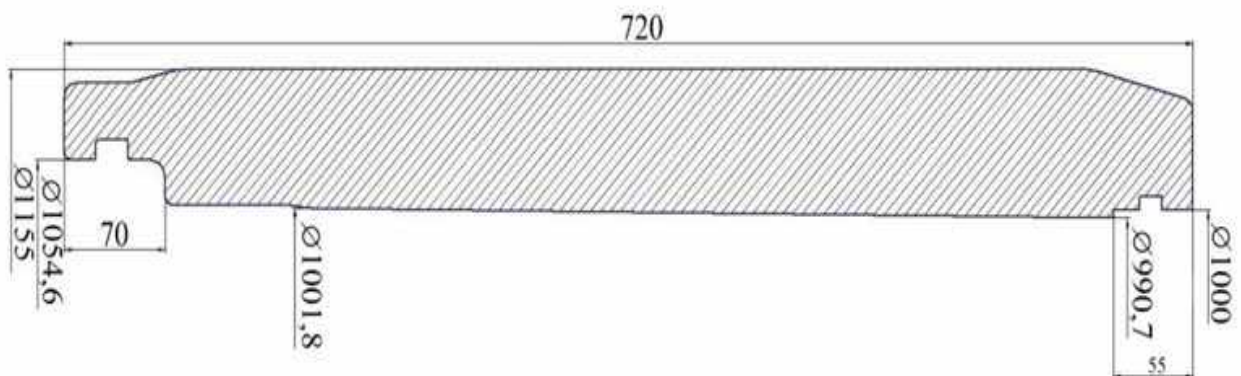


Рис.2.2 – Бандажне кільце

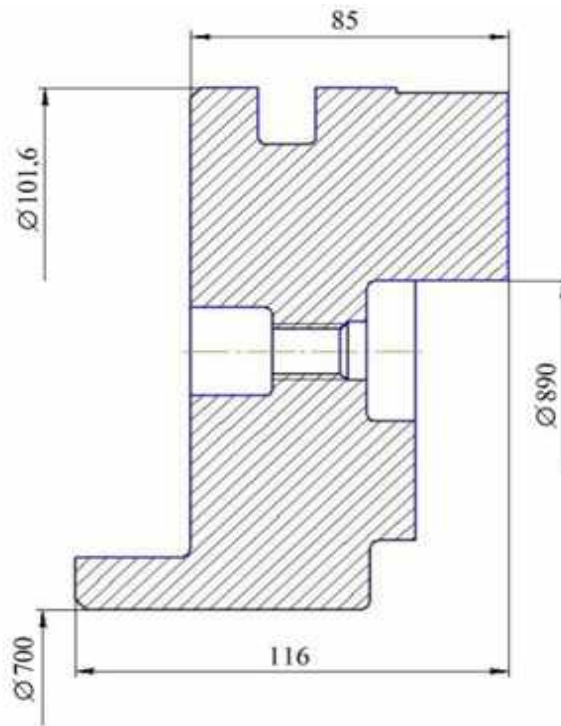


Рис.2.3 – Центруюче кільце

### 2.2.1 Розрахунок напружень у бандажному кільці від власних відцентрових сил та від відцентрових сил лобової частини обмотки ротора.

Середній внутрішній діаметр бандажного кільця  $D_{сер.} = 0,9963 \text{ м}$

Середня товщина бандажного кільця  $h = 0,0793 \text{ м}$

Площа перерізу бандажного кільця  $S = 0,0575 \text{ м}^2$ .

Розрахункова довжина бандажного кільця  $l = 0,725 \text{ м}$

Відцентрова сила лобової частини обмотки  $C$  визначається за формулою:

$$C = \left( \frac{n}{300} \right)^2 \cdot W \cdot R_M = 3,72 \cdot 10^6 \text{ кг} \quad (2.1)$$

Тиск від відцентрової сили лобової частини обмотки  $K$  визначається за формулою:

$$K = \frac{C}{\pi \cdot D_{сер.} \cdot l} = 16,08 \text{ МПа} \quad (2.2)$$

Тангенціальне напруження в бандажному кільці від власних відцентрових сил  $\sigma_z$  визначається за формулами:

$$\sigma_z = 0,207 \cdot \gamma \cdot D_M^2 \left( \frac{n}{300} \right)^2 (1 + 0,212\alpha^2) = 246,1 \text{ МПа} \quad (2.3)$$

де:  $D_{сер.}$  – середній внутрішній діаметр бандажного кільця, м;

$D_3$  – зовнішній діаметр бандажного кільця, м;

$\alpha$  – коефіцієнт відношення діаметрів, в.о.

$$\alpha = \frac{D_{сер.}}{D_3} = 0,864 \quad (2.4)$$

Тангенціальне напруження в бандажному кільці від відцентрових сил лобової частини обмотки  $\sigma_{t_2}$  визначається за формулою:

$$\sigma_{t_2} = K \frac{1 + \alpha^2}{1 - \alpha^2} = 109,8 \text{ МПа} \quad (2.5)$$

Сумарне тангенціальне напруження від відцентрових сил у бандажному кільці  $\sigma_t$  визначається за формулою:

$$\sigma_t = \sigma_z + \sigma_{t_2} = 355,9 \text{ МПа} \quad (2.6)$$

### **2.2.2 Розрахунок напружень від посадки бандажного кільця на центруюче кільце і на бочку ротора**

Коефіцієнт деформації внутрішнього діаметра бандажного кільця від тиску обмотки та від власних відцентрових сил  $K_b$  визначається за формулою:

$$K_b = 3,83 \frac{D_3^3}{E} (4,7 + \alpha^2) \alpha \cdot 10^{-3} + \frac{K \cdot D_{cep.}}{E} \left( \frac{1 + \alpha^2}{1 - \alpha^2} + \mu \right) \left( \frac{1000}{n} \right)^2 = 194,2 \cdot 10^{-6} \frac{M}{об / хв} \quad (2.7)$$

Коефіцієнт деформації ротора  $K_r$  визначається за формулами:

$$K_r = \frac{D_z}{E} \left\{ 3,83 D_z^2 (1 + 4,7 \alpha_r^2) 10^{-3} + P_{II} \left[ \left( \frac{1 + \alpha^2}{1 - \alpha^2} - \mu \right) + \frac{14,5}{N_z} \cdot \frac{h_1}{C_1 \cdot Z} \lg \left( \frac{C_1}{Z} \right) \right] \left( \frac{1000}{n} \right)^2 \right\} = 45,2 \cdot 10^{-6} \frac{M}{об / хв} \quad (2.8)$$

де:  $d$  – діаметр центрального отвору в роторі, м.

$D_z$  – діаметр по дну пазів ротора, м.

$h_1$ ,  $C_1$  и  $Z$  – розміри зубця ротора, м.

$\alpha_r$  – коефіцієнт відношення діаметрів, в.о.

$$\alpha_r = \frac{d}{D_z} = 0,164 \quad (2.9)$$

Коефіцієнт деформації зовнішнього діаметра центруючого кільця від власних відцентрових сил  $K_K$  визначається за формулами:

$$K_K = 3,83 \frac{D_{K3}^3}{E} (1 + 4,7 \alpha_K^2) \cdot 10^{-3} = 60,2 \cdot 10^{-6} \frac{M}{об / хв} \quad (2.10)$$

де:  $D_{KB}$  – внутрішній діаметр центруючого кільця, м.

$D_{K3}$  – зовнішній діаметр центруючого кільця, м.

$\alpha_K$  – відношення діаметрів, в.о.

$$\alpha_K = \frac{D_{KB}}{D_{K3}} = 0,7 \quad (2.11)$$

Податливість бандажного кільця від посадки його на центруюче кільце  $\lambda_b$  визначається за формулою:

$$\lambda_b = 318 \frac{y}{r} = 7,3 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad (2.12)$$

де:  $r$  – середній радіус бандажного кільця, м;  
 $y$  – прогин нескінченно довгої балки, що лежить на суцільній пружній основі з рівномірно розподіленим на ділянці « $2b$ » навантаженням  $q = 1/2b$ , початок якої знаходиться на відстані « $c$ » від торця бандажного кільця (з того боку, де воно сідає на центруюче кільце).

$$y = \frac{q}{K} (1 - e^{-\beta b} \cos \beta b) + \frac{2qb\beta}{K} \left\{ \begin{array}{l} \theta^2[\beta(c+b)] + \frac{1}{2}\psi[\beta(c+b)]\theta[\beta(c+b)] - \\ - \frac{1}{2}\psi[\beta(c+b)]\xi[\beta(c+b)] \end{array} \right\} \quad (2.13)$$

де:  $K$  – коефіцієнт жорсткості основи, що визначається за формулою:

$$K = \frac{Eh}{r^2} = 57,7 \text{ МН} / \text{м}^2 \quad (2.14)$$

Коефіцієнт нерівномірності геометрії  $\beta$  що визначається за формулою:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{h^2 r^2}} = 0,0624 \text{ 1/м} \quad (2.15)$$

Геометричні дані для розрахунку та розрахунок податливості бандажного кільця від посадки його на центруюче кільце:

$$\begin{array}{lll} rb = 0,0183 \text{ м}; & c = 0,0367 \text{ м}; & \beta b = 0,624 \cdot 0,915 = 0,057; \\ e^{-\beta b} = 0,944; & \cos \beta b = 0,998; & \beta(c+b) = 0,0624 \cdot 4,585 = 0,286. \end{array}$$

$$\theta[\beta(c+b)] = 0,7209$$

$$\psi[\beta(c+b)] = 0,51$$

$$\xi[\beta(c+b)] = 0,2111$$

Згідно формули 2.13

$$y = 12,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Податливість бандажного кільця від посадки його на бочку ротора  $\lambda_{b_1}$  визначається за формулою:

$$\lambda_{b_1} = 318 \frac{y_1}{r} = 41,5 \cdot 10^{-6} \text{ м} \quad (2.16)$$

Геометричні дані для розрахунку та розрахунок податливості бандажного кільця від посадки його на бочку ротора:

$$c_1 = 0,1033 \text{ см}; \quad b_1 = 0,00835 \text{ м}; \quad \beta b_1 = 0,0624 \cdot 0,00835 = 0,00052;$$

$$\beta(c_1 + b_1) = 0,0624 \cdot 0,11165 = 0,00696; \quad e^{-\beta b_1} = 0,949; \quad \cos \beta b_1 = 0,999.$$

$$\theta[\beta(c_1 + b_1)] = 0,383$$

$$\psi[\beta(c_1 + b_1)] = 0,0632$$

$$\xi[\beta(c_1 + b_1)] = 0,319$$

Згідно формули 2.13

$$y = 7 \cdot 10^{-8} \text{ м}$$

Податливість бочки ротора  $\lambda_{b_2}$  приймаємо рівною 10% від податливості бандажного кільця:

$$\lambda_{b_2} = 0,1 \lambda_{b_1} = 4,15 \cdot 10^{-6} \text{ м} \quad (2.17)$$

Податливість зовнішнього діаметра центруючого кільця  $\lambda_K$  визначається за формулою:

$$\lambda_K = \frac{320}{E \cdot b_K} \left[ \frac{1 + \alpha_1^2}{1 - \alpha_1^2} - \mu \right] = 6,3 \cdot 10^{-7} \text{ м} \quad (2.18)$$

де:  $b_K = 0,064$  м – приведена товщина центруючого кільця.

Зусилля від посадки бандажного кільця на центруюче кільце:

1) При  $n = 0$  об/хв:

$$Q_{\max} = \frac{\delta_{\max}}{\lambda_g \cdot \lambda_K \cdot \lambda_{K_1}} = 715 \cdot 10^3 \text{ кг} \quad (2.19)$$

де:  $\delta_{\max}$  – податливість зовнішнього діаметру центруючого кільця від моменту, що викручує.

$$\lambda_{K_1} = \frac{12(x_c - b)^2}{\pi \cdot E \cdot b_K^3 \cdot \ln \frac{D_{з.к.}}{D_{в.к.}}} = 102 \cdot 10^{-7} \text{ мм/кг}, \quad (2.20)$$

де:  $x_c = 0,032$  м – положення центру тяжкості перерізу центруючого кільця (наведеного).

$$Q_{\min} = \frac{\delta_{\min}}{\lambda_g \cdot \lambda_K \cdot \lambda_{K_1}} = 635 \cdot 10^3 \text{ кг} \quad (2.21)$$

2) При  $n = 3000$  об/хв:

$$Q'_{\max} = \frac{\delta_{\max} - (K_b - K_K) \left(\frac{n}{1000}\right)^2}{\lambda_g + \lambda_K + \lambda_{K_1}} = 210 \cdot 10^3 \text{ кг} \quad (2.22)$$

$$Q'_{\min} = \frac{\delta_{\min} - (K_b - K_K) \left(\frac{n}{1000}\right)^2}{\lambda_g + \lambda_K + \lambda_{K_1}} = 128 \cdot 10^3 \text{ кг} \quad (2.23)$$

Кути повороту бандажного кільця

1) При  $n = 0$  об/хв:

$$\varphi_{max} = \frac{\lambda_{K_1}}{2(x_c - b)} Q_{max} = 0,0159 \text{ рад} \quad (2.24)$$

$$\varphi_{min} = \frac{\lambda_{K_1}}{2(x_c - b)} Q_{min} = 0,0141 \text{ рад} \quad (2.25)$$

2) При  $n = 3000$  об/хв:

$$\varphi'_{max} = \frac{\lambda_{K_1}}{2(x_c - b)} Q'_{max} = 0,00468 \text{ рад} \quad (2.26)$$

$$\varphi'_{min} = \frac{\lambda_{K_1}}{2(x_c - b)} Q'_{min} = 0,00285 \text{ рад} \quad (2.27)$$

### 2.2.3 Переміщення від посадки крайньої точки центруючого кільця

Деформація центруючого кільця визначається за формулою:

$$\Delta D = 2\varphi Z - \lambda_K Q, \quad (2.28)$$

де  $Z=0,046$  м – відстань від центру тяжкості центруючого кільця (дійсного) до цієї точки.

1) При  $n = 0$  об/хв:

$$\Delta D_{max} = 2\varphi Z - \lambda_K Q_{max} = 1,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad (2.29)$$

$$\Delta D_{min} = 2\varphi Z - \lambda_K Q_{min} = 0,895 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (2.30)$$

2) При  $n = 3000$  об/хв:

$$\Delta D'_{max} = 2\varphi Z - \lambda_K Q'_{max} = 0,298 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad (2.31)$$

$$\Delta D'_{min} = 2\varphi Z - \lambda_K Q'_{min} = 0,181 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (2.32)$$

## 2.2.4 Визначення зусиль між бандажним кільцем та бочкою ротора

1) При  $n = 0$  об/хв:

$$Q_{1 \max} = \frac{\delta_{1 \max}}{\lambda_{b_1} + \lambda_{b_2}} = 4380 \cdot 10^3 \text{ кг} \quad (2.33)$$

$$Q_{1 \min} = \frac{\delta_{1 \min}}{\lambda_{b_1} + \lambda_{b_2}} = 4000 \cdot 10^3 \text{ кг} \quad (2.34)$$

2) При  $n = 3000$  об/хв:

$$Q'_{1 \max} = 1450 \cdot 10^3 \text{ кг} \quad (2.35)$$

$$Q'_{1 \min} = 1100 \cdot 10^3 \text{ кг} \quad (2.36)$$

Визначення напружень в бандажному кільці від посадки його на бочку ротора

1) При  $n = 0$  об/хв:

$$\sigma_{1 \max} = 676,7 \text{ МПа} \quad (2.37)$$

$$\sigma_{1 \min} = 617,8 \text{ МПа} \quad (2.38)$$

2) При  $n = 3000$  об/хв:

$$\sigma'_{1 \max} = 223,6 \text{ МПа} \quad (2.39)$$

$$\sigma'_{1 \min} = 169,7 \text{ МПа} \quad (2.40)$$

Визначення напружень в бандажному кільці від посадки його на центруюче кільце

1) При  $n = 0$  об/хв:

$$\sigma_{\max} = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_0 + \mu \varepsilon_r) = \frac{Q}{(1 - \mu^2) D_K} \left( \lambda_b E + \frac{\mu}{2b \cdot \pi} \right) = 1610 \text{ МПа} \quad (2.41)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{max} \frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 157,9 \text{ МПа} \quad (2.42)$$

2) При  $n = 3000$  об/хв:

$$\sigma'_{max} = 46,58 \text{ МПа} \quad (2.43)$$

$$\sigma'_{min} = 28,44 \text{ МПа} \quad (2.44)$$

Максимальне тангенціальне напруження в бандажному кільці від власних відцентрових сил і посадки його на бочку ротора (при  $n = 3000$  об/хв) визначається за формулою:

$$\sigma_1 = \sigma_t + \sigma'_{1max} = 579,5 \text{ МПа} \quad (2.45)$$

Коефіцієнт запасу міцності (межа плинності матеріалу бандажного кільця становить 900 МПа) визначається за формулою:

$$K = \frac{900}{\sigma_1} = 1,55 \quad (2.46)$$

### 2.2.5 Визначення роз'єднувальних швидкостей

Роз'єднувальна кількість обертів для бандажного та центруючого кільця визначається за формулами:

$$n_{max} = 1000 \sqrt{\frac{\delta_{max}}{K_b - K_K}} = 3560 \text{ об / хв} \quad (2.47)$$

$$n_{min} = 1000 \sqrt{\frac{\delta_{min}}{K_b - K_K}} = 3360 \text{ об / хв} \quad (2.48)$$

Роз'єднувальна кількість обертів для бандажного кільця та бочки ротора визначається за формулами:

$$n'_{\max} = 1000 \sqrt{\frac{\delta_{\max}}{K_b - K_r}} = 3660 \text{ об / хв} \quad (2.49)$$

$$n'_{\min} = 1000 \sqrt{\frac{\delta_{\min}}{K_b - K_r}} = 3520 \text{ об / хв} \quad (2.50)$$

### 2.3 Тривимірний розрахунок НДС бандажного вузла

Мета розрахунку: визначення напружень в деталях бандажного вузла ротора та роз'єднувальні частоти обертання бандажного кільця, посаженого з натягом на бочку ротора та центруюче кільце.

При розрахунку бандажного вузла враховані навантаження, зумовлені дією відцентрових сил з боку мідних катушок, тепловими впливами, а також натягом посадки бандажного кільця. Оцінка міцності бандажного вузла здійснюється як у стані спокою, так і при роботі в динамічних режимах — за номінальної ( $n = 3000$  об/хв) та угонної ( $n_r = 3600$  об/хв) частот обертання вала.

Для цілей чисельного аналізу було побудовано тривимірну CAD-модель бочки ротора, що включає бандажні вузли (рис. 2.4). Геометрія моделі була спрощена до одного сектора за умовами симетрії зі збереженням ключових несучих елементів задля зниження обчислювальних витрат.

Розрахунок проведено у програмному комплексі "SolidWorks". Бандажне кільце посажене на бочку ротора і центруюче кільце з натягом. В усіх розрахунках у якості початкових теплових граничних умов задані умови першого роду, а саме робоча температура елементів бандажного вузла, що складає 293 К.

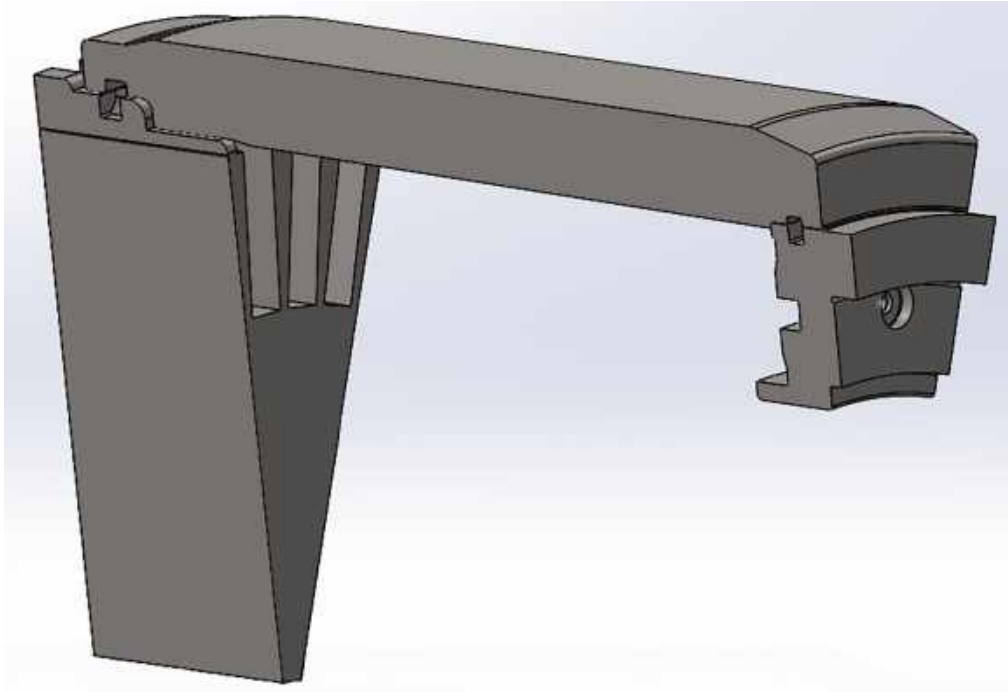


Рис. 2.4 – Тривимірна модель бандажного вузла ротора.

### **2.3.1 Статичний розрахунок центруючого кільця ротора у стані спокою**

Для визначення напружень, що виникають в центруючому кільці від натягу, виконаний розрахунок НДС конструкції в тривимірній постановці.

Початкові умови:

а) у місцях торкання поверхонь бандажного кільця та бочки ротора ( $\delta_1 = 2,2$  мм), бандажного кільця та центруючого кільця ( $\delta_2 = 2,2$  мм) встановлені поверхні з натягом (Рис.2.5);

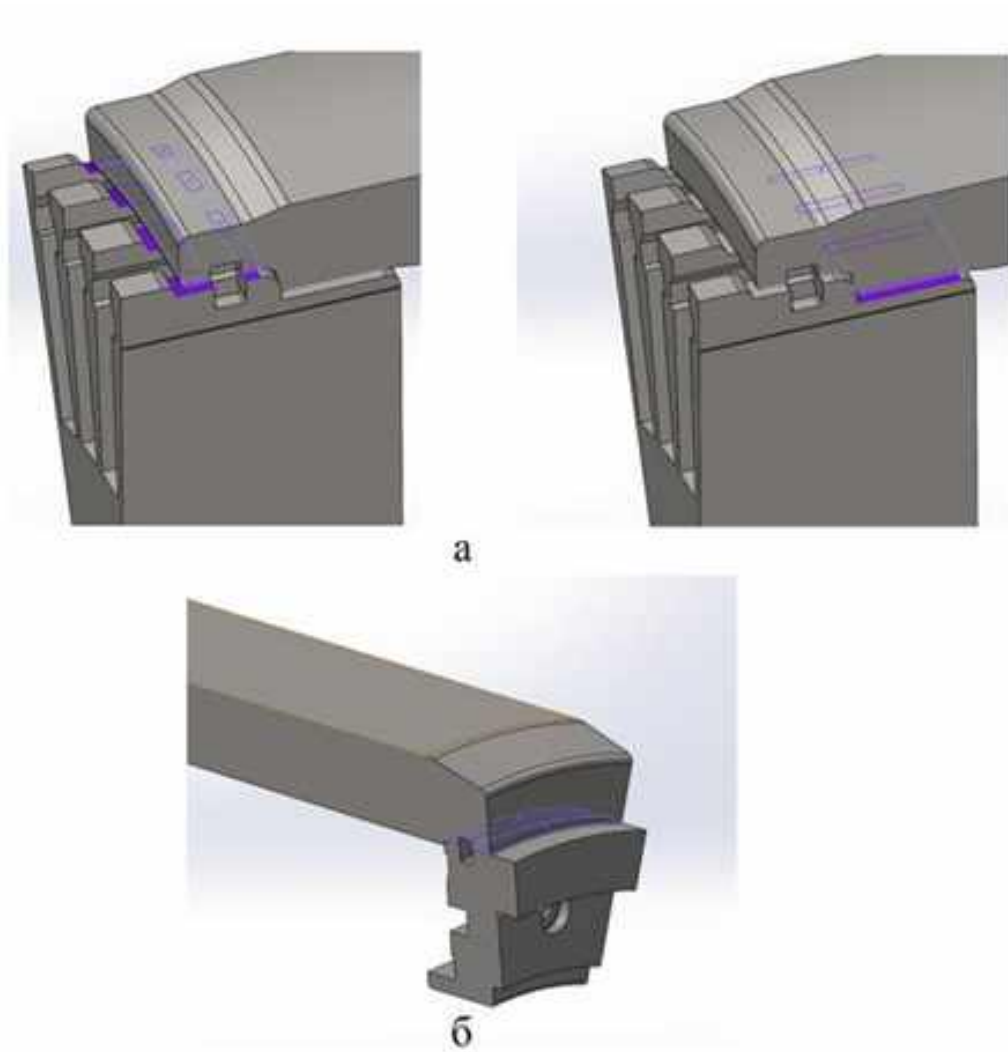


Рис.2.5 – Поверхні з натягом: а – бочка ротора та бандажне кільце;  
б – бандажне кільце та центруюче кільце

б) задані умови симетрії для бочки ротора, бандажного кільця та центруючого кільця (Рис.2.6);

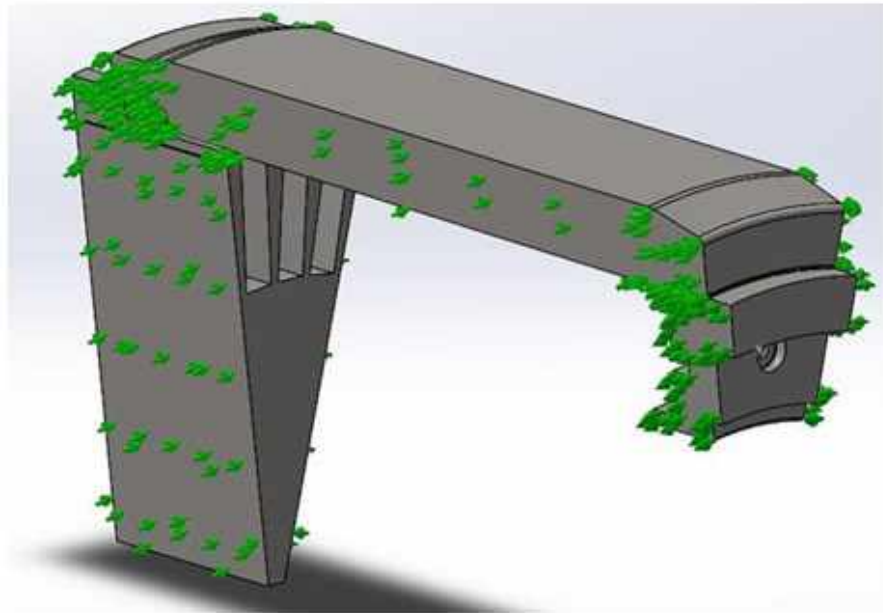


Рис.2.6 – Умови симетрії для деталей розрахунку

в) торцева поверхня бочки ротора жорстко закріплена у торцевому напрямку (Рис.2.7).

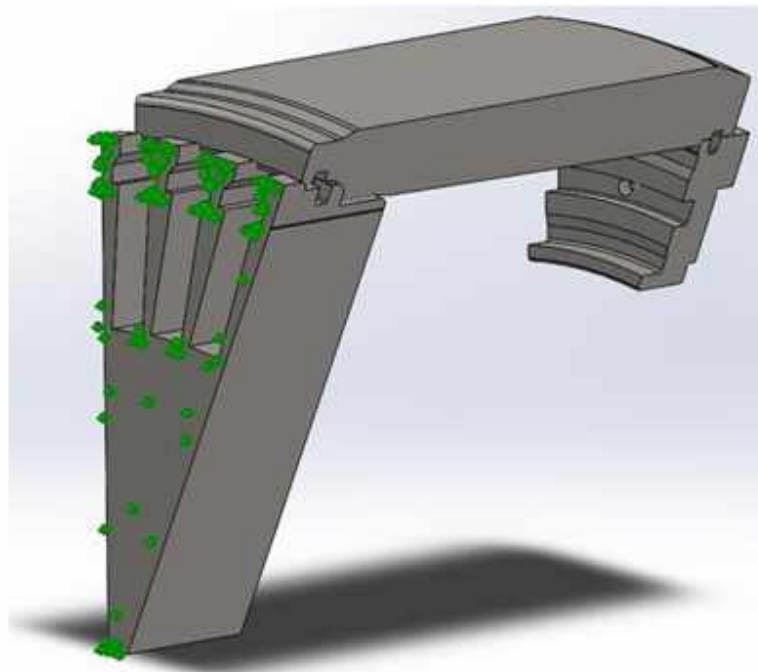


Рис.2.7 – Поверхня для закріплення бочки ротора

На рисунку 2.8 наведена розрахункова сітка бандажного вузла ротора.

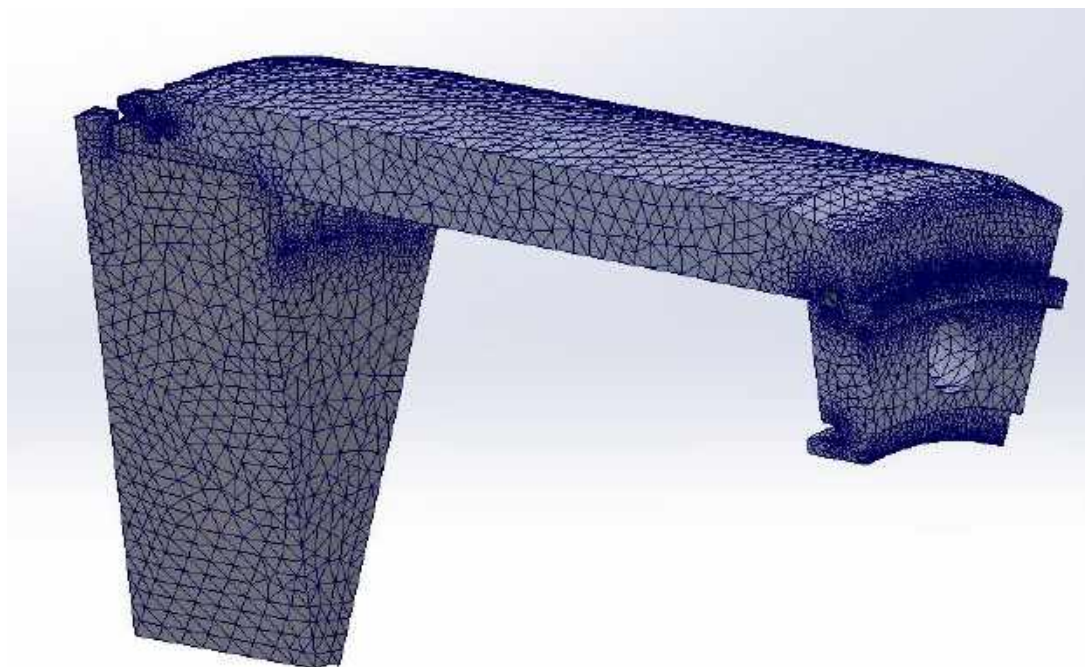


Рис. 2.8 – Розрахункова сітка.

На рисунках 2.9 – 2.16 наведено результати статичного розрахунку.

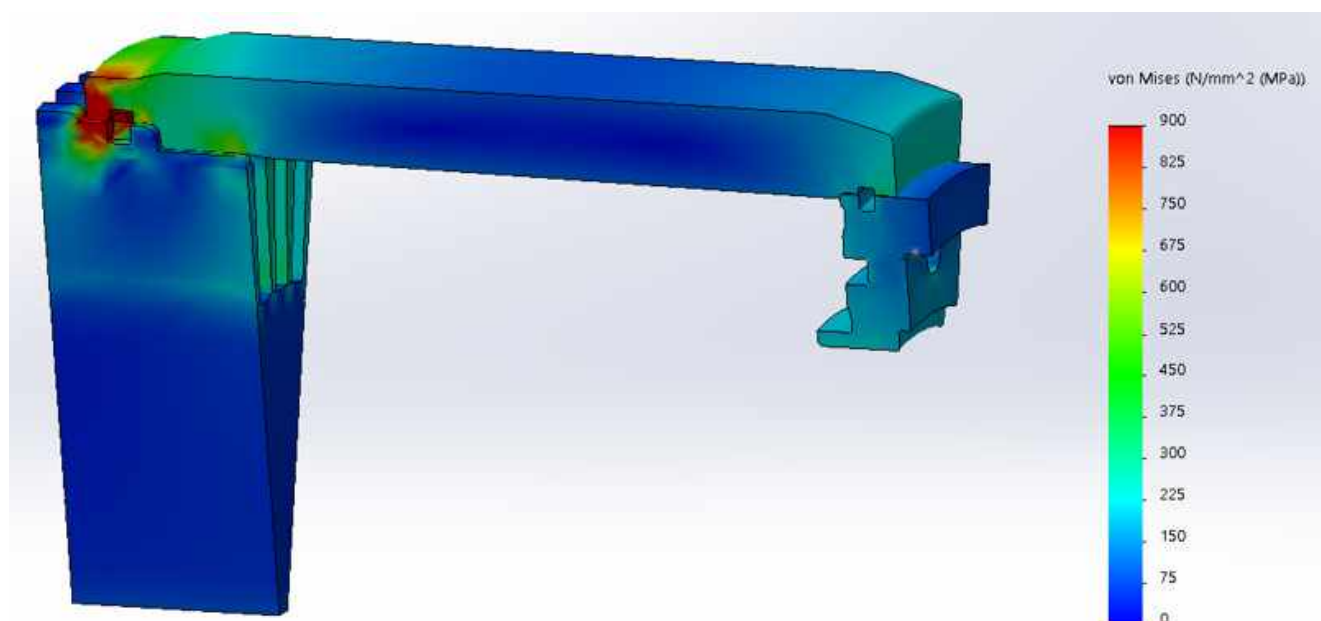


Рис. 2.9 – Загальні епюри напружень

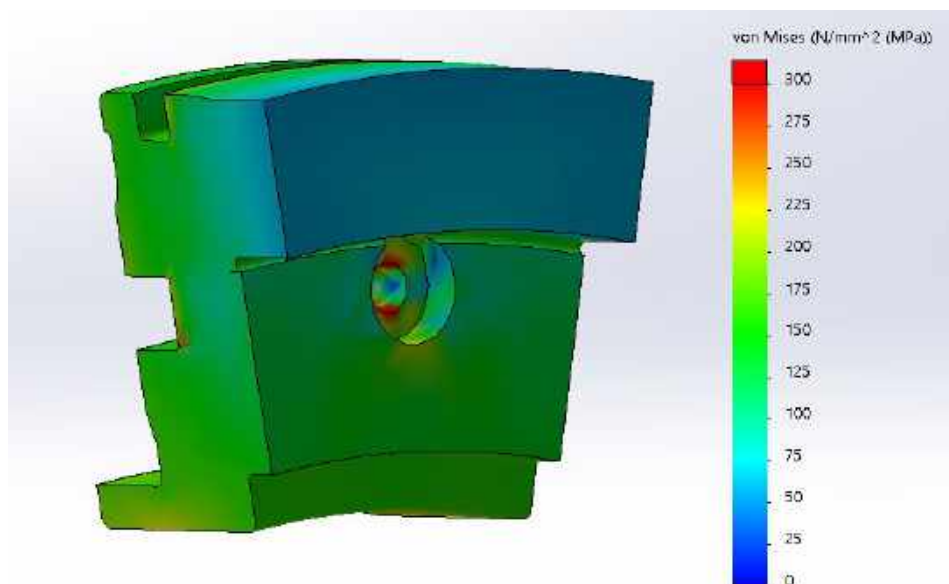


Рис. 2.10 – Епюра напружень центруючого кільця

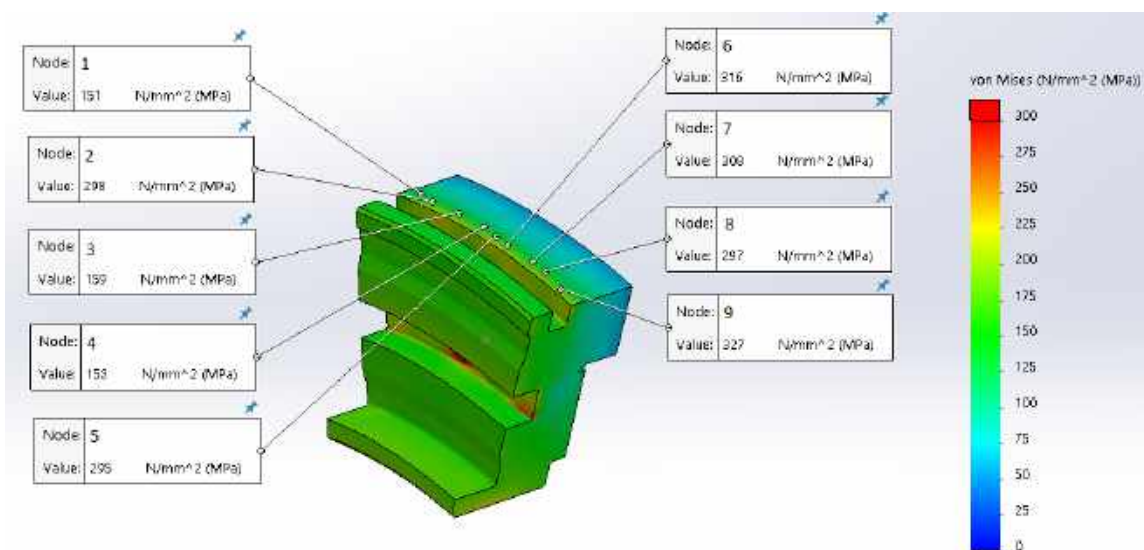


Рис. 2.11 – Розподіл напружень контактної поверхні центруючого кільця

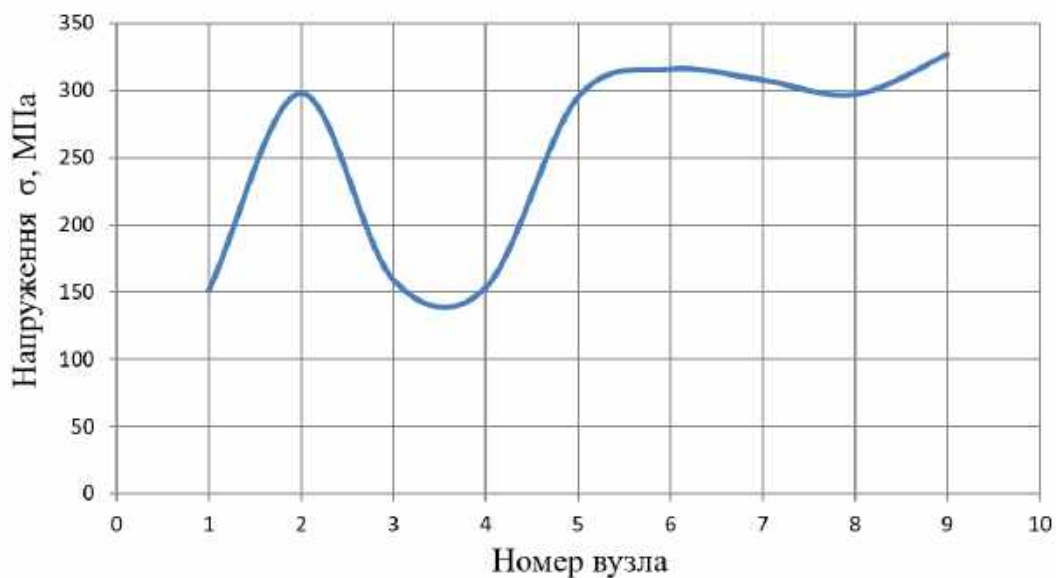


Рис. 2.12 – Графік розподілу напружень контактної поверхні центруючого кільця

Максимальне напруження в локації натягу (бандажне кільце / центруюче кільце) – 327 МПа.

Коефіцієнт запасу  $k = 687/327 = 2,14$ .

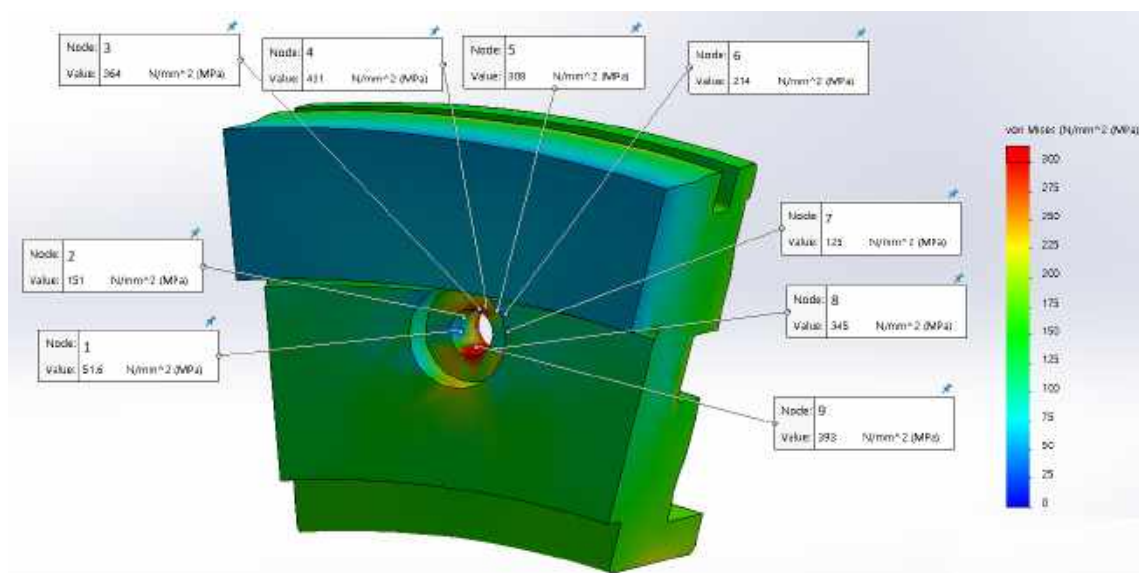


Рис. 2.13 – Розподіл напружень в отворі центруючого кільця

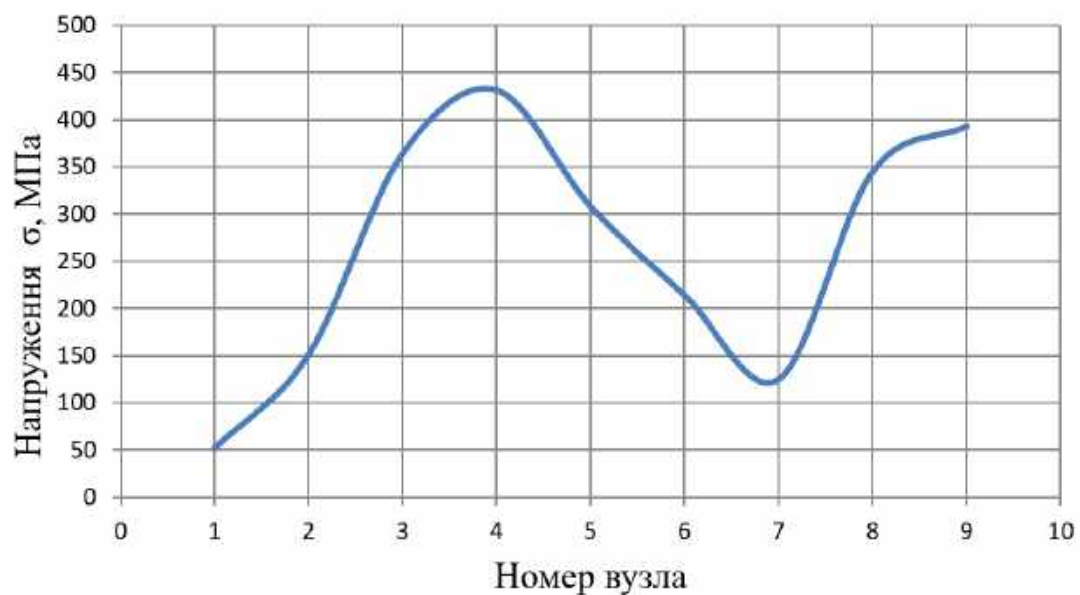


Рис. 2.14 – Графік розподілу напружень в отворі центруючого кільця

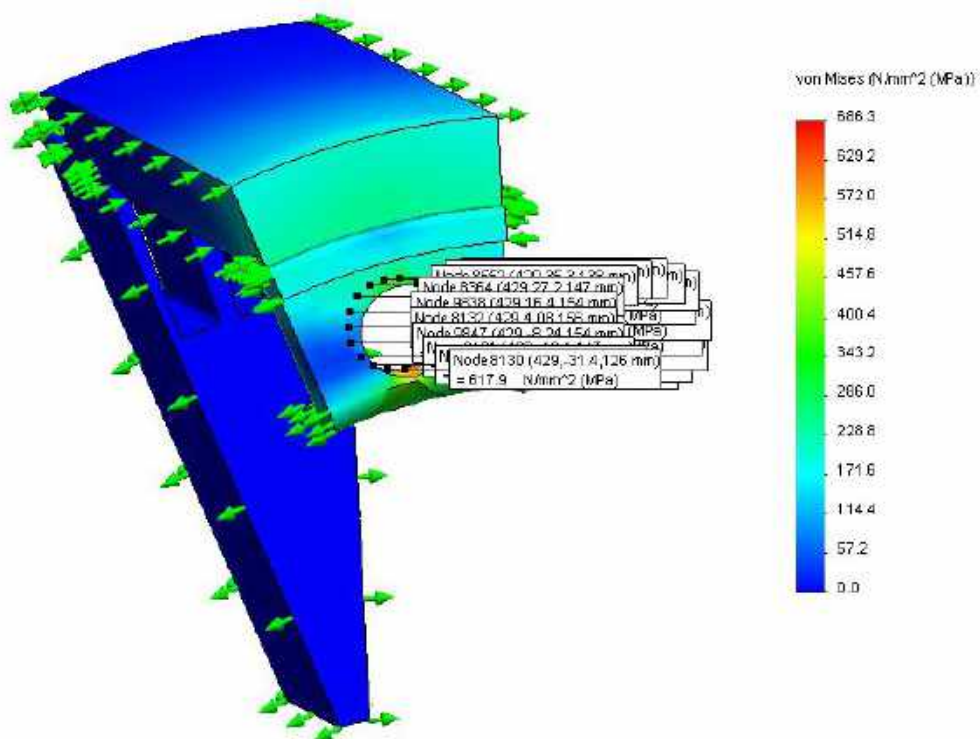


Рис. 2.15 – Розподіл напружень вздовж контуру отвору центруючого кільця

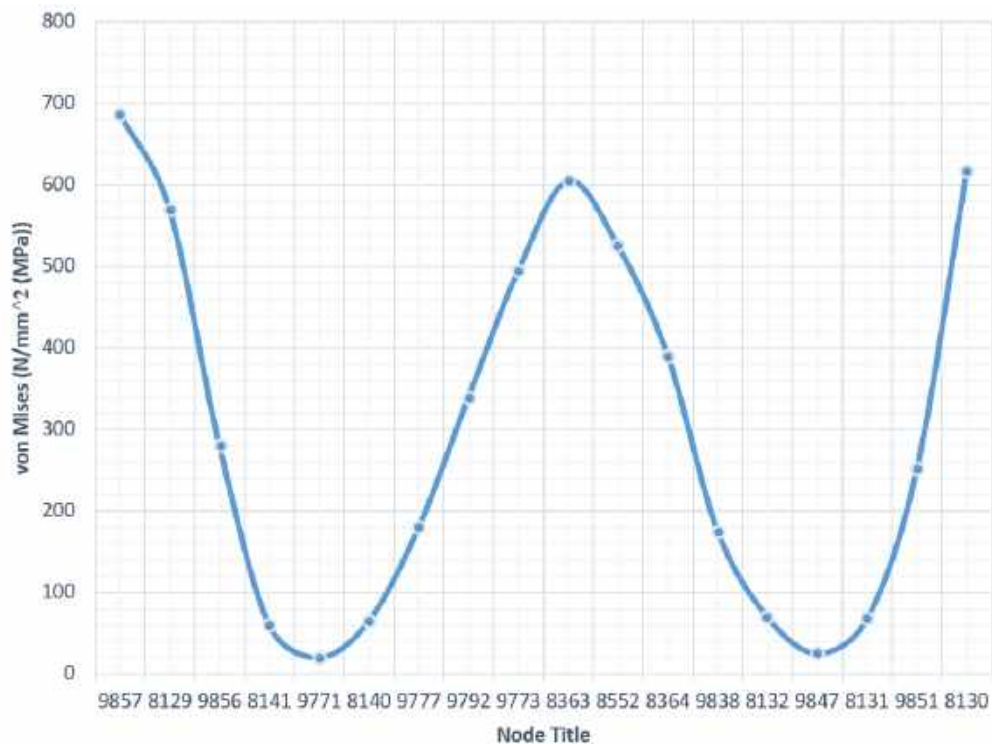


Рис. 2.16 – Графік змінення напружень вздовж контуру отвору центруючого кільця

Максимальні напруження виникають в області отвору центруючого кільця і досягають значення 685 МПа, що майже дорівнює межі плинності матеріала.

Коефіцієнт запасу  $k = 687/685 = 1$

### 2.3.2 Розрахунок центруючого кільця при номінальній частоті обертання

Для визначення напружень, що виникають в центруючому кільці від натягу і відцентрових сил, виконаний розрахунок НДС конструкції в тривимірній постановці при номінальній частоті обертання ротора.

Початкові умови:

а) у місцях торкання поверхонь бандажного кільця і бочки ротора ( $\delta_1 = 2,2$  мм), бандажного кільця і центруючого кільця ( $\delta_2 = 2,2$  мм) встановлені поверхні з натягом (згідно початкових умов статичного розрахунку п.2.3.1);

б) задані умови симетрії для бочки ротора, бандажного кільця та центруючого кільця (згідно початкових умов статичного розрахунку п.2.3.1);

в) торцева поверхня бочки ротора жорстко закріплена (згідно початкових

умов статичного розрахунку п.2.3.1);

г) задана номінальна частота обертання  $n = 3000$  об/хв;

д) задана відцентрова сила, що впливає на бандажне кільце (рис. 2.17).

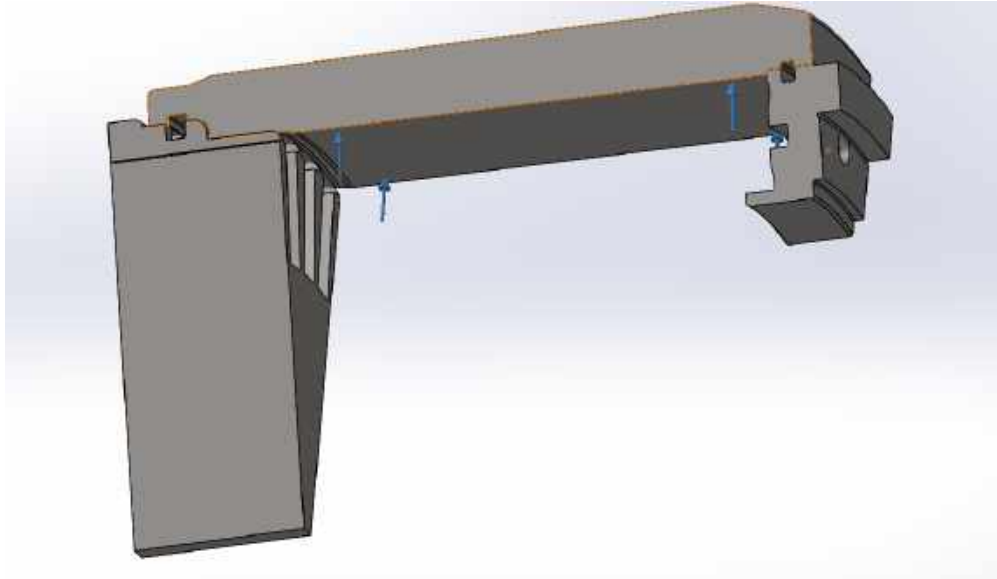


Рис. 2.17 – Поверхня бандажного кільця, де впливає відцентрова сила

Значення відцентрової сили для поверхні бандажного кільця визначається за формулою:

$$C = \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot W \cdot R_M = 36,7 \cdot 10^6 \text{ H} \quad (2.51)$$

Значення відцентрової сили для сегмента визначається за формулою:

$$C_1 = \frac{20^\circ \cdot C}{360^\circ} = 2,039 \cdot 10^6 \text{ H} \quad (2.52)$$

На рисунках 2.18 – 2.23 наведено результати розрахунку.

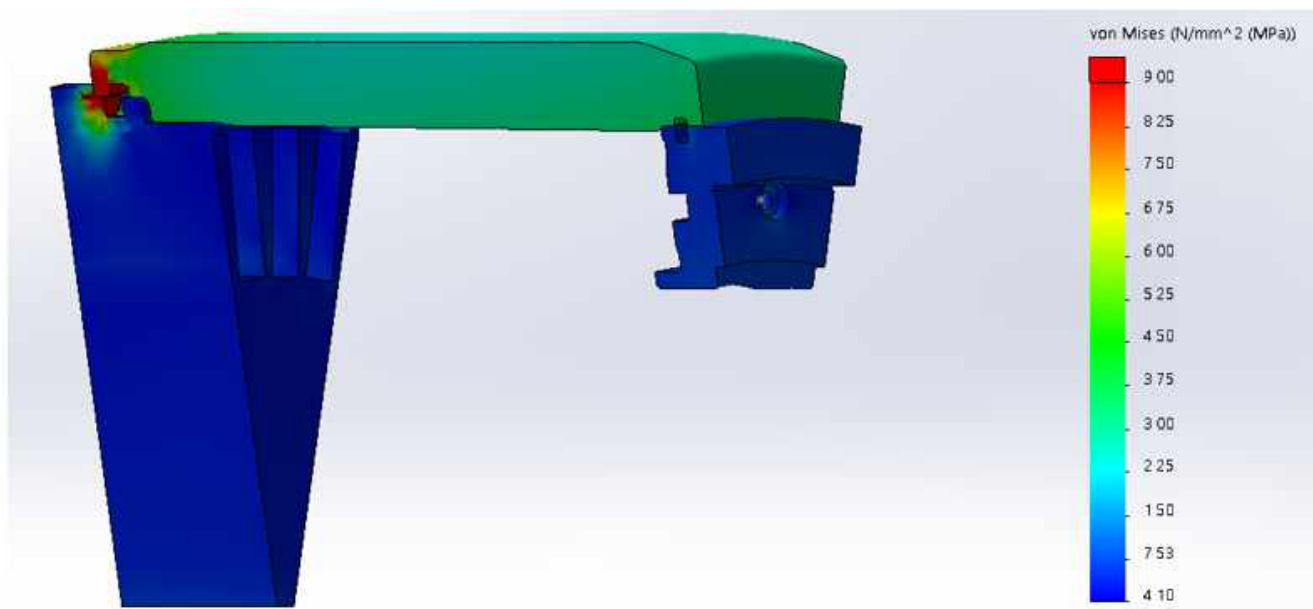


Рис. 2.18 – Загальні епюри напружень

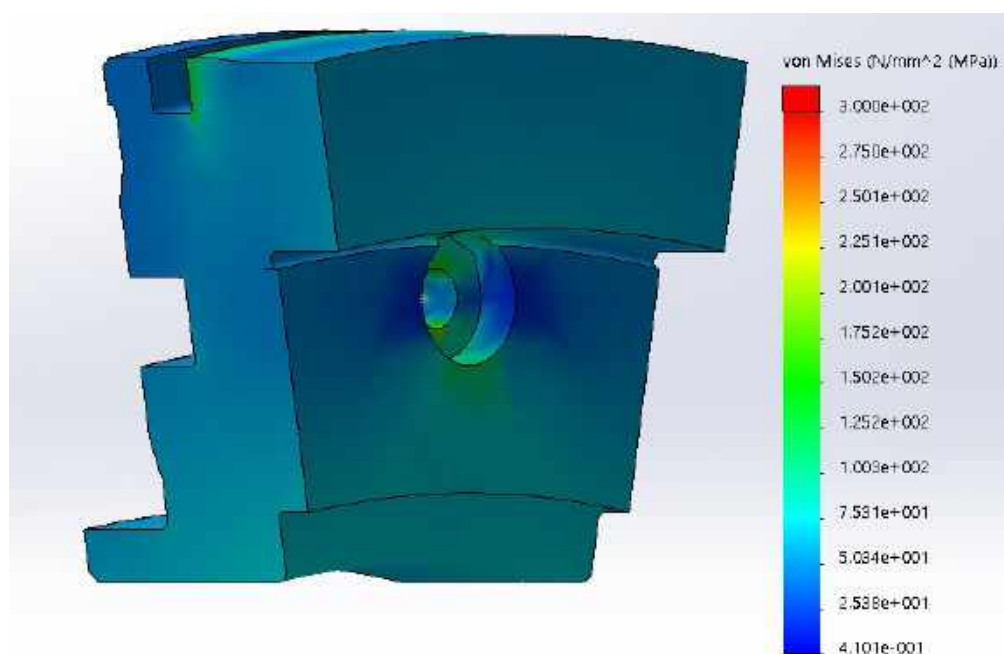


Рис. 2.19 – Епюра напруження центрального кільця

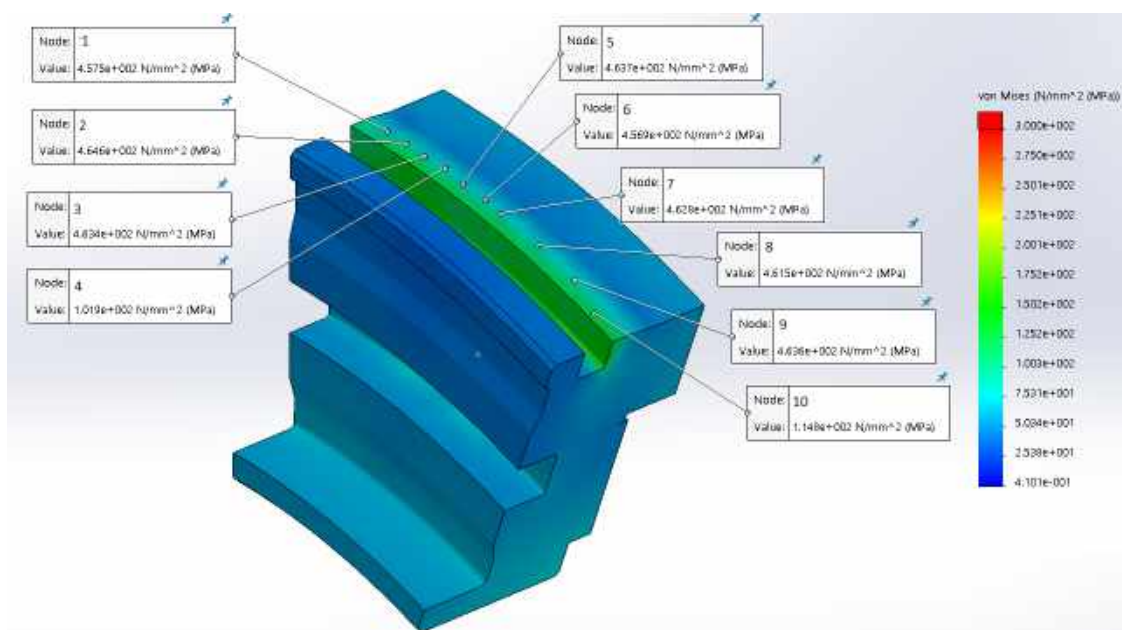


Рис. 2.20 – Розподіл напружень контактної поверхні центруючого кільця

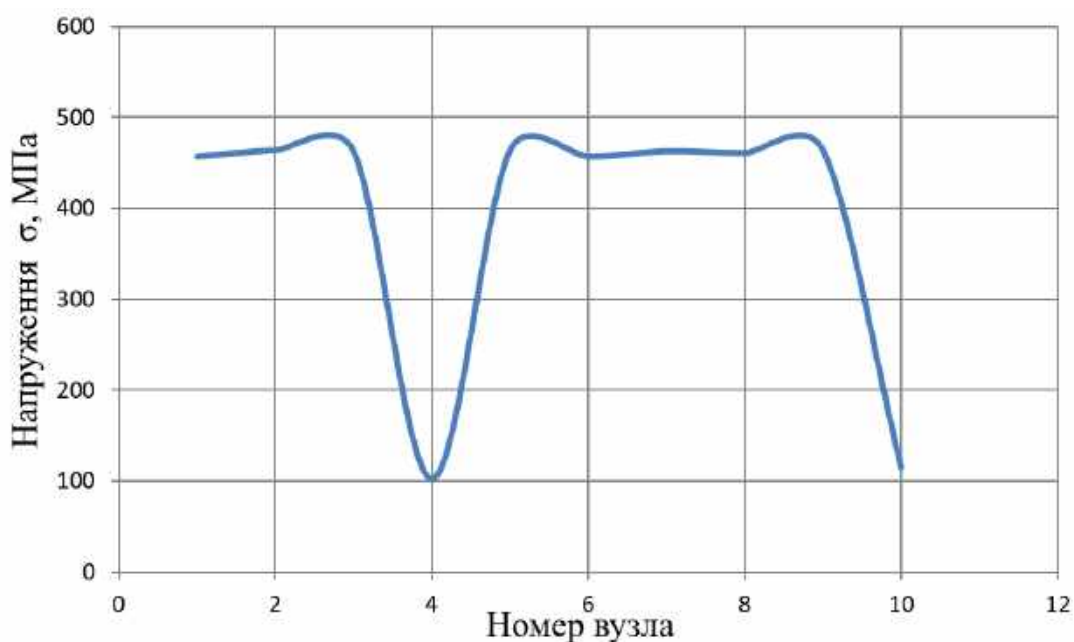


Рис. 2.21 – Графік розподілу напружень контактної поверхні центруючого кільця

Максимальне напруження в локації натягу (бандажне кільце / центруюче кільце) – 463 МПа.

Коефіцієнт запасу  $k = 687/463 = 1,48$ .

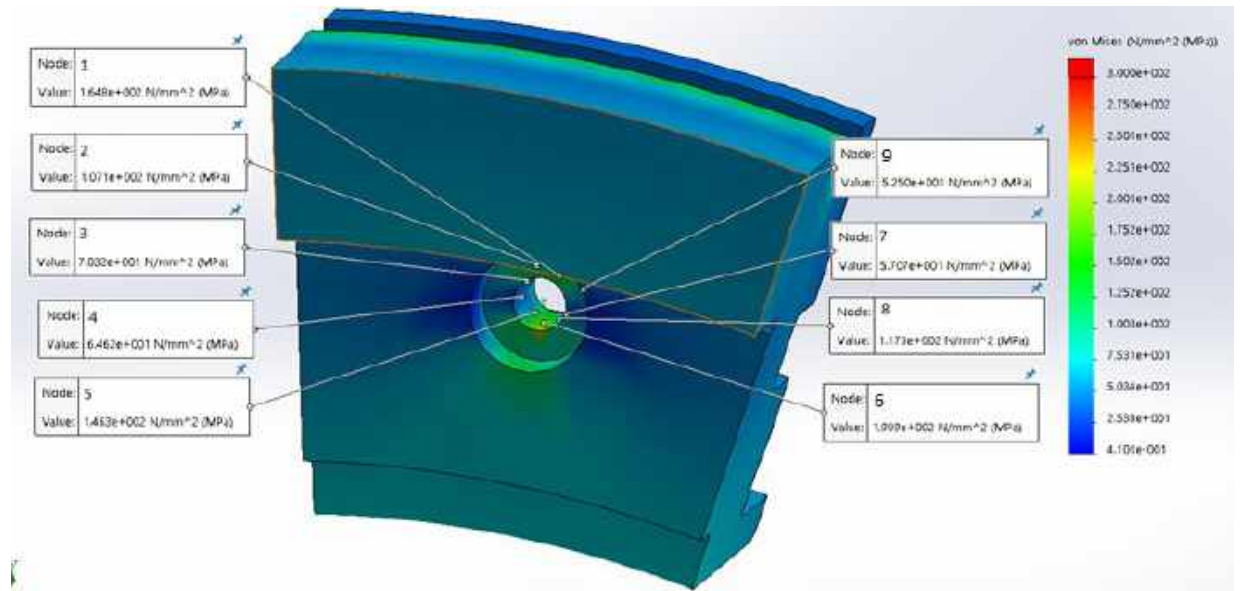


Рис. 2.22 – Розподіл напружень в отворі центруючого кільця

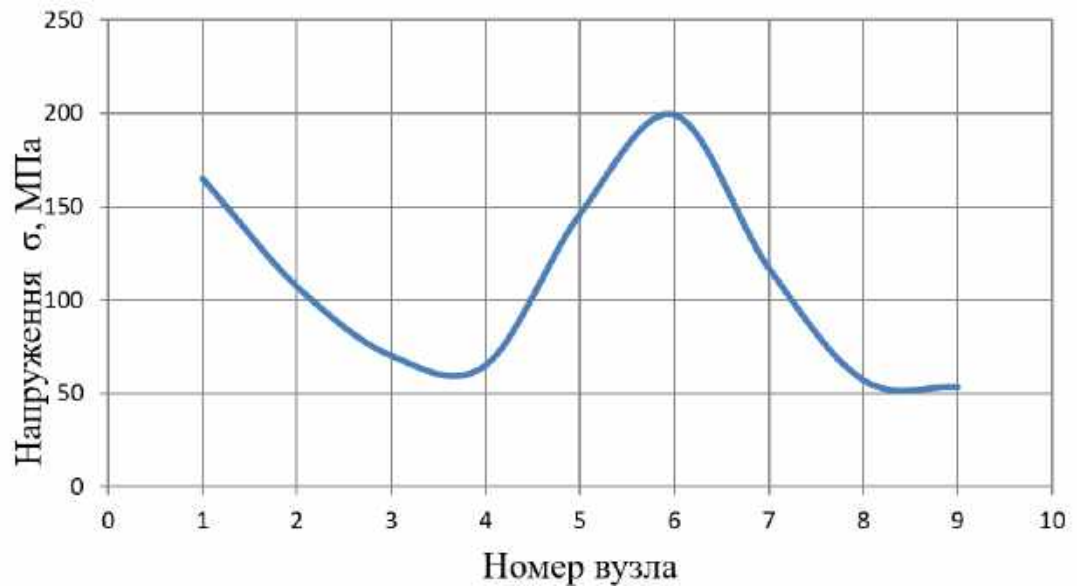


Рисунок 2.23 – Графік розподілу напружень в отворі центруючого кільця

Максимальне напруження в області отвору центруючого кільця – 200 МПа.

Коефіцієнт запасу міцності  $k = 687/200 = 3,4$ .

### 2.3.3 Розрахунок центруючого кільця при угонній частоті обертання

Для визначення напружень, що виникають в центруючому кільці від натягу і відцентрових сил, виконаний розрахунок НДС конструкції в тривимірній постановці при угонній частоті обертання ротора.

Початкові умови:

а) у місцях торкання поверхонь бандажного кільця і бочки ротора ( $\delta_1 = 2,2$  мм), бандажного кільця і центруючого кільця ( $\delta_2 = 2,2$  мм) встановлені поверхні з натягом (згідно початкових умов статичного розрахунку п.2.3.1);

б) задані умови симетрії для бочки ротора, бандажного кільця та центруючого кільця (згідно початкових умов статичного розрахунку п.2.3.1);

в) торцева поверхня бочки ротора жорстко закріплена (згідно початкових умов статичного розрахунку п.2.3.1);

г) задана угонна частота обертання  $n = 3600$  об/хв;

д) задана відцентрова сила, що впливає на бандажне кільце (див. рис. 2.16).

Значення відцентрової сили для всієї поверхні бандажного кільця визначається за формулою:

$$C = \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot W \cdot R_M = 52,86 \cdot 10^6 \text{ Н} \quad (2.53)$$

Значення відцентрової сили для сегменту визначається за формулою:

$$C_1 = \frac{20^\circ \cdot C}{360^\circ} = 2,94 \cdot 10^6 \text{ Н} \quad (2.54)$$

На рисунках 2.24 – 2.33 наведені результати розрахунку.

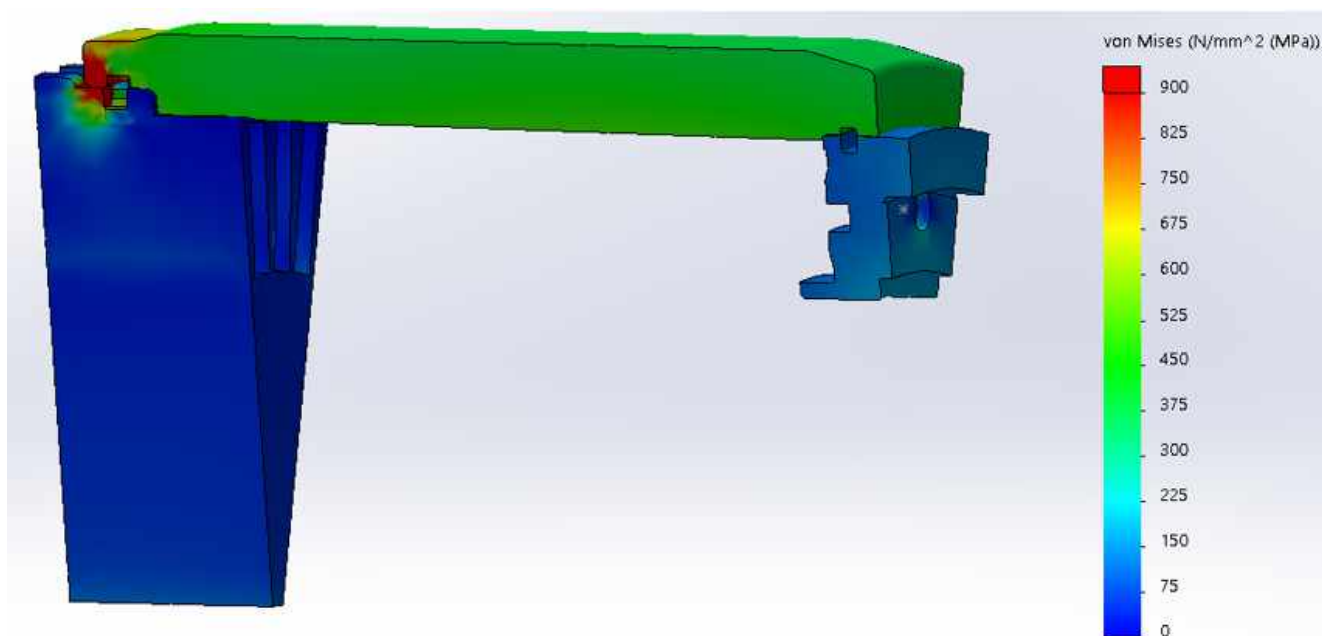


Рис. 2.24 – Загальні епюри напружень

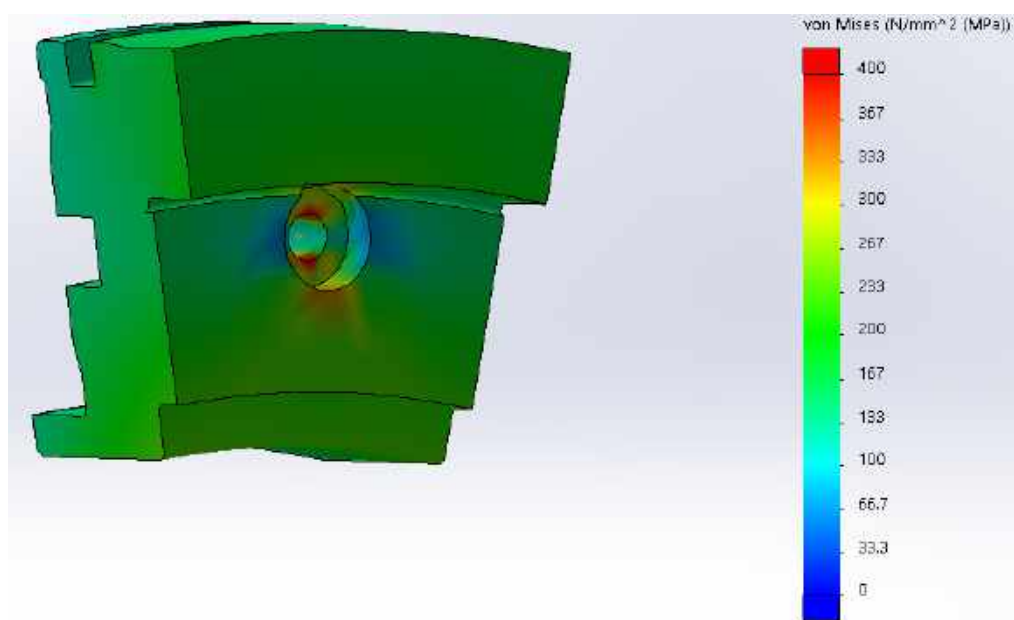


Рис. 2.25 – Епюра напружень для центруючого кільця

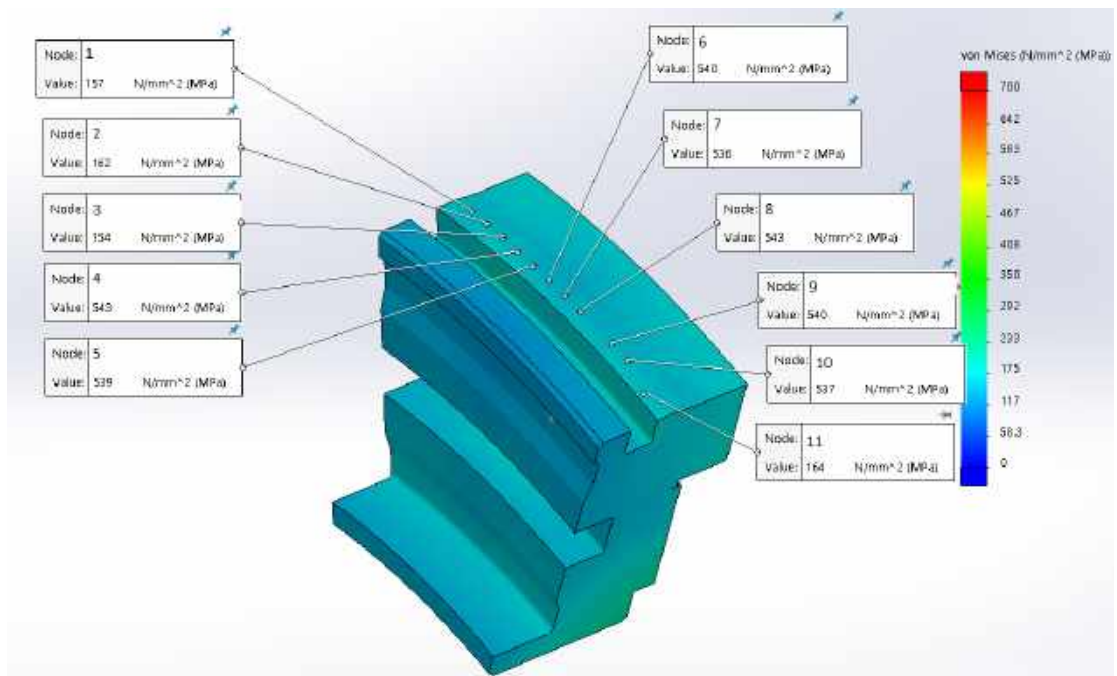


Рис. 2.26 – Розподіл напружень контактної поверхні центруючого кільця

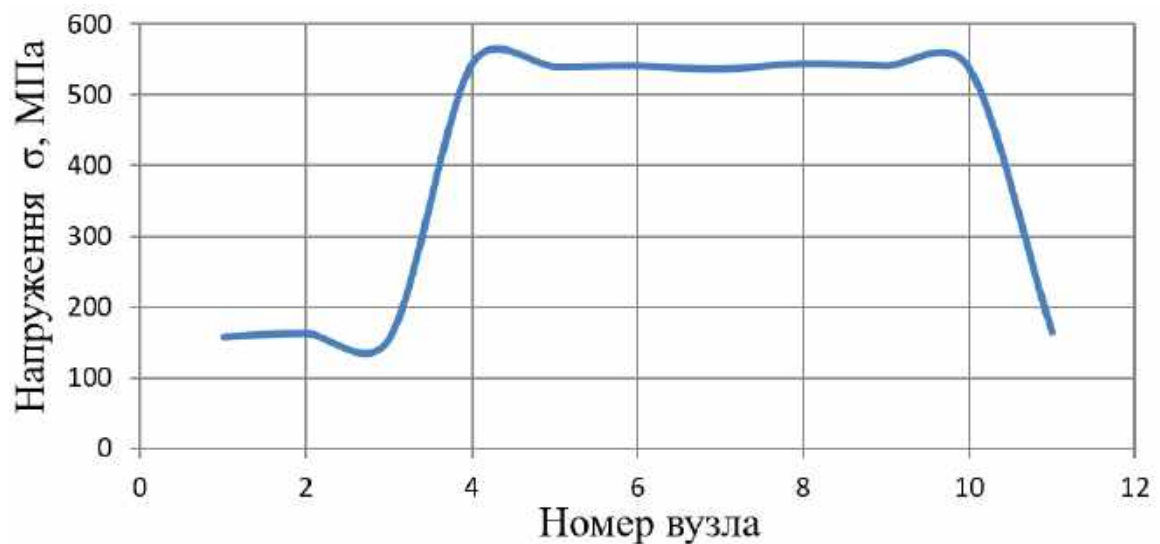


Рис. 2.27 – Графік розподілу напружень контактної поверхні центруючого кільця

Максимальне напруження в локації натягу (бандажне кільце / центруюче кільце) – 543 МПа.

Коефіцієнт запасу  $k = 687/543 = 1,26$ .

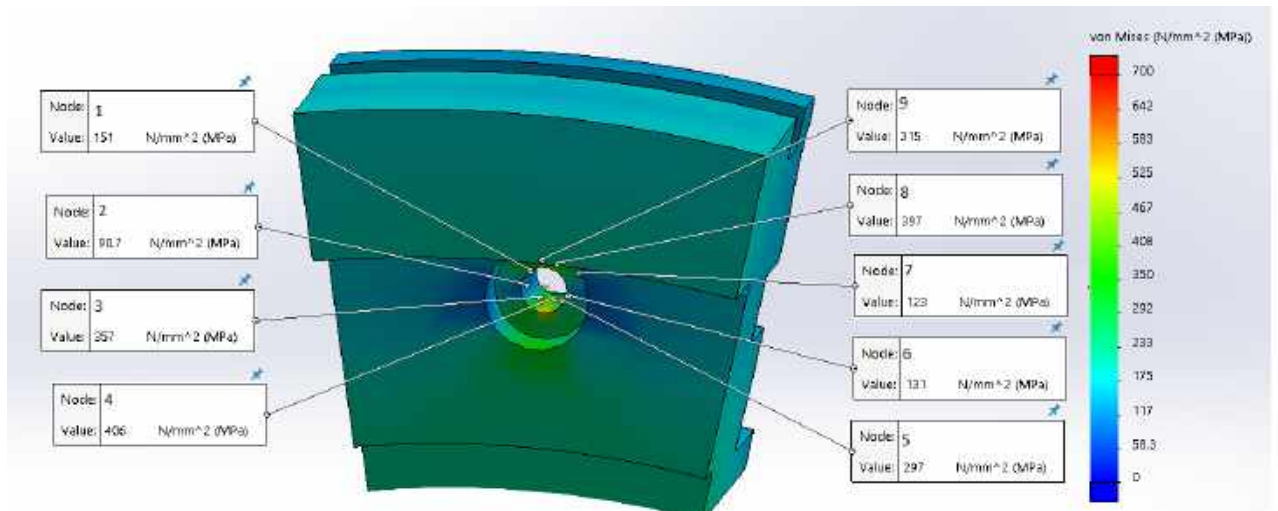


Рис. 2.28 – Розподіл напружень в отворі центруючого кільця

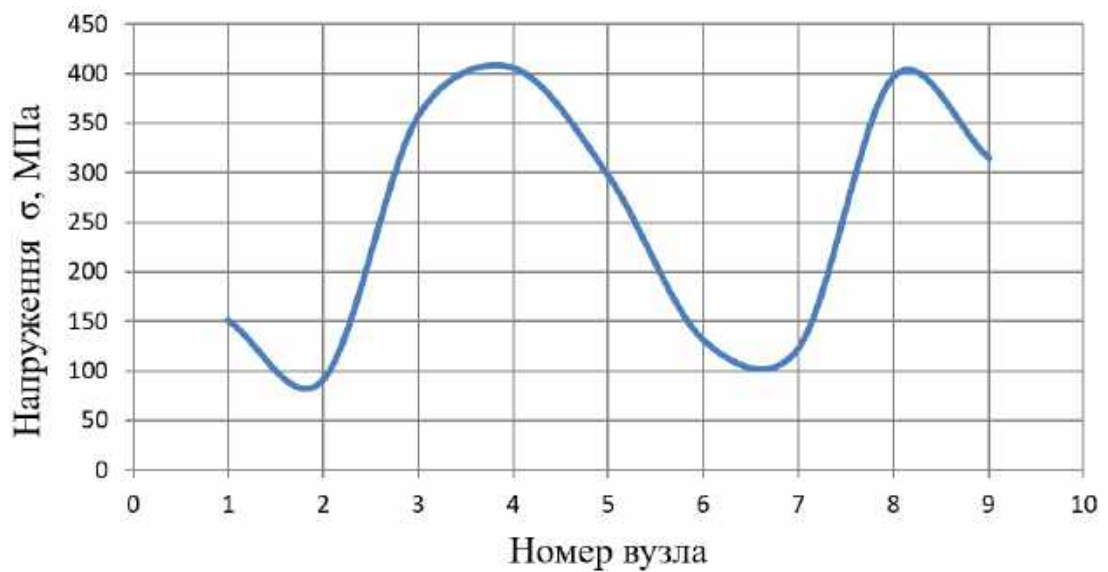


Рис. 2.29 – Графік розподілу напружень в отворі центруючого кільця

Максимальне напруження в області отвору центруючого кільця – 410 МПа.

Коефіцієнт запасу  $k = 687/410 = 1,67$ .

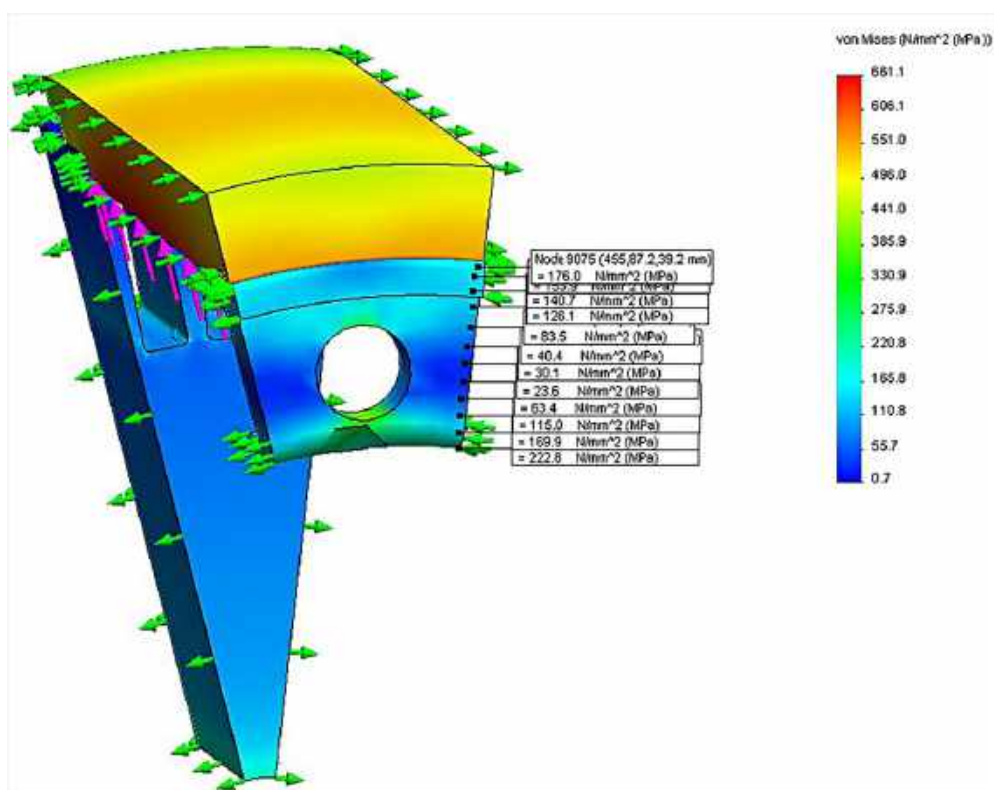


Рис. 2.30 – Розподіл напружень у перерізі між отворами зі сторони центруючого кільця

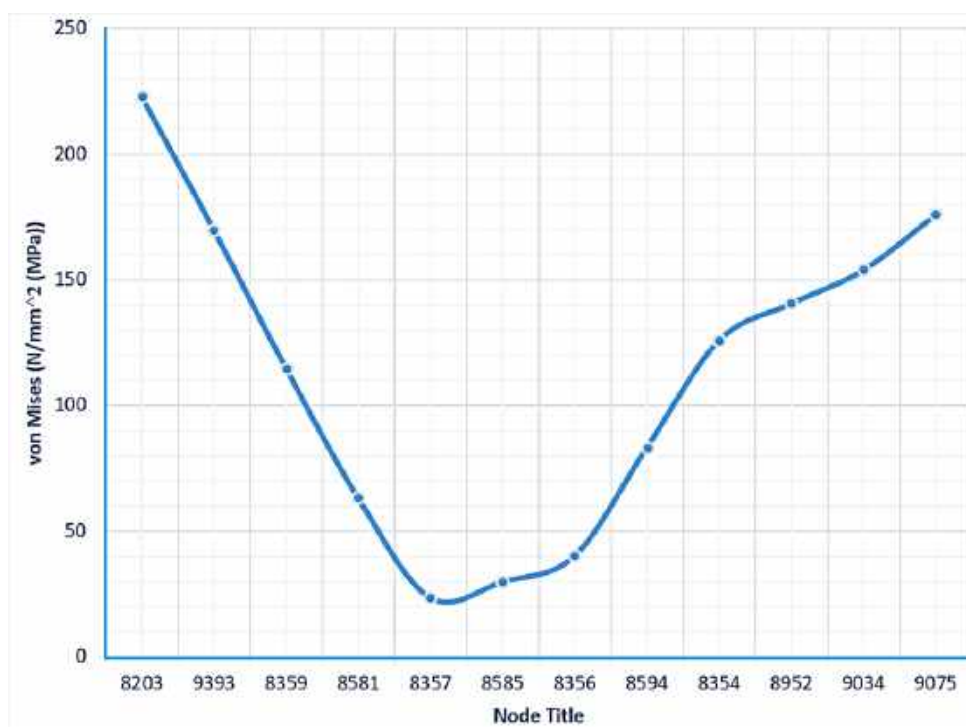


Рис. 2.31 – Графік змінення напружень уздовж радіальної координати центруючого кільця у перерізі між отворами

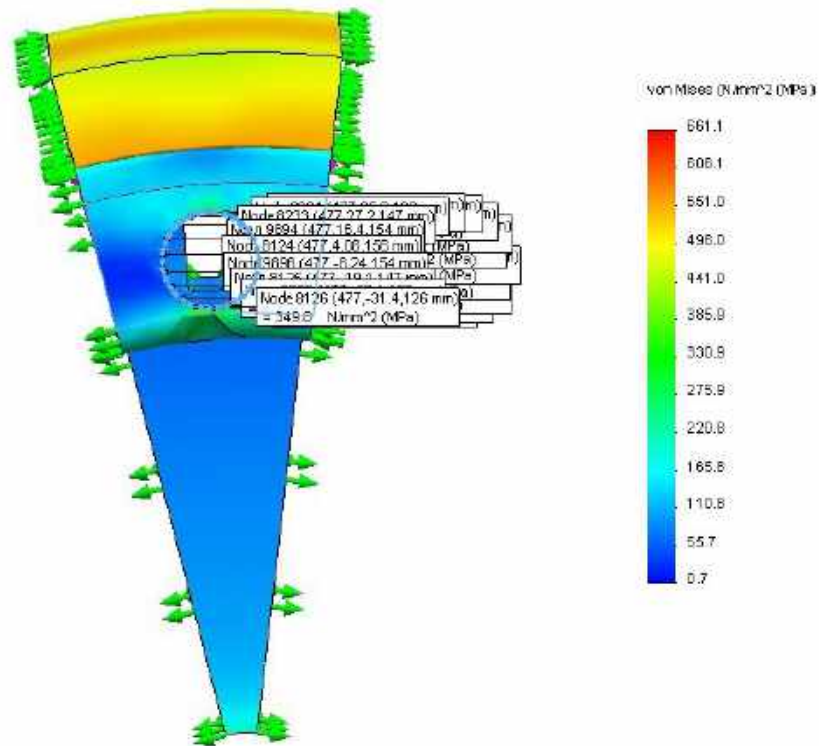


Рис. 2.32 – Розподіл напружень вздовж контуру отвору центруючого кільця

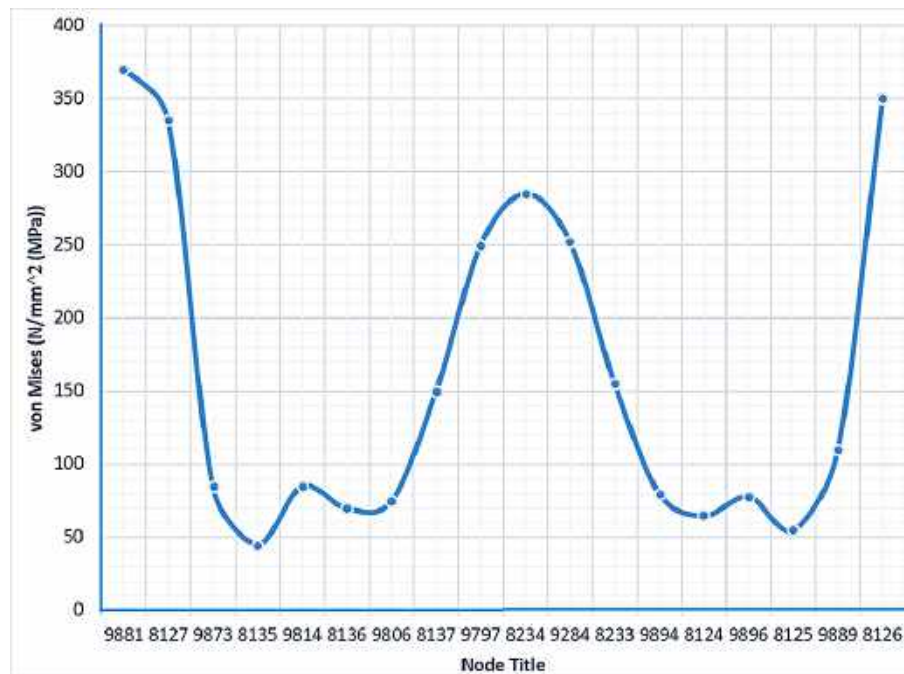


Рис. 2.33 – Графік змінення напружень по контуру отвору центруючого кільця

Максимальне напруження становить 370 МПа.

Коефіцієнт запасу міцності становить  $k = 687/370 = 1,86$ .

### 2.3.4 Визначення надійності роботи бандажного вузла.

Для визначення надійності роботи бандажного вузла було проведено дослідження податливості бандажного кільця та центруючого кільця, а також були визначені роз'єднувальні частоти для холодних і нагрітих деталей.

Результати визначення напружень в бандажному кільці від відцентрової сили лобової частини обмотки та від власних відцентрових сил бандажного кільця при угонній частоті обертання наведені на рис. 2.34 – 2.35.

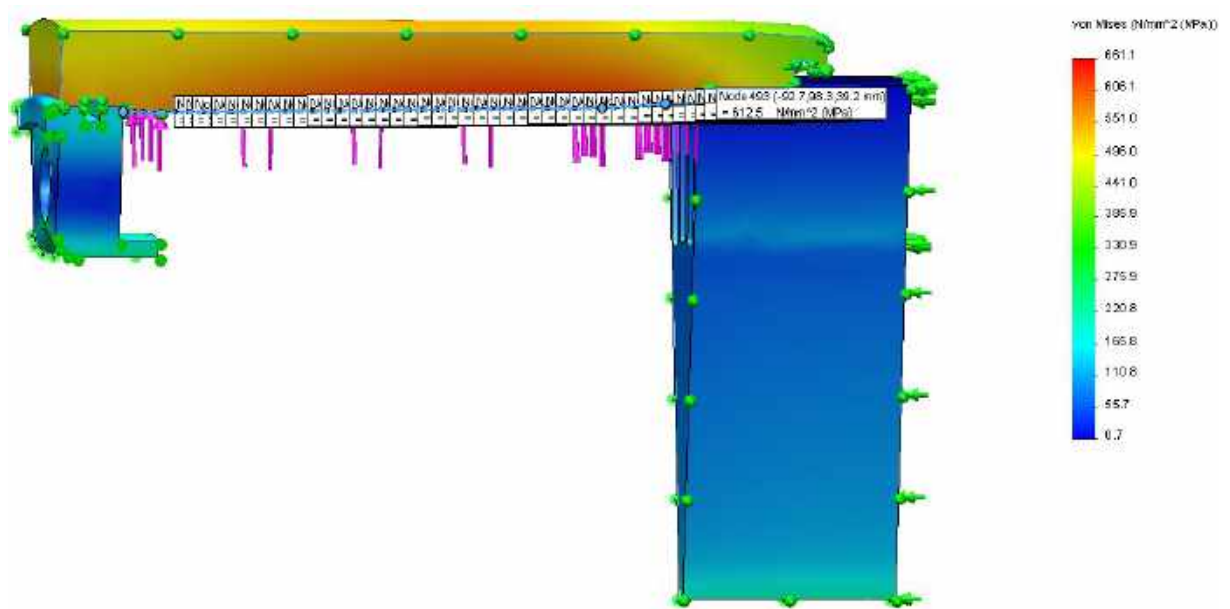


Рис. 2.34 – Поле напружень в бандажному кільці

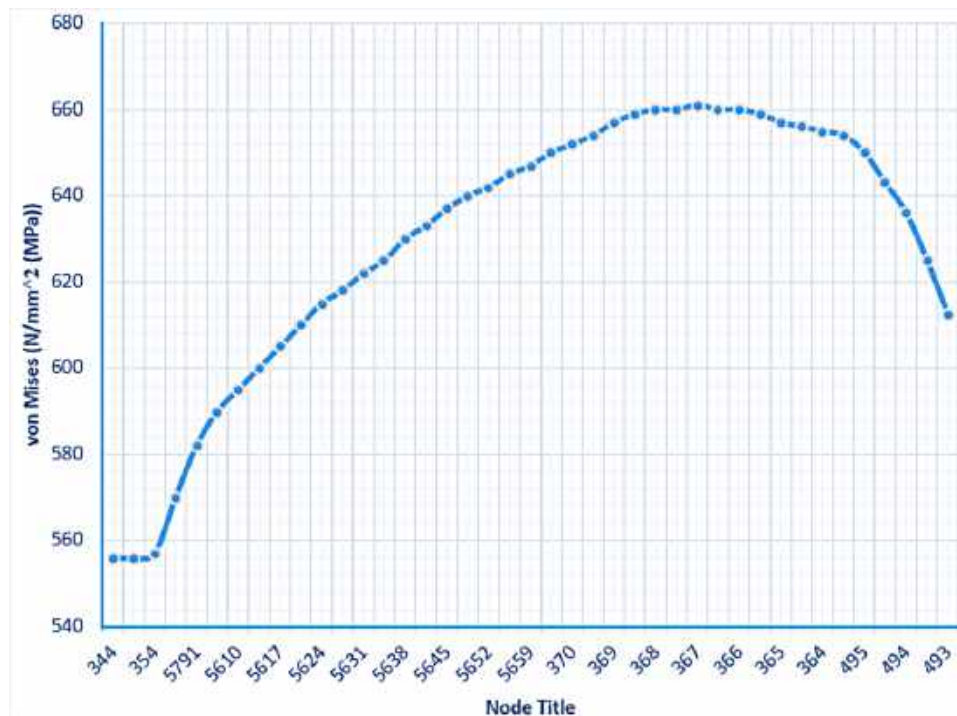


Рис. 2.35 – Графік змінення напружень вздовж поздовжньої осі бандажного кільця

Максимальне напруження в бандажному кільці становить 661 МПа.

Коефіцієнт запасу міцності становить  $k = 900/661 = 1,36$ .

Результати розрахунків для визначення податливості і коефіцієнта деформації бандажного кільця зі сторони бочки ротора наведені на рис. 2.36 – 2.37.

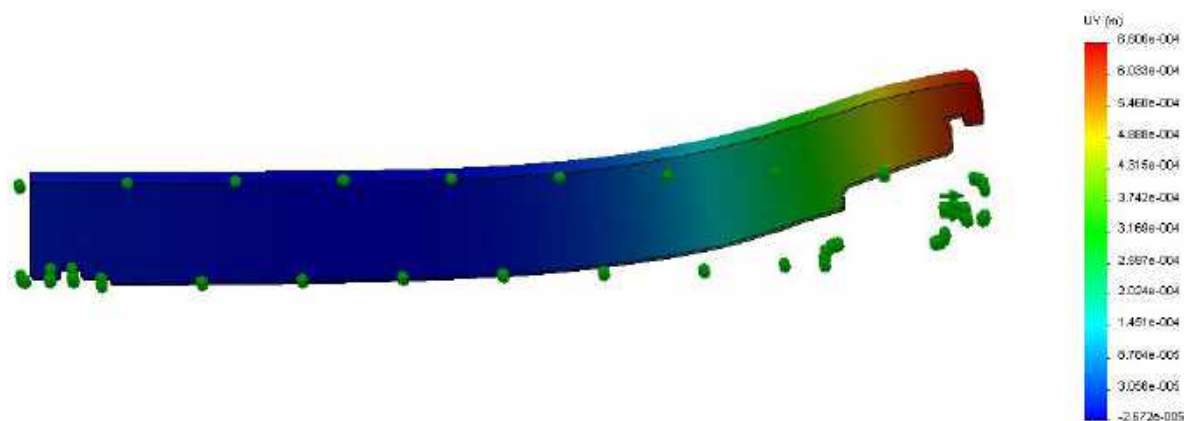


Рис. 2.36 – Поле переміщень в бандажному кільці при радіальному навантаженні зі сторони бочки ротора (статика)

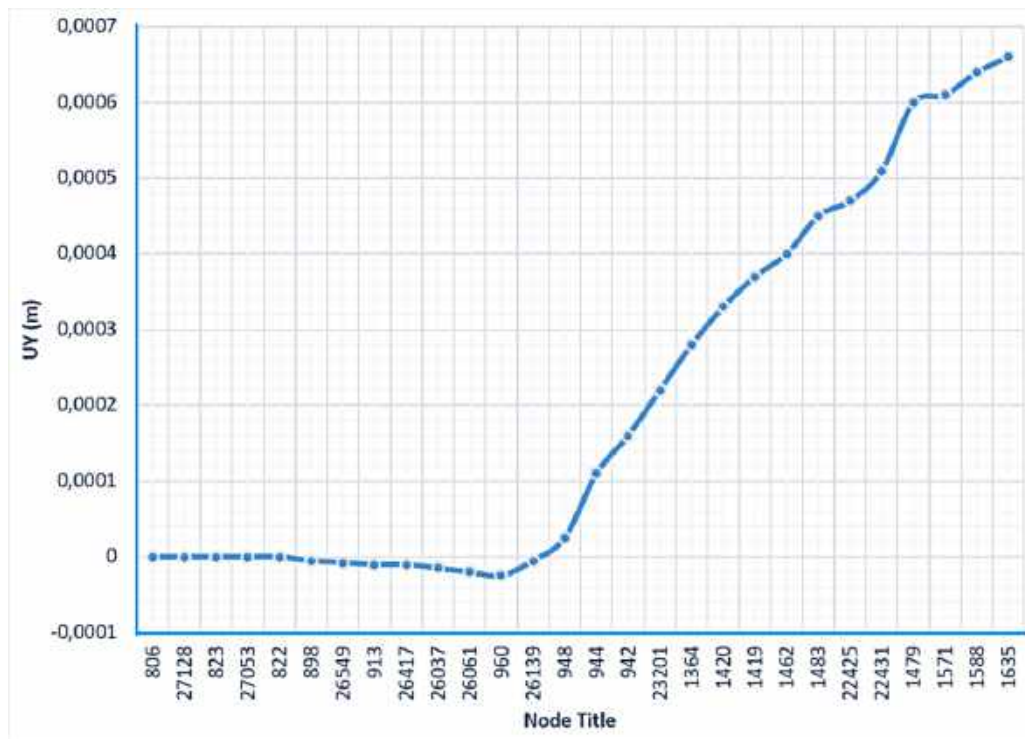


Рис. 2.37 – Графік змінення переміщень уздовж твірної бандажного кільця (статика)

Радіальне переміщення  $U_{сер.} = 5,5 \cdot 10^{-4}$  м.

Діаметральна податливість зовнішнього діаметра бандажного кільця визначається за формулою:

$$\lambda^{бк} = \frac{2 \cdot U_{сер.}}{P} = 1,1 \cdot 10^{-10} \text{ Н/м} \quad (2.55)$$



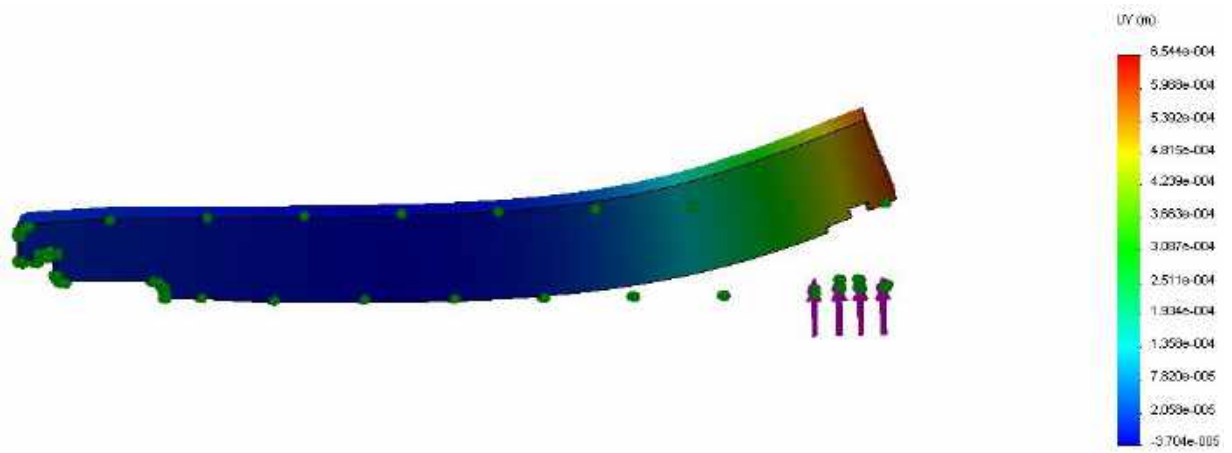


Рис. 2.39 – Поле переміщень в бандажному кільці при радіальному навантаженні зі сторони центруючого кільця (статика)

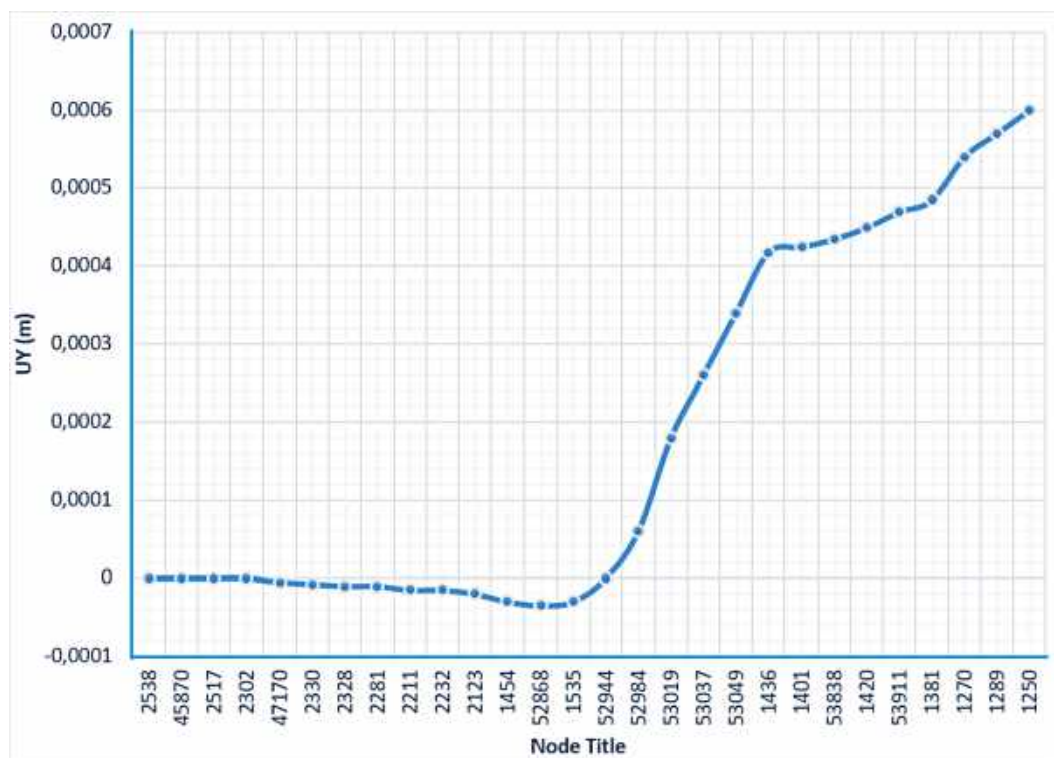


Рис. 2.40 – Графік змінення переміщень уздовж твірної бандажного кільця (статика)

Середня радіальна деформація  $U_{сер.} = 5,75 \cdot 10^{-4}$  м.

Діаметральна податливість зовнішнього діаметра бандажного кільця визначається за формулою:

$$\lambda^{бк} = \frac{2 \cdot U_{сер.}}{P} = 1,2 \cdot 10^{-10} \text{ Н/м} \quad (2.57)$$

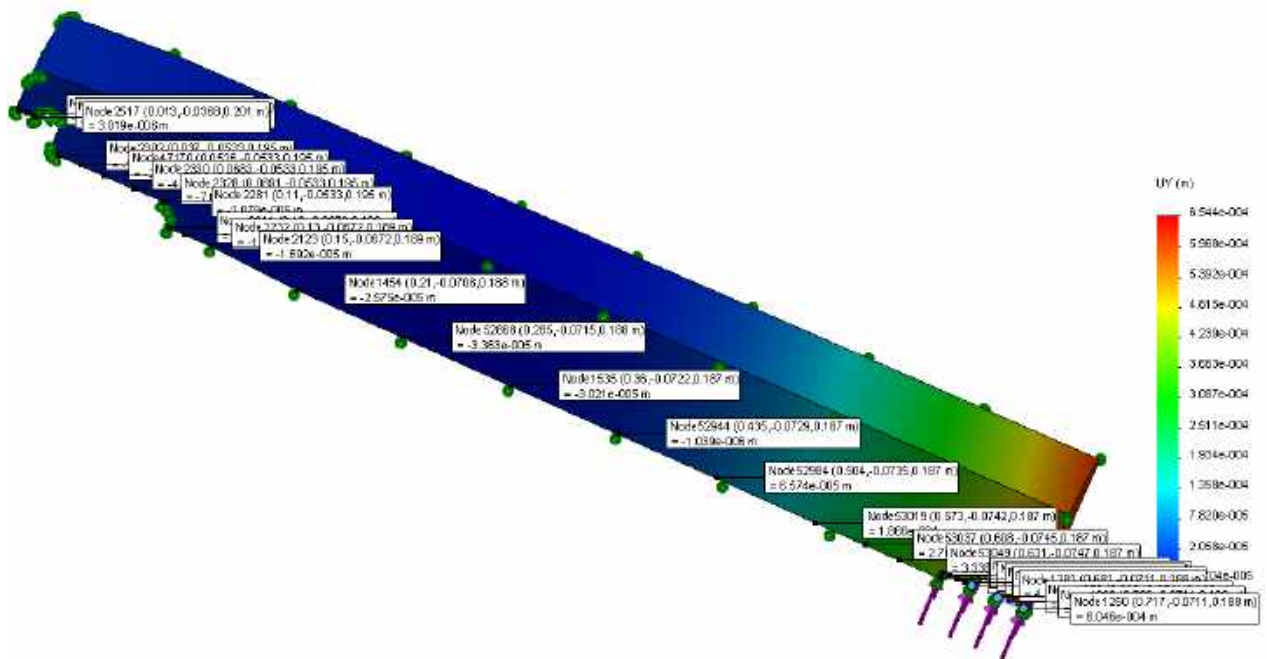


Рис. 2.41 – Поле переміщень в бандажному кільці при радіальному навантаженні зі сторони центруючого кільця (угонна частота обертання)

Середня деформація  $U_{сер.} = 4,5 \cdot 10^{-4}$  м.

Діаметральна податливість внутрішнього діаметра бандажного кільця зі сторони центруючого кільця визначається за формулою:

$$\lambda_{11}^{бк} = \frac{2 \cdot U_{сер.}}{P} = 1,1 \cdot 10^{-10} \text{ Н/м} \quad (2.58)$$

Результати розрахунків для визначення коефіцієнта деформації внутрішнього діаметра бандажного кільця наведені на рис. 2.42 – 2.43.

Прикладене навантаження – відцентрова сила обмотки.

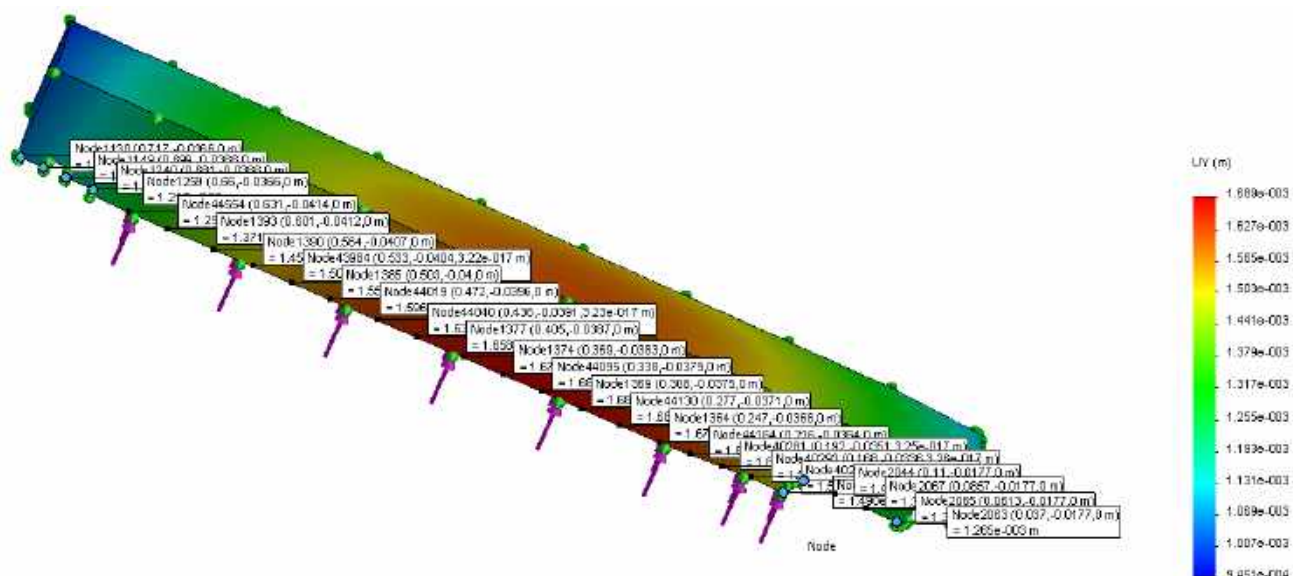


Рис. 2.42 – Поле переміщень в бандажному кільці під дією відцентрових сил від обмотки (номінальна частота обертання)

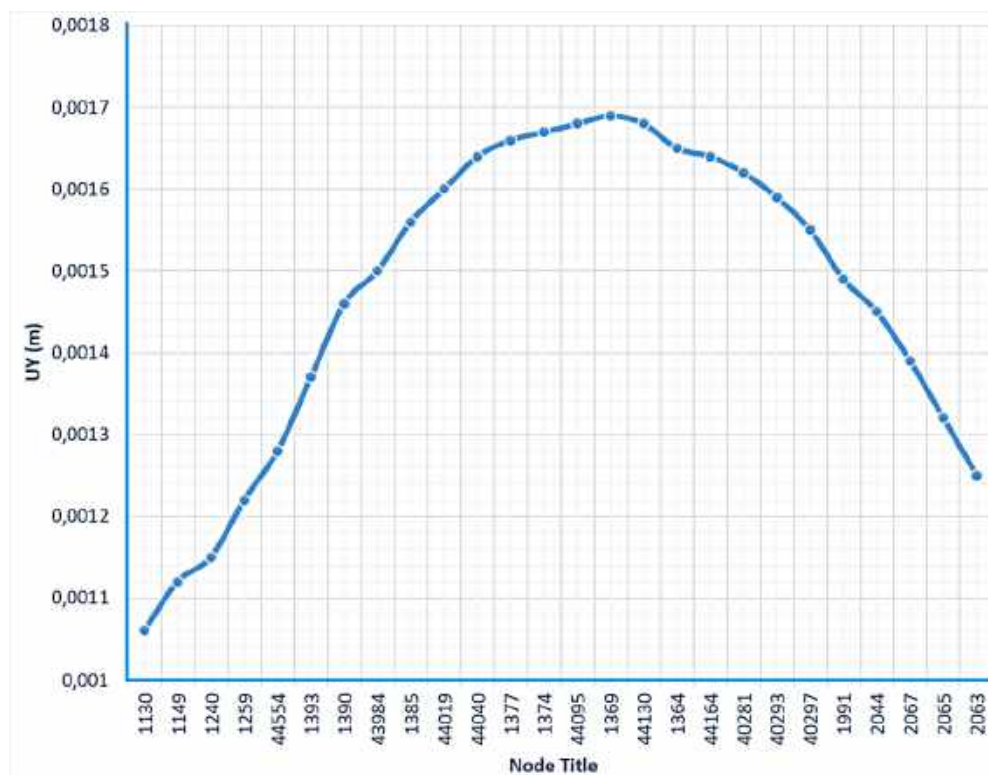


Рис. 2.43 – Графік змінень переміщень уздовж твірної бандажного кільця під дією відцентрових сил від обмотки (номінальна частота обертання)

Результати розрахунків для визначення податливості зовнішнього діаметру центруючого кільця турбогенератора від сил, прикладених на ньому, наведені на рис. 2.44 – 2.45.

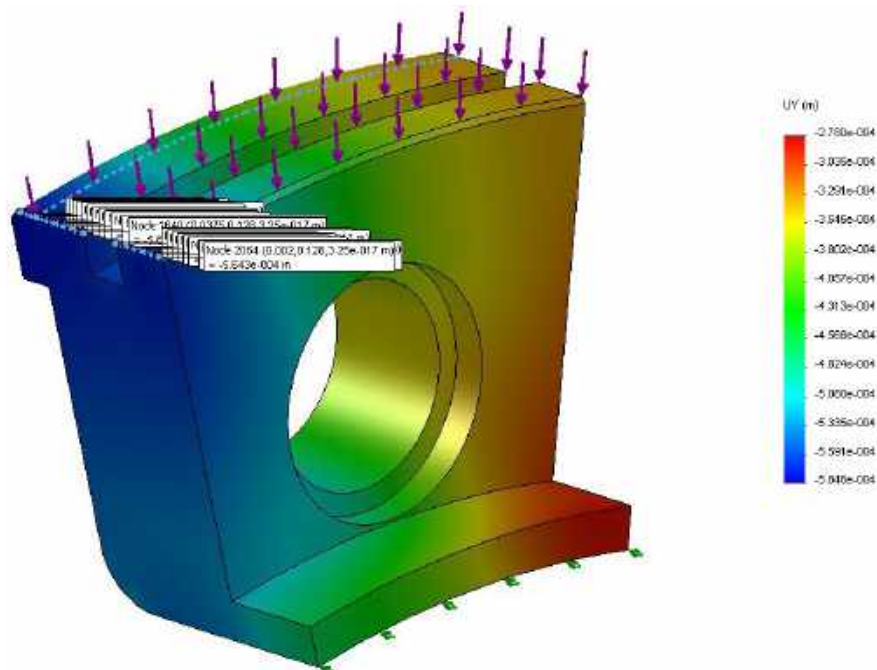


Рис. 2.44 – Поле переміщень в центруючому кільці під дією радіального навантаження

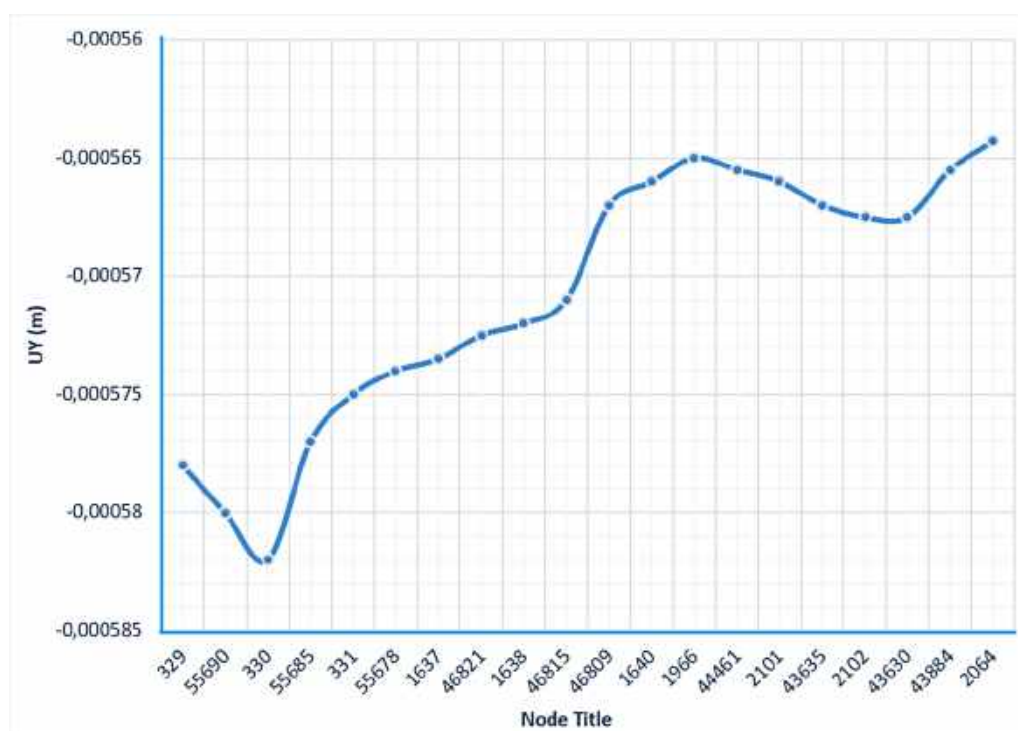


Рис. 2.45 – Графік змінення переміщень вздовж твірної центруючого кільця під дією радіального навантаження (статика)

Середнє радіальне переміщення  $U_{\text{сер.}} = 5,75 \cdot 10^{-4}$  м.

Діаметральна податливість зовнішнього діаметра центруючого кільця визначається за формулою:

$$\lambda_{22} = \frac{2 \cdot U_{\text{сер.}}}{P} = 1,15 \cdot 10^{-10} \text{ Н/м} \quad (2.59)$$

Результати розрахунків для визначення коефіцієнта деформації зовнішнього діаметру центруючого кільця при впливі інерційних сил при номінальній частоті обертання наведені на рис. 2.46 – 2.47.

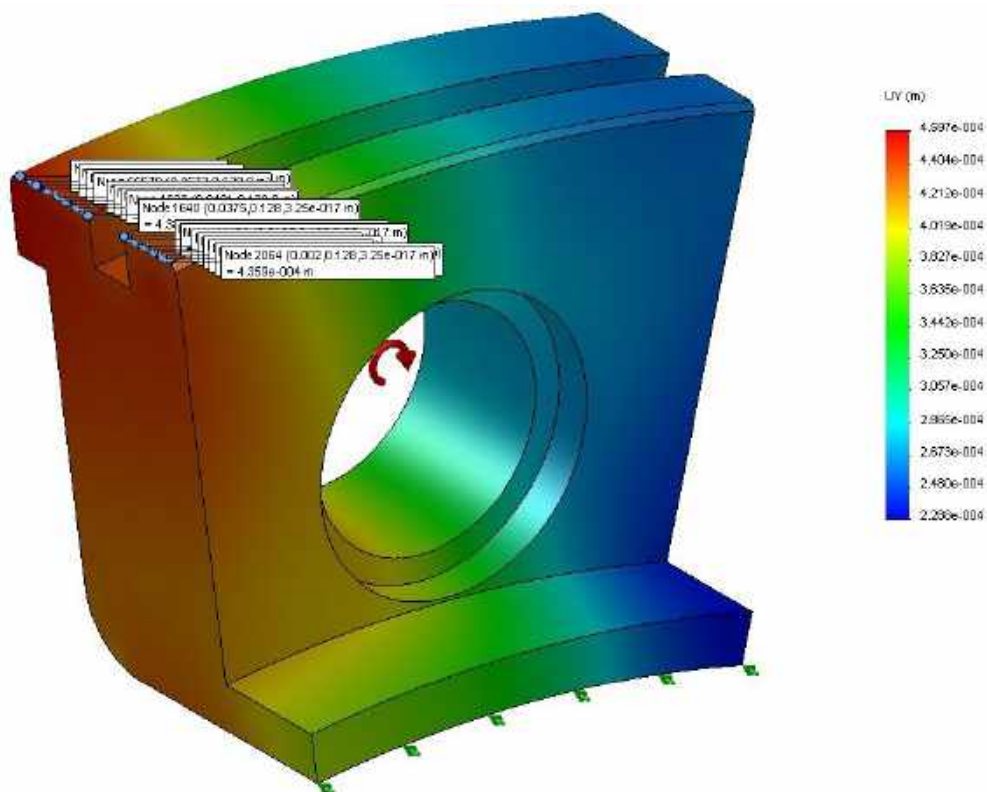


Рис. 2.46 – Поле переміщень в центруючому кільці

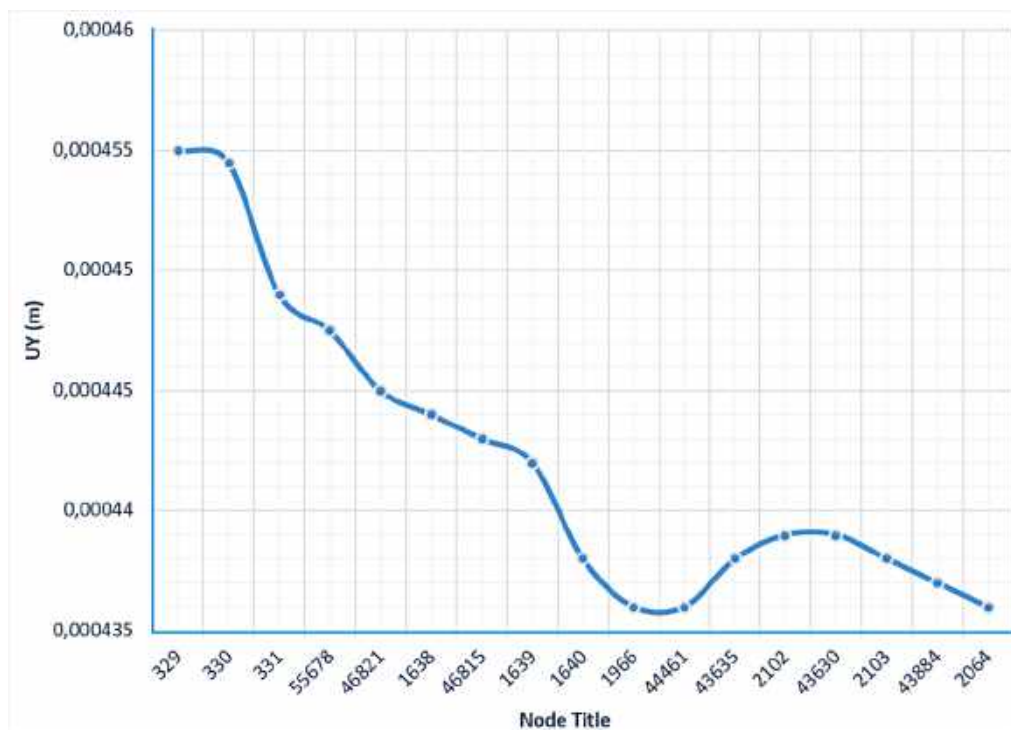


Рис. 2.47 – Графік змінення переміщень уздовж твірної центруючого кільця

Середня радіальна деформація центруючого кільця  $\Delta r_{\text{сер.}} = 4,5 \cdot 10^{-4}$  м.

Коефіцієнт деформації зовнішнього діаметра центруючого кільця визначається за формулою:

$$k_{2\text{цк}} = \frac{2 \cdot \Delta r_{\text{сер.}}}{3000^2} = 1,1 \cdot 10^{-10} \text{ м}/(\text{об}/\text{хв})^2 \quad (2.60)$$

Середня радіальна деформація носика бандажного кільця зі сторони бочки ротора становить  $\Delta r_{\text{сер.}} = 1,35 \cdot 10^{-3}$  м.

Середня радіальна бандажного кільця зі сторони центруючого кільця становить  $\Delta r_{\text{сер.}} = 1,15 \cdot 10^{-3}$  м.

Максимальна деформація в середній частині кільця бандажного становить  $\Delta_{1\text{max}} = 1,689 \cdot 10^{-3}$  м.

Коефіцієнт деформації внутрішнього діаметра бандажного кільця визначається за наступними формулами:

- носика бандажного кільця зі сторони бочки ротора

$$k_1^{\text{бб}} = \frac{2 \cdot \Delta r_{\text{сер.}}}{3600^2} = 2,083 \cdot 10^{-10} \text{ м/(об/хв)}^2 \quad (2.61)$$

- кінця бандажного кільця зі сторони центруючого кільця

$$k_1^{\text{бк}} = \frac{2 \cdot \Delta r_{\text{сер.}}}{3600^2} = 1,775 \cdot 10^{-10} \text{ м/(об/хв)}^2 \quad (2.62)$$

– середньої частини бандажного кільця (максимальне значення)

$$k_{1\text{max}} = \frac{2 \cdot \Delta_{1\text{max}}}{3600^2} = 2,606 \cdot 10^{-10} \text{ м/(об/хв)}^2 \quad (2.63)$$

Ослаблення натягу в номінальному режимі бандажного кільця зі сторони бочки ротора визначається за формулою:

$$\Delta_{\text{бп}} = D_1 \cdot (\alpha_{\text{бк}} \cdot T_{\text{бк}} - \alpha_p \cdot T_p) = 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad (2.64)$$

де:  $D_1 = 1,098$  м – посадковий діаметр бандажного кільця.

Ослаблення натягу в номінальному режимі бандажного кільця зі сторони центруючого кільця визначається за формулою:

$$\Delta_{\text{бк}} = D_2 \cdot (\alpha_{\text{бк}} \cdot T_{\text{бк}} - \alpha_p \cdot T_p) = 0,63 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad (2.65)$$

де:  $D_2 = 1,062$  м – зовнішній діаметр встановлення центруючого кільця на бочку ротора.

Роз'єднувальна частота обертання холодного бандажного кільця та бочки ротора визначається за формулою:

$$n_1 = \sqrt{\frac{\sigma_{1\text{min}}}{k_1^{\text{бк}} - k_2^{\text{бп}}}} = 3609 \text{ об / хв.} \quad (2.66)$$

Роз'єднувальна частота обертання холодного бандажного кільця та центруючого кільця визначається за формулою:

$$n_1 = \sqrt{\frac{\sigma_{2\min}}{k_1^{\text{ок}} - k_2^{\text{ук}}}} = 4938 \text{ об / хв.} \quad (2.65)$$

Роз'єднувальна частота обертання нагрітого бандажного кільця зі сторони бочки ротора визначається за формулою:

$$n_1 = \sqrt{\frac{\sigma_{1\min} - \Delta_{\text{оп}}}{k_1^{\text{ок}} - k_2^{\text{оп}}}} = 3000 \text{ об / хв.} \quad (2.67)$$

Роз'єднувальна частота обертання нагрітого бандажного кільця зі сторони центруючого кільця визначається за формулою:

$$n_1 = \sqrt{\frac{\sigma_{2\min} - \Delta_{\text{ок}}}{k_1^{\text{ок}} - k_2^{\text{ук}}}} = 4050 \text{ об / хв.} \quad (2.68)$$

## 2.4 Висновки до другого розділу

1. Проведено механічний розрахунок бандажного вузла ротора турбогенератора аналітичним методом. Отримані значення напружень у бандажному кільці від діючих на нього зусиль. Отримані значення напружень та переміщень у бандажному кільці від посадки на центруюче кільце та бачку ротора. Визначені зусилля між бандажним кільцем та бочкою ротора та роз'єднувальні швидкості.

2. Представлена методологія вибору натягу бандажних кілець на ротор турбогенератора та вперше проведені розрахунки напружень в тривимірній постановці в деталях бандажного вузла ротора.

3. В ході розрахунків встановлено, що для основних елементів турбогенератора потужністю 200 МВт:

1) роз'єднувальні частоти обертання становили:

- бандажного кільця – бочки ротора холодного  $n_{1x} = 3609$  об/хв;

- бандажного кільця – бочки ротора нагрітого  $n_{1r} = 3000$  об/хв;

- бандажного кільця – центруючого кільця холодного  $n_{2x} = 4938$  об/хв;

- бандажного кільця – центруючого кільця нагрітого  $n_{2r} = 4050$  об/хв.

2) коефіцієнти запасу міцності при угонній частоті обертання та максимальному натязі становили:

- бандажного кільця 1,36;

- центруючого кільця 1,3;

3) максимальні напруження 685 МПа виникають у центруючому кільці при спокої та мають локальний характер. При номінальній та угонній частотах обертання напруження не перевищують допустиме значення.

3. Розраховані значення податливостей та коефіцієнтів деформацій, що враховують дійсну конфігурацію перерізів центруючого кільця та кінцевих перерізів бандажного кільця, можуть бути використані для уточненого розрахунку вузла традиційним методом теорії пружності. При цьому для визначення максимальних напружень у бандажному кільці необхідно користуватися максимальним коефіцієнтом деформації  $k_{1max}$ .

## 2.5 Література до другого розділу

1. Pidgurskyi M., Pidgurskyi I., Stashkiv M., Ihnatieva V., Danylchynko S., Bykiv D., Pidluzhnyi O. (2023) Peculiarities of studying the stress-strain state of structural steel perforated beams using the finite element method. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, vol 111, no 3, pp. 126–138. [https://doi.org/10.33108/visnyk\\_tntu2023.03.126](https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2023.03.126)

2. O. Tretiak, S. Kravchenko, O. Bohozhavets, V. Nazarenko, A. Zhukov. Methodology for Determining the Tension of Banding Rings of Medium-Power Turbogenerators. No. 1-2 (2023): *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*. ISSN: 2078-774X,

<https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.06>

3. Tretiak, O., Kravchenko, S., Gakal, P., Shestak, B., Serhiienko, S., & Nazarenko, V. (2025). Створення методу визначення запасів міцності елементів конструкцій бандажних вузлів турбогенераторів. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 0(4sup2), 149-159. <https://doi.org/doi.org/10.32620/akt.2025.4sup2.17>

4. О.В. Третьак, С.С. Кравченко, П.Г. Гакал, Б.К. Шестак, С.А. Сергієнко, В.В. Назаренко. Аналіз напружено-деформованого стану бандажного вузла для оцінки можливості підвищення потужності турбогенератора. *XXX - міжнародний конгрес двигунобудівників*: – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2025 – 65 с. <https://doi.org/10.32620/IPEC.25>

5. Tretiak, O., Kritskiy, D., Kobzar, I., Arefieva, M. et al., “Stress-Strained State of the Thrust Bearing Disc of Hydrogenerator-Motor,” *Computation* 11 (2023): 60, <https://doi.org/10.3390/computation11030060>

## РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ НДС ВАЛА

### 3.1 Тривимірний розрахунок НДС вала

Математична модель стаціонарного напружено-деформованого стану ротора турбогенератора ґрунтується на системі відомих диференціальних рівнянь у часткових похідних, що застосовуються для розв'язання стаціонарних задач структурної механіки. Визначення механічних напружень та деформацій вала в тривимірній постановці методом скінченних елементів виконане в програмному комплексі SolidWorks Simulation [1-3].

Основною розрахунковою величиною для оцінки напружено-деформованого стану ротора турбогенератора було обрано еквівалентні механічні напруження за фон Мізесом, які широко застосовуються під час аналізу міцності конструкцій. Ці напруження відображають усереднене значення напруженого стану в одиниці об'єму матеріалу, що виникає внаслідок одночасної дії сил різної величини, напрямку та фізичної природи. Дослідження було зосереджене на механічних напруженнях у сталі ротора, отримані розрахункові значення порівнювали з межею плинності відповідного матеріалу.

Мета розрахунку: визначення напружень та критичних частот для оцінки міцності вала ротора.

На рис. 3.1 представлений ескіз вала турбогенератора для розрахунків.



Рис. 3.1 – Ескіз вала

У таблиці 3.1 зазначенні вихідні данні для виконання розрахунку.

Вихідні данні для виконання розрахунку

Назва параметру	Значення
Номінальна потужність $P_N$ , МВт	200
Частота обертання $n_N$ , об/хв	3000
Частота електричного струму $f$ , об/хв	50
Межа плинності матеріалу $\sigma_{0,2}$ , МПа	687

Для розрахунку НДС було побудовано тривимірну САD-модель вала ротора. Геометрія моделі була частково спрощена зі збереженням ключових елементів задля зниження обчислювальних витрат.

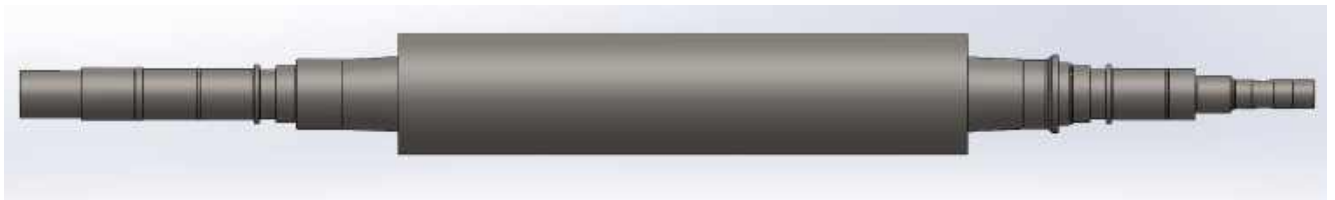


Рис.3.2 – Розрахункова модель вала

Окрім впливу моменту короткого замикання враховані також навантаження на кінці вала від впливу ваги конструктивних компонентів.

### 3.1.1 Розрахунок критичних частот вала.

Мета розрахунку: визначення динамічних характеристик опор вала ротора.

Значення динамічних характеристик в опорах залежать від виду опорних пристроїв. Ротор турбогенератора спирається на підшипники ковзання.

Початкові умови:

а) задані зусилля на підшипникових шийках вала (Рис.3.3);



Рис.3.3 – Зусилля на підшипникових шийках вала

б) задані частота обертання (номінальна) та розподіл мас елементів вала (Рис.3.4);



Рис.3.4 – Частота обертання (номінальна)

в) непоказані елементи ротора були розглянуті в якості додаткових мас.  
Для розрахунку використовується сітка змішаного типу для всіх елементів конструкції (див. рис. 3.5).

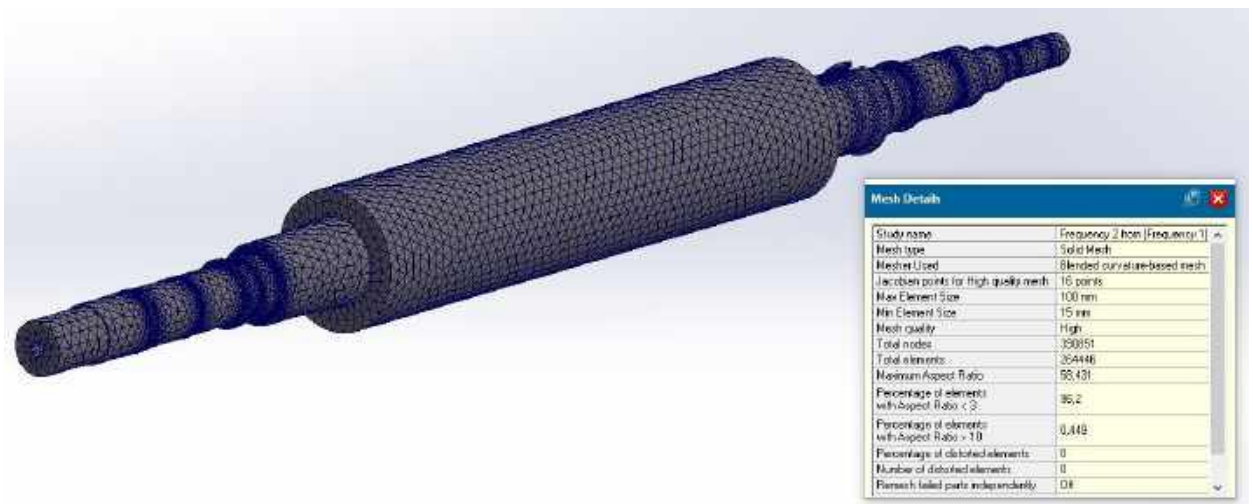


Рис. 3.5 – Параметри розрахункової сітки

На рисунках 3.6 – 3.9 наведено результати розрахунку критичних частот вала ротора.

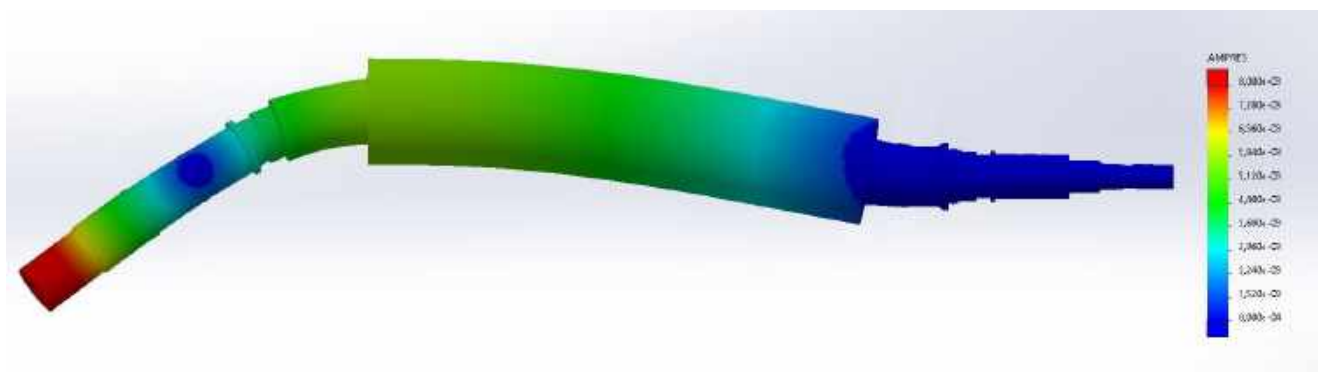


Рис. 3.6 – Перша критична частота (15,888 Гц)

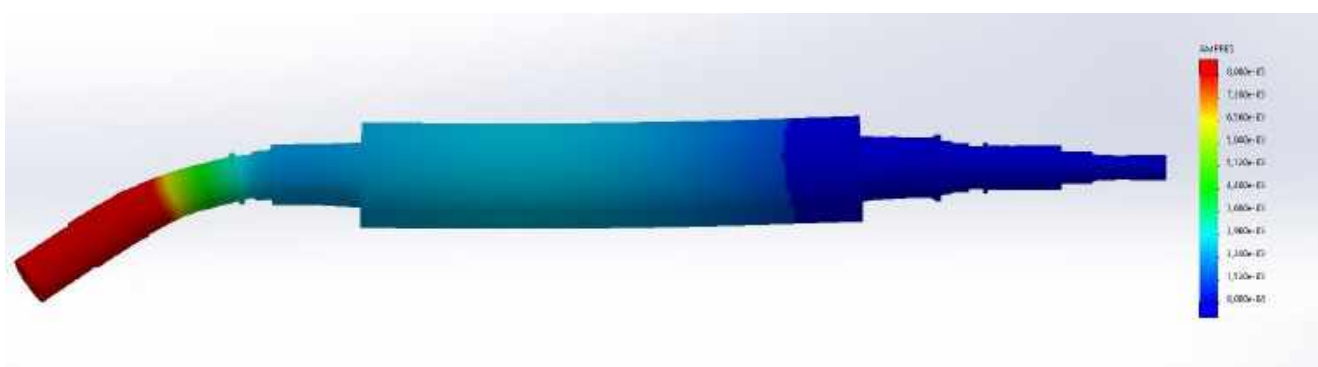


Рис. 3.7 – Друга критична частота (32,322Гц)



Рис. 3.8 – Третя критична частота (52,17 Гц)

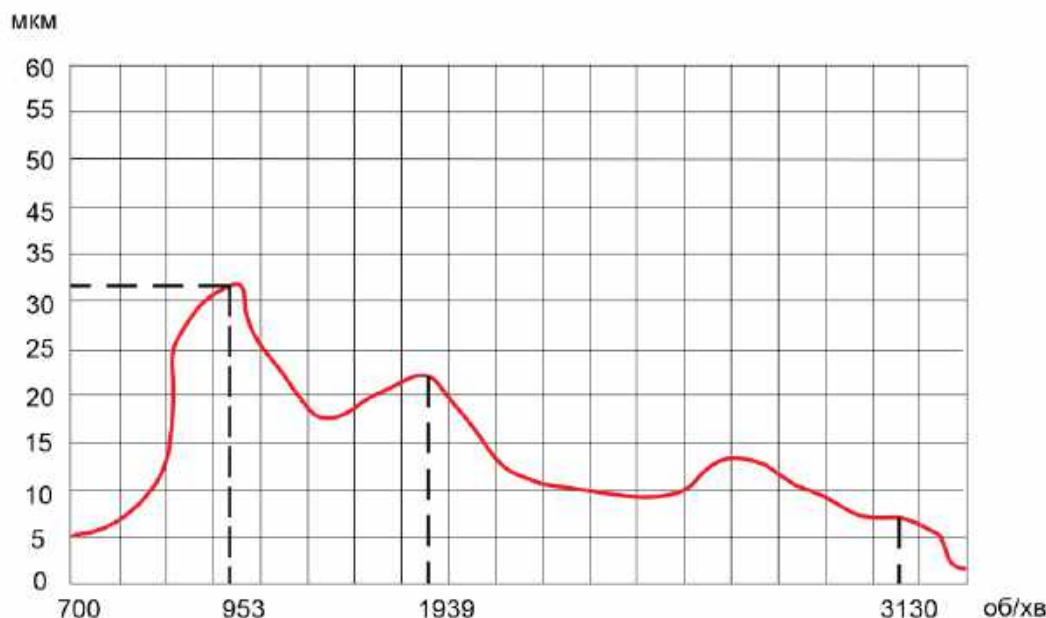


Рис. 3.9 – Графік результатів іспитів підшипника.

Згідно проведеної порівняльної оцінки результатів отриманих шляхом математичного моделювання критичних частот ротора з даними стендових вимірювань показано, що розрахунки мають високу точність, а похибка розрахунку не перевищує похибку визначену вимірювальними приладами. Розбіжність склала 0,1 %.

### 3.1.2 Статичний розрахунок вала

Механічні напруження вала становлять:

$$\tau_N = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_N^3} = 458,1 \text{ МПа} \quad (4.4)$$

де:

$M_k$  – момент короткого замикання.  $M_k = 7400 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ;

$d_N$  – діаметр шийки вала.  $d_N = 0,435 \text{ м}$ .

Отримані значення визначають виключно механічні напруги кручення шийок вала від моменту короткого замикання без урахування інших сил, що діють на вал.

Для розрахунку використовується сітка змішаного типу (див. рис. 3.10).

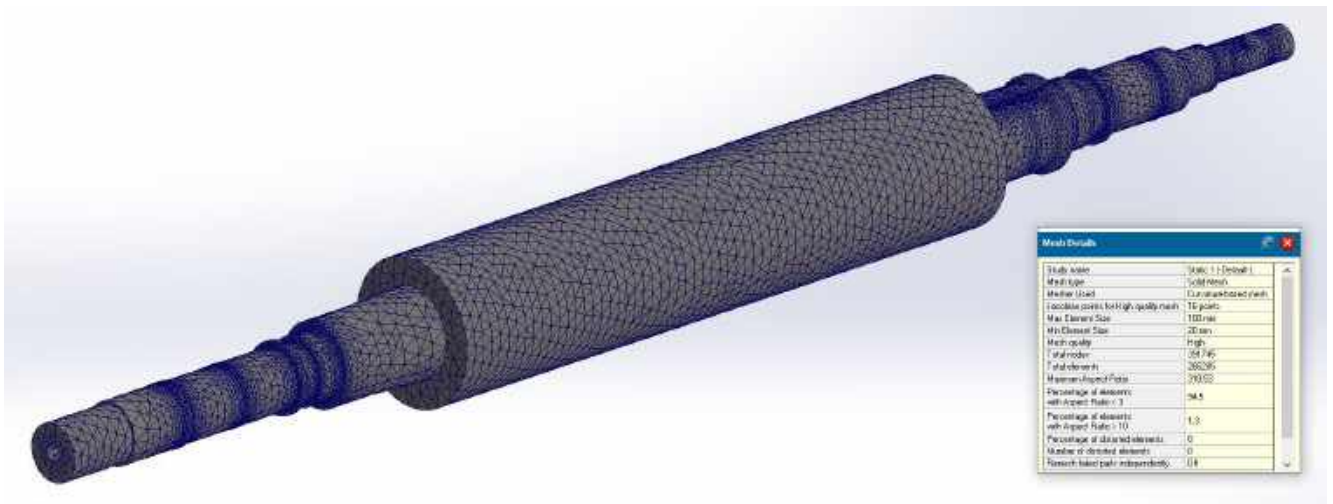


Рис. 3.10 – Параметри розрахункової сітки

В розрахунку задані зусилля, які діють на вал (див. рис. 3.11):

- зусилля від моменту короткого замикання;
- зусилля на підшипникових шийках вала

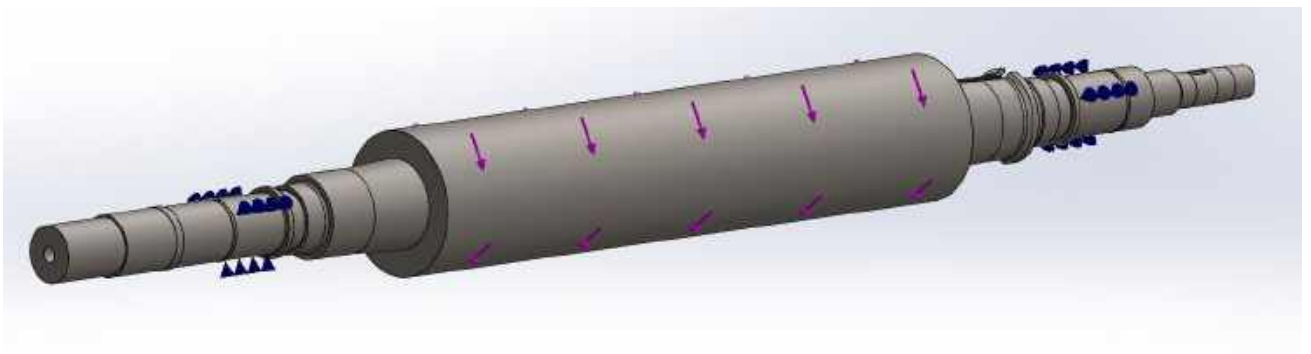


Рис. 3.11 – Зусилля, що діють на вал

На рис. 3.12 та 3.13 відповідно наведені епюра розподілу напружень та епюра деформацій за результатами статичного розрахунку для вала.

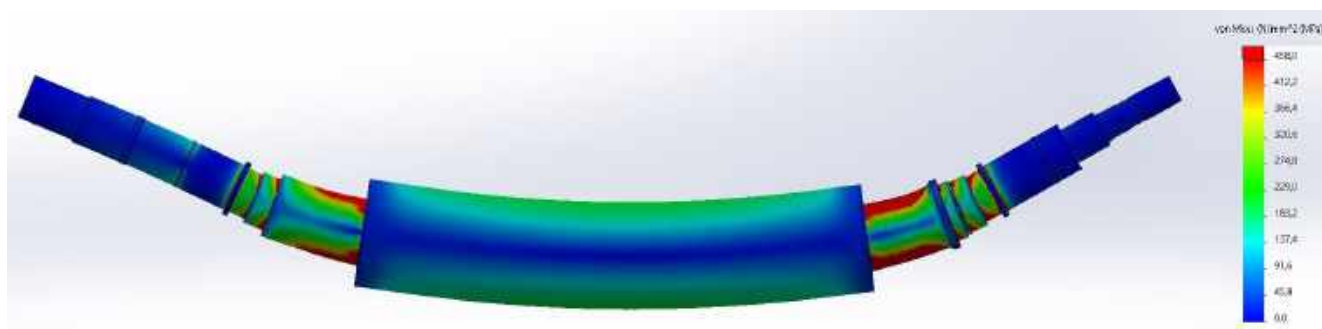


Рис. 3.12 – Загальна еюра розподілу напружень

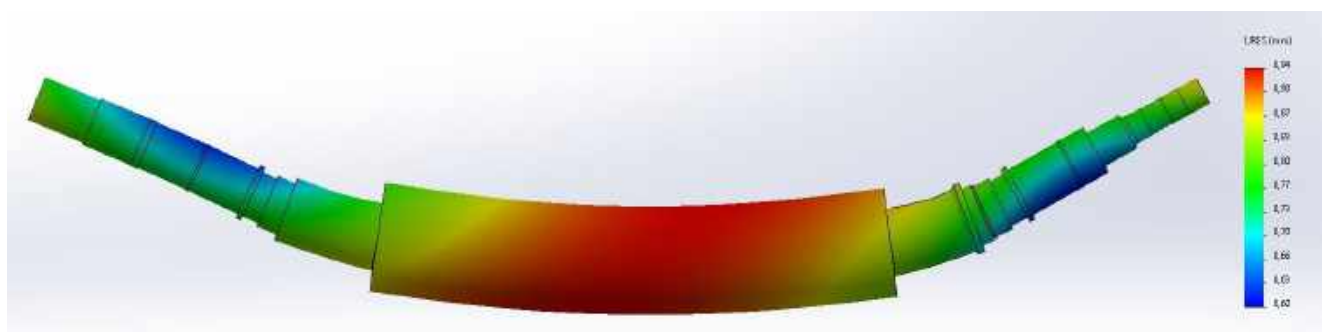


Рис. 3.13 – Загальна еюра деформацій

Максимальні значення механічних напружень вала від зусиль знаходяться в межах 15 МПа з найбільшою концентрацією в зоні заклинування струмопідводу ротора. Максимальні деформації вала спостерігаються в центральній частині бочки та досягають значення 0,94 мм.

### 3.2 Тривимірний розрахунок клина струмопідводу ротора

Згідно попереднього дослідженням НДС вала ротора (див. п.3.1.2) найбільша концентрація механічних напружень знаходиться в зоні заклинування струмопідводу ротора.

Мета розрахунку: визначення напружень в зоні заклинування струмопідводу ротора та клині для розрахунку запасу міцності клина.

Для цілей чисельного аналізу було побудовано тривимірну САД-модель зони заклинування струмопідводу ротора. Задля зниження обчислювальних витрат геометрія моделі була спрощена за умовами симетрії зі збереженням ключових

елементів (рис. 3.14).

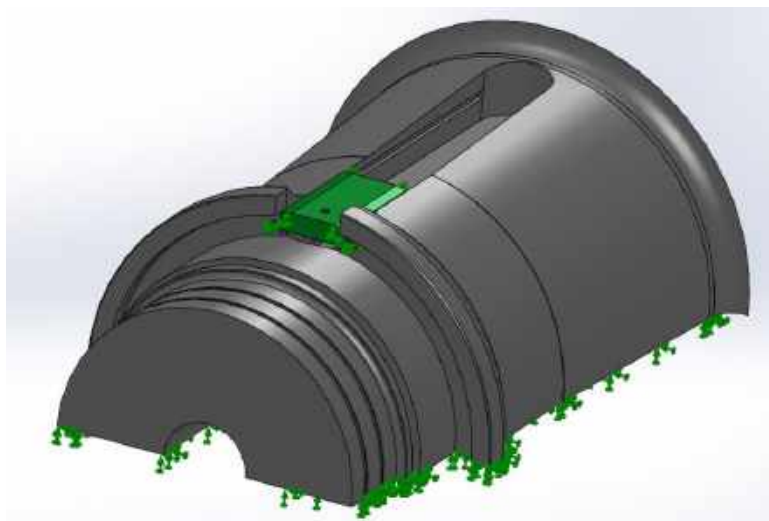


Рис. 3.14 – Тривимірна модель зони заклинування струмопідводу ротора

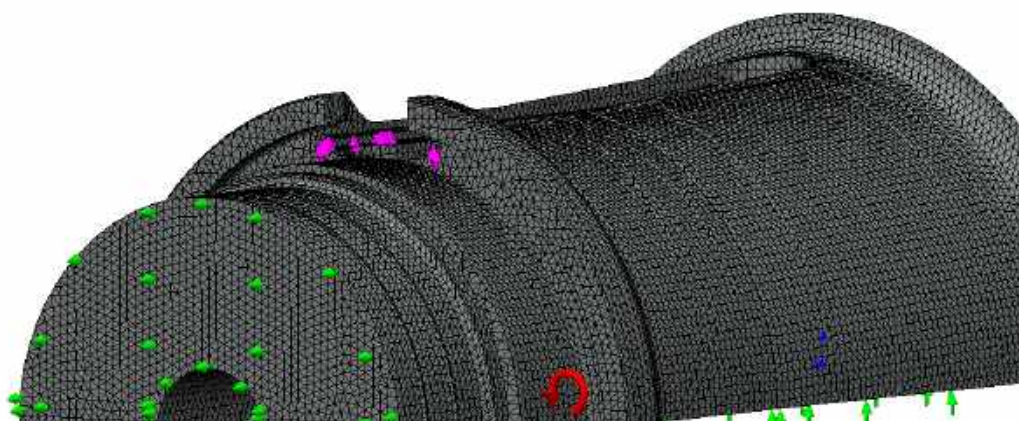


Рис. 3.15 – Параметри розрахункової сітки

На рисунках 3.16 – 3.24 наведено результати розрахунку клина струмопідводу ротора.

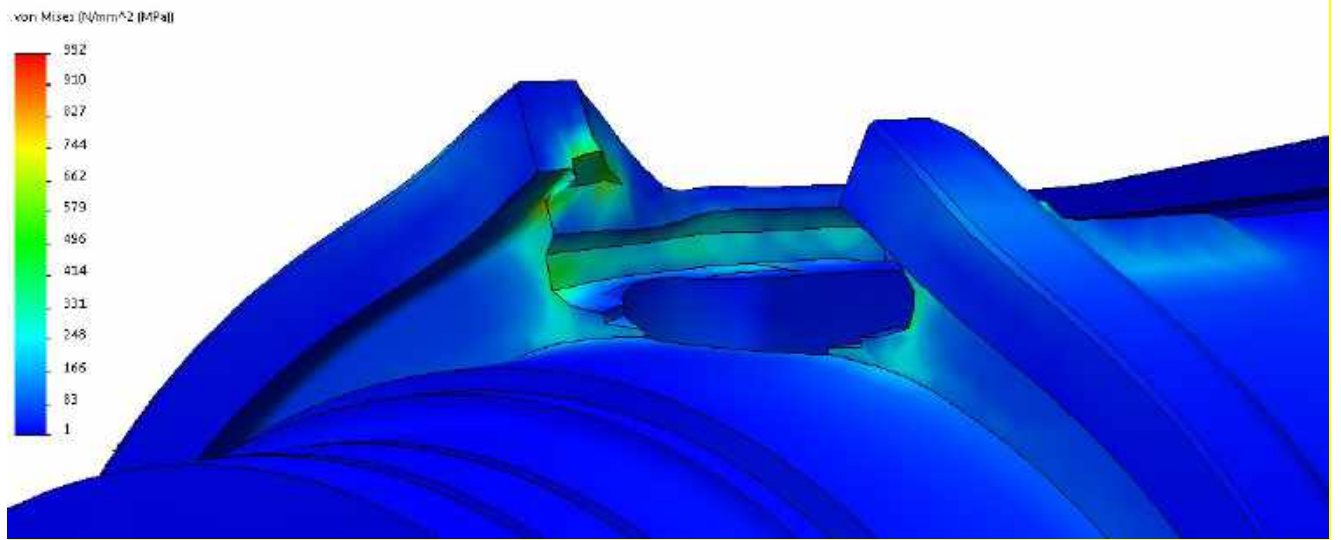


Рис. 3.16 – Загальна еюра розподілу напружень

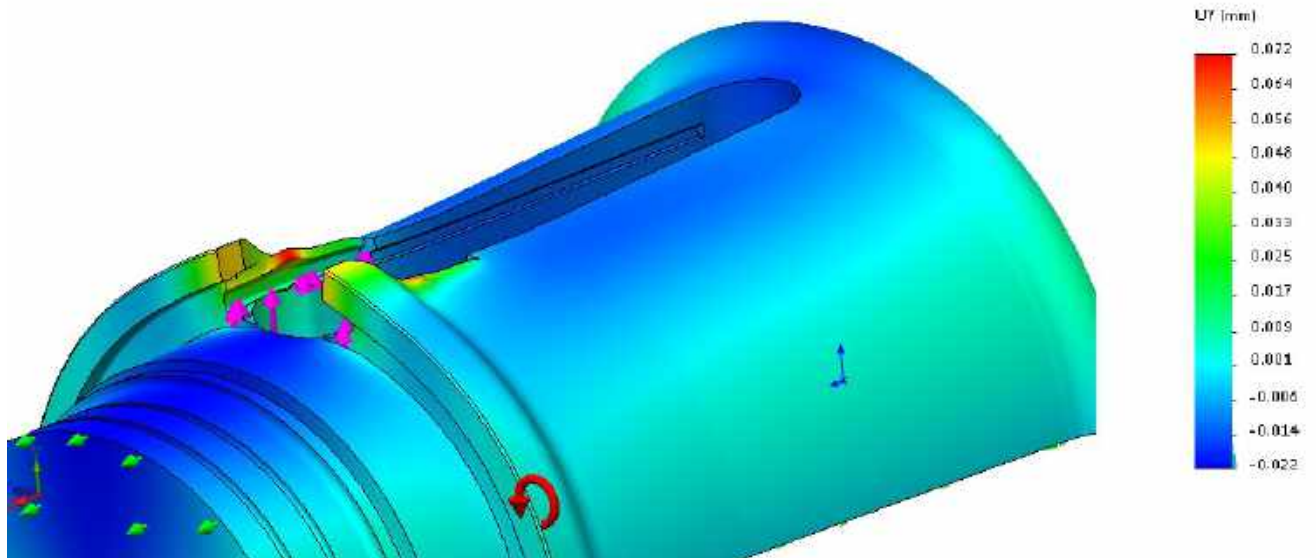


Рис. 3.17 – Загальна еюра розподілу переміщень

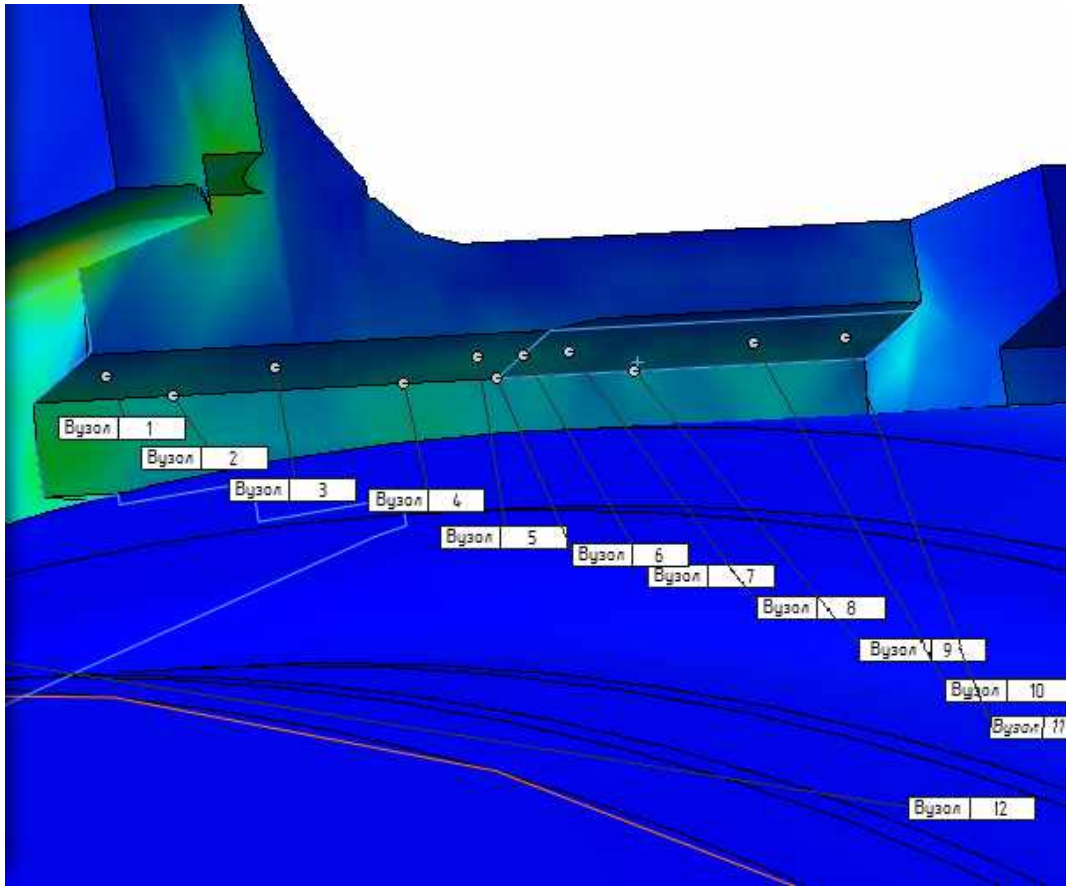


Рис. 3.18 – Розподіл напружень вздовж паза

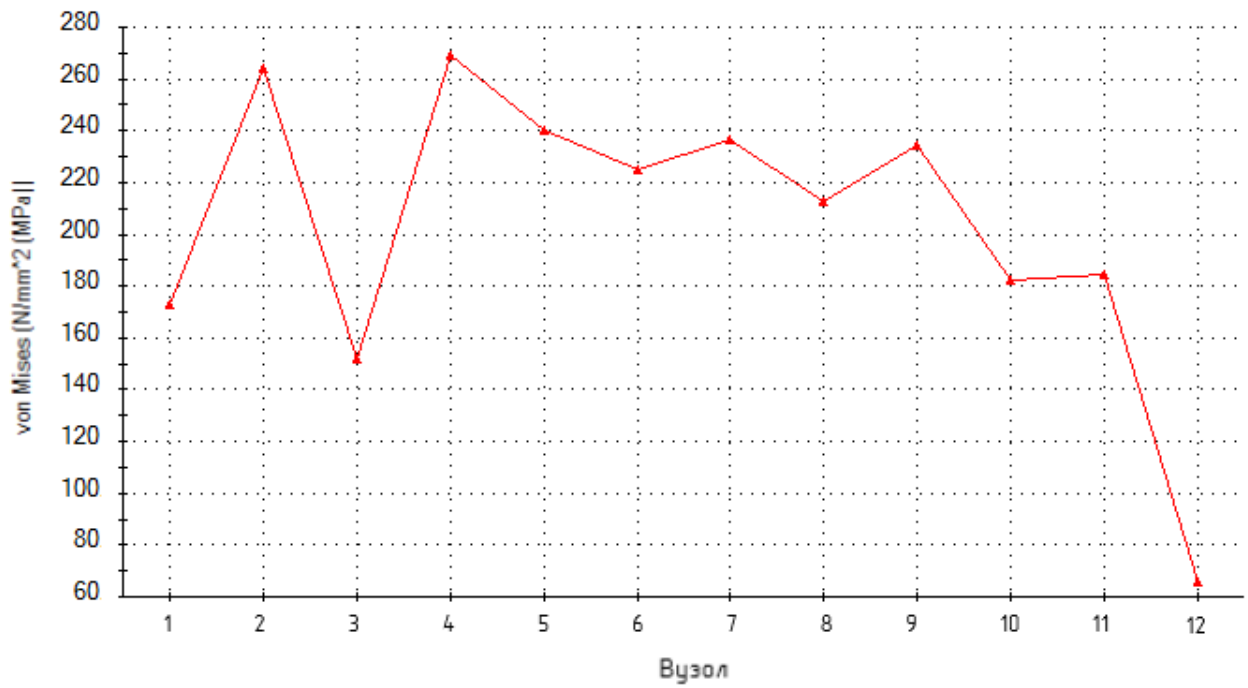


Рис. 3.19 – Графік змінення напружень вздовж паза

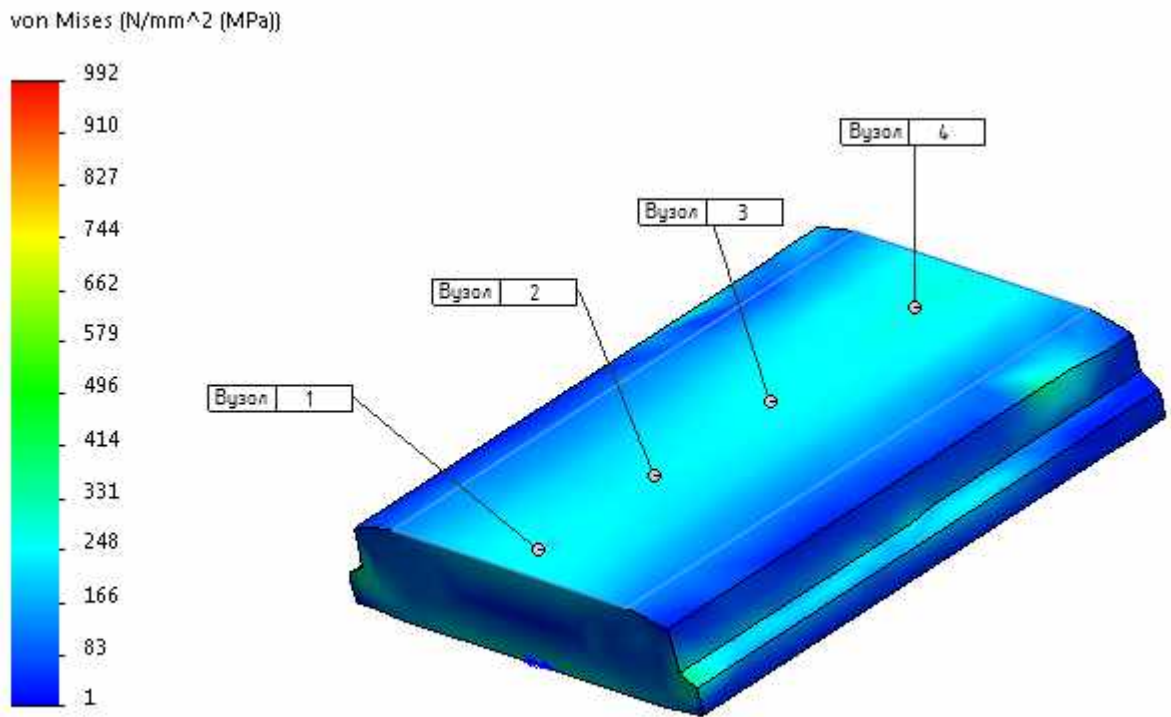


Рис. 3.20 – Розподіл напружень вздовж клина

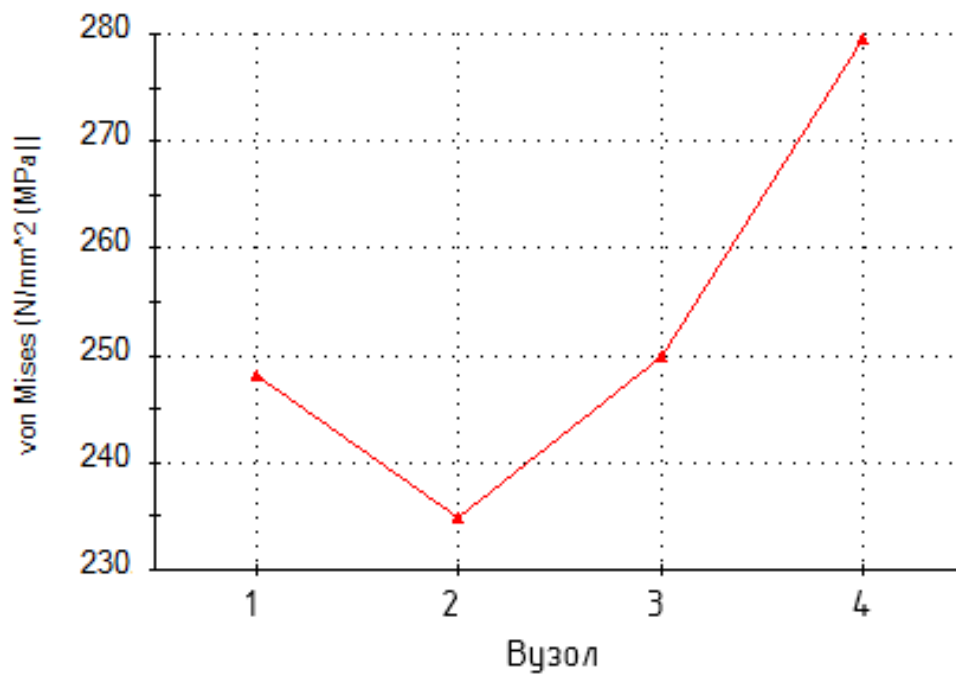


Рис. 3.21 – Графік змінення напружень вздовж клина

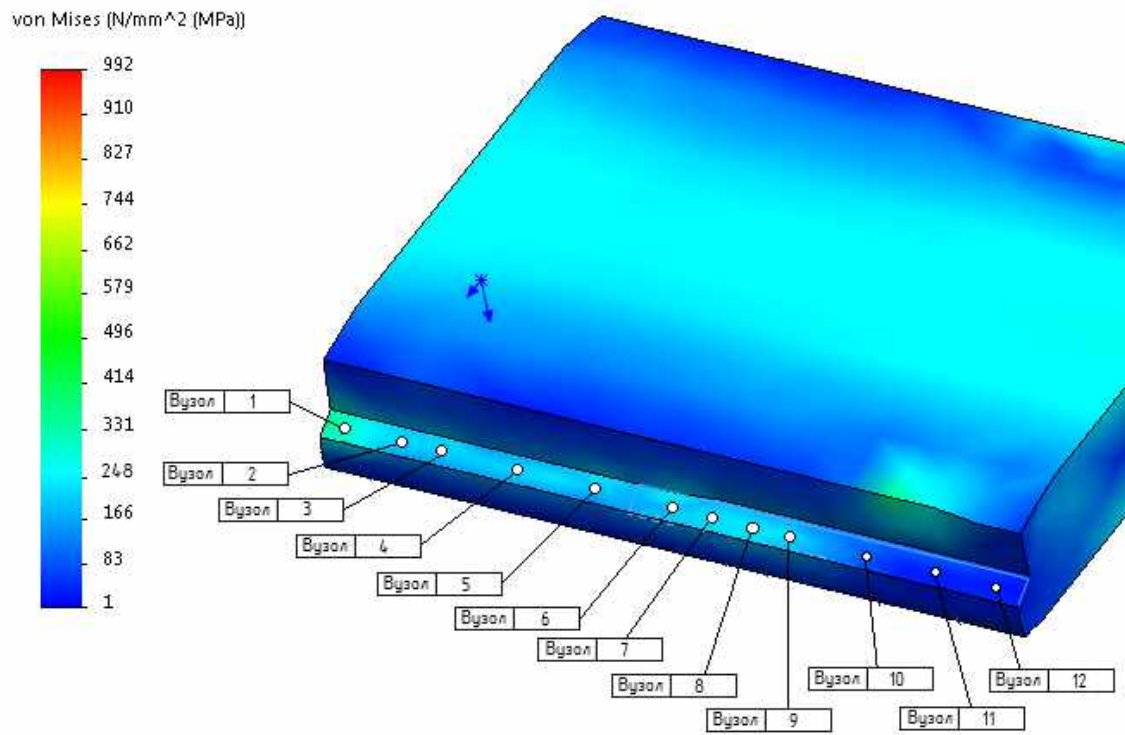


Рис. 3.22 – Розподіл напружень вздовж клина

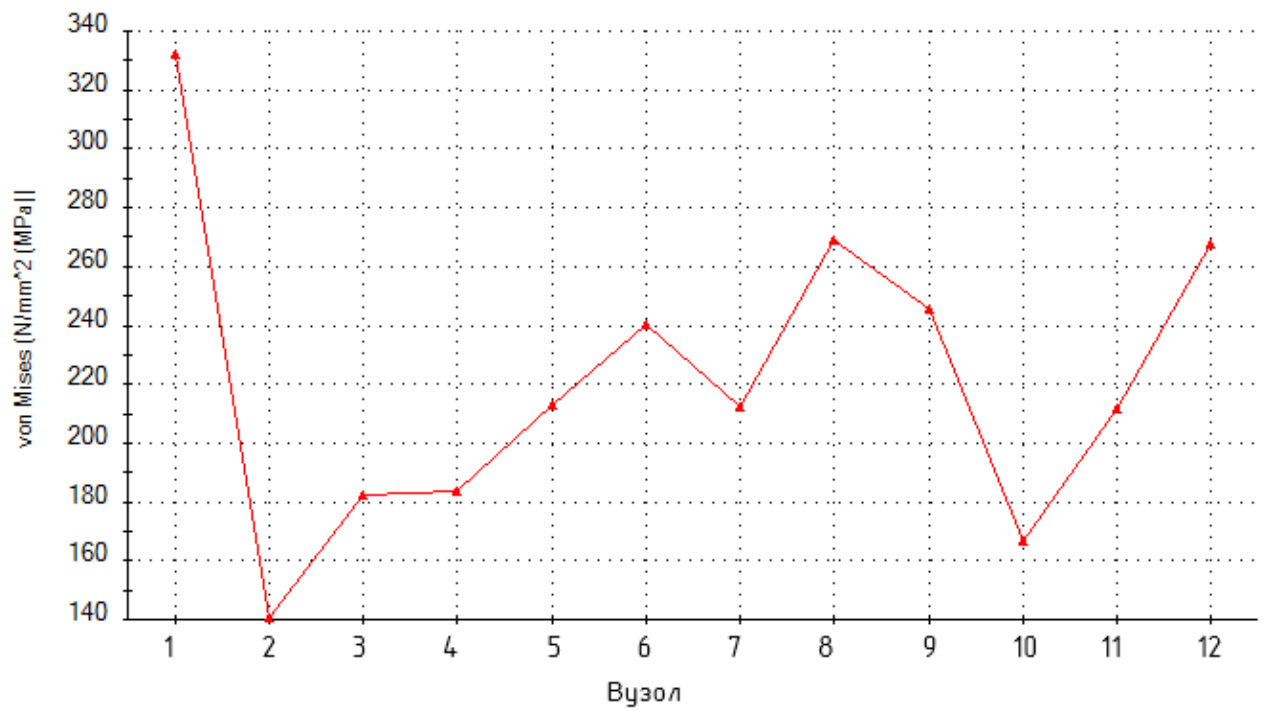


Рис. 3.23 – Графік змінення напружень вздовж клина

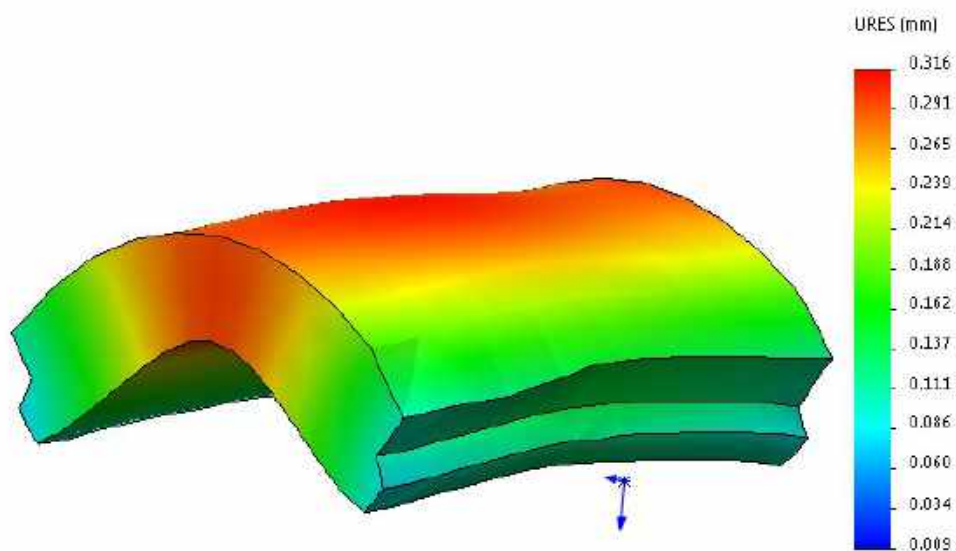


Рис. 3.24 – Загальна еюра розподілу переміщень у клині

Максимальне напруження в клині струмоподводу ротора становить 330 МПа (вздовж зоні кріплення в пазу). Коефіцієнт запасу міцності становить  $k = 650/330 = 1,96$ .

Згідно з отриманими результатами клин струмоподводу ротора має значні запаси за механічними напруженнями, що дозволяє виконати заклинування зі збереженням запасів міцності, необхідних для забезпечення надійної експлуатації ротора.

### 3.3 Тривимірний розрахунок НДС бочки ротора

Для цілей чисельного аналізу було побудовано тривимірну CAD-модель бочки ротора, що включає бандажні вузли. Геометрія моделі була спрощена до одного сектора за умовами симетрії зі збереженням ключових несучих елементів задля зниження обчислювальних витрат (рис. 2.4).

Окрім впливу моменту короткого замикання враховані також навантаження на бочку від впливу ваги конструктивних компонентів.

Визначення механічних напружень та деформацій бочки ротора в тривимірній постановці методом скінченних елементів виконане в програмному

комплексі SolidWorks Simulation [3].

Початкові умови та параметри розрахункової сітки задані відповідно до пп 2.2.1 – 2.2.3.

Прикладене навантаження на один зуб становить

$$P = \frac{1 \cdot 10^7}{52} = 192 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad (4.2)$$

Результати розрахунків для визначення податливості бочки ротора від дії радіального навантаження наведені на рис. 3.25 – 3.26.

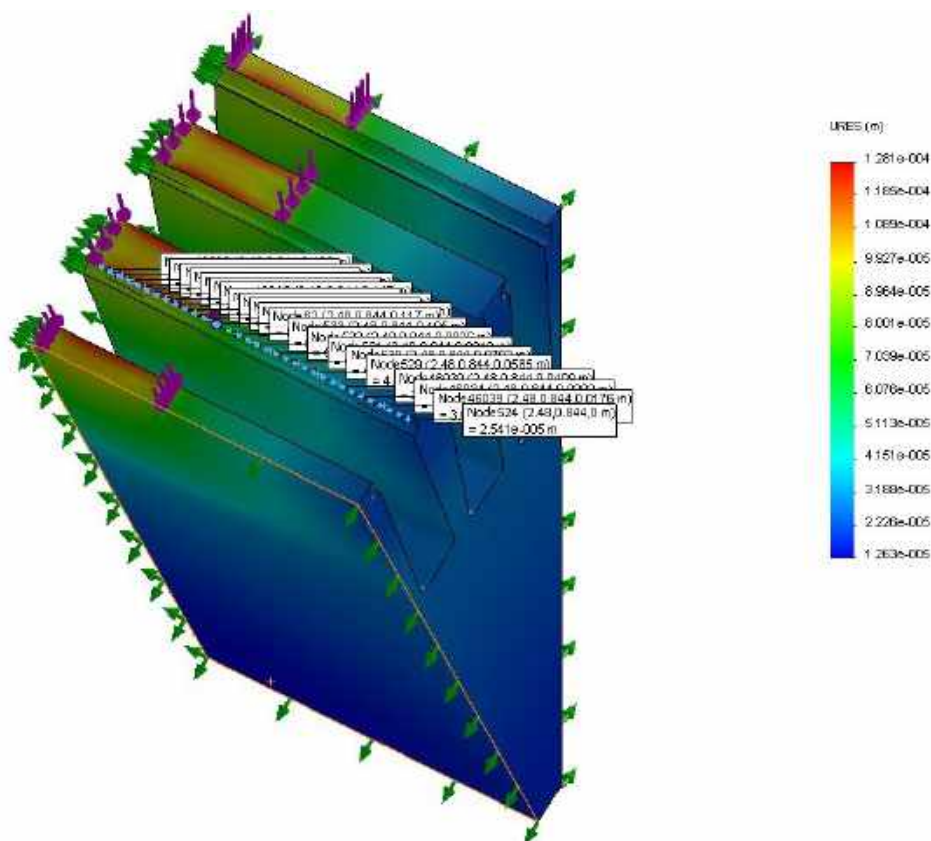


Рис. 3.25 – Поле переміщень бочки ротора під дією радіального навантаження (статика)

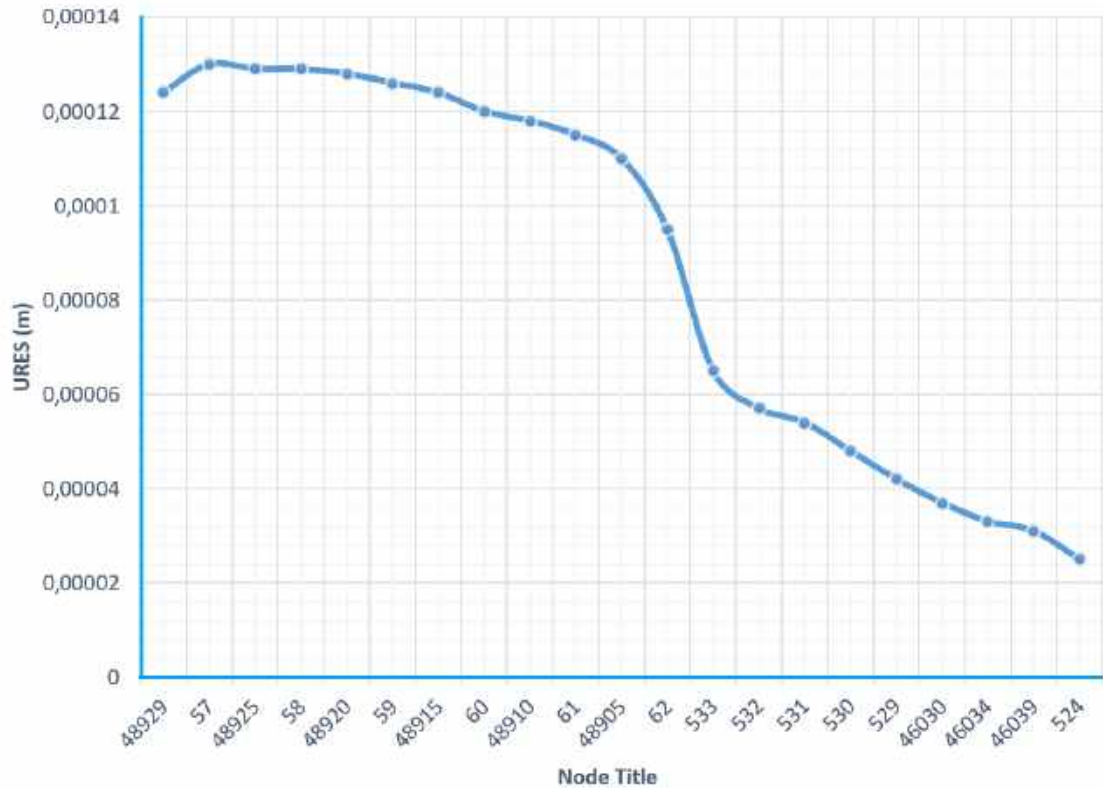


Рис. 3.26 – Графік змінення переміщень уздовж твірної бочки ротора на поверхні зуба під дією радіального навантаження (статика)

Радіальна деформація  $U_{\text{сер.}} = 1,3 \cdot 10^{-4}$  м.

Діаметральна податливість зовнішнього діаметра бочки ротора визначається за формулою:

$$n_1 = \frac{2 \cdot U_{\text{сер.}}}{P} = 0,26 \cdot 10^{-10} \frac{H}{M} \quad (3.66)$$

Визначення коефіцієнту деформації бочки ротора

Маса вмісту паза на 1 м довжини визначається за формулою:

$$m_{\text{II}} = \frac{m_M}{l_b \cdot z_{\text{II}}} = 29,64 \text{ кг} \quad (3.66)$$

Відцентрова сила вмісту паза при  $n = 3600$  об/хв на один метр довжини

визначається за формулою:

$$C_{II} = m_{II} \cdot \omega^2 \cdot R_{ц.м.} = 1,959 \cdot 10^6 \text{ Н} \quad (3.68)$$

Прикладене навантаження на 1 зуб від відцентрових сил при  $n = 3600$  об/хв від вмісту паза склало  $1,959 \cdot 10^6$  Н/м.

На один майданчик на поверхні зуба – 391800 Н.

На половину майданчика – 195900 Н.

Результати розрахунків для визначення коефіцієнту деформації бочки ротора під дію інерційних сил від обмотки наведені на рис. 3.27 – 3.28.

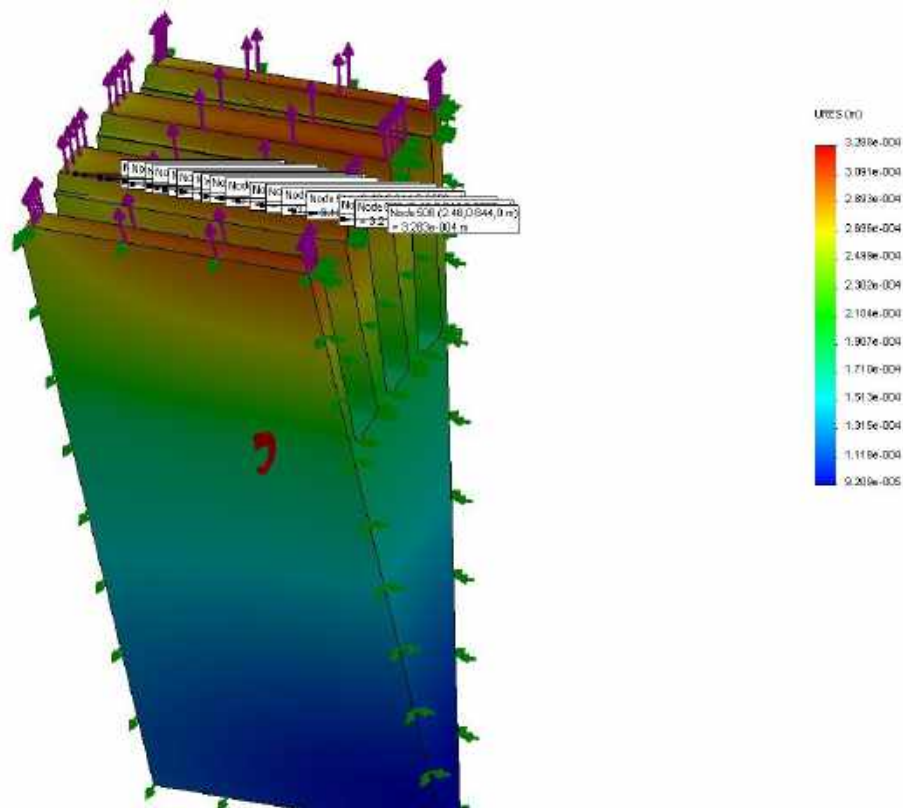


Рис. 3.27 – Поле переміщень бочки ротора під дією інерційних сил від обмотки (угонна частота обертання)

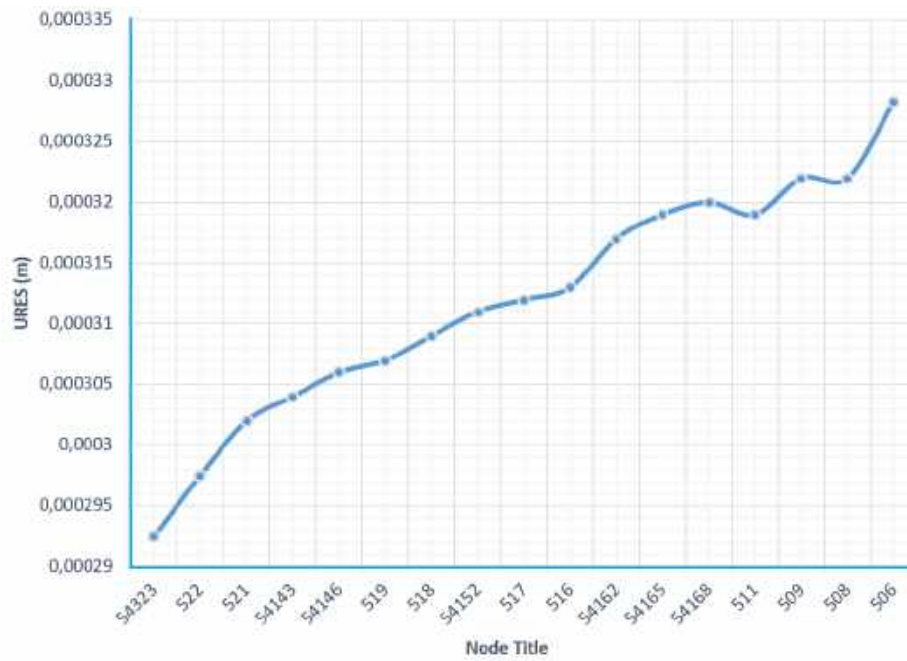


Рис. 3.28 – Графік змінення переміщень уздовж твірної бочки ротора під дією інерційних сил від обмотки (угонна частота обертання)

Радіальна деформація бочки ротора становить  $\Delta r_{\text{сер.}} = 3,1 \cdot 10^{-4}$  м.

Коефіцієнт деформації зовнішнього діаметра бочки ротора визначається за формулою:

$$k_2^{\bar{p}} = \frac{2 \cdot \Delta r_{\text{сер.}}}{n_y^2} = 47,8 \cdot 10^{-6} \frac{\text{М}}{\text{об / хв}} \quad (3.69)$$

Результати розрахунків для визначення напружень в бочці ротора від власних відцентрових і від залишкових посадкових зусиль наведені на рис. 3.29 – 3.30.

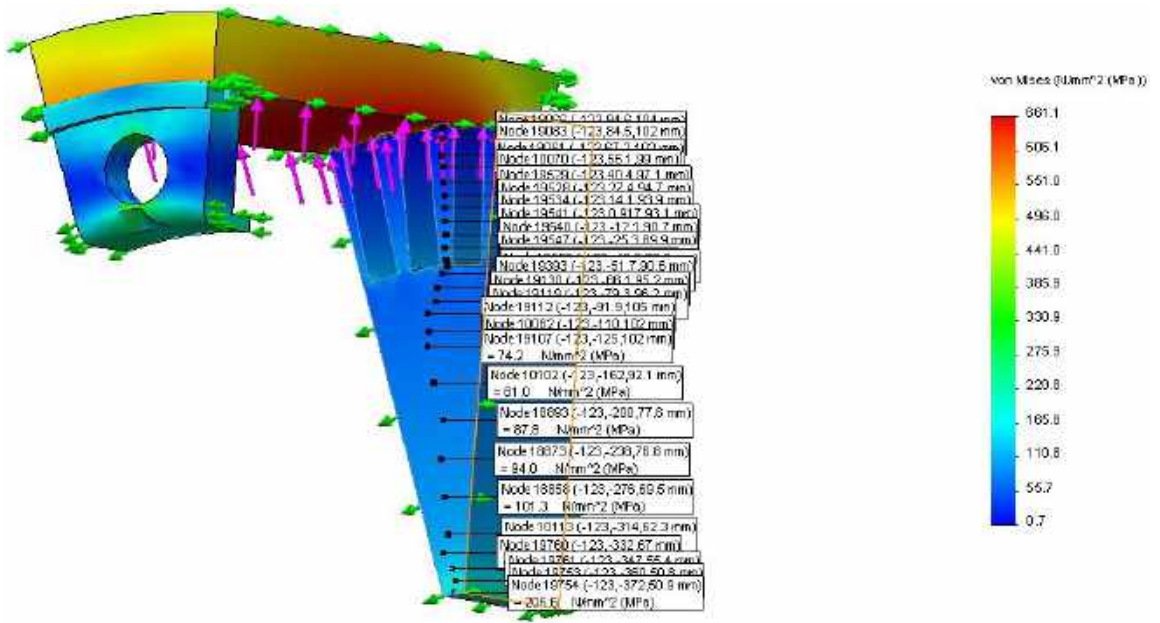


Рис. 3.29 – Поле напружень в торцевій зоні бочки ротора (угонна частота обертання)

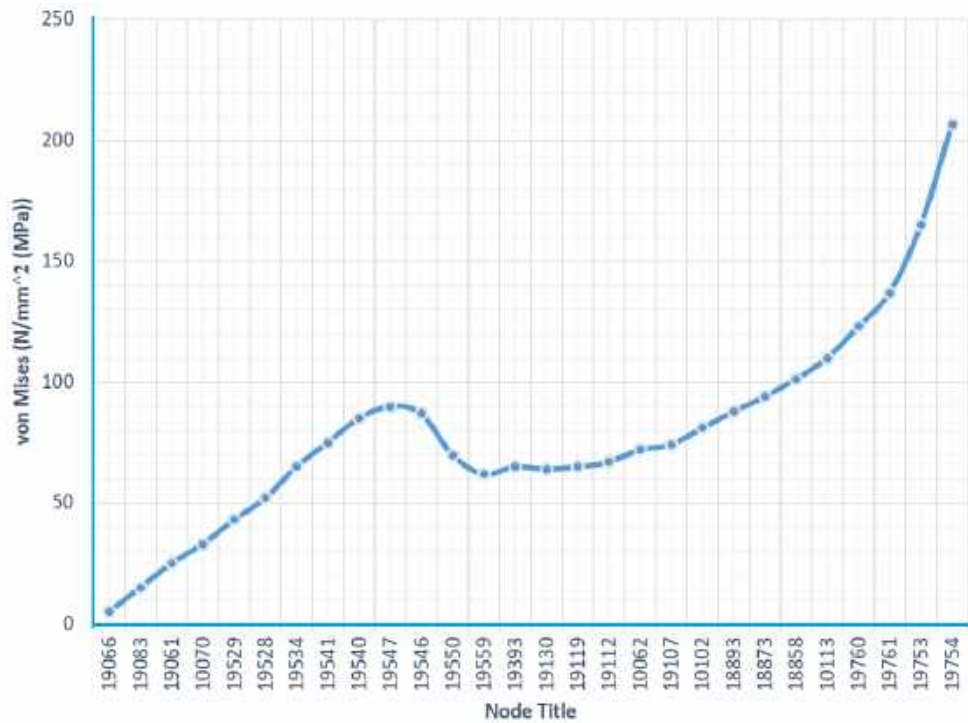


Рис. 3.30 – Графік змінення напружень на бічній поверхні бочки ротора вздовж осі  $Ox$  (угонна частота обертання)

Максимальне напруження в бочці ротора становить 207 МПа (у

центральному отворі). Коефіцієнт запасу міцності становить  $k = 638/207 = 3,1$ .

### **3.4 Висновки до третього розділу**

Третій розділ дисертаційної роботи присвячений дослідженню напружено-деформованого стану вала ротора. Розглянуто результати розрахунку напружено-деформованого стану вала ротора методом скінченних елементів, в тому числі виконано розрахунок критичних частот вала ротора та статичний розрахунок вала. Також проведено тривимірний розрахунок напружено-деформованого стану бочки ротора та клинів кріплення струмопідводу ротора.

1. Виконано розрахунок напружено-деформованого стану вала ротора методом скінченних елементів.

2. Виконано розрахунок критичних частот вала ротора. Отримані результати дозволяють обґрунтувати безпечну роботу турбогенератора в номінальному режимі з достатньою відстанню від першої та другої критичних частот для податливих опор.

3. Виконано статичний розрахунок вала ротора. Розрахунок дозволив отримати докладну картину розподілу напружень та деформації для усього об'єму вала з урахуванням всіх діючих сил. Згідно з отриманими результатами вал ротора має значні запаси за механічними напруженнями, що забезпечує його тривалу надійну експлуатацію.

4. Проведено тривимірний розрахунок напружено-деформованого стану бочки ротора. Виконаний розрахунок дозволяє визначити розподіл внутрішніх напружень бочки ротора.

5. Проведено тривимірний розрахунок напружено-деформованого стану клинів кріплення струмопідводу ротора.

### **3.5 Література до третього розділу**

1. Дубенець В.Г., Хільчевський В.В., Савченко О.В. Д79 Основи методу скінченних елементів: Навчальний посібник. – Чернігів: ЧДТУ, 2007. – 288 с.

2. Chirkov A. Змішане формулювання методу скінченних елементів у теорії пружності з градієнтом деформації. Reports of the National Academy of Sciences of Ukraine. 2025. Vol. 3. PP. 61-70. <https://doi.org/10.15407/dopovidi2025.03.0611>

3. Pidgurskyi M., Pidgurskyi I., Stashkiv M., Ihnatieva V., Danylchynko S., Bykiv D., Pidluzhnyi O. (2023) Peculiarities of studying the stress-strain state of structural steel perforated beams using the finite element method. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, vol 111, no 3, pp. 126–138. [https://doi.org/10.33108/visnyk\\_tntu2023.03.126](https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2023.03.126)

4. Martynov, I., Kalabukhin, Y., Trufanova, A., & Martynov, S. (2025). Study of stress-strain state of passenger car body. *Transport Systems and Technologies*, (45). Retrieved from <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/433>

5. Ripetskyi, E., Ripetskyi, R., & Nepelyak, O. (2024). Analysis of stress-strain state of the metal plate based on discrete data of displacement values. *Physics and Chemistry of Solid State*, 25(3), 595–604. <https://doi.org/10.15330/pcss.25.3.595-604>

6. What is Convergence in Finite Element Analysis? SimScale. SimScale. URL: <https://www.simscale.com/blog/convergence-finite-element-analysis/>.

7. Zhao W., Ji S. Mesh Convergence Behavior and the Effect of Element Integration of a Human Head Injury Model. *Ann Biomed Eng.* 2019. Vol. 47, №2. PP. 475-486. <https://doi.org/10.1007/s10439-018-02159-z>.

8. Smetankina, Natalia i Serhii Morhun. "The Modern Single Shaft Gas Turbine Rotor Stress-Strain State Determination Taking into Account the Contact Thermoelasticity Problem." *Tehnički vjesnik* 31, br. 2 (2024): 551-556. <https://doi.org/10.17559/TV-20230628000770>

## ВИСНОВКИ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення та запропоновано вирішення наукового завдання, що полягає у обґрунтуванні підвищення міцності елементів ротору турбогенераторів на основі розроблених методів дослідження напружено-деформованого стану його елементів з використанням тривимірного комп'ютерного моделювання.

В ході виконання комплексних дисертаційних досліджень були отримані наступні нові наукові та практичні результати:

1. Проведений аналіз особливостей конструкції ротора та його компонентів та визначені характерні пошкодження, що обумовлені умовами роботи, до яких відносяться тріщини в кільцях, залишкові деформації, овальна форма кілець через згинальні моменти, втомні руйнування матеріалу, ослаблення посадки кілець та локальні руйнування на межі текучості.

2. Проведений аналіз методів дослідження напружено-деформованого стану ротора, визначено, що жоден із них окремо не забезпечує достатньої точності для комплексної оцінки напружено-деформованого стану валу ротора та бандажного вузла турбогенератора великої потужності.

3. Розроблено новий метод розрахунку бандажного вузла ротора, що дозволяє задавати фактичні натягів нерівномірних контактних поверхонь («носик» та «спинка»), теплові граничні умови I роду та фактичну геометрію пазів ротора при номінальній та критичній (угонній) частотах обертання.

4. Удосконалено метод розрахунку напружено-деформованого стану бочки вала з фрезерованими під обмотку пазами, що має уточнену сітку для концентраторів напружень та в якому задаються граничні умови I роду, отриманих з кореляції експериментальних та аналітичних даних та завдання реальних модулів пружності.

5. Удосконалено метод розрахунку напружено-деформованого стану клиновидних елементів струмопідводу ротора з урахуванням відцентрових сил та контактних напруження, що обумовлені технологією збирання.

6. Удосконалено метод обчислення критичних частот вала ротора в частині

завдання еквівалентних перерізів в тривимірній постановці та завдання уточнених податливостей опор;

7. Удосконалено методи розрахунку напружено-деформованого стану конструкції бандажного вузла ротора в частині уточнення сил, викликаних відцентровою складовою від дії лобової частини обмотки та врахування геометрії зубця для обчислення роз'єднувальної частоти

8. Проведений аналіз результатів аналітичного розрахунку запасів міцності компонентів ротора, визначено напруження у бандажному кільці від діючих на нього зусиль, напруження та переміщення у бандажному кільці від посадки на центруюче кільце та бачку ротора, зусилля між бандажним кільцем та бочкою ротора та роз'єднувальні швидкості.

9. Проведений аналіз міцності кріплення елементів струмопідводу для забезпечення необхідної жорсткості на основі МСЕ

ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ  
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

*Статті у наукових фахових виданнях затверджених МОН України:*

1. O. Tretiak, S. Kravchenko, O. Bohozhavets, **V. Nazarenko**, A. Zhukov. Methodology for Determining the Tension of Banding Rings of Medium-Power Turbogenerators. No. 1-2 (2023): *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*. ISSN: 2078-774X, <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.06>

2. Gakal, P., Rybalchenko, I., Tretiak, O., & **Nazarenko, V.** (2025). Experimental investigation of the performance of a loop heat pipe-based cooling system under ultra-high dypass ratio turbojet engine conditions. *Aerospace Technic and Technology*, 0(1), 14-27. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.1.02>

3. Tretiak, O., Kravchenko, S., Gakal, P., Shestak, B., Serhiienko, S., & **Nazarenko, V.** (2025). Створення методу визначення запасів міцності елементів конструкцій бандажних вузлів турбогенераторів. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 0(4sup2), 149-159. <https://doi.org/doi.org/10.32620/aktt.2025.4sup2.17>

*Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:*

1. Tretiak, O.; Kritskiy, D.; Kobzar, I.; Arefieva, M.; **Nazarenko, V.** The Methods of Three-Dimensional Modeling of the Hydrogenerator Thrust Bearing. *Computation* 2022, 10, 152., (Scopus Q2) <https://doi.org/10.3390/computation10090152>

2. 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., (Scopus Q2) <https://doi.org/10.3390/computation10110191>

3. Tretiak, O., Kravchenko, S., Mykhailychenko, O., **Nazarenko, V.**, Smyk, S., Vasyliiev, O., Arefieva, M., Tretiak, I., Serhiienko, S., & Selevko, V. (2025). Devising a method for calculating the structure of efficient cooling systems for thrust bearings and guide bearings in hydrogenerators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(1 (135), 38–50. (Scopus Q3). <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2025.329021>

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

1. Gakal, P., Tretiak, I., Arefieva, M., **Nazarenko, V.** (2024). Thermal State Determination of the Heat Exchanger in the Three-Dimensional Setting. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Krytskyi, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 1008. Springer, Cham.* [https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6\\_28](https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_28)

2. О.В. Третяк, С.С. Кравченко, П.Г. Гакал, Б.К. Шестак, С.А. Сергієнко, **В.В. Назаренко**. Аналіз напружено-деформованого стану бандажного вузла для оцінки можливості підвищення потужності турбогенератора. *XXX - міжнародний конгрес двигунобудівників*: – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2025 – 65 с. <https://doi.org/10.32620/IPEC.25>

3. Oleksii Tretiak, **Viacheslav Nazarenko**, Serhii Serhiienko, Anton Zhukov, New methods for calculating of cooling systems of direct current electric machines: *Міжнародна науково-практична інтернет-конференція на тему «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення»* (випуск 103), 14-15 жовтня 2025 р. <http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-2321/>.

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:*

1. Третяк О. В., Арефьєва М. О., Кобзар І. В., Репетенко М. В., Сергієнко С. А., Жуков А. Ю., Пеньковська Н. С., Селевко В. Б., **Назаренко В. В.** Методи та концепції розрахунку турбо- та гідрогенераторів у тривимірній постанові: монографія - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 – 138 с.

**ISBN 978-617-619-284-8**

## ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

Національного аерокосмічного університету  
«Харківський авіаційний інститут»



Світлана ДОМБРОВСЬКА

2026р.

АКТ № 3 від 09.04 2026р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
"Дослідження напружено-деформованого стану елементів ротору турбогенераторів з метою  
обґрунтування підвищення міцності методами тривимірного моделювання"  
здобувача кафедри 101  
Назаренко Вячеслава Вікторовича  
на здобуття ступеня вищої освіти - доктор 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 Михайла РЕПЕТЕНКА  
доцента кафедри аерогідродинаміки, к.т.н., доцента Олександра КАЩЕНКА

у період з 07 квітня 2026 року до 09 квітня 2026 року розглянула матеріали наукових  
досліджень Назаренко Вячеслава Вікторовича

Комісія засвідчує:

1. Результати дисертаційного дослідження, яке особисто проведене Назаренко Вячеславом Вікторовичем, містять створений новий метод розрахунку бандажного вузла ротора, що відрізняється від існуючих завданням фактичних натягів нерівномірних контактних поверхонь («носик» та «спинка»), теплових граничних умов I роду та фактичної геометрії пазів ротора при номінальній та критичній (угонній) частотах обертання.

Удосконалено метод розрахунку напружено-деформованого стану бочки вала з фрезерованими під обмотку пазами, що на відміну від існуючих містить уточнення сітки для концентраторів напружень, задані граничні умови I роду, отриманих з кореляції експериментальних та аналітичних даних та завдання реальних модулів пружності.

Розроблено метод розрахунку напружено-деформованого стану клиновидних елементів струмопідводу ротора, в якому на відміну від існуючих ураховуються відцентрові сили та контактні напруження, обумовлені технологією збирання.

Удосконалено метод обчислення критичних частот вала ротора в частині завдання

еквівалентних перерізів в тривимірній постановці та завдання уточнених податливостей опор.

Набули подальшого розвитку існуючі інженерні методи розрахунку напружено-деформованого стану конструкції бандажного вузла ротора в частині уточнення сил, викликаних відцентровою складовою від дії лобової частини обмотки та врахування геометрії зубця для обчислення роз'єднувальної частоти.

Розроблені та впроваджені методи розрахунку елементів роторів турбогенераторів великої та середньої потужностей дозволив обґрунтувати безпечну роботу турбогенератора в номінальному режимі з достатнім інтервалом між першою та другою критичними частотами для податливих опор.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку розподілу напружень можуть бути використані при дослідженні напружено-деформованого стану електричних машин різного призначення та іншого енергетичного обладнання.

2. Результати наукових досліджень використані при розробці робочих програм та внесені у лекційні курси дисциплін «Випробування та сертифікація літальних апаратів» та «Гідравліка».

3. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

Голова комісії

д.т.н., професор

Дмитро ОБІДІН

Члени комісії

к.т.н., доцент

Михайло РЕПЕТЕНКО

к.т.н., доцент

Олександр КАЩЕНКО

## ДОДАТОК В 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 Kharhova 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

№ \_\_\_\_\_

На № \_\_\_\_\_

від \_\_\_\_\_

### АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи

Назаренко Вячеслава Вікторовича

"Дослідження напружено-деформованого стану елементів ротору  
турбогенераторів з метою обґрунтування підвищення міцності методами  
тривимірного моделювання"  
на АТ "Українські енергетичні машини"

Даним актом підтверджується, що наукові результати дисертаційної роботи Назаренко Вячеслава Вікторовича впроваджені в повному обсязі при проектуванні, виробництві, складанні та стендових випробуваннях турбогенераторів ТГВ-215-2ПТЗ потужністю 215 МВт, ТГВ-325-2АУЗ потужністю 325 МВт та ТГВ-550-2МУЗ потужністю 550 МВт відповідно до заводських замовлень на АТ "Українські енергетичні машини".

Робота проводилась в частині дослідження напружено-деформованого стану конструкцій турбогенераторів великої потужності у тривимірній постановці, що дозволило підвищити точність визначення запасу міцності їх вузлів та елементів. Точне визначення існуючих резервів міцності забезпечило можливість підвищення надійності турбогенераторів та надало обґрунтування їх довготривалої роботи на надпроектних режимах.

Головний конструктор  
парових турбін і генераторів  
АТ "Українські енергетичні машини"

Ігор КОБЗАР