

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Пономаренко Євгеній Сергійович

УДК 621.391.83

ДИСЕРТАЦІЯ
МЕТОДИ ТА ШЛЯХИ З ОЦІНКИ АКУСТИЧНОГО ШУМУ
В ПРОСТОРОВИХ КОНСТРУКЦІЯХ

17 – Електроніка та телекомунікації

171 – Електроніка

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії.

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

 / Пономаренко Є.С.

Науковий керівник: Трапезон Кирило Олександрович, кандидат технічних наук,
доцент

Київ - 2026

АНОТАЦІЯ

Пономаренко Є.С. Методи та шляхи з оцінки акустичного шуму в просторових конструкціях. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії у галузі знань 17 – Електроніка та телекомунікації за спеціальністю 171 – Електроніка. – Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", Міністерство освіти і науки України, Київ, 2026.

Дисертація присвячена визначенню підходів з аналізу акустичних параметрів шуму в просторових конструкціях через застосування, як спеціальних вимірювальних алгоритмів, так і на основі інструментів імітаційного моделювання.

Зміст дисертаційного дослідження висвітлено у трьох розділах, де представлено та обґрунтовано основні отримані результати роботи.

Актуальність дисертаційної роботи обґрунтовано у вступі, де наведено мету та основні задачі дослідження, описано методи дослідження, надано інформацію про наукову новизну та практичне значення одержаних результатів.

Перший розділ дисертаційного дослідження присвячений огляду базових програмних підходів оброблення акустичних сигналів, у тому числі при створених шумових умов, та аналізу відомих методів зниження акустичного шуму.

Додатково, в розділі наведено підходи щодо розрахунку основних характеристик акустичного поля, яке створюється джерелом шуму і візуалізація цього поля реалізовано через побудову акустичної голограми у ближньому полі.

Зазначено, що перевагою застосування акустичних голограм є, те що візуалізація поля, яке виміряне на певній замкненій або відкритій поверхні

навколо джерела в ближній зоні, містить повну інформацію про випромінювання, і цю інформацію можна реконструювати в будь-якій точці простору за допомогою хвильових рівнянь та методів прикладної акустики.

Так, у першому розділі розглянуто підходи щодо побудови голограм на основі визначення акустичних параметрів поля джерела (акустичний тиск, коливальна швидкість, інтенсивність шуму, поле власних чисел) для випадків, коли саме джерело шуму є конструкцією двох видів – плоскої і циліндричної форм.

Отримано аналітичні залежності для розрахунку основних характеристик звукового поля всередині обраних конструкцій та експериментально підтверджено співпадіння результатів за значеннями розподілу акустичного поля тиску з середньою похибкою 2,6 % для величини $z = 3$ мм в робочому діапазоні частот від 0 Гц до 4 кГц.

В цілому, перший розділ дисертаційного дослідження характеризується наведенням особливостей отримання акустичних голограм ближнього поля шляхом використання розробленої схеми вимірювання, в якій основну роль відіграє масив мікрофонів.

Другий розділ дисертаційного дослідження носить прикладний характер, і для обраної просторової конструкції засобами спеціального програмного забезпечення із застосуванням методу скінчених елементів наведено результати статичного аналізу з оцінкою деяких механічних та акустичних характеристик, за умови дії фіксованої направляючої сили. Додатково, проведено гармонічний та акустичний аналізи математичної моделі конструкції з доповненням всередині, у вигляді направленої джерела шуму, з метою визначення реакції конструкції на дію гармонічних навантажень в обраному діапазоні частот. Таким чином запропоновано алгоритм розв'язування прикладної задачі в середовищі ANSYS, який полягає у створенні 3D-моделі деформованого тіла просторової конструкції, для якої отримано результати модального, гармонічного та акустичного аналізів.

Для розробленої в програмному пакеті ANSYS моделі пружної системи з особливими умовами закріплення в просторовій конструкції фюзеляжу літального апарату обчислено резонансні частоти (моди) коливань.

В другому розділі дисертаційного дослідження для розробленої моделі просторової конструкції отримано в середовищі ANSYS розподіли коливальної швидкості на перших трьох резонансних частотах для випадків, коли в просторовій конструкції немає кільцевих пружних елементів, і коли ці елементи є жорстко закріпленими у створеній просторовій конструкції прототипу форми відсіку літального апарату.

Крім цього, на основі створеної математичної моделі з 5 розв'язувачів в середовищі програми ANSYS отримано результати розподілу коливальної швидкості для тої самої 3D-моделі, але частоти коливань обрано вручну з кроком 400 Гц в діапазоні від 400 Гц до 4000 Гц. Причому, для порівняння так само в розділі розглянуто випадки, коли включення у формі кільцевих елементів в просторовій конструкції спочатку відсутні, а потім їх додано за умови жорсткого кріплення останніх до конструкції.

В третьому розділі дисертаційного дослідження основна увага зосереджена на оцінці параметрів звукоізоляції спеціальних конструкцій, які є основою при створенні приміщень відкритого типу. При цьому, за основу для просторової конструкції обрано, що матеріал її стін є скло з різними значеннями товщини та різним хімічним складом. Тобто, товщина перегородки просторової конструкції, як і матеріал скла, через значення коефіцієнта Пуассона є змінними величинами. За умовами проведеного дослідження вважається, що конструкція відкритого офісу являє собою складену подвійну прямокутну форму з прошарком із матеріалу полівінілбутирала, тобто з кожної сторони розміщено по дві секції скляних панелей. Проведена оцінка параметрів розповсюдження звуку всередині приміщення в обраному частотному діапазоні на основі використання чисельного методу скінчених елементів.

На основі інструментів програми імітаційного моделювання реалізовано розрахунок значень коефіцієнта звукових втрат та значення коефіцієнта поглинання звукової енергії, яка проходить крізь матеріал подвійної стіни.

Знайдено, що використання скляної перегородки з прошарком з полівінілбутирала дозволяє зменшити рівень шуму при проходженні його з основного приміщення “відкритого офісу” до приміщення оточення.

У дисертації представлено наступні наукові результати:

1. Запропоновано алгоритм візуалізації основних характеристик акустичного поля (акустичний тиск, коливальна швидкість), яке створюється елементами плоскої чи циліндричної конструкції за допомогою голограми звукового поля в ближній зоні.

2. Отримані аналітичні залежності для розрахунку основних характеристик звукового поля для вказаних конструкцій та експериментально підтверджено співпадіння результатів з середньою похибкою розбіжності приблизно 2,6% для величини $z = 3$ мм та приблизно 3,06% для величини $z = 8$ мм в діапазоні від 0 Гц до 4 кГц при визначенні розподілу поля акустичного тиску від джерела шуму.

3. Запропоновано, на основі програмних засобів імітаційного моделювання, алгоритм визначення розподілу коливальної швидкості типового елемента конструкції літального апарату, що являє собою об'єднання трьох систем з розподіленими параметрами (плоска пружна поверхня та дві пружні балки).

4. Запропоновано алгоритм розрахунку звукоізоляції замкненої огорожувальної конструкції складної геометричної форми, всередині якої може рухатись довільним чином джерело шуму.

Практичне значення отриманих результатів полягає у наступному.

1. Визначені практичні рекомендації з застосування акустичних голограм ближнього поля для оцінки акустичної шумового поля в об'ємній конструкції спеціального призначення для випадку, коли необхідно проаналізувати шумові сигнали, що знаходяться в низькочастотному діапазоні.

2. Створено 3D-модель конструкції з доповненням всередині у формі основи корпусу фюзеляжу літака, для якої проведено модальний аналіз на перших шести формах коливань, і додатково отримано результати акустичного та гармонічного аналізу цієї моделі конструкції за умови наявності направленої джерела шуму, для визначення реакції конструкції на дію гармонічних навантажень в обраному діапазоні частот.

3. Знайдено для елемента конструкції літального апарату, що являє собою об'єднання трьох систем з розподіленими параметрами (плоска пружна поверхня та дві пружні балки), що на першій моді коливань (109,89 Гц) спостерігається картина, коли максимальні значення коливальної швидкості зосереджено на бічних сторонах просторової конструкції. Так, на першій моді в центрі бічної сторони значення швидкості досягає значень приблизно 47 (мкм/с)/В і це є значно більшим ніж у випадку відсутності пружних балок для конструкції коли остання коливається на частоті третьої моди. Що ж стосується балочних систем на першій моді, то тут область підвищених значень спостерігається в нижній частині балки і в даному випадку, величина коливальної швидкості не перевищує межі приблизно 20 (мкм/с)/В, що до речі теж є більшим значенням ніж величина 14 (мкм/с)/В, яка отримана для конструкції без балок.

4. Розроблено геометричну конструкцію “відкритого офісу” (з скляних огорожувальних поверхонь) для якої створено модель імітаційного моделювання на основі інструментів прикладного додатку механічного моделювання програми ANSYS. Для проведення акустичного аналізу в основному приміщенні офісу розміщено джерело шуму, яке в рамках досліджень переміщується в основному приміщенні. Товщина перегородки, як і матеріал стін приміщення є змінними величинами.

5. За результатами оцінки звукоізоляції замкненої конструкції складної геометричної форми (товщина перегородки 20 мм, коефіцієнт Пуассона $\nu=0,25$), всередині якої може рухатись довільним чином джерело шуму знайдено, що, на частоті випромінювання цього джерела шуму 1 кГц

задля забезпечення його найменшого впливу на зовнішнє оточення потрібно щоб воно знаходилось (вигляд зверху) у лівій частині основного приміщення просторової конструкції. При даному положенні джерела шуму значення коефіцієнта втрат складає 40 дБ, яке на 9 дБ є більшим, коли джерело шуму знаходиться з правої сторони і на 10 дБ є більшим, коли джерело шуму знаходиться всередині конструкції. Коли ж для матеріалу конструкції встановити коефіцієнт Пуассона $\nu=0,27$, то для тої самої товщини перегородки 20 мм найліпше розташування джерела шуму з точки зору звукоізоляції буде коли, джерело розташовано в центрі конструкції. Для даного випадку коефіцієнт втрат дорівнюватиме 34 дБ, і це є на 4 дБ більше коли джерело розташовано у лівій частині приміщенні та на 8 дБ більше, коли джерело шуму розташовано у правій частині основного приміщення конструкції.

Ключові слова: акустична інформація, автоматизація, математична модель, голографія, акустичне поле, шум, ANSYS, акустика, звукоізоляція, конструкція, метод скінчених елементів, низькочастотний звук, моделювання, мікрофон.

ABSTRACT

Ponomarenko E.S. Methods and approaches for assessing acoustic noise in special-purpose structures. – A qualification scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the field of knowledge 17 – Electronics and Telecommunications, specialty 171 – Electronics. – National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Ministry of Education and Science of Ukraine, Kyiv, 2026.

The dissertation is devoted to determining approaches to analyzing acoustic noise parameters in spatial structures through the use of both special measurement algorithms and simulation modeling tools.

The content of the dissertation research is presented in three chapters, which present and justify the main results of the work.

The relevance of the dissertation is justified in the introduction, which outlines the purpose and main objectives of the study, describes the research methods, and provides information about the scientific novelty and practical significance of the results obtained.

The first section of the dissertation research is devoted to reviewing basic software approaches to acoustic signal processing, including those created under noisy conditions, and analyzing known methods for reducing acoustic noise.

In addition, the section presents approaches for calculating the main characteristics of the acoustic field created by a noise source, and visualization of this field is implemented through the construction of an acoustic hologram in the near field.

It is noted that the advantage of using acoustic holograms is that the visualization of the field measured on a specific closed or open surface around the source in the near field contains complete information about the radiation, and this information can be reconstructed at any point in space using wave equations and methods of applied acoustics.

Thus, the first chapter discusses approaches to constructing holograms based on determining the acoustic parameters of the source field (acoustic pressure, vibration velocity, noise intensity, eigenvalue field) for cases where the noise source itself is a structure of two types – flat and cylindrical.

Analytical dependencies for calculating the main characteristics of the sound field inside selected structures were obtained, and the coincidence of the results with an average error of 2,6% in the working frequency range from 0 Hz to 4 kHz was experimentally confirmed.

In general, the first section of the dissertation research is characterized by the introduction of the features of obtaining near-field acoustic holograms using the developed measurement scheme, in which the microphone array plays a major role.

The second section of the dissertation research is applied in nature, and for the selected spatial structure, using special software and the finite element method, the results of static analysis with an assessment of some mechanical and acoustic characteristics are presented, assuming the action of a fixed guiding force. Additionally, harmonic and acoustic analyses of the mathematical model of the structure with an addition inside, in the form of a directional noise source, were performed to determine the response of the structure to the action of harmonic loads in the selected frequency range.

Thus, an algorithm for solving an applied problem in the ANSYS environment is proposed, which consists in creating a 3D model of a deformed body of a spatial structure, for which the results of modal, harmonic, and acoustic analyses are obtained.

For the elastic system model developed in the ANSYS software package with special conditions for fastening in the spatial structure of the aircraft fuselage, the resonance frequencies (modes) of vibrations were calculated.

In the second chapter of the dissertation research, for the developed model of the spatial structure, the distributions of the oscillation velocity at the first three resonance frequencies were obtained in the ANSYS environment for cases when there are no ring elastic elements in the spatial structure, and when these elements are

rigidly fixed in the created spatial structure of the prototype of the aircraft compartment.

In addition, based on the created mathematical model with 5 solvers, the results of the distribution of the oscillation velocity for the same 3D model were obtained, but the oscillation frequencies were selected manually with a step of 400 Hz in the range from 400 Hz to 4000 Hz. Moreover, for comparison, the section also considers cases where ring elements are initially absent from the spatial structure and are then added, provided that they are rigidly attached to the structure.

The third section of the dissertation focuses on evaluating the sound insulation parameters of special structures, which form the basis for creating open-plan spaces. In this case, the spatial structure is based on the assumption that the walls are made of glass with varying thicknesses and chemical compositions. That is, the thickness of the partition of the spatial structure, as well as the material of the glass, are variable quantities due to the Poisson's ratio.

According to the conditions of the study, it is assumed that the open office structure is a double rectangular shape with a layer of polyvinyl butyral material, i.e., there are two sections of glass panels on each side. The parameters of sound propagation inside the room in the selected frequency range were evaluated using the finite element method.

Using simulation modeling tools, the sound loss coefficient and the sound energy absorption coefficient passing through the double wall material were calculated.

It has been found that the use of a glass partition with a polyvinyl butyral interlayer reduces the noise level when it passes from the main room of an “open office” to the surrounding room.

The dissertation presents the following scientific results:

1. An algorithm is proposed for visualizing the main characteristics of the acoustic field (acoustic pressure, vibration velocity) created by elements of a flat or cylindrical structure using a hologram of the sound field in the near zone.

2. Analytical dependencies for calculating the main characteristics of the sound field for the specified structures have been obtained, and the coincidence of the results has been experimentally confirmed with an average error of discrepancy of approximately 2.6% for a value of 3 mm and approximately 3.06% for a value of 8 mm in the range from 0 Hz to 4 kHz when determining the distribution of the acoustic pressure field from the noise source.

3. Based on simulation modeling software, an algorithm is proposed for determining the distribution of the vibration velocity of a typical aircraft structure element, which is a combination of three systems with distributed parameters (a flat elastic surface and two elastic beams).

4. An algorithm is proposed for calculating the sound insulation of a closed enclosing structure of complex geometric shape, inside which a noise source can move arbitrarily.

The practical significance of the results obtained is as follows.

1. Practical recommendations have been developed for the use of near-field acoustic holograms to assess the acoustic noise field in a special-purpose volumetric structure when it is necessary to analyze noise signals in the low-frequency range.

2. A 3D model of the structure has been created with an addition inside in the form of the base of the aircraft fuselage, for which a modal analysis has been performed on the first six modes of vibration, and additionally, the results of acoustic and harmonic analysis of this model of the structure have been obtained under the condition of a directional noise source, to determine the response of the structure to harmonic loads in the selected frequency range.

3. It was found for an aircraft structural element, which is a combination of three systems with distributed parameters (a flat elastic surface and two elastic beams), that at the first mode of oscillation (109.89 Hz) there is a pattern where the maximum values of the oscillation velocity are concentrated on the sides of the spatial structure. Thus, at the first mode in the center of the side, the velocity reaches values of approximately 47 ($\mu\text{m/s}$)/V, which is significantly higher than in the absence of elastic beams for the structure when the latter oscillates at the frequency

of the third mode. As for beam systems in the first mode, here the area of increased values is observed in the lower part of the beam, and in this case, the oscillation velocity does not exceed the limit of approximately $20 (\mu\text{m}/\text{c})/V$, which, incidentally, is also greater than the value of $14 (\mu\text{m}/\text{c})/V$ obtained for a structure without beams.

4. A geometric design for an “open office” (with glass enclosing surfaces) was developed, for which a simulation model was created based on the tools of the ANSYS mechanical modeling application. To conduct an acoustic analysis, a noise source was placed in the main office room, which was moved around the main room during the research. The thickness of the partition, as well as the material of the room walls, are variable quantities.

5. Based on the results of the sound insulation assessment of a closed structure with a complex geometric shape (partition thickness 20 mm, Poisson's ratio $\nu=0.25$), inside which a noise source can move arbitrarily, it was found that, at the radiation frequency of this noise source of 1 kHz, in order to ensure its least impact on the external environment, it must be located (view from above) in the left part of the main room of the spatial structure. In this position of the noise source, the loss coefficient is 40 dB, which is 9 dB higher than when the noise source is on the right side and 10 dB higher than when the noise source is inside the structure. When the Poisson's ratio $\nu=0.27$ is set for the construction material, then for the same partition thickness of 20 mm, the best location of the noise source in terms of sound insulation will be when the source is located in the center of the structure. In this case, the loss coefficient will be 34 dB, which is 4 dB more when the source is located on the left side of the room and 8 dB more when the noise source is located on the right side of the main room of the structure.

Keywords: acoustic information, automation, mathematical model, holography, acoustic field, noise, ANSYS, acoustics, sound insulation, design, finite element method, low-frequency sound, modeling, microphone.

Список публікацій здобувача

1. Пономаренко Є., Трапезон К. Прикладні аспекти застосування акустичної голографії ближнього поля // “Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського”. – 2023. - №3 (140). – С. 176-184. Стаття категорії Б, ISSN 1995–0519 <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2023.3.21>, https://visnikkrnu.kdu.edu.ua/statti/2023_3_2023_3_176.pdf

Здобувачем було виконано наступне: проведено порівняння двох способів побудови акустичних голограм ближнього поля.

Внесок співавтора: здійснено теоретичне обґрунтування обраних методів та отриманих результатів порівняння.

2. Є. Пономаренко, К. Трапезон Моделювання випробувальної конструкції з включенням прямокутних балок на основі інструментів програми ANSYS // Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 4/2024 (147), с. 119-127. Стаття категорії Б, ISSN 1995–0519 <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2024.4.15>, https://visnikkrnu.kdu.edu.ua/statti/2024_4_119.pdf
https://visnikkrnu.kdu.edu.ua/statti/2024_4_119.pdf

Здобувачем було виконано наступне: розроблено математичну модель аналізу конструкції з додаванням включення.

Внесок співавтора: здійснено обґрунтування вибору розрахункової схеми та верифікація моделі.

3. Є. Пономаренко, К. Трапезон Оцінка параметрів звукоізоляції складених конструкцій при створенні офісних приміщень відкритого типу // Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2025 (152), с. 307-316. Є. Пономаренко, К. Трапезон Оцінка параметрів звукоізоляції складених конструкцій при створенні офісних приміщень відкритого типу // Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2025 (152), с. 307-316. Стаття категорії Б, ISSN 1995-0519 <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2025.3.34>, https://visnikkrnu.kdu.edu.ua/statti/2025_3_307.pdf

Здобувачем було виконано наступне: проведено аналіз різних конфігурацій офісів відкритого типу та розробив математичну модель в середовищі програми ANSYS.

Внесок співавтора: Визначено акустичні критерії оцінки та перевірено їх на відповідність нормам.

Доповіді на конференціях:

1. Пономаренко Є.С. Моделювання механічної конструкції з включенням прямокутних балок методом скінчених елементів / XXVII Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос» ст.42-45. Збірник тез, НЦАОМ, Дніпро, 2025. Праці міжнародної молодіжної науково-практичної конференція «Людина і Космос» Праці міжнародної молодіжної науково-практичної конференція «Людина і Космос», ISSN 2221-4550, <https://conferences.unaec.dp.ua/uploads/source/spacehuman/arhiv/sbornik2025.pdf>

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	17
ВСТУП.....	19
1 ОГЛЯД ВІДОМИХ МЕТОДІВ ТА ПІДХОДІВ ОБРОБЛЕННЯ АУДІОСИГНАЛІВ В ЗАДАЧАХ ПРИКЛАДНОЇ АКУСТИКИ.....	26
1.1 Базові алгоритми оброблення акустичних сигналів.....	26
1.2 Огляд методів зменшення шуму.....	28
1.3 Акустична голографія ближнього поля.....	31
1.3.1 Історичні передумови появи акустичної голографії ближнього поля.....	32
1.3.2 Аналітичні співвідношення та підходи візуалізації поля акустичного тиску.....	34
1.3.3 Особливості отримання акустичної голограми та порівняння отриманих результатів.....	41
1.4 Застосування методу скінчених елементів.....	48
1.5 Особливості використання програмного комплексу ANSYS для вирішення задач архітектурної акустики.....	49
1.5.1 Особливості проведення інженерних аналізів в програмі ANSYS.....	52
2 ПРИКЛАДНЕ ЗАСТОСУВАННЯ ІНСТРУМЕНТІВ ПРОГРАМИ ANSYS.....	59
2.1 Вихідні дані до моделювання.....	59
2.2 Варіант 1 гармонійного аналізу. Аналіз отриманих результатів.....	61
2.3 Варіант 2 гармонійного аналізу. Аналіз отриманих результатів.....	70
3 ПРАКТИЧНІ ПІДХОДИ З ОЦІНКИ ЗВУКОІЗОЛЯЦІЇ ПРОСТОРОВИХ КОНСТРУКЦІЙ.....	78
3.1 Параметри для оцінки звукоізоляції конструкцій. Основні	

співвідношення.....	80
3.2 Вихідні дані до моделювання.....	81
3.3 Створення імітаційної моделі та аналіз отриманих результатів.....	84
3.3.1 Аналіз отриманих результатів. Базові налаштування.....	88
3.3.2 Аналіз отриманих результатів. Змінені налаштування...	90
3.3.3 Аналіз отриманих результатів. Переміщення джерела шуму.....	91
ВИСНОВКИ.....	96
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	98

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

AC (Absorption Coefficient)	— коефіцієнт звукопоглинання;
ANC (Active Noise Control)	— системи активного шумоконтролю;
BEM (Boundary Element Method)	— метод граничних елементів;
BPF (Band-Pass Filter)	— смугові фільтри;
BSF (Band-Stop Filter)	— загороджувальні фільтри;
CAD	— Computer-Aided Design
CAE	— Computer-Aided Engineering;
EVA (Ethylene Vinyl Acetate)	— етиленвінілацетат;
FEM (Finite Element Method)	— метод скінченних елементів;
FFT (Fast Fourier Transform)	— швидке перетворення Фур'є;
FIR (Finite Impulse Response)	— з кінцевою імпульсною характеристикою;
FxLMS (Filtered-x Least Mean Squares)	— модифікація стандартного алгоритму LMS
HPF (High-Pass Filter)	— фільтри високих частот;
ICCSA-NAH (Improved Complex Congruence Sparse Array – Near-field Acoustic Holography)	— покращена акустична голографія ближнього поля з використанням розріджених масивів на основі комплексної конгруентності;
IIR (Infinite Impulse Response)	— фільтр з нескінченною імпульсною характеристикою;
LMS (Least Mean Squares)	— алгоритм найменших середніх квадратів;
LPF (Low-Pass Filter)	— фільтр низьких частот;
MMSE	— Minimum Mean Square Error;
NAH (Near-Field Acoustic Holography)	— акустична голографія ближнього поля;

NVH	— Noise, Vibration, Harshness;
PSD (Power Spectral Density)	— спектральна щільність потужності;
PVB (Polyvinyl Butyral)	— полівінілбутираль;
STFT (Short-Time Fourier Transform)	— короткочасне перетворення Фур'є;
STL (Sound Transmission Loss)	— звукоізоляційна здатність;
TL (Transmission Loss)	— індекс звукоізоляції (коефіцієнт звукових втрат);
ТРЦ	— Торгово-розважальний центр.

ВСТУП

Актуальність теми. В епоху розвитку сучасних цифрових технологій та стрімкого прогресу при створенні різного технологічного обладнання та систем не в останню чергу постає питання забезпечення нормального мікроклімату в приміщенні, де є рухомі механічні системи та конструкції. Насамперед, це стосується різного вібраційного силового устаткування, верстатів, стендів, генераторних потужних установок, батарей резервного електроживлення, елементів з різними обертальними частинами. Звісно, в даному випадку можна відповідні приміщення та цеха відокремити від приміщень житлового типу, а зменшення зовнішнього шуму, який надходить наприклад, від поруч розташованої залізничної колії [1,2], системи електрогенеруючої станції або виробничого заводу вирішити за рахунок вибору та впровадження звукоізолюючих матеріалів по периметру житлового приміщення [3,4]. Разом, з тим можуть виникнути випадки, коли питання зменшення шуму важко вирішити за рахунок вибору лише матеріалів звукоізоляції і це пов'язано з тим, що локалізація джерела шуму, вимірювання його характеристик може виявитись складною практичною задачею [5]. Насамперед можна навести приклад оцінки шуму в кабіні літака, де джерелами шуму можуть виступати як силові елементи, так і власне внутрішня поверхня обшивки корпусу в ролі вібраційної площини. Іншим випадком може назвати приміщення ділового офісного типу, які розташовані в комплексі з розважальним сегментом. В даному випадку передбачається, що саме приміщення офісу побудовано за відкритим принципом задля проникнення зовнішнього світла і тут постає питання також зменшення як зовнішнього шуму з вулиці, так і шуму внутрішнього з сусідніх приміщень. Ситуація ускладнюється в даному випадку тим фактом, що стіни приміщення, яке є об'єктом розгляду не передбачають використання звукоізоляційних матеріалів та непроникних для світла шумозахисних екранів, бар'єрів або ширм, адже виконані самі зі скла з незначною товщиною панелей.

Так, у розглянутих випадках особливої актуальності набуває питання точної локалізації та подальшого зменшення акустичного шуму в приміщеннях спеціального призначення за рахунок розроблення інноваційних підходів та проведення відповідного моделювання.

Питаннями застосування різних алгоритмів та підходів для вирішення задач локалізації та зменшення акустичного шуму в конструкціях спеціальної форми займаються такі вітчизняні та іноземні вчені як, Продеус А.М., Дідковський В.С., Грінченко В.Т., Сокол Г.І., Вовк І.В., Маципура В.Т. та інші.

Мета і завдання дослідження Метою дисертаційної роботи є визначення способів та програмних підходів з оцінки рівня акустичного шуму та його відповідних характеристик, за умови, що розповсюдження шумових сигналів відбувається в конструкції спеціальної форми. Крім цього, на основі спеціального програмного забезпечення необхідно розробити програмні рекомендації з оцінки параметрів звукоізоляції складених конструкцій для офісних приміщень відкритого типу.

Об'єктом дослідження є конструкція спеціального призначення, в якій спеціально розміщено джерело шуму.

Предметом дослідження є математичні алгоритми та прийоми програм імітаційного моделювання з оцінки та проведення акустичного та гармонійного аналізів конструкції за умови наявності рухомого джерела шуму.

Досягнення поставленої мети передбачає вирішення таких завдань:

1. розроблення алгоритму дій з використання методики побудови акустичних голограм ближнього поля для оцінки шумових характеристик всередині фюзеляжу літака;
2. розроблення в середовищі додатків Design Modeler або Space Claim програми ANSYS геометричної 3D-моделі основи корпусу фюзеляжу літака та оцінка основних акустичних параметрів для ситуації, коли однозначно всередині розміщено джерело шуму. Проведення для обраної конструкції з доповненням всередині, у вигляді направленої джерела шумового сигналу, акустичного, модального, лінійного статичного та гармонійного аналізів.

3. розроблення в середовищі програмного забезпечення ANSYS модель “відкритого офісу”, який складається з основного приміщення, скляної перегородки та приміщення оточення і за умови розміщення в основному приміщенні дифузного джерела звуку, провести гармонійний та акустичний аналізи моделі конструкції.

Розглянуті в роботі програмні підходи спрямовані на розроблення моделей оцінки акустичного шуму в приміщенні спеціального призначення, що дозволить розширити можливості у вирішенні актуальних завдань архітектурної акустики.

Методи дослідження. Для досягнення поставленої мети використано методи імітаційного комп’ютерного та об’єктно-орієнтованого моделювання, в основі яких реалізовано чисельний метод скінчених елементів.

Наукова новизна отриманих результатів. У дисертації представлено наступні наукові результати:

1. Запропоновано алгоритм візуалізації основних характеристик акустичного поля (акустичний тиск, коливальна швидкість), яке створюється елементами плоскої чи циліндричної конструкції за допомогою голограми звукового поля в ближній зоні.

2. Набуло подальшого розвитку отримання аналітичних залежностей для розрахунку основних характеристик звукового поля для вказаних конструкцій та експериментально підтверджено співпадіння результатів з середньою похибкою розбіжності приблизно 2,6% для величини $z = 3$ мм та приблизно 3,06% для величини $z = 8$ мм в діапазоні від 0 Гц до 4 кГц при визначенні розподілу поля акустичного тиску від джерела шуму.

3. Запропоновано, на основі програмних засобів імітаційного моделювання, алгоритм визначення розподілу коливальної швидкості типового елемента конструкції літального апарату, що являє собою об’єднання трьох систем з розподіленими параметрами (плоска пружна поверхня та дві пружні балки).

4. Запропоновано алгоритм розрахунку звукоізоляції замкненої огорожувальної конструкції складної геометричної форми, всередині якої рухається довільним чином джерело шуму.

Особистий внесок здобувача.

Усі результати, наведені у дисертаційній роботі і винесені на захист, отримано за активної участі здобувача та опубліковано у спеціалізованих фахових виданнях.

В статті Пономаренко Є., Трапезон К. Прикладні аспекти застосування акустичної голографії ближнього поля // “Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського”. – 2023. - №3 (140). – С. 176-184. Стаття категорії Б, ISSN 1995–0519 <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2023.3.21> опублікованій у співавторстві, здобувач провів порівняння двох способів побудови акустичних голограм ближнього поля.

В статті Є. Пономаренко, К. Трапезон Моделювання випробувальної конструкції з включенням прямокутних балок на основі інструментів програми ANSYS // Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 4/2024 (147), с. 119-127. Стаття категорії Б, ISSN 1995–0519 <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2024.4.15>, опублікованій у співавторстві, здобувач розробив математичну модель аналізу конструкції з додаванням включення.

В статті Є. Пономаренко, К. Трапезон Оцінка параметрів звукоізоляції складених конструкцій при створенні офісних приміщень відкритого типу // Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2025 (152), с. 307-316. Пономаренко, К. Трапезон Оцінка параметрів звукоізоляції складених конструкцій при створенні офісних приміщень відкритого типу // Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2025 (152), с. 307-316. Стаття категорії Б, ISSN 1995-0519 <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2025.3.34>, опублікованій у співавторстві, здобувач провів аналіз різних конфігурацій офісів відкритого типу та розробив математичну модель в середовищі програми ANSYS.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Визначені практичні рекомендації з застосування акустичних голограм ближнього поля для оцінки акустичної шумового поля в об'ємній конструкції спеціального призначення для випадку, коли необхідно проаналізувати шумові сигнали, що знаходяться в низькочастотному діапазоні.

2. Створено 3D-модель конструкції з доповненням всередині у формі основи корпусу фюзеляжу літака, для якої проведено модальний аналіз на перших шести формах коливань, і додатково отримано результати акустичного та гармонічного аналізу цієї моделі конструкції за умови наявності направленого джерела шуму, для визначення реакції конструкції на дію гармонічних навантажень в обраному діапазоні частот.

3. Знайдено для елемента конструкції літального апарату, що являє собою об'єднання трьох систем з розподіленими параметрами (плоска пружна поверхня та дві пружні балки), що на першій моді коливань (109,89 Гц) спостерігається картина, коли максимальні значення коливальної швидкості зосереджено на бічних сторонах просторової конструкції. Так, на першій моді в центрі бічної сторони значення швидкості досягає значень приблизно 47 (мкм/с)/В і це є значно більшим ніж у випадку відсутності пружних балок для конструкції коли остання коливається на частоті третьої моди. Що ж стосується балочних систем на першій моді, то тут область підвищених значень спостерігається в нижній частині балки і в даному випадку, величина коливальної швидкості не перевищує межі приблизно 20 (мкм/с)/В, що до речі теж є більшим значенням ніж величина 14 (мкм/с)/В, яка отримана для конструкції без балок.

4. Розроблено геометричну конструкцію “відкритого офісу” (з скляних огорожувальних поверхонь) для якої створено модель імітаційного моделювання на основі інструментів прикладного додатку механічного моделювання програми ANSYS. Для проведення акустичного аналізу в основному приміщенні офісу розміщено джерело шуму, яке в рамках

досліджень переміщується в основному приміщенні. Товщина перегородки, як і матеріал стін приміщення є змінними величинами.

5. За результатами оцінки звукоізоляції замкненої конструкції складної геометричної форми (товщина перегородки 20 мм, коефіцієнт Пуассона $\nu=0,25$), всередині якої може рухатись довільним чином джерело шуму знайдено, що, на частоті випромінювання цього джерела шуму 1 кГц задля забезпечення його найменшого впливу на зовнішнє оточення потрібно щоб воно знаходилося (вигляд зверху) у лівій частині основного приміщення просторової конструкції. При даному положенні джерела шуму значення коефіцієнта втрат складає 40 дБ, яке на 9 дБ є більшим, коли джерело шуму знаходиться з правої сторони і на 10 дБ є більшим, коли джерело шуму знаходиться всередині конструкції. Коли ж для матеріалу конструкції встановити коефіцієнт Пуассона $\nu=0,27$, то для тої самої товщини перегородки 20 мм найліпше розташування джерела шуму з точки зору звукоізоляції буде коли, джерело розташовано в центрі конструкції. Для даного випадку коефіцієнт втрат дорівнюватиме 34 дБ, і це є на 4 дБ більше коли джерело розташовано у лівій частині приміщенні та на 8 дБ більше, коли джерело шуму розташовано у правій частині основного приміщення конструкції.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконувалася на кафедрі акустичних та мультимедійних електронних систем Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського” у рамках НДР “Теоретичні та експериментальні дослідження імовірнісних характеристик шумових діагностичних сигналів в акустичних інформаційних системах” (№ держреєстрації 0116U007758).

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційного дослідження доповідались на 1 міжнародній науково-практичній конференції:

Пономаренко Є.С. Моделювання механічної конструкції з включенням прямокутних балок методом скінчених елементів / XXVII Міжнародна

молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос» ст.42-45. Збірник тез, НЦАОМ, Дніпро, 2025. Праці міжнародної молодіжної науково-практичної конференція «Людина і Космос» Праці міжнародної молодіжної науково-практичної конференція «Людина і Космос», ISSN 2221-4550, <https://conferences.unaec.dp.ua/uploads/source/spacehuman/arhiv/sbornik2025.pdf>

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 3 наукових публікацій (з них 3 статті у наукових фахових виданнях України за спеціальністю 171 Електроніка), 1 доповідь у збірниках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел. Загальний обсяг роботи становить 106 сторінок, включаючи 40 рисунків, 3 таблиці і 88 посилань на джерела.

Список використаних джерел включає 88 найменувань.

1 ОГЛЯД ВІДОМИХ МЕТОДІВ ТА ПІДХОДІВ ОБРОБЛЕННЯ АУДІОСИГНАЛІВ В ЗАДАЧАХ ПРИКЛАДНОЇ АКУСТИКИ

1.1 Базові алгоритми оброблення акустичних сигналів

Акустичні сигнали, залежно від своєї природи виникнення можуть мати як корисне призначення, наприклад, коли проводиться запис звукової композиції в спеціальній студії або в концертному симфонічному залі, або коли відбувається на відкритій місцевості чистий запис звуків від тварин (птахи, риби, тварини). Натомість, сигнали, які виникають внаслідок роботи технологічних машин та устаткування, вібраційних стендів, тощо можуть характеризуватись, як шкідливі для оточуючого середовища і їх як правило, відносять до не бажаного шуму. Питаннями зменшення шуму в замкненому середовищі при роботі різних потужних систем та устаткування займаються багато вчених дослідників в галузі прикладної акустики, як в Україні так і в світі, і серед них можна виділити Продеуса А.М., Дідковського В.С., Лейко О.Г., Вовка І.В. Разом з тим, умови виявлення і розташування джерела шуму, оцінка його акустичних характеристики та впливу на загальну акустичну картину може бути ускладнено тим фактом, що умови вимірювання та відповідні вимірювальні прилади не дозволяють з достатньою точністю оцінити параметри джерела шуму. Така ситуація трапляється, коли потрібно оцінити характеристики шуму в спеціальних профільних геометричних конструкціях, де власне чинниками шумової обстановки можуть бути різні електронні та акустичні механізми. В якості останніх можна виділити, наприклад кабінку літального апарату, або навпаки, конструкція у формі приміщення з скляними перегородками у великому діловому бізнес-центрі, де можливе розташування розважального сегменту.

В рамках огляду наведемо відомі підходи з оброблення акустичних сигналів, як при відсутності шуму та і у випадку наявності останнього, а також визначимо відомі методи зниження акустичного шуму.

Оброблення акустичних сигналів, наприклад в розрізі створення мультимедійного контенту, на сьогоднішній день зачеплює відразу декілька сфер, які пов'язані з прикладними додатками акустики і зокрема, психоакустики і тісно пов'язано з алгоритмами та процедурами цифрової обробки сигналів. До цих алгоритмів можна віднести наступні:

- оцифровування та дискретизація. Аудіосигнал є аналоговим за своєю природою, тому першим етапом обробки є його перетворення у цифрову форму. Це здійснюється за допомогою процедури дискретизації сигналу:

$$x[n] = x(nT_s), T_s = \frac{1}{f_s}$$

де f_s – частота дискретизації, T_s – період дискретизації. Сигнал відбирається через рівні проміжки часу з частотою, що повинна задовольняти теоремі Найквіста–Шеннона. Частота дискретизації у більшості аудіозастосувань становить 44,1 кГц або 48 кГц, що забезпечує передачу сигналів у смузі до 20 кГц. Додатковим етапом є квантування, тобто представлення амплітудних значень у вигляді скінченного числа рівнів. Кількість рівнів визначає розрядність (8, 16, 24 біти) і безпосередньо впливає на відношення сигнал/шум у цифровій формі.

- фільтрація. Фільтрація є базовою операцією оброблення сигналів, що дозволяє відокремлювати корисні складові від небажаних. Залежно від завдання застосовуються фільтри низьких частот (LPF), високих частот (HPF), смугові (BPF) та загороджувальні (BSF). У цифровій реалізації вони поділяються на фільтри з кінцевою імпульсною характеристикою (FIR) та з нескінченною імпульсною характеристикою (IIR) [6]. Основне рівняння дискретної згортки для FIR-фільтра має вигляд:

$$y[n] = \sum_{k=0}^M h[k] \cdot x[n - k]$$

де $h[k]$ – коефіцієнти фільтра, $x[n]$ – вхідний сигнал, $y[n]$ – вихід. FIR-фільтри забезпечують лінійну фазу, тоді як IIR є більш обчислювально ефективними.

- перетворення у частотну область. Акустичні сигнали часто зручніше аналізувати не у часовій, а у частотній області. Для цього застосовують дискретне перетворення Фур'є (DFT):

$$X[k] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] e^{-\frac{j2\pi kn}{N}},$$

де N – довжина вікна перетворення. Та його ефективну реалізацію – швидке перетворення Фур'є (FFT). Для аналізу нестационарних сигналів, у яких частотний склад змінюється з часом, використовують короткочасне перетворення Фур'є (STFT) [7]. Воно дозволяє отримати спектр сигналу у вікнах фіксованої довжини та є основою для більшості алгоритмів шумоподавлення.

- оцінка спектральної щільності потужності. Важливим статистичним параметром є спектральна щільність потужності (PSD), яка описує розподіл енергії сигналу за частотами. Вона визначається як:

$$S_{xx}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E\{|X_T(f)|^2\},$$

де $X_T(f)$ – скінченне перетворення Фур'є сигналу тривалості T .

На її основі будуються алгоритми Wiener-фільтрації та MMSE-оцінювання [8]. PSD оцінюється методами періодограм, згладжування віконними функціями, а також сучасними методами оцінювання в умовах нестационарного шуму.

1.2 Огляд методів зменшення шуму

Сучасні методи зменшення шуму поділяють на кілька основних класів: пасивні конструктивні рішення, активні системи активного шумоконтролю

(ANC) та цифрові алгоритми статистичної обробки сигналів. Кожен із цих підходів має власні сфери застосування, переваги та обмеження.

Пасивні конструктивні рішення. Пасивне зменшення шуму базується на використанні матеріалів і конструкцій, що механічно або акустично перешкоджають поширенню звукових хвиль. До них належать:

- масивні перегородки, що реалізують так званий «масовий закон/mass law» звукоізоляції [9].
- багатошарові конструкції зі склопакетів та багатошарових-панелей, які використовують резонансні та демпфувальні властивості шарів [10];
- акустичні облицювання з пористих або волокнистих матеріалів, що забезпечують поглинання у середньо- та високочастотному діапазоні.

Перевагою пасивних методів є простота реалізації та довговічність, а обмеженням – зниження ефективності у низькочастотному діапазоні та необхідність значних товщин або маси конструкцій.

Ефективність пасивних методів описується “масовим законом”:

$$TL(f) \approx 20 \log_{10}(mf) - 47 [\text{дБ}],$$

де TL (Transmission Loss) - індекс звукоізоляції (коефіцієнт звукових втрат),

m - маса на одиницю площі $[\text{кг}/\text{м}^2]$,

f - частота звуку $[\text{Гц}]$.

Активні методи зниження шуму. Активне шумоподавлення реалізується за рахунок створення вторинного акустичного сигналу, який перебуває у протифазі до небажаного шуму, тобто

$$y(t) = s(t) + n(t) + \hat{n}(t),$$

де $s(t)$ – корисний сигнал, $n(t)$ – небажаний шум, $\hat{n}(t)$ – згенерований «антишум». Необхідно зробити так, щоб $n(t) + \hat{n}(t) \approx 0$.

У частотній області компенсуючий сигнал формується із затримкою та підсиленням:

$$\hat{n}(t) = \sum_{k=0}^M w_k x(t-k),$$

де w_k - коефіцієнти адаптивного фільтра, що налаштовуються за алгоритмом LMS або FxLMS.

Системи ANC складаються з мікрофонів, контролера та гучномовців, що формують компенсуючу хвилю. Основні схеми реалізації поділяють на:

feedforward-системи, де шум вимірюється перед тим, як він досягає слухача, і система прогнозує компенсуючий сигнал;

feedback-системи, які вимірюють сумарний сигнал у зоні слухача та адаптивно налаштовують компенсуючу хвилю.

Активні методи особливо ефективні у низькочастотному діапазоні, де пасивні засоби малоефективні. Вони застосовуються у авіаційній та автомобільній техніці, у персональних гарнітурах та побутових пристроях [11]. Недоліками такого підходу є складність системи, потреба у стабільності алгоритмів та обмежена зона дії.

Цифрові алгоритми зменшення шуму. Найбільш поширеними є статистичні методи цифрової обробки сигналів, які базуються на моделюванні мовлення та шуму у спектральній області. Серед них:

спектральне віднімання – один із перших методів цифрового шумоподавлення [12], для якого:

$$|\hat{S}(k)|^2 = |Y(k)|^2 - |\hat{N}(k)|^2,$$

де $Y(k)$ – спектр зашумленого сигналу, $\hat{N}(k)$ – оцінений спектр шуму.

Його сутність полягає у відніманні оцінки спектра шуму від спектра зашумленого сигналу. Недоліком є виникнення «музичного шуму» у випадках неточних оцінок;

Wiener-фільтрація – оптимальний метод у середньоквадратичному сенсі, що забезпечує баланс між придушенням шуму та збереженням корисного сигналу.

$$H_w(f) = \frac{S_s(f)}{S_s(f) + S_n(f)},$$

де $S_s(f)$ та $S_n(f)$ – спектральні щільності потужності сигналу і шуму.

Вихідний сигнал у частотній області:

$$\hat{S}(f) = H_w(f) \cdot Y(f). [13];$$

MMSE-оцінювання – метод мінімізації середньоквадратичної похибки оцінювання амплітуди або логарифма амплітуди спектра мовлення, розроблений Ephraim і Malah

$$\hat{A}(k) = G(\xi(k), \gamma(k)) |Y(k)|,$$

Де $G(\xi, \gamma)$ – функція посилення, що залежить від:

$$\xi = \frac{E\{|S(k)|^2\}}{E\{|N(k)|^2\}} - \text{апріорне відношення сигнал/шум,}$$

$$\gamma = \frac{|Y(k)|^2}{E\{|N(k)|^2\}} - \text{апостеріорне відношення сигнал/шум [14].}$$

Він забезпечує вищу якість відновлення, ніж класичні Wiener-фільтри, особливо у мовних додатках.

Подальший розвиток алгоритмів зосереджений на точному оцінюванні спектральної щільності потужності шуму. Для цього застосовуються методи minimum statistics [15,16] які здатні адаптивно відслідковувати змінні умови шумового середовища без використання явного детектора мовлення.

Таким чином, сучасні методи шумоподавлення охоплюють як фізичні засоби звукоізоляції, так і акустико-електронні системи, а також цифрові алгоритми статистичної обробки сигналів, що забезпечують придушення шумів у реальному часі. Інше питання – точне виявлення місця розташування джерела шуму і одним з способів з локалізації шуму можна визначити методику створення акустичних голограм у ближньому полі.

1.3 Акустична голографія ближнього поля

Акустична голографія ближнього поля (Near-Field Acoustic Holography, NAH) є методом просторово-частотного аналізу акустичних полів, що дозволяє

відновити розподіл звукового тиску, швидкості та інтенсивності у просторі на основі вимірювань у ближній зоні [17-19]. Основна ідея полягає у тому, що поле, виміряне на певній замкненій або відкритій поверхні навколо джерела, містить повну інформацію про випромінювання, і цю інформацію можна реконструювати в будь-якій точці простору за допомогою хвильових рівнянь та методів обчислювальної акустики [20-22]. В основі використання акустичної голографії є теорія вивчення випромінювання звуку в середовищі, яким може бути повітря або вода [23-24].

1.3.1 Історичні передумови появи акустичної голографії ближнього поля

Метод із застосуванням акустичних голограм вперше був систематизований у 80–90-х роках, коли було розроблено математичний апарат для відновлення акустичних полів у ближній зоні на основі швидкого перетворення Фур'є (FFT). Подальший розвиток відбувся з появою швидших обчислювальних алгоритмів і збільшенням кількості доступних датчиків. Класична реалізація НАН передбачає розташування мікрофонної решітки у безпосередній близькості до досліджуваного об'єкта, запис поля тиску і реконструкцію тривимірного поля в області джерела або в далекій зоні. Сучасні дослідження показали, що НАН є універсальним інструментом для широкого спектра задач [25-28]:

Електроніка. Дослідник Парк застосував методику для візуалізації низькорівневих шумів у смартфонах, що виникають унаслідок вібрацій конденсаторів [29]. Завдяки НАН вдалося отримати карту розподілу звукового тиску та локалізувати джерела шуму на друкованій платі.

Авіаційна техніка. Вчений Англед використав НАН для аналізу акустичного випромінювання у модельному фюзеляжі літака, що дозволило визначити критичні джерела шуму у низькочастотному діапазоні [11]. Це стало основою для оптимізації конструкцій авіаційних панелей.

Слід зазначити, що дослідження, які пов'язані з визначенням джерела шуму в конструкціях можуть бути значно ускладнені через складні вимірювальні умови або у випадках, коли є недоступність місць вимірювання [23]. Наприклад, така ситуація може зустрітись при дослідженні кабіни літальних апаратів чи внутрішнього салону автомобіля. Більше того, при конструюванні літальних апаратів [11] проблема забезпечення низького рівню шуму в кабіні може бути однією з основних. І тут визначення області шумового контакту виходячи з форми кабіну може виявитись доволі складною технологічною процедурою. З іншого боку, в деяких ситуаціях на практиці при використанні традиційних методів вимірювання, які не враховують форму або конструкцію джерела шуму, внаслідок значного числа відбивальних поверхонь, як наприклад в кабіні літака, картина акустичного оточення може бути не точною [30]. Для успішного вирішення цієї проблеми можна використати підходи акустичної голографії ближнього поля, де передбачити вимірювання величини звукового тиску в близькій зоні структури кабіни, яка створює шум у замкненому просторі [23].

Обробка даних на розріджених решітках. Дослідник Ванг та Хуанг запропонували методику ICCSA-NAH, що поєднує принципи ближньопольової голографії з глибинними методами реконструкції. Вона дозволила знизити похибку відновлення вібраційної швидкості більш ніж удвічі навіть за умов розріджених вимірювань [31].

Важливою перевагою NAH є її здатність працювати у широкому діапазоні частот – від інфразвукових до ультразвукових. Крім того, вона дозволяє отримати не лише інтегральні характеристики (рівень звукового тиску), а й детальні просторові карти розподілу полів, що особливо важливо для ідентифікації локальних джерел шуму [32];

У контексті архітектурної акустики NAH є перспективним методом, оскільки дає змогу візуалізувати, як саме шум проникає через конструкції (зокрема, скляні перегородки) та які ділянки поверхні найбільш уразливі до

акустичних хвиль. Це створює передумови для подальшої оптимізації конструктивних рішень, що підвищують акустичний комфорт у приміщеннях.

1.3.2 Аналітичні співвідношення та підходи візуалізації поля акустичного тиску

Акустичні голограми є одним з популярних на сьогодні способів візуалізації джерела шуму, його місце розташування на основі вимірювання певних акустичних характеристик, серед яких найчастіше виділяють розподіли поля акустичного тиску та коливальної швидкості. За форму конструкцій джерела шуму зазвичай при проведенні досліджень обирають коливальні структури плоскої або циліндричної форм [11]. При побудові візуалізації розподілу поля акустичного тиску або коливальної швидкості на основі використання акустичних голограм обов'язковою умовою є врахування як відстані від джерела шуму до плоскої площини голограми так і верхньої робочої частоти коливань джерела шуму [23, 33].

Кількість точок вимірювання на поверхні площини голограми (своєрідна роздільна здатність акустичної голограми) можна знайти, виходячи з теореми Найквіста-Шеннона, а їх розташування можна реєструвати на основі найпростіших приймачів сигналу, до числа яких відносять мікрофони які розміщують у площині плоскої поверхні голограми. Якщо об'єктом вимірювання є акустичний тиск то його значення в даній точці площини можна знайти через суперпозицію полів, отриманих як результати вимірювання на площині голограми.

Розглянемо способи побудови акустичних голограм ближнього поля, які характеризують акустичні параметри (акустичний тиск, коливальна швидкість, інтенсивність шуму, поле власних чисел) поля джерела, за умови що джерело шуму є конструкцією двох видів – плоскої або циліндричної форм [34-35]. При цьому фіксація зображення розподілу акустичного тиску та коливальної швидкості навколо джерела проводиться з врахуванням наступних етапів:

- 1) реєстрація амплітуди акустичного тиску або коливальної швидкості на поверхні, що охоплює джерело (циліндрична форма) або на поверхні, яка є плоскою і розташована на певній відстані від джерела у ближній зоні;
- 2) фільтрація отриманих даних (оцінка точності виміряних даних);
- 3) оцифровування даних та їх аналіз з метою визначення особливостей візуалізації джерела [23].

Алгоритм, на основі якого будується акустична голограма у ближньому полі можна реалізувати на основі послідовності кроків, які схематично показано на рис.1.1.

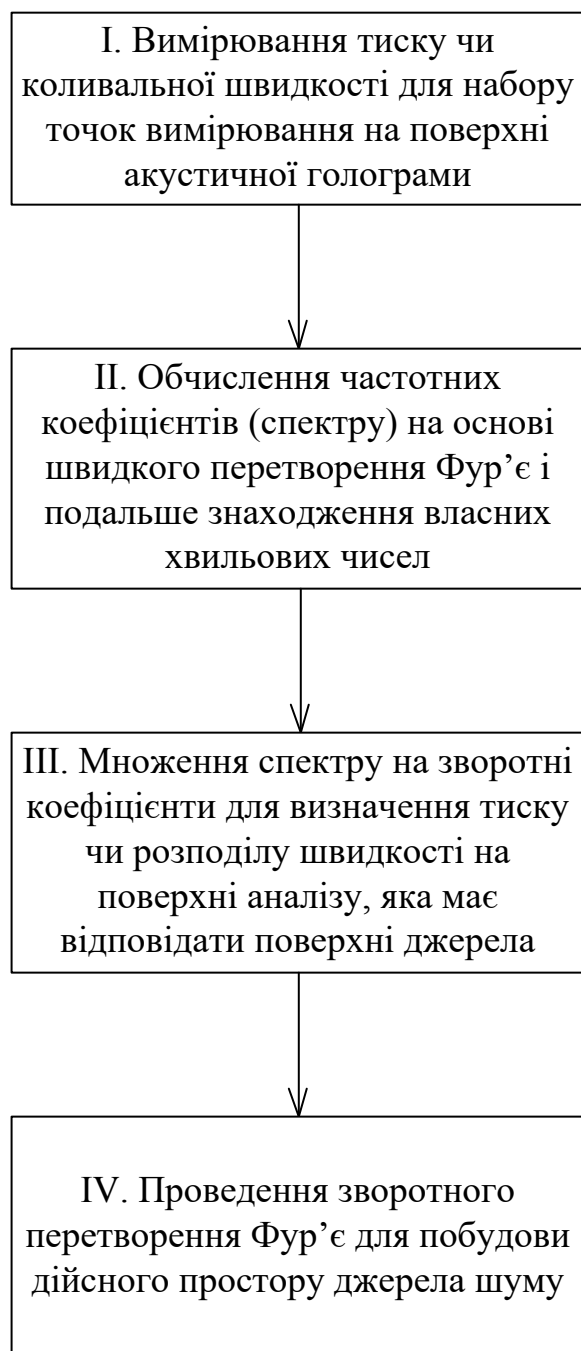


Рисунок 1.1 – Схема алгоритму для побудови голограми ближнього поля [23]

Спосіб 1. Джерело шуму має плоску форму. Розглянемо аналітичні співвідношення та схему вимірювання даних для побудови акустичної голограми, коли саме джерело шуму являє собою плоску коливальну структуру. Припустимо, що візуалізація розподілу поля акустичного тиску здійснюється спереду цієї коливальної структури. Плоска акустична голограма для даного способу – певна площина точок вимірювання, і їх кількість визначається на

основі теореми Найквіста-Шеннона, відстань між цими точками характеризується відстанню між мікрофонами і для даного дослідження визначимо, що відстань між мікрофонами, які утворюють плоску кільцеву структуру дорівнює 0,04 м. Виходячи з теореми Найквіста-Шеннона верхня гранична частота вимірювання буде дорівнювати [23]:

$$f_s = \frac{c_0}{2l} = \frac{343}{2 \times 0,04} = 4287 \text{ Гц.}$$

Відстань від площини акустичної голограми до поверхні джерела шуму визначимо на рівні 0,04 м. Виходячи з схеми, яка показана на рис.1.1 наведемо аналітичні співвідношення, які дозволяють розрахувати точки голограми, значення яких можна порівняти з даними, які можна отримати в програмі імітаційного моделювання Comsol Multiphysics.

Спочатку визначимо співвідношення для розрахунку частотних коефіцієнтів на основі швидкого перетворення Фур'є [23,36], які допоможуть за схемою з рис.1.1 візуалізувати розподіл тиску акустичного поля:

$$\tilde{F}(k_x, k_y) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} F(x, y) e^{-i(k_x x + k_y y)} dx dy;$$

$$F(x, y) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{F}(k_x, k_y) e^{i(k_x x + k_y y)} dk_x dk_y.$$

Хвильове рівняння для параметру акустичного тиску $p(x, y, z)$ визначається на основі виразу:

$$\frac{d^2 W}{dz^2} + k_z^2 W = 0 \quad (1.1)$$

де $k_z^2 = k^2 - k_r^2$; $k_r^2 = k_x^2 + k_y^2$. На основі методу розділення змінних (метод Фур'є) відкинемо часовий множник і тоді розв'язок рівняння (1.1) можна записати наступним чином:

$$W = A e^{ik_z z},$$

де

$$k_z = \sqrt{k^2 - k_r^2}, \text{ якщо } k^2 > k_r^2;$$

$$k_z = i\sqrt{k_r^2 - k^2}, \text{ якщо } k^2 < k_r^2.$$

Зазначимо, що в хвильовому рівнянні (1.1) параметр k – власне хвильове число.

Задаємо площину вимірювання (акустичну голограму), яка розміщується в просторі при $z = z_h$, а площина джерела у такому випадку буде розташована у просторі при $z = z_{дж}$. Відмітимо, що параметр z – значення будь-якої площини візуалізації.

Приймемо, що

$$z_h > z_{дж} > 0;$$

$$z > z_{дж},$$

І звідси функція перетворення поля акустичного тиску $p_h(x, y, z_h)$ для голограми ближнього поля набуде форми:

$$\tilde{p}_h(k_x, k_y, z_h) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} p_h(x, y, z_h) e^{-i(k_x x + k_y y)} dx dy,$$

Функція перетворення акустичного тиску в будь-якій точці поля знаходиться як

$$\tilde{p}(k_x, k_y, z) = \tilde{p}_h e^{ik_z(z-z_h)}.$$

Відповідно до схеми з рис.1.1 зворотне перетворення акустичного тиску в будь-якій точці поля z можна знайти так:

$$p(x, y, z) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{p}_h e^{ik_z(z-z_h)} e^{i(k_x x + k_y y)} dk_x dk_y. \quad (1.2)$$

Поле вектора швидкості в точці z можна характеризувати за наступними виразами

$$\vec{v} = \frac{1}{i2\pi f \rho} \vec{\nabla} p; \quad (1.3)$$

$$v_x = \frac{1}{(2\pi)^2 f \rho} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} k_x \tilde{p}_h e^{ik_z(z-z_h)} e^{i(k_x x + k_y y)} dk_x dk_y;$$

$$v_y = \frac{1}{(2\pi)^2 f \rho} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} k_y \tilde{p}_h e^{ik_z(z-z_h)} e^{i(k_x x + k_y y)} dk_x dk_y;$$

$$v_z = -\frac{1}{(2\pi)^2 f \rho} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} k_z \tilde{p}_h e^{ik_z(z-z_h)} e^{i(k_x x + k_y y)} dk_x dk_y,$$

де f – циклічна частота; ρ – щільність середовища.

Припустимо, що $2l_x$ та $2l_y$ - розміри апертури для проведення вимірювань, тобто

$$-l_x \leq x \leq l_x;$$

$$-l_y \leq y \leq l_y,$$

тоді параметри dx та dy (просторове збільшення) визначаються як [23]

$$dx \rightarrow \Delta x = \frac{l_x}{M};$$

$$dy \rightarrow \Delta y = \frac{l_y}{N},$$

де M, N – дискретні номери крапок, в яких реалізовано процедури вимірювання уздовж довжин апертури l_x та l_y відповідно. Тобто, можна визначити наступним чином

$$x = \alpha \Delta x = \frac{\alpha l_x}{M}, \quad -M \leq \alpha \leq M;$$

$$y = \beta \Delta y = \frac{\beta l_y}{N}, \quad -N \leq \beta \leq N.$$

Тоді хвильові числа можна обчислити за виразами

$$k_x = m \Delta k_x = \frac{m \pi}{l_x}; \quad -M \leq m \leq M;$$

$$k_y = n \Delta k_y = \frac{n \pi}{l_y}; \quad -N \leq n \leq N.$$

Схема вимірювання даних для побудови акустичної голограми, коли саме джерело шуму являє собою плоску коливальну структуру реалізована за умови, що кожний мікрофон з масиву фіксує амплітуду і фазу акустичного тиску і створюється таким чином канал наскрізного запису значень [37]. Слід відмітити, що задля отримання визначеної тоності вимірювань самі мікрофони і створені канали запису мають бути попередньо відкалібровано по відношенню до джерела шуму. Схема каналу запису для обраного мікрофону з масиву складається з елементів, які показано на рисунку 1.2.

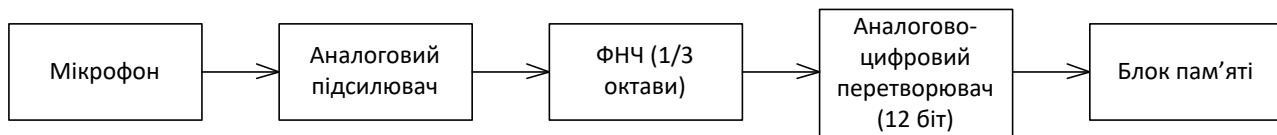


Рисунок 1.2 – Типовий канал запису з мікрофону

Зазначимо, що якщо акустична голограма за роздільною здатністю складається з $N \times N$ крапок вимірювання (апертура гологами), то для простору власних чисел розмір голограми з запасом масштабується до розміру $4N \times 4N$ щоб отримати підвищення роздільної здатності зображення поля акустичного тиску.

Спосіб 2. Джерело шуму має циліндричну форму.

Визначимо, що циліндрична поверхня джерела визначається наступними розмірами: l – довжина; $2R$ – діаметр. Звідси поле акустичного тиску записується на поверхні циліндричної голограми за умови радіуса $R_0 > R$. Тоді співвідношення для обчислення акустичного тиску p та вектору коливальної швидкості $\vec{v}$ в координаті простору (r, φ, z) матимуть вигляд:

$$\tilde{p}(r, \varphi, z) = \frac{1}{2\pi} \sum_{n=-\infty}^{\infty} e^{in\varphi} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \bar{p}(r_0, k_z) \cdot \frac{Z_n(k_r r)}{Z_n(k_r r_0)} e^{ik_z z} dk_z;$$

$$\vec{v}(r, \varphi, z) = \frac{1}{2\pi} \sum_{n=-\infty}^{\infty} e^{in\varphi} \int_{-\infty}^{\infty} \bar{p}(r_0, k_z) \cdot Q_n e^{ik_z z} dk_z,$$

де для

$$v_r: Q_n = \frac{i}{k\rho c_0} \frac{1}{2\pi} (kr) \frac{Z'_n(k_r r)}{Z_n(k_r r_0)} \vec{e}_r;$$

$$v_\varphi: Q_n = \frac{i}{k\rho c_0} \frac{1}{2\pi} \left(\frac{-in}{r} \right) \frac{Z'_n(k_r r)}{Z_n(k_r r_0)} \vec{e}_\varphi;$$

$$v_z: Q_n = \frac{i}{k\rho c_0} \frac{1}{2\pi} (-ik_z) \frac{Z'_n(k_r r)}{Z_n(k_r r_0)} \vec{e}_z,$$

де штрих у наведених співвідношеннях означає похідну за аргументом функції [23]. Радіальне хвильове число k_r пов'язане з хвильовим числом k_z [38] залежністю

$$k_r = \sqrt{k^2 - k_z^2}, \quad |k| > |k_z|.$$

Функція Z_n можна визначити як:

$$Z_n = H_{(n)}^{(1)}(k_r r),$$

де $H_{(n)}^{(1)}$ – функція Ганкеля першого роду.

Для того щоб реалізувати наведений алгоритм для побудови акустичної голограми скінчених розмірів, візуалізація значення акустичного тиску на циліндричній поверхні площини голограми довжиною z_0 і радіусом r_0 визначається на однаковій відстані за осьовими та окружними точками, де кутове зміщення $\Delta\varphi$ та осьове зміщення Δz визначається як

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{\bar{N}};$$

$$\Delta z = \frac{z_0}{\bar{M}},$$

де $\bar{N} = 2N + 1$; $\bar{M} = 2M + 1$ – цілі числа і являють собою загальну кількість точок вимірювання в окружному та осьовому напрямках на основі критерію Найквіста-Шеннона.

Тоді відповідно до загальної схеми з рис.1.1 швидке перетворення Фур'є на основі значень з циліндричної голограми $\tilde{p}(r_0, \varphi, z)$ в точках вимірювання φ_l та z_q матиме вигляд:

$$\hat{p}_n(r_0, k_{z,m}) = z_0 \sum_{q=-M}^M \sum_{l=-N}^N \tilde{p}(r_0, \varphi_l, z_q) e^{-i(\frac{2\pi}{\bar{M}})qm} e^{-i(\frac{2\pi}{\bar{N}})l \cdot n}.$$

1.3.3 Особливості отримання акустичної голограми та порівняння отриманих результатів

Для реалізації практичної частин побудови акустичної голограми обрано об'єкт дослідження – відсік внутрішньої частини кабіни літального апарату, де в площині обмеження відсіків розташовано вимірювальні елементи – мікрофони (рис.1.3), які визначено чорними крапками. За місцем розташування цих елементів утворюється плоска поверхня. Мікрофони розташовано таким чином по поверхні, щоб по площині фіксувати рівень звукового тиску джерела шуму, який знаходиться в наступному відсіку літака (керуючі приводи

літального апарату) [23]. В рамках експерименту будемо аналізувати шумові сигнали, які знаходяться в низькочастотному діапазоні, від 0 до 4 кГц. Мікрофони розміщуються на спеціальній балочній конструкції (не показано на рисунку), яка не з'єднана з основною конструкцією фюзеляжу літака. Для експерименту обрано мікрофони GRAS 40HL з низьким рівнем власного шуму. На рисунку 1.3 межі моделі з масиву мікрофонів співпадають з алюмінієвою обшивкою корпусу секції літака



Рисунок 1.3 – Схема розташування вимірювальних елементів

Така кількість мікрофонів на рисунку 1.3 обрана з того, щоб забезпечити необхідну апертуру при проведенні вимірюванні тиску акустичного поля. Необхідність розміщення мікрофонів в центрі поверхні виключається завдяки тому, що мікрофони на краю дозволяють отримати інформацію про внутрішнє звукове поле з досить високою точністю вимірювання [23,39]. Тобто, розрахунок акустичного поля для геометрії можливий виключно лише тоді коли є значення акустичного тиску на межі цієї геометричної конструкції. Оскільки, аналіз та візуалізація джерела шуму передбачається у ближній зоні, то для спрощення нехай джерело шуму розташовано зміщеним з іншої сторони конструкції масиву у ближній зоні. Звідси можна знайти спрощено дві площини – площина голограми (коли $z = z_h$) та площина на якій візуалізується

акустичне поле ($z = z_r$). Схематично ці площини зі збільшенням показано на рисунку 1.4.

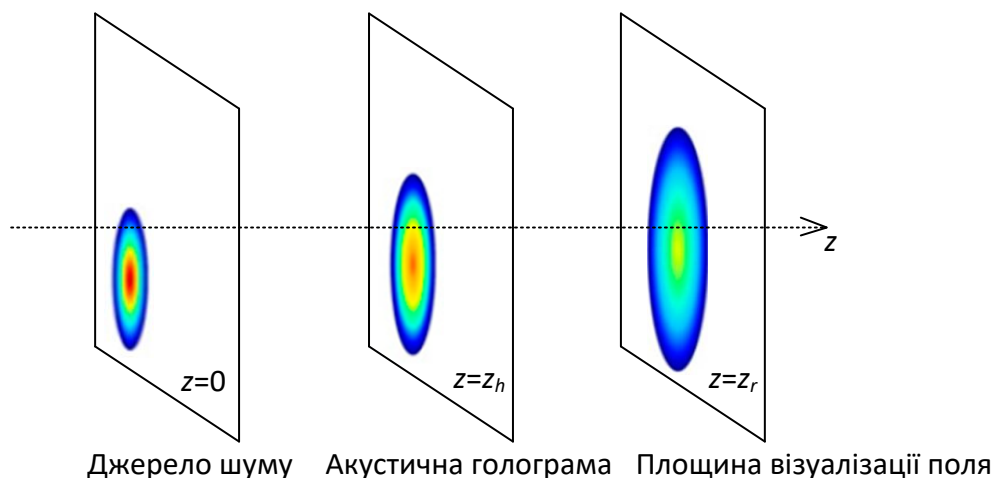


Рисунок 1.4 – Схематичне зображення площин [23]

Далі визначимо, що джерело шуму умовно розташовано в точці $z = 0$, і проведемо незалежно вимірювання рівня акустичного тиску в ближній зоні на відстанях 3 мм (площина акустичної голограми) та 8 мм (площина візуалізації акустичного поля на основі проведених розрахунків акустичного поля (1.2) за формулами) в діапазоні від 0 до 4,2 кГц. Перевірка точності побудови акустичної голограми можна провести на основі простого порівняння, даних які отримано шляхом вимірювання та значень, які розраховано аналітичним способом на основі наведених співвідношень. Для розрахунків використаємо програмний додаток Comsol Multiphysics. В табл.1.1 наведено результати розрахованих значень поля акустичного тиску та результати вимірювань.

Порівнюючи отримані виміряні значення та розраховані значення за параметром розподілу акустичного тиску на відстані 3 мм та 8 мм від джерела шуму можна дійти висновку, що середнє значення відносної похибки, яка визначає розбіжність між значеннями складає приблизно 2,6% для величини $z = 3$ мм та приблизно 3,1% для величини $z = 8$ мм.

Таблиця 1.1 – Результати розрахунків спектра поля акустичного тиску та результати вимірювання (А-зважені значення)

Частота, кГц	z =3 мм			z =8 мм		
	Виміряне значення N_1 , дБ	Розраховане значення N , дБ	Точність, $\delta=(1-N/N_1) \times 100 \%$	Виміряне значення	Розраховане значення	Точність, $\delta=(1-N/N_1) \times 100 \%$
0,1	-7	-6,7	4,28	-5,4	-5,6	3,704
1	15	15,5	3,3	12,3	12,6	2,43
1,5	18	17,6	2,22	7	6,8	2,85
2	-20	-19,8	1	-19,1	-18,7	2,09
2,5	-38	-38,5	1,31	-43	-45	4,6
3	-20	-19,9	0,5	-21	-20,5	2,38
3,5	-10	-9,6	4	-18	-18,5	2,77
4	9,8	10,2	4,08	3,87	4	3,35
4,2	-41	-39,7	3,171	-54	-52	3,704

Для визначення рівня коливальної швидкості частинок (нормоване значення), використаємо співвідношення (1.3), та відповідні пояснення. При цьому, для схеми вимірювання потрібно додатково до просторової конструкції додати джерело вібрації і для цього, підключимо розташуємо впритул до корпусу літального апарату електромагнітну вібраційну тестову систему TIRA 59320/RIT-340 (рис.1.5).



S 59320/RIT-340 (Example drawing)

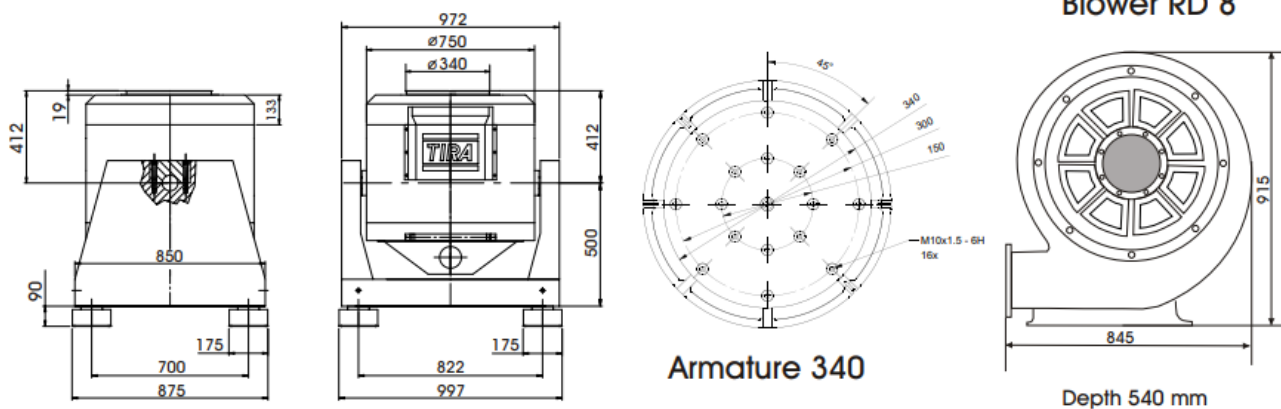


Рисунок 1.5 – Схематичне зображення вібраційної тестової системи [40]

Цю систему розташуємо з іншої сторони корпусу, де розміщено масив мікрофонів створюючи тим самим коливальну вібраційну поверхню. Для спрощення дослідження приймемо, що $z = 0$. Опорне значення швидкості встановимо на рівні 1 мкм/с [23]. Для вимірювання значення швидкості використано в схемі безконтактний лазерний доплерівський віброметр LV-1800 який розташовано на відстані 100 мм від поверхні вібрацій по центру площини (мікрофони в даній частині дослідження не викорситовуються) і дозволяє проводити вимірювання від 0,3 Гц до 3 МГц (рис.1.7). Отримані значення відповідають значенням швидкості частинок на площині джерела вібрацій. Структурна схема вимірювання коливальної швидкості показано на рисунку 1.6.

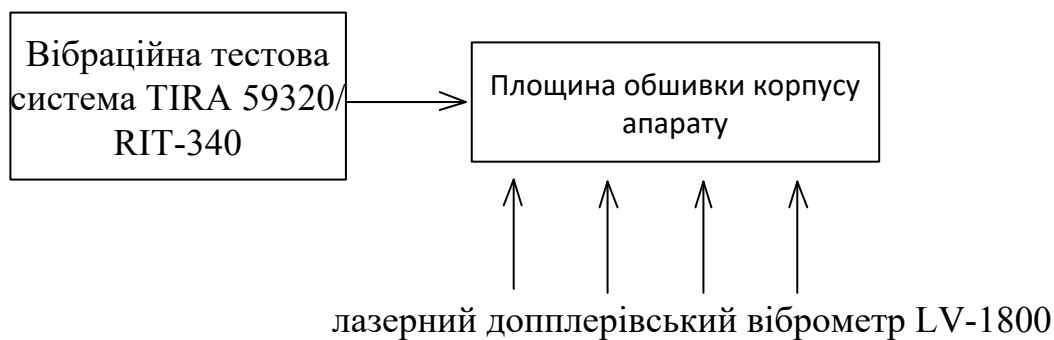


Рисунок 1.6 – Схема вимірювання коливної швидкості



Рисунок 1.7 – Лазерний доплерівський віброметр LV-1800 [41]

Отримані значення за результатами вимірювань будуть відповідати значенням швидкості частинок на площині джерела вібрацій. В таблиці 1.2 наведено результати значень коливної швидкості частинок на основі результатів вимірювань на основі схеми з рис.1.6.

Для відстані $z = 3$ мм відповідно до схематичного зображення з рис.1.4 отримаємо на частоті 1 кГц зображення акустичної голограми, за умови що відповідно до зображення масиву мікрофонів (рис.1.3) в схему дослідження було додано генератор шуму PN3B від компанії Gold Line [42] (рис.1.8) який створює рожевий шум з інтенсивністю -18 dBu і його розміщено на висоті 0,8 м від підлоги конструкції. Для зручності візуальне зображення голограми побудуємо у значеннях за модулем (рис.1.9).

Таблиця 1.2 – Результати вимірювання коливальної швидкості частинок

Частота, кГц	Коливальна швидкість частинок поверхні вібрації, (м/с)/В
0,1	0,023
1	0,018
1,5	0,03
2	0,034
2,5	0,023
3	0,041
3,5	0,025
4	0,026
4,2	0,027



Рисунок 1.8 – Генератор рожевого шуму

З отриманого рисунку голограми (рис.1.9) можна дійти висновку, що є певна пляма з переходом від жовтого кольору до червоного за рівнем тиску, яка розташована трохи зміщеною від центру масиву мікрофонів.

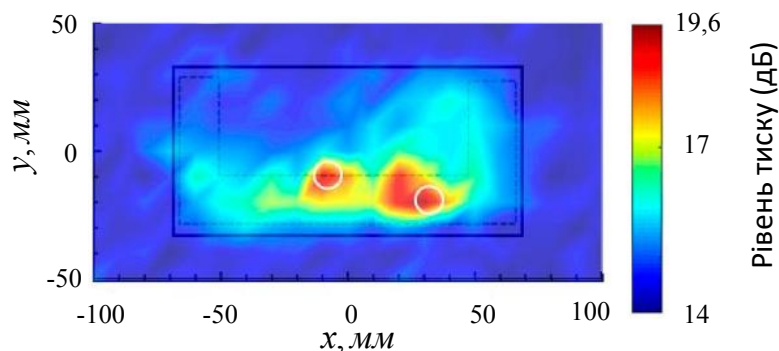


Рисунок 1.9 – Акустична голограма (значення визначено за модулем)

В цій області спостерігається значення акустичного тиску близько 18 дБ. Таким чином, отримане графічне зображення акустичної голограми дозволяє визначити найбільш вірогідне розташування джерела шуму і до того ж, можна спрогнозувати орієнтовний рівень цього шуму.

1.4 Застосування методу скінчених елементів

Скляні панелі є невід'ємною частиною сучасної архітектури, особливо в офісних та торговельно-розважальних центрах, де вони застосовуються як перегородки, фасади чи декоративні елементи. Попри естетичні та функціональні переваги, такі конструкції характеризуються низьким рівнем звукоізоляції, особливо у низькочастотному діапазоні. Це створює значну проблему з точки зору акустичного комфорту та потребує як експериментальних, так і чисельних досліджень для визначення ефективності скляних огорожувальних систем.

Чисельний метод скінчених елементів (Finite Element Method, FEM) зарекомендував себе як один із найефективніших інструментів для аналізу акустико-механічних процесів у складних конструкціях, у тому числі і тих, що є об'єктом нашого дослідження [43]. Використання FEM дозволяє моделювати взаємодію звукових хвиль із багатошаровими бар'єрами, враховувати геометрію конструкцій, матеріальні властивості та граничні умови. Завдяки

цьому можна прогнозувати значення параметру Sound Transmission Loss (STL) – індекс звукоізоляції, який є основною характеристикою для оцінки ефективності огорожувальних конструкцій.

У низці досліджень було показано, що FEM забезпечує високу точність результатів. Наприклад, Larbi et al. застосували метод для аналізу звукоізоляції подвійних склоpaketів у низькочастотному діапазоні, що підтвердило адекватність чисельних моделей порівняно з лабораторними вимірюваннями [10] Alsaed et al. виконали експериментально-чисельне дослідження акустичних характеристик ламінованого скла з використанням полімерних прошарків (PVB, EVA), показавши, що такі конфігурації забезпечують значне підвищення рівня STL [44].

Окремі роботи розглядають чисельне прогнозування акустичних характеристик сендвіч-панелей із в'язкоеластичними серцевинами. Assaf і Guerich, використовуючи FEM у поєднанні з граничним елементом (BEM), показали можливість ефективного контролю шумопроникнення через багатошарові плити [45].

Чисельне моделювання скляних конструкцій у середовищі FEM є ефективним підходом для оцінки звукоізоляційних властивостей архітектурних систем [46]. Воно забезпечує можливість дослідження широкого спектра варіантів матеріалів і конструктивних рішень без необхідності проведення трудомістких експериментів. Отримані результати можуть безпосередньо застосовуватися при проєктуванні сучасних офісних і громадських будівель для досягнення оптимального рівня акустичного комфорту.

1.5 Особливості використання програмного комплексу ANSYS для вирішення задач архітектурної акустики

Сучасна інженерія для досліджень щодо прогнозування фізичних процесів, які спостерігаються у конструкціях та матеріалах під дією різноманітних навантажень потребує використання різних програмних

інструментів і одним з таких є програмний комплекс ANSYS, який належить до класу систем інженерного комп'ютерного аналізу (Computer-Aided Engineering, CAE) [47-50]. Його ключовою особливістю є використання чисельних методів, насамперед методу скінченних елементів [51], який на основі створення Mesh-сітки дозволяє моделювати механічні, теплові, гідродинамічні, електромагнітні та акустичні процеси з високою точністю [52].

Перевагою використання комплексу ANSYS є те, що у дослідника з'являється можливість віртуального відтворення складних фізичних явищ, для яких проведення натурних експериментів є економічно затратним або практично недосяжним [53]. Цим забезпечується значне скорочення витрат на дослідження, та підвищує ефективність проєктування з власне зменшує ризики помилок у реальних умовах експерименту [54].

До ключових особливостей комплексу ANSYS можна віднести [55]:

- мультифізичність, тобто здатність до одночасного розв'язання задач різної фізичної природи (наприклад, теплових, механічних, акустичних, тощо) [56-57].
- модульність, що забезпечує роботу у спеціалізованих середовищах (ANSYS Mechanical, ANSYS Fluent, ANSYS HFSS, ANSYS LS-DYNA, ANSYS Acoustic тощо) [58];
- інтеграція з CAD-системами, яка дозволяє імпортувати та адаптувати складні геометричні моделі з SolidWorks, AutoCAD, CATIA й інших програмних пакетів [59];
- розвинені засоби передпроцесінгу та післяпроцесінгу, які надають користувачам інструменти для побудови сітки, накладання граничних умов і подальшої візуалізації результатів (напруження, температурні поля, акустичні карти, частотні спектри) [60].

Графічний інтерфейс ANSYS Workbench орієнтований на забезпечення інтуїтивності та логічної послідовності досліджень. Центральне вікно Workbench — *Project Schematic* — дозволяє поєднувати різні типи аналізів у вигляді блок-схеми, що відображає повний розрахунковий процес (рис.1.10).

Завдяки drag-and-drop логіці користувач може комбінувати модулі, забезпечуючи інтеграцію мультифізичних задач у єдиний сценарій дослідження [59].

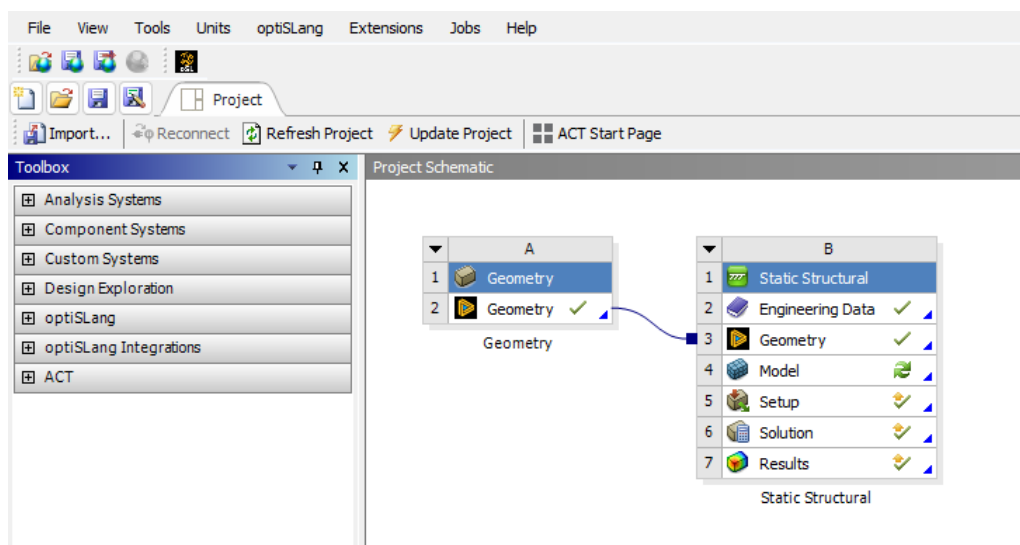


Рисунок 1.10 – Центральне вікно програми Project Schematic

Основою обчислювальної частини комплексу є розв’язувач (Solver), який виконує чисельний розрахунок моделі. Він оперує даними, що формуються на етапі передпроцесінгу — геометрія, фізико-механічні характеристики матеріалів, скінченно-елементна сітка, граничні умови та навантаження. Далі розв’язувач формує систему алгебраїчних рівнянь та виконує її розв’язання, забезпечуючи коректне відображення фізичних процесів [61].

До найбільш поширених типів розв’язувачів належать:

- ANSYS Mechanical Solver — для розв’язання задач статичного, динамічного, модального й гармонічного аналізу;
- ANSYS Fluent/CFX Solver — для дослідження гідродинамічних та теплотехнічних процесів [62];
- ANSYS Acoustic Solver — для аналізу акустичних процесів (звукопередача, STL, поля тиску, хвильові ефекти) [63];
- Explicit Dynamics Solver (LS-DYNA, Autodyn) — для сильно нелінійних та ударних процесів [64];
- Electromagnetic Solver (HFSS, Maxwell) — для задач електромагнітного моделювання [65].

Особливе місце у складі ANSYS займає модуль **Structural Mechanics**, орієнтований на моделювання напружено-деформованого стану конструкцій. Він дозволяє виконувати, зокрема:

- статичний аналіз, що використовується для визначення розподілу напружень і переміщень при сталих навантаженнях;
- модальний аналіз, який дає можливість визначати власні частоти та форми коливань, що необхідно для запобігання резонансу;
- гармонічний аналіз, спрямований на дослідження реакції конструкцій на періодичні навантаження, зокрема у задачах акустики та віброакустики;
- гармонічний акустичний аналіз, що моделює поширення гармонічних звукових хвиль;

Завдяки такій багатофункціональності Structural Mechanics широко використовується у машинобудуванні, авіаційній і космічній техніці, будівництві, а також у галузі акустики й аналізу NVH (Noise, Vibration, Harshness) [66].

1.5.1 Особливості проведення інженерних аналізів в програмі ANSYS

Статичний структурний аналіз. Static Structural Analysis є базовим типом інженерного розрахунку в середовищі *ANSYS Workbench*, який використовується для визначення напружено-деформованого стану конструкцій під дією сталих навантажень. Такий тип аналізу ґрунтується на принципі рівноваги сил, що діють у системі, і дозволяє оцінити міцність, жорсткість, стійкість та інші параметри конструкції на етапі проєктування.

При проведенні статичного розрахунку передбачається, що прикладені навантаження не змінюються в часі, а конструкція реагує на них у межах пружних деформацій. Тобто відсутні інерційні складові та демпфування, характерні для динамічних процесів. На рисунку 1.11 показано модуль цього аналізу в комплексі ANSYS.

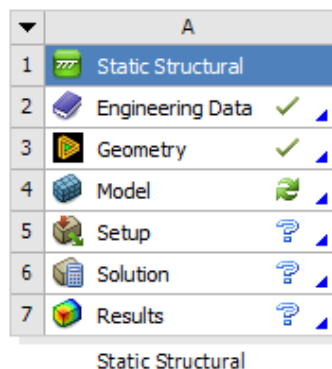


Рисунок 1.11 – Графічне зображення розв’язувача Static Structural
Основні етапи розрахунку в межах цього аналізу наступні:

1. Підготовка моделі: створення або імпорт геометрії з CAD-систем (SolidWorks, CATIA, AutoCAD) і задання матеріальних властивостей (модуль Юнга (E), коефіцієнт Пуассона (ν), густина (ρ)).
2. Генерація сітки: побудова скінченно-елементної моделі (Mesh) із вибором типів елементів (Solid, Shell, Beam) та локальним уточненням у критичних зонах.
3. Постановка задачі: накладання граничних умов (Supports, Displacements) та прикладення навантажень (Force, Pressure, Moment, Gravity).
4. Розв’язання: запуск розрахунку за допомогою *ANSYS Mechanical Solver*, який формує та розв’язує систему рівнянь FEM.
5. Аналіз результатів: побудова карт розподілу напружень, переміщень, деформацій, оцінка міцності, визначення критичних зон конструкції.

Результати статичного структурного аналізу використовуються як початкові умови для подальших типів розрахунків — модального, гармонічного та акустичного аналізів, що дозволяє враховувати статичну напруженість конструкції у більш складних динамічних сценаріях [67-68].

Модальний аналіз. Модальний аналіз (Modal Analysis) є одним із найважливіших видів динамічного розрахунку в середовищі *ANSYS Workbench* і використовується для визначення власних частот та форм коливань конструкцій. Цей тип аналізу дозволяє оцінити динамічну поведінку

механічних систем, виявити потенційні резонансні режими та забезпечити оптимальні умови експлуатації конструкції. Теоретичні засади модального аналізу детально викладені у класичних працях із методу скінченних елементів [67].

Математично модальний аналіз базується на рівнянні руху системи у матричній формі:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0,$$

де $[M]$ — матриця мас, $[K]$ — матриця жорсткості, $\{u\}$ — вектор вузлових переміщень, а $\{\ddot{u}\}$ — вектор прискорень. Припускаючи гармонічний характер коливань у вигляді $\{u\} = \{\varphi\}e^{j\omega t}$, одержуємо задачу на власні значення:

$$([K] - \omega_n^2[M])\{\varphi_n\} = 0,$$

де ω_n — власна кутова частота, $\{\varphi_n\}$ — власна форма коливань. Розв'язання цього рівняння дає змогу визначити власні частоти ($f_n = \frac{\omega_n}{2\pi}$) та форми коливань конструкції [69].

Основні етапи розрахунку в межах цього аналізу наступні:

1. Підготовка геометрії та сітки. Модель створюється у CAD-середовищі або безпосередньо в *ANSYS DesignModeler / SpaceClaim* і дискретизується методом скінченних елементів. Коректна щільність сітки визначає точність обчислених власних частот [60].

2. Визначення матеріальних властивостей. До моделі вводяться фізико-механічні параметри матеріалу — модуль Юнга (E), густина (ρ), коефіцієнт Пуассона ν — що формують матриці мас і жорсткості [68].

3. Задання граничних умов. Граничні умови типу *Fixed Support*, *Frictionless Support* або *Displacement Constraint* визначають, які ступені вільності конструкції обмежені, що впливає на форму коливань.

4. Вибір методу розв'язування. У середовищі *ANSYS Mechanical* реалізовано кілька чисельних алгоритмів: *Block Lanczos*, *Subspace*, *PCG Lanczos*

і *Unsymmetric*. Вибір методу залежить від розміру моделі та кількості шуканих власних частот.

5. Розрахунок і післяпроцесінг. Після виконання обчислень користувач отримує набір власних частот f_n та форм коливань φ_n , які можна візуалізувати у вигляді анімацій або карт деформацій.

Гармонійний аналіз. Гармонічний аналіз (Harmonic Response Analysis) є наступним етапом після модального аналізу та застосовується для дослідження поведінки конструкцій під дією періодичних (синусоїдальних) навантажень. Основна мета цього типу розрахунку — визначити амплітудно-частотну характеристику системи, оцінити резонансні явища та динамічні напруження, що виникають у конструкції під впливом гармонічно змінних сил [67].

Рівняння руху для системи зі зосередженими параметрами має вигляд:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\},$$

де $[M]$ — матриця мас,

$[C]$ — матриця демпфування,

$[K]$ — матриця жорсткості,

$\{F(t)\}$ — вектор гармонічних навантажень.

При гармонічному збуренні $\{F(t)\} = \{F_0\} e^{j\omega t}$ розв'язок шукають у вигляді $\{u(t)\} = \{U\} e^{j\omega t}$.

Підставивши це у рівняння руху, отримуємо:

$$([K] - \omega^2[M] + j\omega[C])\{U\} = \{F_0\},$$

де ω — кутова частота збудження, $\{U\}$ — комплексна амплітуда переміщень.

Величини $\Re\{U\}$ (дійсна частина вектора амплітуд) і $\Im\{U\}$ (уявна частина вектора амплітуд) визначають фазу та амплітуду коливань у кожній точці конструкції [69].

Основні етапи розрахунку в межах цього аналізу наступні:

1. **Підготовка геометрії та матеріалів.** Створення або імпорт моделі та визначення матеріальних властивостей (модуль Юнга, густина, коефіцієнт Пуассона, демпфування). Властивості матеріалів задаються у вкладці *Engineering Data*; при необхідності вводяться коефіцієнти демпфування (*Structural Damping Ratio, Rayleigh Damping*) [60].

2. **Генерація сітки та задання граничних умов.** Модель дискретизується методом скінченних елементів, визначаються закріплення (*Supports*) і прикладені гармонічні навантаження (силові, тискові, моментні).

3. **Вибір типу гармонічного аналізу.** У середовищі *ANSYS Workbench* передбачено два основних підходи:

- **Full Method** — безпосереднє розв'язання системи рівнянь у частотній області для кожного кроку частоти;
- **Mode Superposition Method** — використання модальних форм коливань, отриманих на попередньому етапі (*Modal Analysis*), що зменшує обчислювальні витрати.

4. **Задання діапазону частот.**

Визначається початкова й кінцева частоти (f_{min}, f_{max}) та крок зміни частоти. Діапазон підбирається з урахуванням знайдених власних частот, щоб перевірити можливі резонансні ефекти [68].

5. **Розв'язування.** *ANSYS Mechanical Solver* обчислює реакцію системи на гармонічне збудження для кожного частотного кроку, формуючи залежності амплітуди від частоти (*Bode plots*).

6. **Післяпроцесінг результатів.** Отримані результати включають розподіл амплітуд переміщень, напружень (*von Mises*), фазові зсуви, реакції в опорах та частотні залежності деформацій. Графічно результати подаються як амплітудно-частотні характеристики (*Frequency Response Functions*) або поверхні вібрацій [63].

Гармонічний аналіз широко застосовується при дослідженні вібраційних характеристик механічних систем, наприклад, для оцінки стійкості корпусів

машин, елементів транспортних засобів або корпусів акустичних камер. У віброакустичних дослідженнях результати гармонічного аналізу дозволяють прогнозувати звукове випромінювання та резонансні ефекти у конструкціях, що працюють у діапазоні звукових частот.

Гармонічний аналіз у середовищі *ANSYS Workbench* є невід’ємним інструментом для оцінювання реакції конструкцій на періодичні динамічні впливи. Він дозволяє кількісно визначати амплітуди та фази коливань у частотному діапазоні, виявляти резонансні частоти та прогнозувати вібраційно-акустичну поведінку систем. Отримані результати є базовими для розрахунків шуму, вібрацій і звукоізоляції у складних технічних системах.

Гармонічний акустичний аналіз (Harmonic Acoustics Analysis). Цей вид аналізу застосовується для моделювання поширення гармонічних звукових хвиль у середовищі (повітря, вода, газ) під дією джерел періодичного типу. Цей тип аналізу використовується для визначення розподілу звукового тиску, акустичної швидкості частинок, інтенсивності звуку, а також для оцінки структурно-акустичної взаємодії між твердим тілом і рідинним або газовим середовищем [63].

Основні етапи розрахунку в межах цього аналізу наступні:

1. **Підготовка геометрії.** Модель акустичної області (повітряного або гідро середовища) створюється як тривимірний домен, який оточує конструкцію. Для коректного моделювання хвильового поля зовнішні границі мають бути віддалені від джерела звуку не менше ніж на пів довжини хвилі.

2. **Задання властивостей середовища (Engineering Data).** Визначаються параметри: густина ρ_o , швидкість звуку c , а також акустичне загасання α . Для повітря при 20 °C зазвичай використовують $c = 343\text{м/с}$, $\rho_o = 1.225\text{ кг/м}^3$.

3. **Граничні умови (Boundary Conditions).**

- *Pressure Outlet / Radiation Boundary* — для моделювання відкритого простору (поглинання хвиль без відбиття);
- *Rigid Wall* — жорсткі непроникні межі;

- *Velocity / Pressure Source* — джерела звуку з відомими параметрами;

- *Acoustic-Structure Interface* — межа взаємодії з твердим тілом.

4. **Налаштування частотного діапазону.** Визначаються початкова, кінцева частоти та крок частоти, як правило, у межах звукового або ультразвукового діапазонів (20 Гц – 20 кГц або вище).

5. **Розв'язування.**

В *ANSYS Acoustic Solver* застосовується метод скінченних елементів для рівняння Гельмгольца у частотній області

6. **Post-процесінг.**

У практиці віброакустичного моделювання цей аналіз використовується для:

- розрахунку звукоізоляції (STL) огорожувальних конструкцій (скляні панелі, перегородки, корпуси приладів);
- оцінки випромінювання звуку від вібруючих поверхонь;
- моделювання акустичних камер, глушників, панелей із PVB-шаром;
- дослідження акустичної взаємодії повітря-скло-полімер-сталь при гармонічному збудженні [65].

Висновки до 1 розділу. Визначено історичні передумови до виникнення акустичних голограм ближнього поля та наведено основні сфери їх використання. Наведено основні аналітичні співвідношення, які дозволяють визначити акустичні характеристики джерела шуму (розподіл акустичного поля, яке створюється джерелом шуму, розподіл коливальної швидкості як результат від впливу тестової вібраційної системи) для випадків, коли саме джерело є плоским або циліндричним. Наведено алгоритм в основі якого визначено методику отримання акустичних голограм. Проведено порівняння результатів вимірювання розподілу поля акустичного тиску та результатів розрахунків за наведеними співвідношеннями. Визначено обладнання для вимірювання коливальної швидкості частинок для ситуації, коли поверхнею вібрації є одна з площин літального апарату.

2 ПРИКЛАДНЕ ЗАСТОСУВАННЯ ІНСТРУМЕНТІВ ПРОГРАМИ ANSYS

Розглянемо в рамках дослідження приклад застосування інструментів комплексу ANSYS, для чого сформуємо алгоритм обчислення розподілу коливальної швидкості для типового елемента просторової конструкції літального апарату [70-76]. За умовами дослідження приймемо, що така просторова конструкція являє собою об'єднання трьох систем з розподіленими параметрами (плоска пружна поверхня та дві пружні балки [77-78]).

2.1 Вихідні дані до моделювання

Для проведення визначених у першому розділі роботи різних видів інженерного аналізу перш за все необхідно створити 3D-модель просторової конструкції, яка буде являти собою прототип відсіку літального апарату. При цьому задля проведення акустичного аналізу таку просторову конструкцію будемо вважати як складну систему з розподіленими параметрами що має пружну поверхню та два елементи у формі симетричних кільцевих балок, які сполучено з цією поверхнею через жорстке кріплення. Аналіз акустичних параметрів цієї конструкції обмежимо частотним діапазоном від 0 Гц до 4 кГц, як і в першій задачі роботи. Для визначеної конструкції задамо матеріал і визначимо резонансні частоти поперечних коливань (моди коливань). За основу, як і для першої задачі встановимо мету знайти розподіл загальної коливальної швидкості на визначених частотах, і для цього окремо розглянемо конструкцію і без включених балочних систем. Іншими словами маємо два варіанти для аналізу – проста конструкція літального апарату, та конструкція коли всередині є дві однакові симетричні балочні системи.

До проведення аналізу потрібно в середовищі програми ANSYS створити 3D-модель конструкції, використовуючи окремий модуль Geometry який слід налаштувати в середовищі інструментів Space Claim. Результат створення геометричної конструкції наведено на рисунку 2.1. Причому, для

наочності створено віртуальний переріз конструкції, щоб показати середину відсіку.

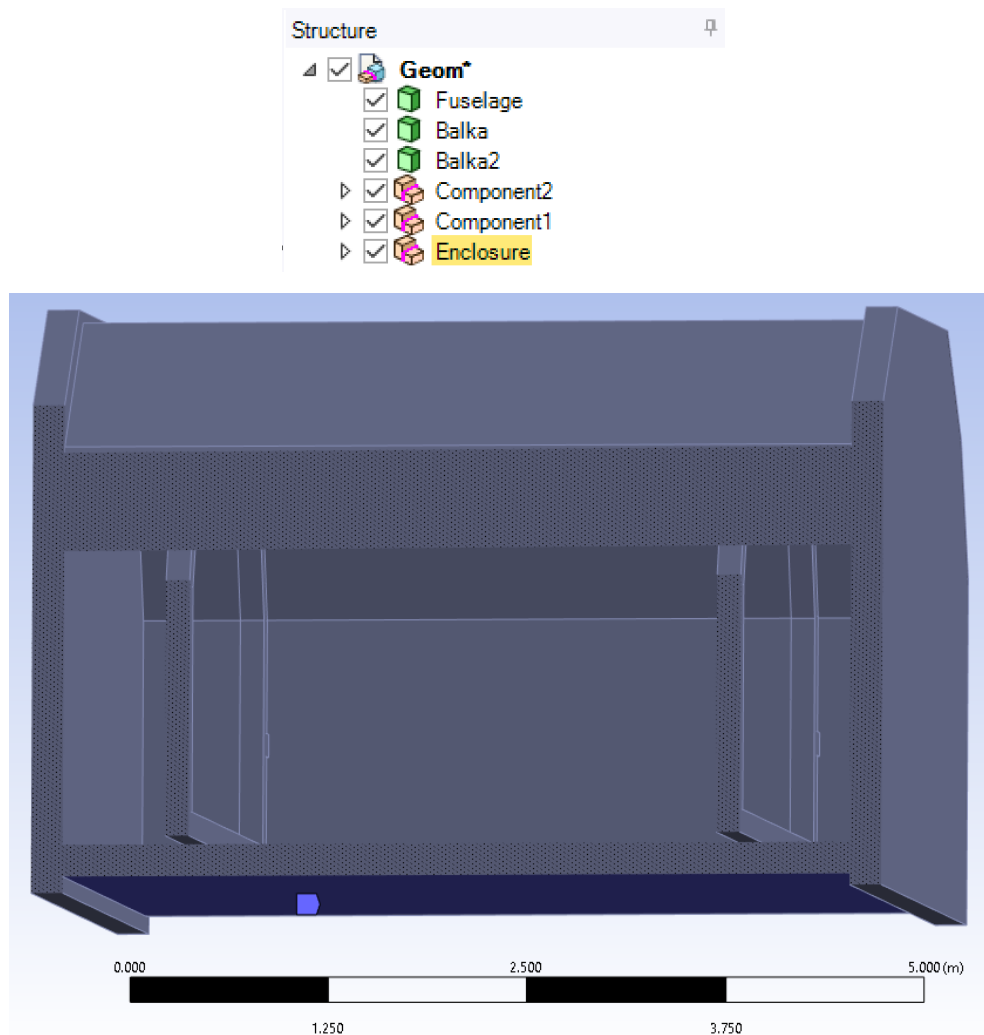


Рисунок 2.1 – Графічне зображення та склад елементів просторової конструкції відсіку літального апарату

Після цього необхідно забезпечити покриття геометричної області конструкції сіткою скінченних елементів (модуль Model). Далі проводять вибір фізико-математичної моделі, опис розрахункової схеми, визначення граничних умов та задають точність розрахунків. Наступним етапом є розв'язок поставленої задачі з контролем за збіжністю результатів. Заключним етапом алгоритму є аналіз отриманих результатів та їх візуалізація через представлення контурних діаграм [79]. Загальна схема проєкту для визначеної моделі показана на рисунку 2.2.

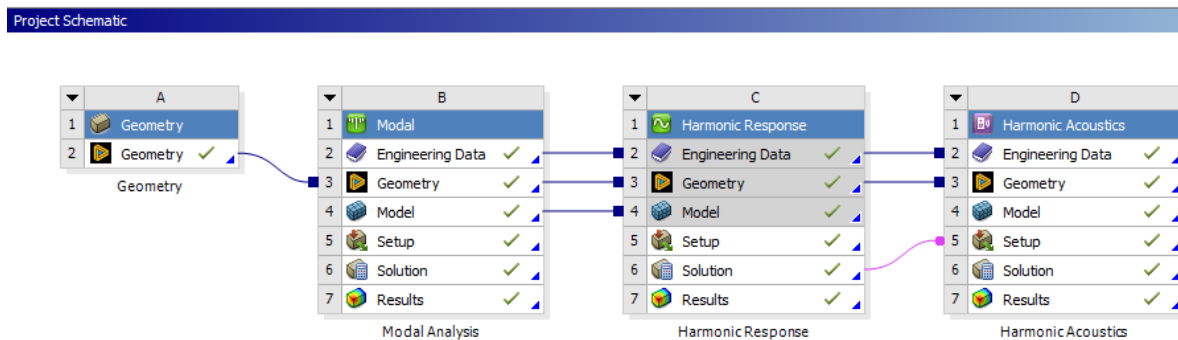


Рисунок 2.2 – Схема проекту

При цьому створена схема проекту дозволяє, зокрема визначити резонансні частоти системи (модуль Modal Analysis), знайти розподіли коливальної швидкості частинок конструкції як на резонансних частотах та і на частотах, які встановлено вручну (модуль Harmonic Response).

Початкова температура умов дослідження встановлена на рівні 22 °С. В якості матеріалу конструкції літального апарату обрано структурну сталь. Далі розглянемо окремо в рамках дослідження визначення розподілу коливальної швидкості для двох варіантів – з балочними конструкціями і за умови їх відсутності в просторі конструкції. Крім цього даних розрахунків проведемо через модуль Harmonic Response враховуючи як частоти резонансу (перші три моди) (варіант 1), так і варіант 2, коли частоти коливань встановлено вручну з ряду з кроком 400 Гц, тобто: 400 Гц, 800 Гц, 1200 Гц, 1600 Гц, 2000 Гц, 2400 Гц, 2800 Гц, 3200 Гц, 3600 Гц, 4000 Гц. Для знаходження частот резонансу для двох варіантів просторової конструкції використаємо модуль Modal Analysis.

2.2 Варіант 1 гармонійного аналізу. Аналіз отриманих результатів

Для знаходження коливальної швидкості використаємо модуль Harmonic Response, як один з режимів аналізу просторової конструкції, як системи з розподіленими параметрами (рис.2.2). Тобто, в середовищі комплексу ANSYS проведемо гармонійний аналіз для визначення реакції конструкції на дію гармонічних навантажень. В якості такого навантаження в рамках дослідження задамо для конструкції розподіл акустичного тиску, як аналог вібраційного

впливу по поверхні площини (рис.2.3). Параметри акустичного тиску для задачі дослідження показано на рисунку 2.3.

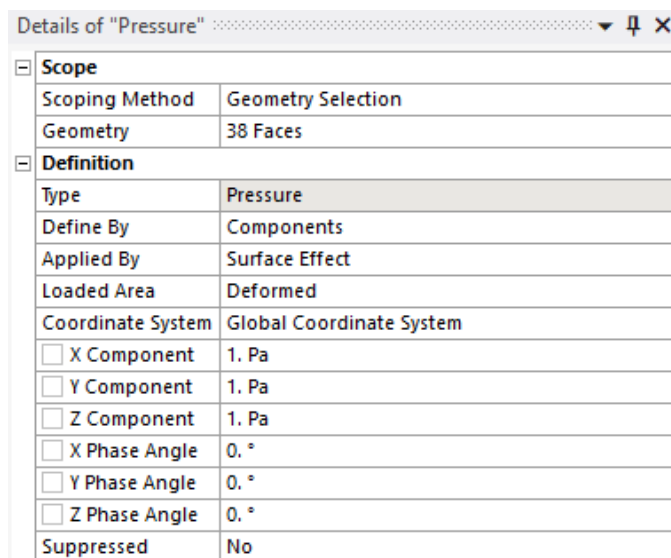


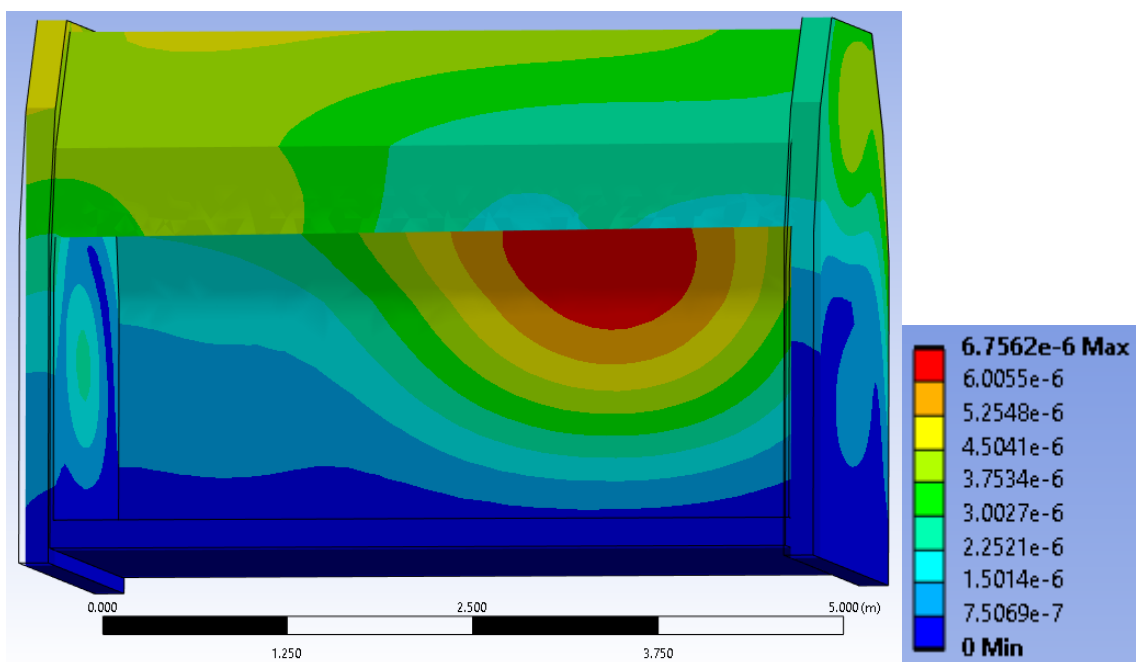
Рисунок 2.3 – Налаштування акустичного тиску

Для знаходження резонансних частот з схеми рис.2.2 запусимо модальний аналіз для двох випадків, коли в конструкції з рис.2.1 відсутні дві балочні системи і коли вони присутні. За результатами модального аналізу знайдено резонансні частоти (моди) коливань які представлено в табл.2.1. Слід відмітити, що додавання двох пружних балочних систем до конструкції призвело до зменшення значень резонансних частот.

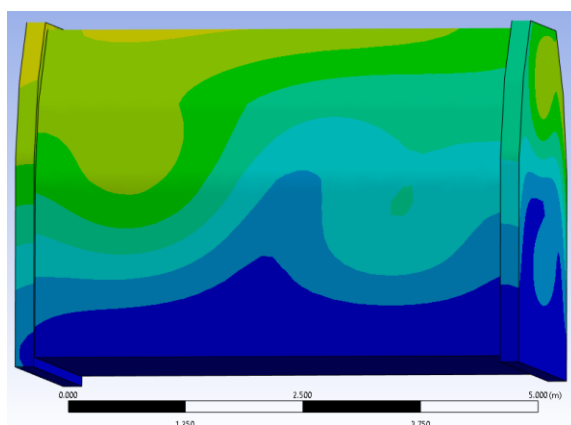
Таблиця 2.1 – Результати модального аналізу конструкції

Резонансні частоти (моди), Гц	Конструкція без балочних систем	Конструкція з балочними системами
Форма 1	166.67 Гц	109.89 Гц
Форма 2	233.33 Гц	158.24 Гц
Форма 3	300 Гц	230.77 Гц

Як результат гармонійного аналізу Harmonic Response на рис.2.4-2.6 наведено розподіл параметру коливальної швидкості Total Velocity перших трьох мод для ситуації, коли в просторовій конструкції немає всередині балочних конструкцій.

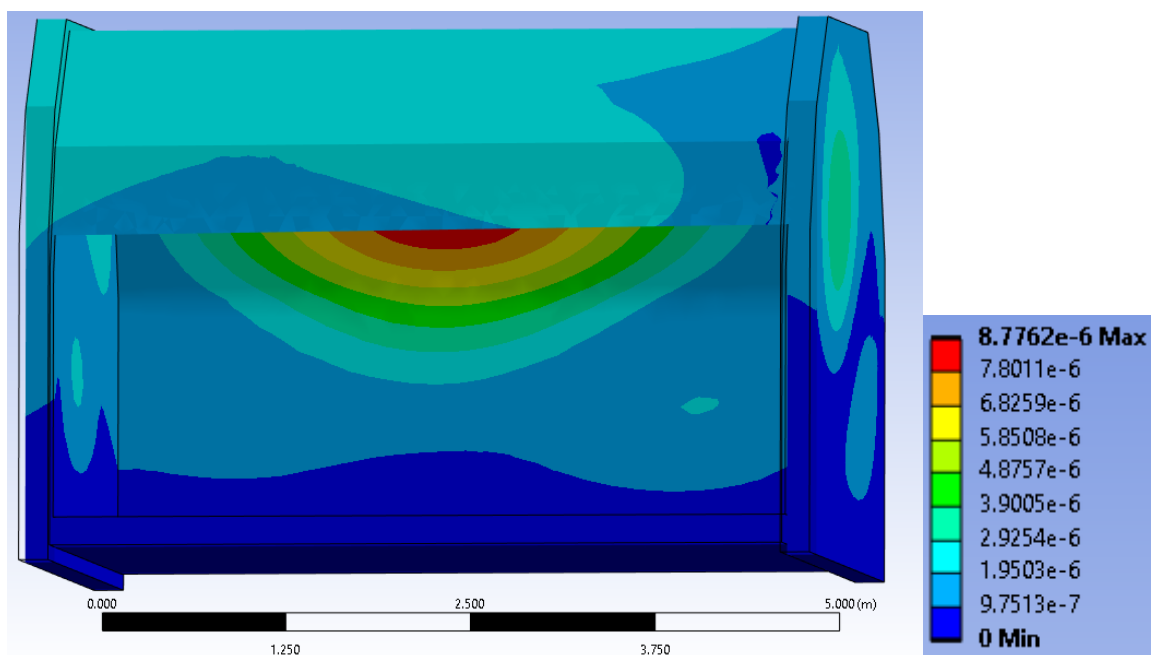


а)

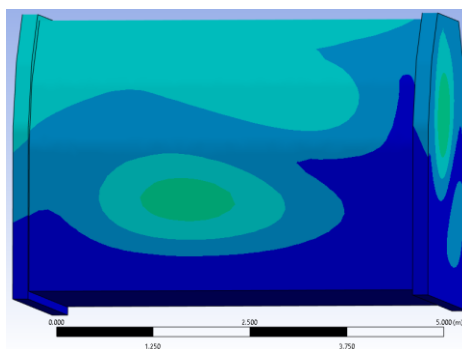


б)

Рисунок 2.4 – Розподіл коливальної швидкості на частоті першої моди 166,67 Гц (а - показано візуальний розріз конструкції; б – без розрізу)

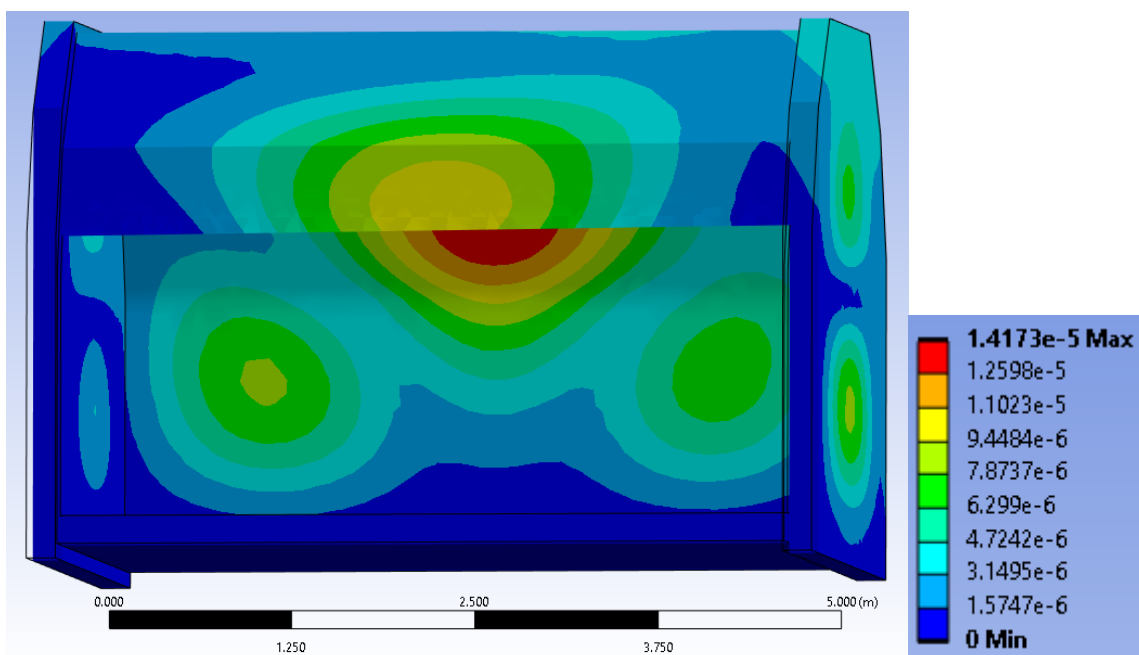


а)

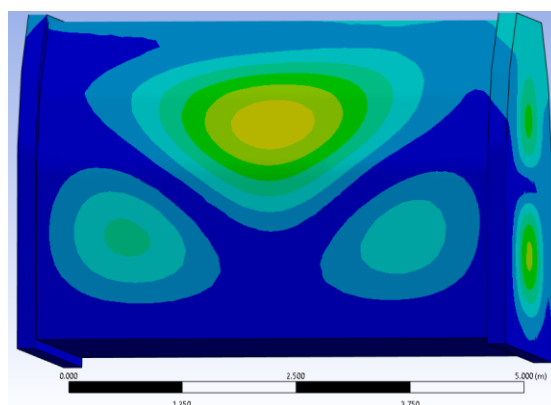


б)

Рисунок 2.5 – Розподіл коливальної швидкості на частоті другої моди 233,33 Гц
(а - показано візуальний розріз конструкції; б – без розрізу)



а)



б)

Рисунок 2.6 – Розподіл коливальної швидкості на частоті третьої моди 300 Гц (а - показано візуальний розріз конструкції; б – без розрізу)

Порівнюючи розподіли коливальної швидкості з рис.2.4-2.6 можна зробити наступні висновки: 1) на частоті першої моди коливань конструкції область максимальних значень коливальної швидкості спостерігається з тилової сторони конструкції (приблизно в центрі 6,7 (мкм/с)/В) посередині з невеликим зміщенням. У той час, коли конструкція знаходиться під резонансом на другій моді область максимальних значень трохи збільшується за абсолютним значенням в центрі (приблизно максимум коливальної швидкості в центрі

області складає на рівні $8,5 \text{ (мкм/с)/В}$ і ця область зміщується вже у ліву сторону і приблизно цей пік, знаходиться вже посередині площини конструкції і знову ж в тилівій стороні конструкції. Коли ж конструкція переходить на третю форму власних коливань (резонансна частота 300 Гц) область максимального значення трохи зміщується праворуч, але значення у порівнянні з максимумом на другій моді збільшується у піку до величини приблизно 14 (мкм/с)/В . Тобто можна зробити висновок що не дивлячись на те, що амплітуда переміщень при переході на верхні резонансні частоти має зменшуватись за теорією, коливальна швидкість навпаки при переході до вищих мод збільшується. Наприклад за піком в області розподілу це збільшення при переході з другої моди на третю складає приблизно 60% . Що ж стосується фронтальної поверхні просторової конструкції, то тут при на вищі порядки резонансних частот спостерігається ситуація створення області з вищими значеннями коливальної швидкості, особливо це помітним стає при порівнянні розподілів першої моди та третьої. Більше того, для третьої моди при порівнянні з другою, маємо три області з значеннями коливальної швидкості які є підвищеними. Так, на другій моді у фронтальній частині конструкції отримана область де значення коливальної швидкості складає приблизно $4,5 \text{ (мкм/с)/В}$ (рис.2.5(б)). На третій моді (рис.2.6(б)) одна з областей має в центрі значення коливальної швидкості на рівні 10 (мкм/с)/В а дві інші характеризується значеннями в центрі відповідно $7,5 \text{ (мкм/с)/В}$ та 7 (мкм/с)/В . Тобто, за фронтальною стороною просторової конструкції без балочних систем так само маємо явище збільшення максимальних значення коливальної швидкості при переході на моди вищих порядків, хоч і не таке значне, як у випадку тилової сторони конструкції.

На рисунку 2.7 схематично показано геометричне зображення доданих дві балочні пружні системи у конструкцію літального апарату.

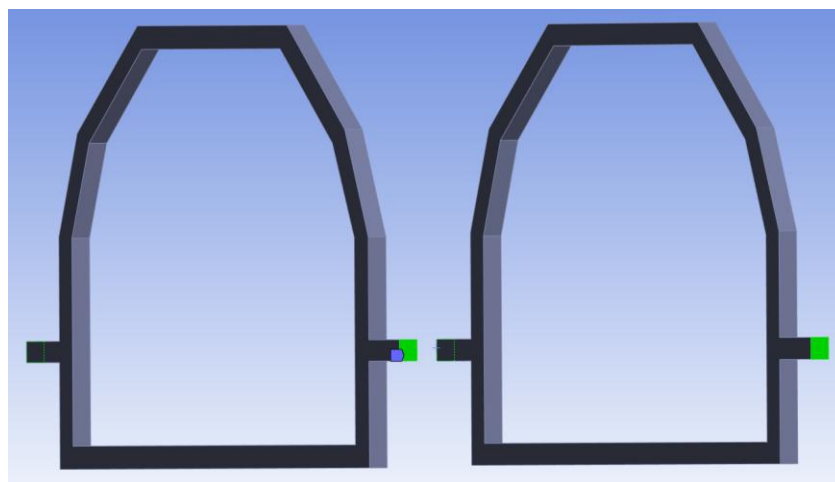


Рисунок 2.7 – Зображення балочних систем, які жорстко кріпляться до основної просторової конструкції

Розглянемо результати гармонійного аналізу, коли в конструкцію літального апарату додано дві балочні системи, вигляд яких показано на рисунку 2.7.

На рисунках 2.8-2.10 показано результати гармонійного аналізу для конструкції з балочними пружними системами, тобто коли конструкція являє собою об'єднання трьох систем з розподіленими параметрами (плоска пружна поверхня та дві пружні балки).

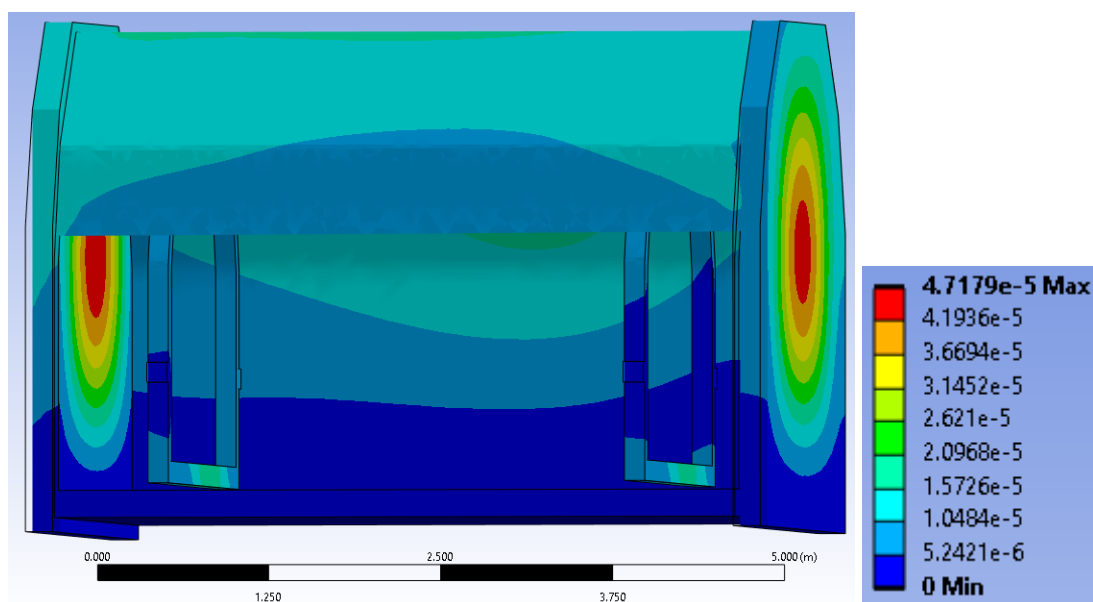


Рисунок 2.8 – Розподіл коливальної швидкості конструкції з трьома системами з розподіленими параметрами на частоті першої моди 109,89 Гц

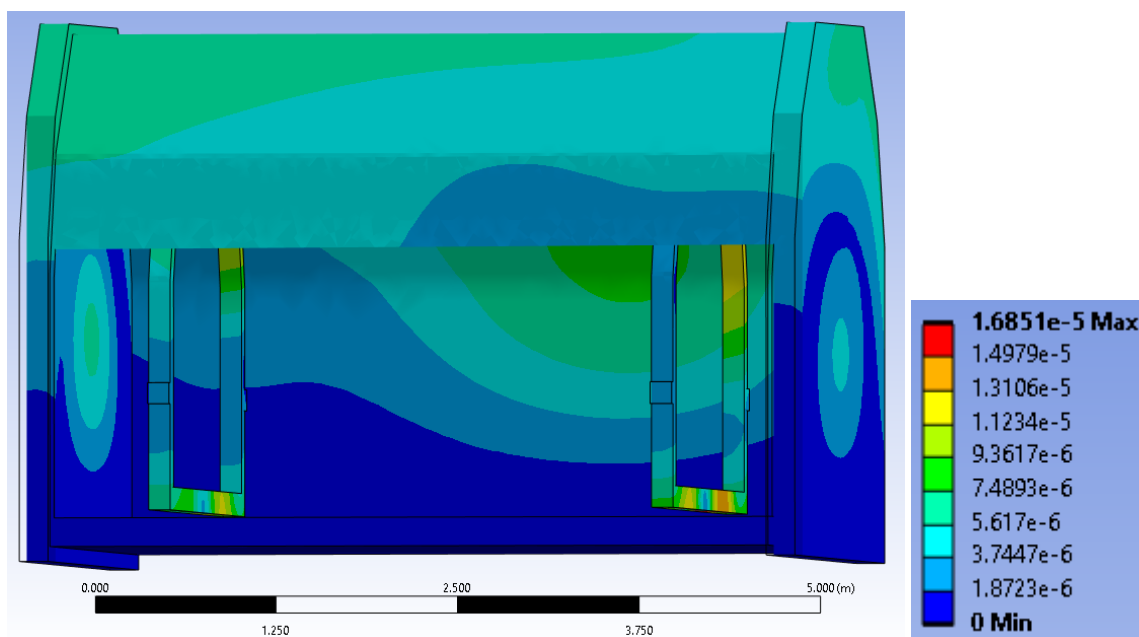


Рисунок 2.9 – Розподіл коливальної швидкості конструкції з трьома системами з розподіленими параметрами на частоті другої моди 158,24 Гц

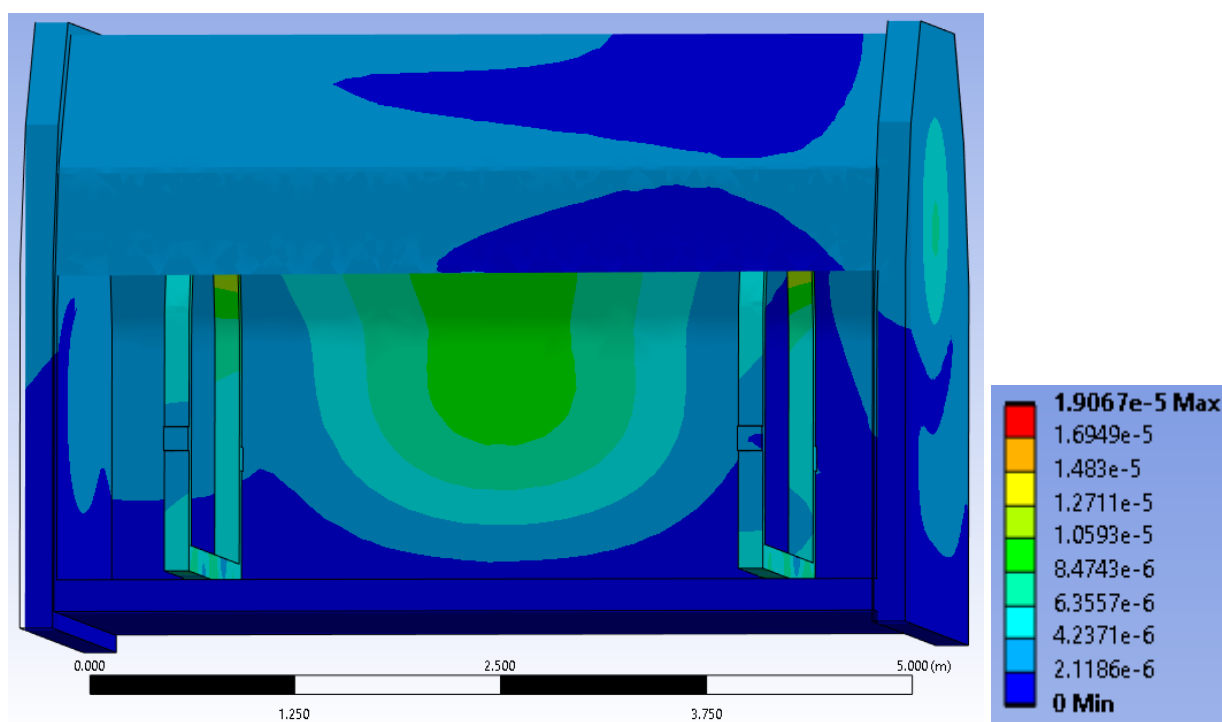


Рисунок 2.10 – Розподіл коливальної швидкості конструкції з трьома системами з розподіленими параметрами на частоті третьої моди 230,77 Гц

На першій моді коливань (109,89 Гц) спостерігається картина, коли максимальні значення коливальної швидкості зосереджено на бічних сторонах просторової конструкції. Так, на першій моді в центрі бічної сторони значення швидкості досягає значень приблизно 47 (мкм/с)/В і це є значно більшим ніж у випадку відсутності пружних балок для конструкції (рис.2.6) коли остання коливається на частоті третьої моди. Що ж стосується балочних систем на першій моді, то тут область підвищених значень спостерігається в нижній частині балки і в даному випадку, величина коливальної швидкості не перевищує межі приблизно 20 (мкм/с)/В, що до речі теж є більшим значення ніж величина 14 (мкм/с)/В. При переході до другої моди значення коливальної швидкості для конструкції з балочними системами зменшується і що стосується бічної сторони просторової конструкції максимальне значення коливальної швидкості не перевищує величини приблизно 5,6 (мкм/с)/В. Що ж стосується балочної конструкції для другої моди коливань, то тут максимальне значення швидкості спостерігається так само в нижній частині балки і складає приблизно 14 (мкм/с)/В. Отримане значення також є меншим у порівнянні з першою модою для пружних балочних систем.

Аналіз розподілу з рис.2.10 показав, що для основної просторової конструкції зона максимальних значень коливальної швидкості для бічних сторін трохи перевищується з центру у верхню частину і в цій області максимальне значення швидкості (в центрі області) дорівнює приблизно 5,5 (мкм/с)/В. Водночас, на тилівій стороні конструкції значення коливальної швидкості зосереджено біля межі у 10 (мкм/с)/В. На третій моді коливань для конструкції пружні балочні системи характеризуються тим, що максимальні значення коливальної швидкості спостерігається переважно вже на нижній частині а в області симетричної бічної сторони і тут приблизно ця величина сягає рівню 12 (мкм/с)/В. І саме тут на третій моді коливань для системи з

розподіленими параметрами буде спостерігатись максимальні значення розподілу коливальної швидкості.

2.3 Варіант 2 гармонійного аналізу. Аналіз отриманих результатів

Розглянемо гармонійний аналіз просторової конструкції як системи з розподіленими параметрами для випадку, коли частоти коливань обираються з ряду від 400 до 4000 Гц з кроком у 400 Гц. Зображення дерева моделі проєкту в ANSYS для цього варіанту показано на рис.2.11.

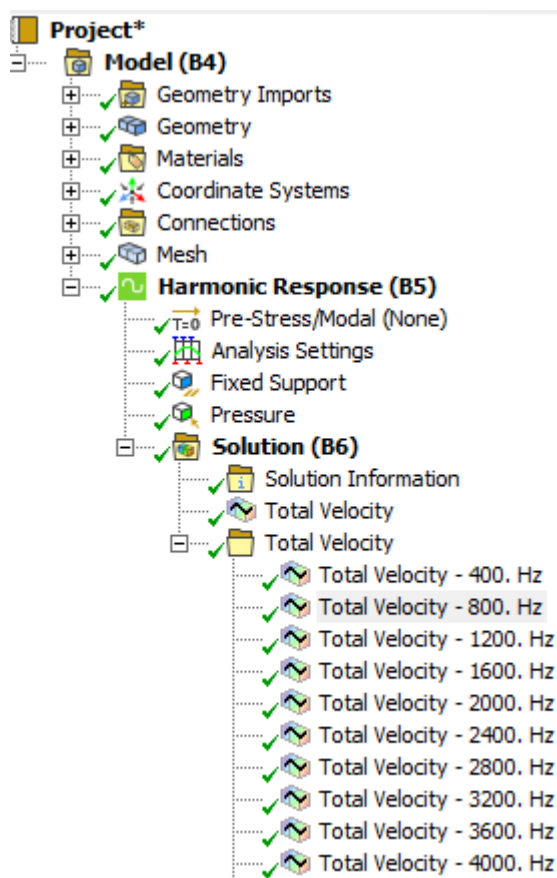


Рисунок 2.11 – Зображення дерева моделі ANSYS

Для даного частини дослідження так само, як і в п.2.1 розглянемо конструкцію без жорсткого включення пружних систем та коли ці пружні системи присутні.

На рисунку 2.12 наведено розподіл коливальної швидкості в рамках гармонійного аналізу для частоти 400 Гц у випадку, коли немає пружних систем.

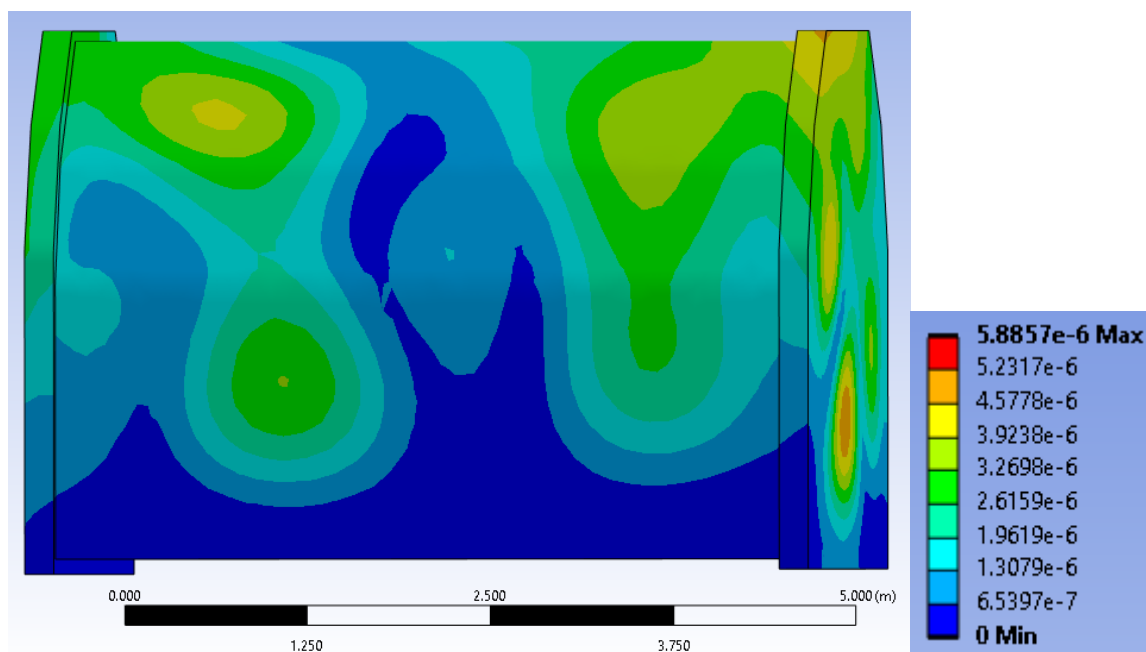


Рисунок 2.12 – Розподіл коливальної швидкості конструкції без балочних систем на частоті 400 Гц

Для порівняння наведемо на рисунку 2.13 на тій самій частоті 400 Гц розподіл коливальної швидкості для конструкції, коли жорстко до неї підключено дві пружні системи. Зображення на рисунку 2.13 для зручності наведено з опцією візуального перерізу.

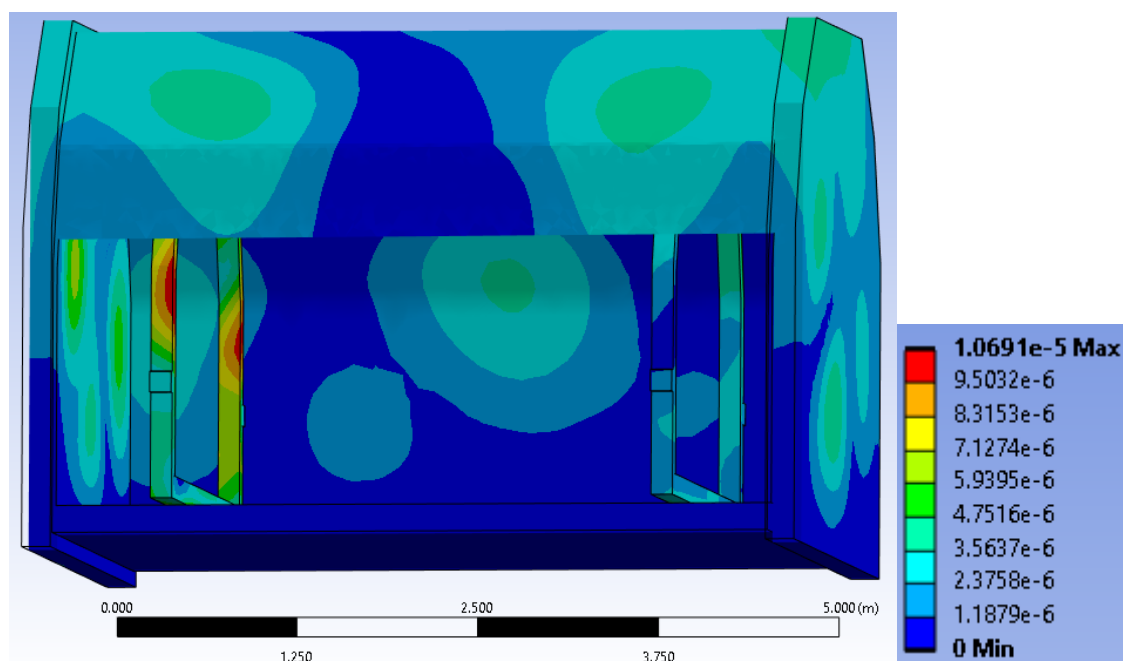
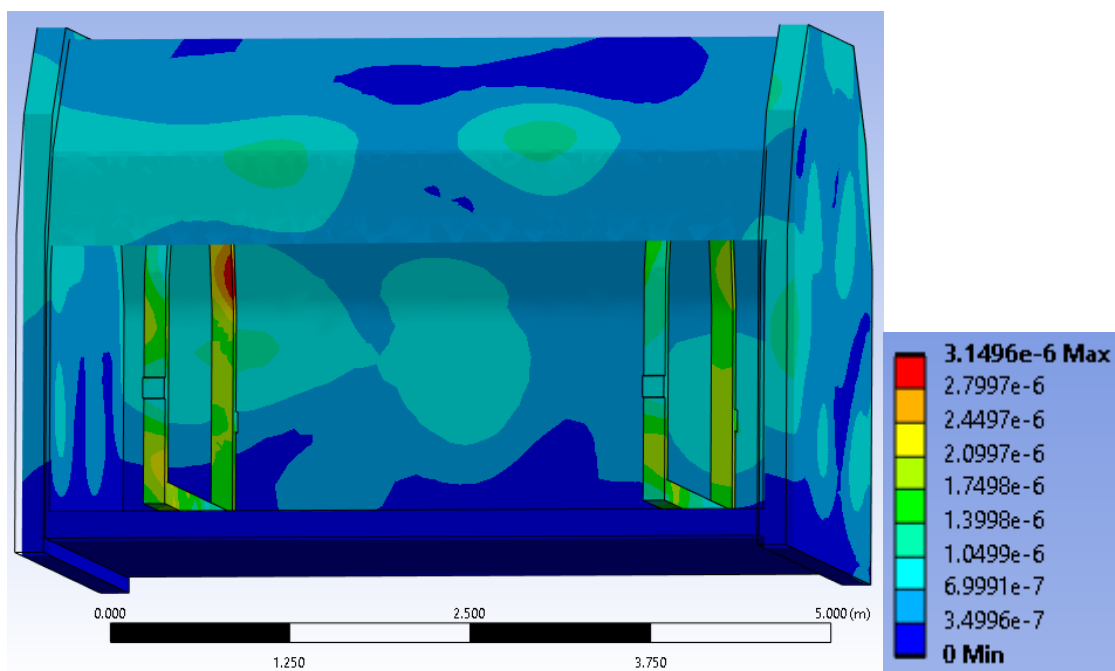
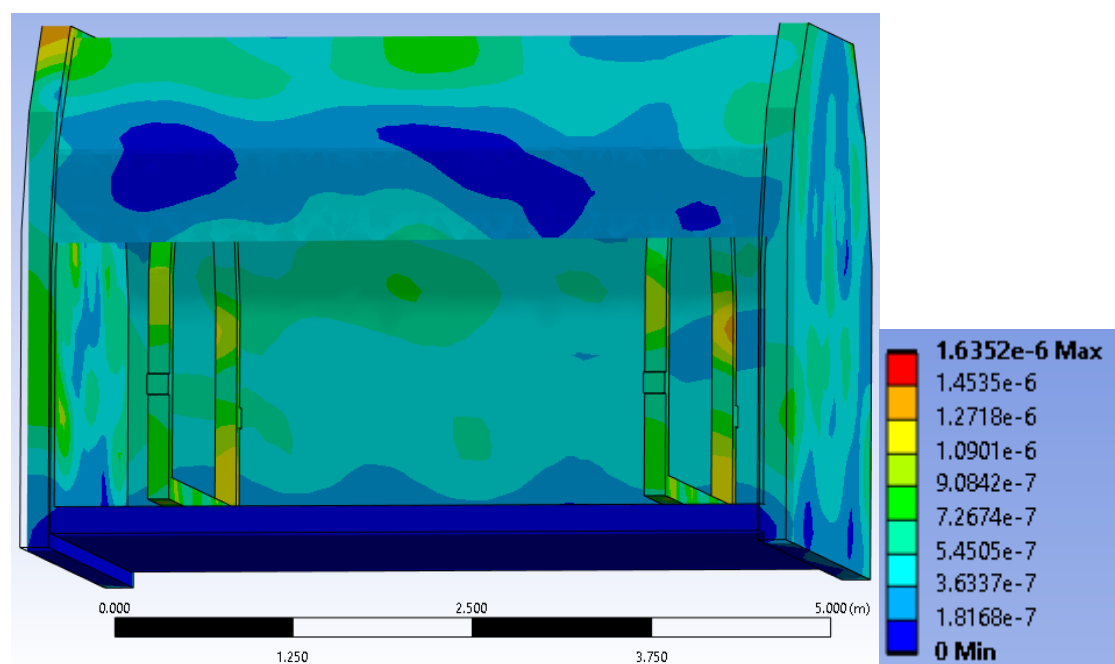


Рисунок 2.13 – Розподіл коливальної швидкості конструкції з балочними системами на частоті 400 Гц

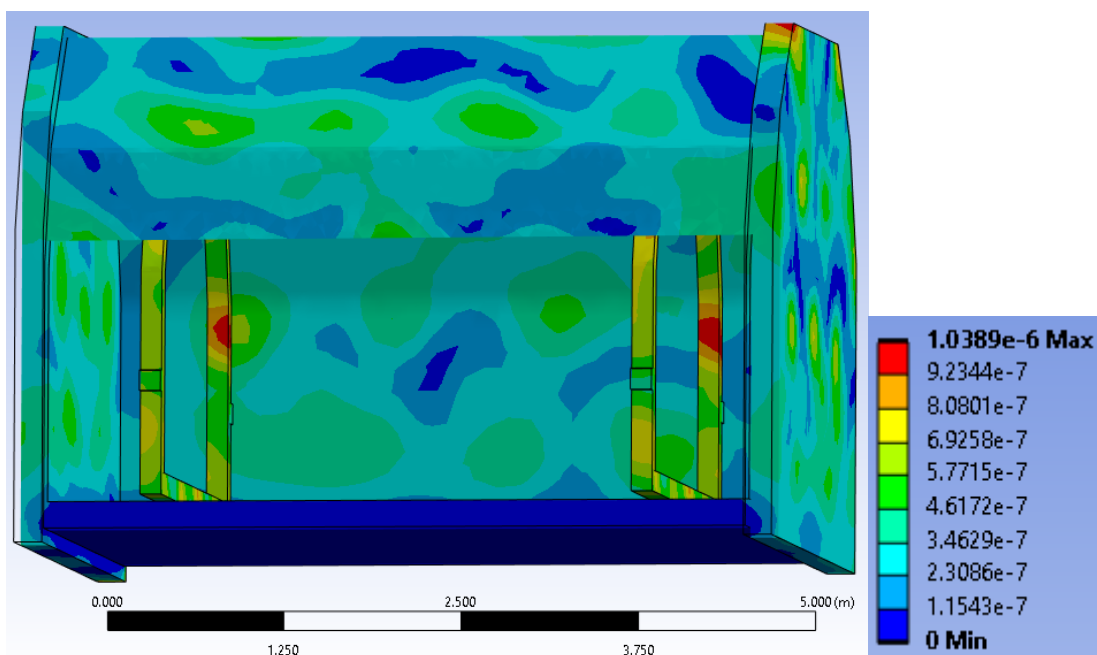
Порівняння рисунків 2.12 та 2.13 дозволяє стверджувати, що без балочних конструкцій максимальне значення коливальної швидкості переважно зосереджено у верхній частині конструкції, як на фронтальній стороні так і на бічних сторонах (максимальне значення не перевищує приблизно величини 4 (мкм/с)/В), за виключенням зони на бічній стороні зі значенням швидкості 5 (мкм/с)/В. Додавання ж в просторову конструкцію двох пружних систем (рис.2.13) призвело до кардинальної зміни розподілу коливальної швидкості на частоті 400 Гц. В даному випадку на основній конструкції значення коливальної швидкості не перевищує межі у 5,5 (мкм/с)/В і це лише в окремих зонах. В середньому це значення склало 3,5 (мкм/с)/В. Тобто отримали невеличке збільшення значень швидкості. Натомість, в умовній середині конструкції балочної системи (кільцева конструкція ліворуч) спостерігаємо значення швидкості більші за величину 10,5 (мкм/с)/В. Тобто, тут є більша вирогідність при тривалих інтенсивних змінних навантаженнях отримати втомну тріщину і подальше руйнування балки. Слід зазначити, що така картина з наявністю зон з максимальними значеннями коливальної швидкості для пружних систем за результатами гармонійного аналізу спостерігається і на частотах вище за 400 Гц і аж до величини 2400 Гц (рис.2.14). Варто відмітити, що при збільшенні частоти це максимальне значення коливальної швидкості поступово зменшується. Наприклад, на частоті 800 Гц маємо максимальне значення 3,1 (мкм/с)/В а на частоті 1200 Гц максимальне значення приблизно вже становить 1,6 (мкм/с)/В. Також варто відмітити, що на частоті 2800 Гц (рис.2.14 (є)) за результатами гармонійного аналізу маємо вже більш-менш рівномірний розподіл коливальної швидкості в основній конструкції (біля околу 0,2 (мкм/с)/В). Що стосується пружних балочних систем на частоті 2800 Гц тут значення коливальної швидкості є дещо вищі і знаходяться біля межі у 0,5 (мкм/с)/В.



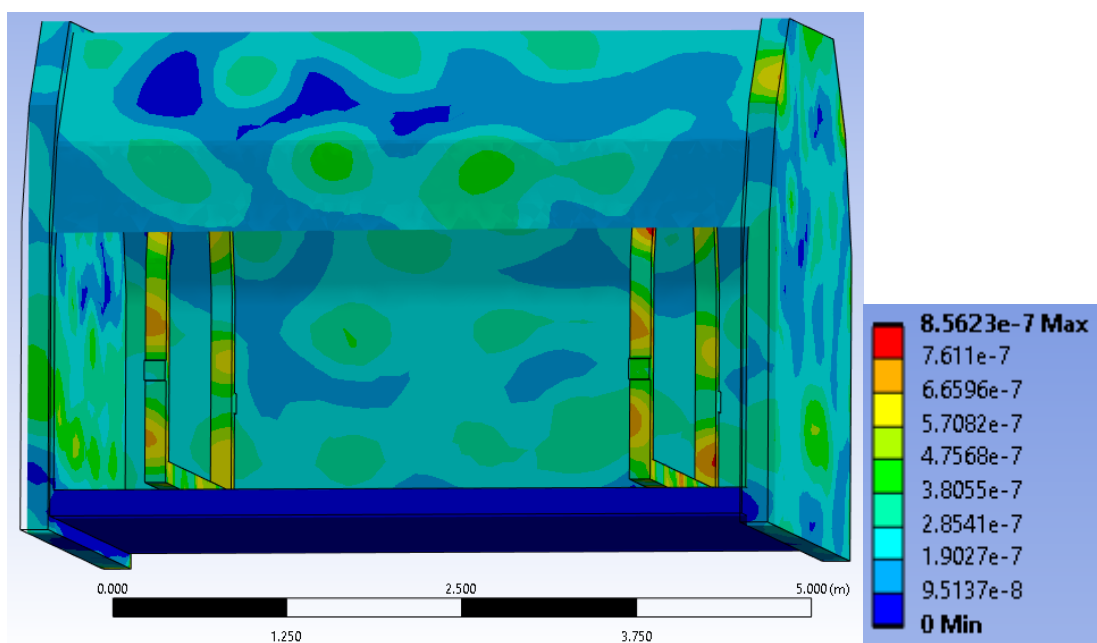
a)



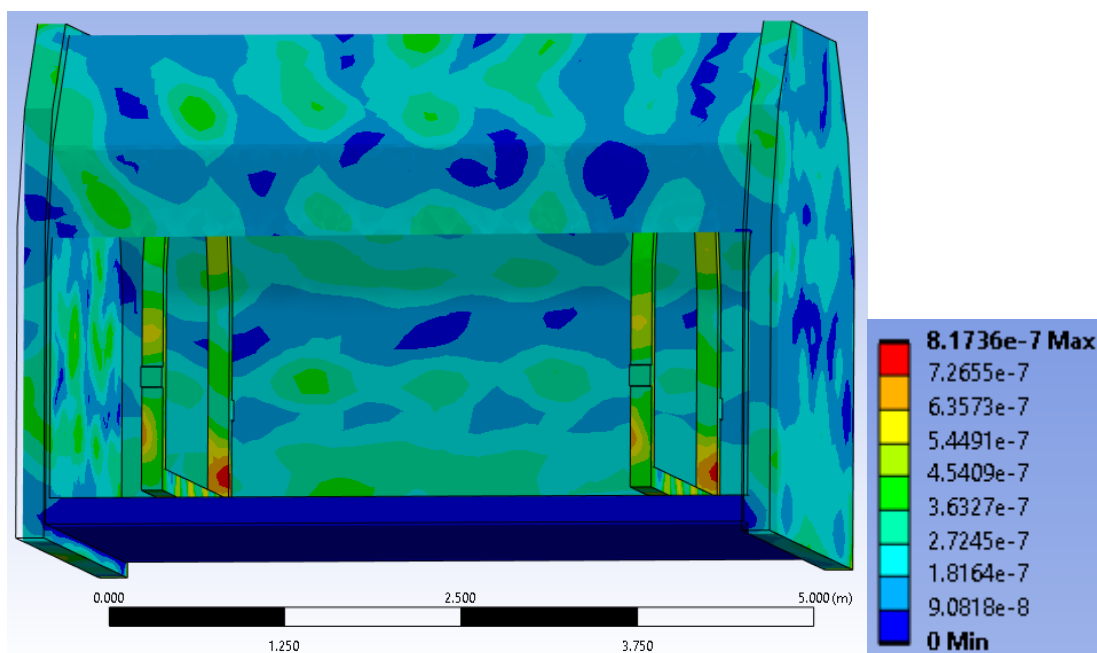
b)



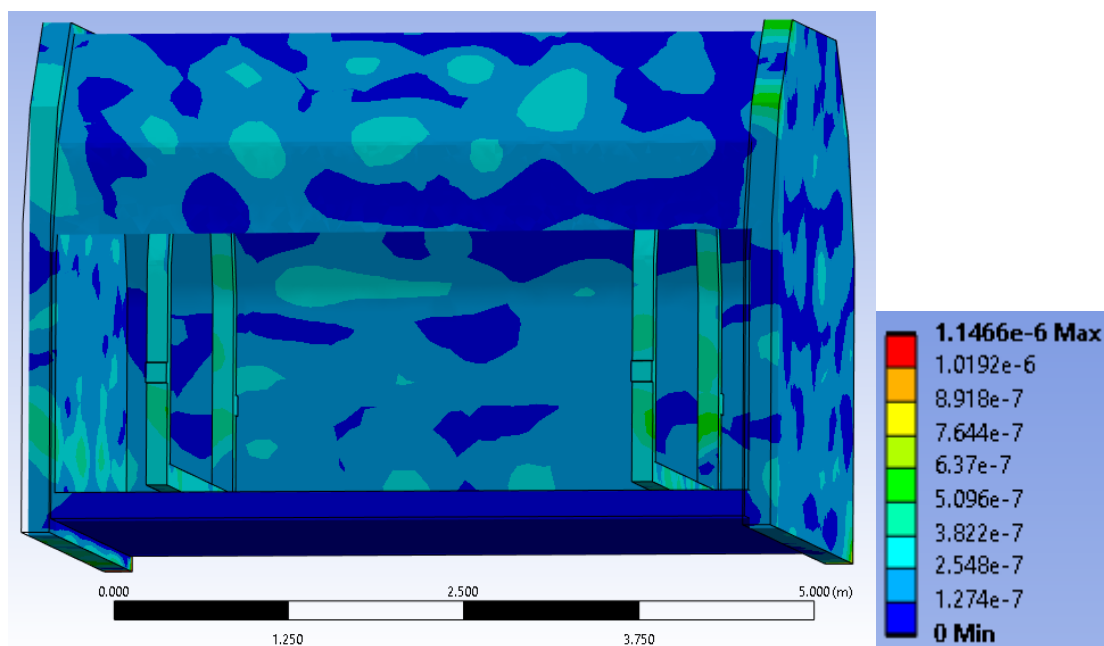
B)



Г)



д)



е)

Рисунок 2.14 – Розподіл коливальної швидкості конструкції з балочними системами на частотах: а) 800 Гц; б) 1200 Гц; в) 1600 Гц; г) 2000 Гц; д) 2400 Гц; е) 2800 Гц

Надалі в діапазоні частот від 3200 Гц до 4000 Гц ситуація з картиною розподілу коливальної швидкості для системи з розподіленими параметрами, яка складається з 3 частин підтверджує свій рівномірний характер. І крім цього

значення коливальної швидкості за порогом максимальної величини потроху зменшується. Наприклад на частоті 4000 Гц, яка показано на рисунку 2.15 ця величина приблизно не перевищує значення у 0,4 (мкм/с)/В.

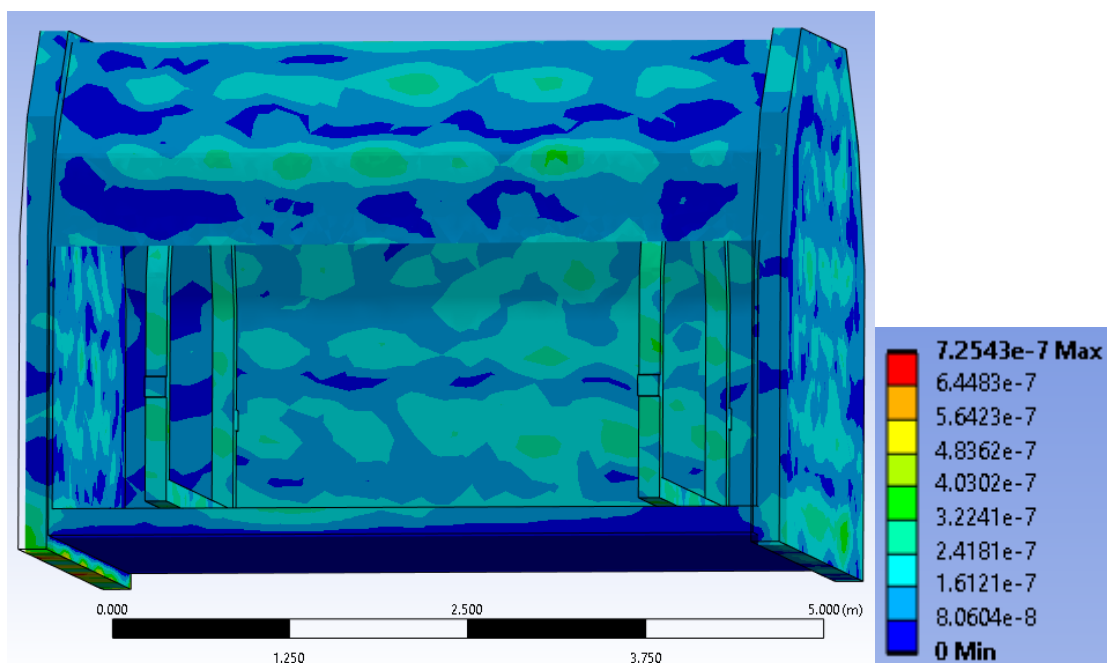


Рисунок 2.15 – Розподіл коливальної швидкості конструкції з балочними системами на частоті 4000 Гц

Якщо ж порівняти розподіл з рис.2.15 з конструкцією, де відсутні пружні елементи на частоті 4000 Гц (рис.2.16) то тут слід відмітити також більш-менш рівномірний розподіл, але максимальне значення коливальної швидкості буде трохи меншим і складатиме 0,3 (мкм/с)/В.

Тобто, додавання в систему пружних балочних елементів призводить до того, що значення коливальної швидкості (в зоні її максимальних величин за розподілом) буде збільшуватись, як це показано наприклад на частоті 4 кГц (рис.2.15 та рис.2.16).

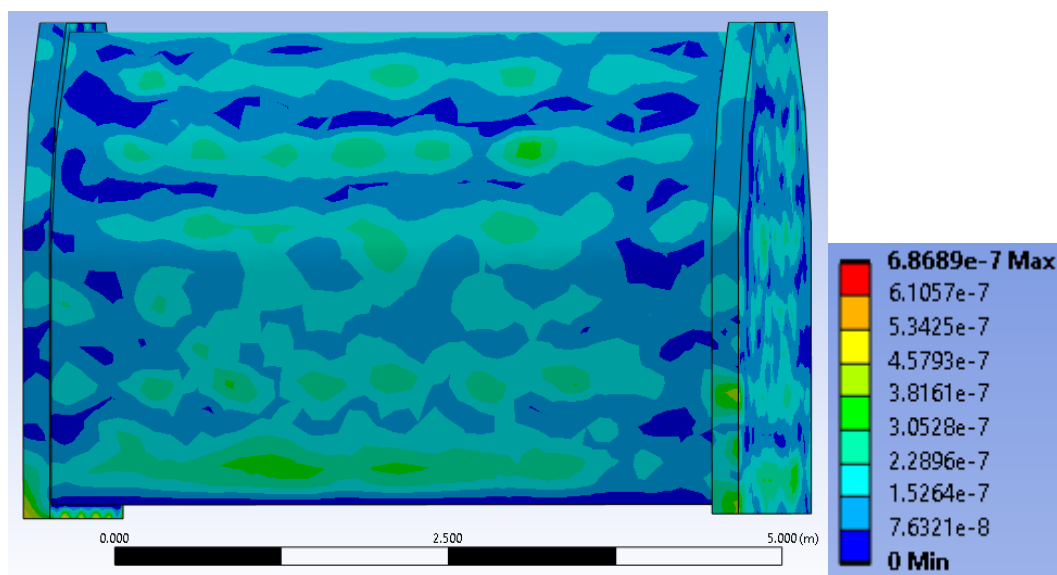


Рисунок 2.16 – Розподіл коливальної швидкості конструкції без балочних системам на частоті 4000 Гц

Висновки до 2 розділу. Розглянуто алгоритм визначення розподілу коливальної швидкості типового елемента конструкції літального апарату, що являє собою об'єднання трьох систем з розподіленими параметрами (плоска пружна поверхня та дві пружні балки). Отримано, що додавання пружних балок призводить з одного боку до зменшення значень частот резонансу на основі проведеного модального аналізу. З іншого боку, додавання пружних балок у випадку гармонійного аналізу на частотах, які не є резонансними виявило, що максимальне значення коливальної швидкості призводить до незначного більшення величини коливальної швидкості, як це показало порівняння на частоті 4000 Гц.

3 ПРАКТИЧНІ ПІДХОДИ З ОЦІНКИ ЗВУКОІЗОЛЯЦІЇ ПРОСТОРОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Останнім часом все більшої популярності внаслідок наявної щільної міської забудови в Європі та і власне в Україні набувають будівельні технології, які пов'язані з принципом комбінування площ різного призначення, тобто передбачається розгортання в торгово-розважальних центрах (ТРЦ) міста окремих локацій, де розміщуються конференц-зали, бізнес-офіси для проведення ділових зустрічей, банківські відділення (рис.3.1). Враховуючи характер та функції ТРЦ, де розважальний сегмент має головне значення, у дослідників виникають питання, щодо якісної звукоізоляції просторових конструкцій для проведення саме ділових зустрічей. Крім цього, при аналізі акустичних характеристик просторової конструкції та вирішення задач зменшення шуму, джерелом якого можуть бути різні чинники рекомендовано враховувати відповідні норми ДБН В.1.2-10-2008 Захист від шуму. Основні вимоги до будівель і споруд [80]. Згідно цих норм у п.4.1 зазначено, що вимога захисту від шуму стосується усіх будівельних об'єктів, а отже і просторових конструкцій за типом офісних кімнат, в яких перебувають люди і де забезпечено належні акустичні вимоги щодо роботи. Крім цього, вимога захисту від шуму полягає у розгляді питань та задач пов'язаних зі зменшенням впливу на людину акустичних умов середовища, в якому певну роль відіграють просторові конструкції. І при цьому має бути забезпечено захист від повітряного шуму, який надходить у приміщення конструкції ззовні, з сусідніх приміщень, та коермо захист від шуму, джерела якого знаходяться всередині будівельного об'єкту чи поєднані з ним [80].

Особливо це питання постає, коли приміщення для ділових зустрічей відносяться до концепції “відкритих офісів (Small Office Home Office)” і тут окрім забезпечення необхідної звукоізоляції, слід забезпечити та врахувати питання енергоефективності цих приміщень, тобто забезпечити безперебійне проникнення ззовні сонячних променів з вулиці міста. Враховуючи це,

використання традиційних звукоізоляційних матеріалів, для облаштування стін просторових конструкцій може бути ускладнене, а в деяких випадках, виходячи з задуму будівельних приміщень і взагалі неможливим.

У зв'язку з цим виникає в даній частині дослідження задача спрогнозувати для обраної за розмірами просторової конструкції параметри звукоізоляції, маючи лише в наявності можливість варіювати матеріалом скляної прозорової поверхні стіни конструкції (для проникнення зовнішніх світлових променів) та її товщиною. При цьому за умовами дослідження сама просторова конструкція характеризується складною конфігурацією, оскільки окрім основного приміщення є приміщення оточення. Більше того, передбачено що всередині основного приміщення розташовано джерело шумових сигналів, яке створює акустичне поле і рівень (звукова інтенсивність) цих шумових сигналів потрібно зменшити при їх виході назовні з приміщення просторової конструкції. В якості додаткової умови передбачено, що саме джерело шуму може переміщуватись в основному приміщенні складеної просторової конструкції.



Рисунок 3.1 – Приклад поєднання приміщень [81]

3.1 Параметри для оцінки звукоізоляції конструкцій. Основні співвідношення

В рамках дослідження оберемо два параметри оцінки звукоізоляції приміщень, а саме: коефіцієнт звукових втрат (TL — Transmission Loss) та коефіцієнт поглинання звукової енергії (AC — Absorption Coefficient). Коефіцієнт втрат на передавання звукової енергії (TL — Transmission Loss): характеризує ефективність бар'єру (площини перешкоди) при проходженні хвилі з приміщення джерела назовні. Коефіцієнт поглинання звукової енергії (AC — Absorption Coefficient): відображає здатність матеріалу конструкції до дисипації енергії при взаємодії звукової хвилі з поверхнею панелі конструкції.

Теоретично втрати при передаванні енергії крізь перегородку визначаються логарифмічним співвідношенням рівнів енергії падаючої та пройденої хвиль [82-83]:

$$TL = 10 \lg \frac{W_1}{W_0}, \quad (3.1)$$

де W_1 — рівень звукової енергії, що падає на поверхню;

W_0 — рівень енергії, що пройшла крізь бар'єр.

З фізичної точки зору чим вище показник TL на конкретній частоті тим кращими є звукоізоляційні властивості системи. В рамках дослідження використаємо чисельний аналог методу двох приміщень (згідно з ДСТУ [46, 84]. Даний метод передбачає створення дифузного поля в основному приміщенні та вільного поля (free field) у приміщенні оточення для виключення ефектів реверберації та відбиттів. Адаптована для чисельних розрахунків формула (3.1) матиме вигляд:

$$TL = L_1 - L_2 - 6,18$$

де L_1 — рівень інтенсивності падаючого звуку;

L_2 — рівень інтенсивності зафіксований у приміщенні оточення;

6,18 — константа, що враховує термодинамічні параметри середовища (густина повітря та швидкість середовища).

Коефіцієнт АС визначає частку енергії, яка не відбивається від поверхні, а поглинається або проходить крізь матеріал завдяки дисипативним процесам. Згідно з [85], співвідношення має вигляд:

$$AC = 1 - \frac{W_2}{W_1},$$

де W_1 — рівень звукової енергії, яка падає на поверхню бар'єру;

W_2 — рівень звукової енергії, яка відбивається від поверхні бар'єру.

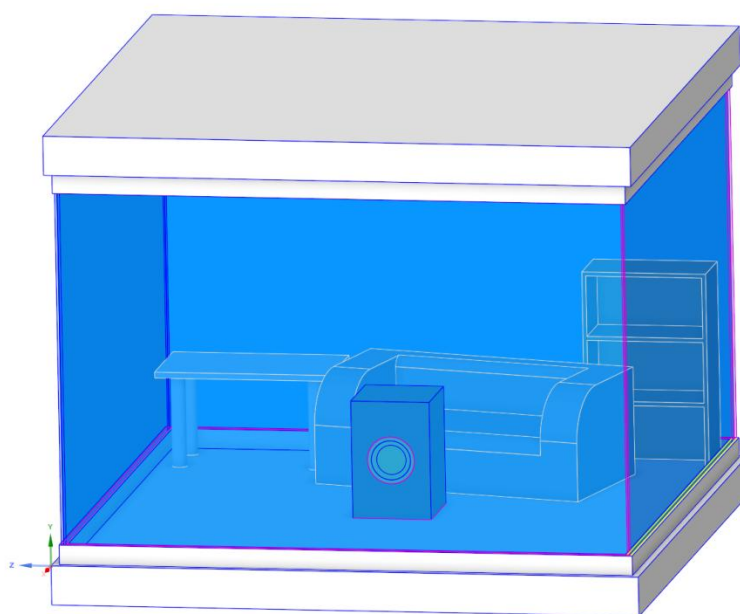
На відміну від експериментальних методів (наприклад, з використанням імпедансної трубки та двох мікрофонів), у даному дослідженні пропонується застосування методу скінченних елементів (МСЕ) в програмному комплексі ANSYS [46].

3.2 Вихідні дані до моделювання

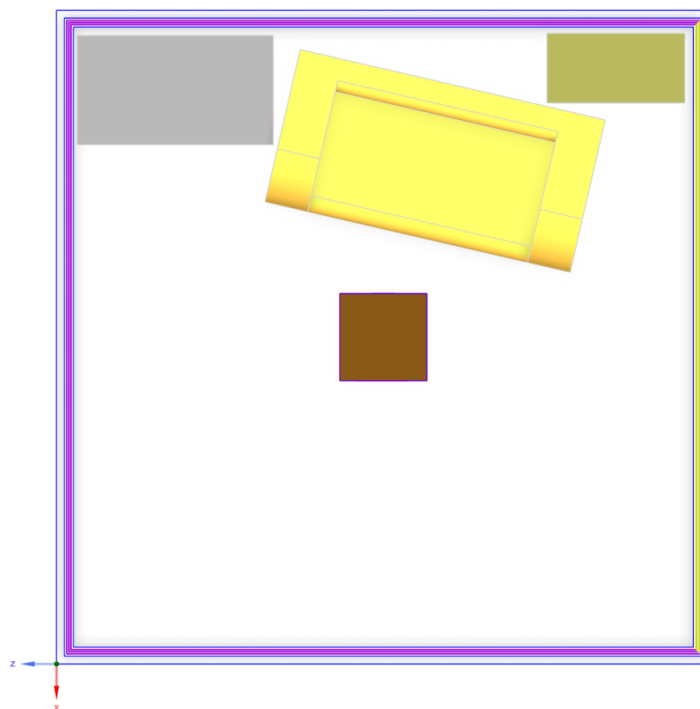
За об'єкт дослідження візьмемо просторову конструкцію, яка є аналогом фрагменту “відкритого офісу” і визначає систему з розподіленими параметрами. Матеріалом конструкції обрано дві специфічні марки оптичного скла, які мають суттєві відмінності в модулях пружності та коефіцієнтах поперечної деформації:

- Скло марки «важкий флінт» (коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,25$): характеризується високою густиною та специфічною кристалічною структурою, що забезпечує стабільні показники звукоізоляції у середньочастотному діапазоні.
- Скло марки «важкий крон» ($\nu = 0,27$): має вищу здатність до поперечних деформацій. Збільшення коефіцієнта Пуассона до 0,27 теоретично змінює швидкість поширення зсувних хвиль у матеріалі, що впливає на критичну частоту хвильового збігу, на якій спостерігається провал звукоізоляції.

На рисунку 3.2 наведено візуальне зображення 3D-моделі, яке створено для аналізу в додатку SpaceClaim програмного комплексу ANSYS, що виступає прототипом конструкції офісного приміщення. Задля забезпечення високої точності прогнозування акустичних процесів у просторовій конструкції, систему з розподіленими параметрами будемо розглядати як складну модель, що включає пружну скляну поверхню, закріплену в жорсткому профілі, та два розрахункові об'єми повітряного середовища (приміщення джерела та приміщення оточення).



a)



б)

Рисунок 3.2 – Зображення 3D-моделі: а) перспективне зображення; б) ортографічне зображення, вигляд зверху

На рисунку 3.3 наведено для прикладу програмні вікна налаштувань для створеної просторової конструкції - попередні параметри скла конструкції та вікно з параметрами повітря в приміщенні, як середовища для розповсюдження акустичних хвиль.

glass_user	
Density	2500,0 kg/m ³
Structural	
Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	9e+10 Pa
Poisson's Ratio	0,27000
Bulk Modulus	6,5217e+10 Pa
Shear Modulus	3,5433e+10 Pa

а)

Air	
Density	1,2250 kg/m ³
Thermal	
Isotropic Thermal Conductivity	0,024200 W/m·°C
Specific Heat Constant Pressure	1006,4 J/kg·°C
Magnetic	
Isotropic Relative Permeability	1,0000
Fluid	
Speed of Sound	340,25 m/s
Viscosity	1,7894e-05 Pa·s
Other	
Molecular Weight	28,966 kg/kmol
Lennard Jones Length	3,7110 nm
Lennard Jones Energy	70,600 J
Thermal Accom Coefficient	0,91370
Velocity Accom Coefficient	0,91370 m/s
Formation Entropy	1,9434e+05 J/°C
Reference Temperature	25,000 °C
Critical Pressure	3,750e+06 J/m ³
Critical Temperature	-140,85 °C
Acentric Factor	0,033000
Critical Volume	0,0028570 m ³
Absorption Coefficient	0 1/m

б)

Рисунок 3.3 – Приклади програмних налаштувань параметрів конструкції: а) параметри матеріалу конструкції; б) параметри встановлення повітря в приміщеннях конструкції

Для 3D-моделі зображення внутрішнього приміщення конструкції (приміщення джерела звуку) обрано за нормами проектування офісних приміщень, які наведено з джерел [86-87]. Висота приміщення встановлена на рівні 2,5 м, довжина та ширина складають по 3,5 м. Враховуючи за нормами, що на одне робоче місце слід виділити з урахуванням вимог інклюзивності не менше 7,65 м² [88], то для даної моделі передбачено в конструкції розміщення одного працівника, який користується кріслою-коляскою, або два працівники з розрахунку не менше 6 м² на кожного.

В рамках дослідження прийнято, що ключовими показниками ефективності просторової конструкції з точки зору звукоізоляції обрано значення коефіцієнта звукових втрат (TL — Transmission Loss) та коефіцієнта поглинання звукової енергії (AC — Absorption Coefficient) [Власна стаття 3].

За умови генерації в основному приміщенні складеної конструкції дифузного звукового поля (всередині основного приміщення розташовано джерело звукових сигналів, яке може довільно переміщуватись в приміщенні (рис.3.2)), в рамках задачі дослідження потрібно провести чисельне моделювання реакції системи з розподіленими параметрами. Це передбачає розрахунок розподілу звукового тиску та коливальних швидкостей на поверхні скляної панелі, що дозволяє встановити динамічні характеристики конструкції в заданому частотному діапазоні.

3.3 Створення імітаційної моделі та аналіз отриманих результатів

Основним завданням моделювання є кількісна оцінка параметрів, що визначають акустичну ефективність офісного простору, який складається з основного приміщення, прошарку та приміщення оточення. Загальна схема проекту в середовищі ANSYS для визначеної моделі показана на рисунку 3.4 і характеризується окремими модулями, які відповідають за налаштування та

проведення гармонійного аналізу на основі результатів модального аналізу, та гармонійного акустичного аналізу. Математичні алгоритми наведених видів аналізу показано в розділі 1 роботи.

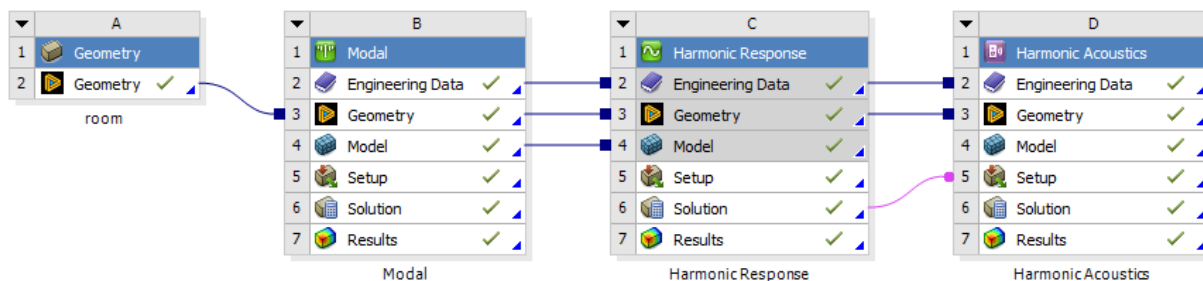


Рисунок 3.4 – Схема проєкту

На відміну від спрощених аналітичних розрахунків, розроблена модель (рис.3.4) дозволяє врахувати складну динамічну реакцію скляних панелей, як складової системи із розподіленими параметрами. Зображення дерева моделі проєкту в ANSYS для цього варіанту показано на рис.3.5.

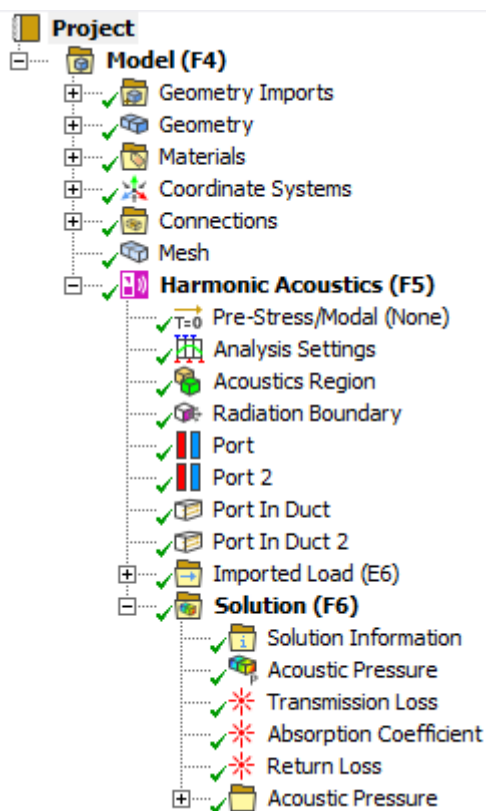


Рисунок 3.5 – Зображення дерева моделі ANSYS

Проведення акустичного аналізу в середовищі ANSYS пов'язано з налаштуваннями та запуском імітаційного моделювання фізичних процесів взаємодії дифузного звукового поля з скляними пружними перегородками просторової конструкції.

3.3.1 Аналіз отриманих результатів. Базові налаштування

Імітаційне моделювання фізичних процесів в складній просторовій конструкції, яка складається з основного приміщення, прошарку та приміщення оточення розіб'ємо на декілька етапів.

Перший етап моделювання за схемою з рис.3.4 полягає у дослідженні акустичного відгуку системи просторової конструкції на акустичне збудження від джерела шуму, саме джерело розташовано в основному приміщенні, яка має вигляд як на рис. 3.2. На першому етапі встановлено базові конструкційні параметри:

- геометрія: товщина монолітної скляної панелі $h = 12$ мм.
- матеріал просторової конструкції: скло марки «важкий флінт» із коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,25$ та відповідними значеннями модуля Юнга і густини.
- акустичне збудження: джерело дифузійного звуку розташоване в геометричному центрі основного приміщення (рис.3.6), що забезпечує рівномірний розподіл інтенсивності падаючої хвилі на фронтальну поверхню скляної перегородки.

За умовами задачі необхідно оцінити наскільки ефективно з точки зору звукоізоляції скляні перегородки при проходженні акустичних сигналів з основного приміщення (рис.3.7) у приміщення оточення. Порівняння рівнів акустичної енергії, що падає на скло, та енергії, яка пройшла крізь нього, дозволяє кількісно визначити ефективність захисту «відкритого офісу» від зовнішніх шумів. Для цього, в межах гармонійного аналізу в середовищі ANSYS Mechanical (Harmonic Acoustic) отримано частотні залежності цільових

показників, а точніше спектральні розподіли коефіцієнта втрат на передавання енергії (TL) та коефіцієнта поглинання (AC), які наведено на рисунку 3.8.

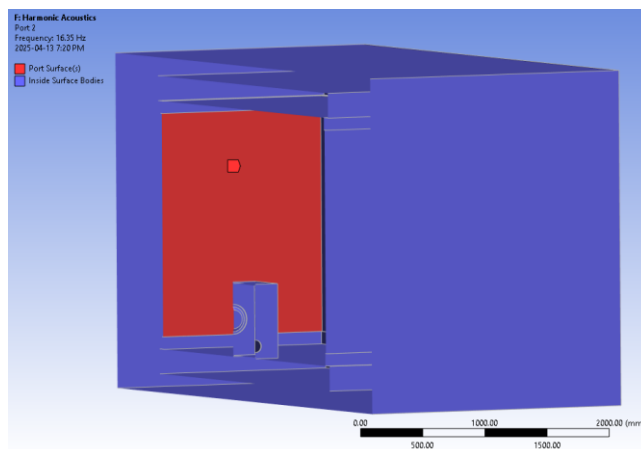
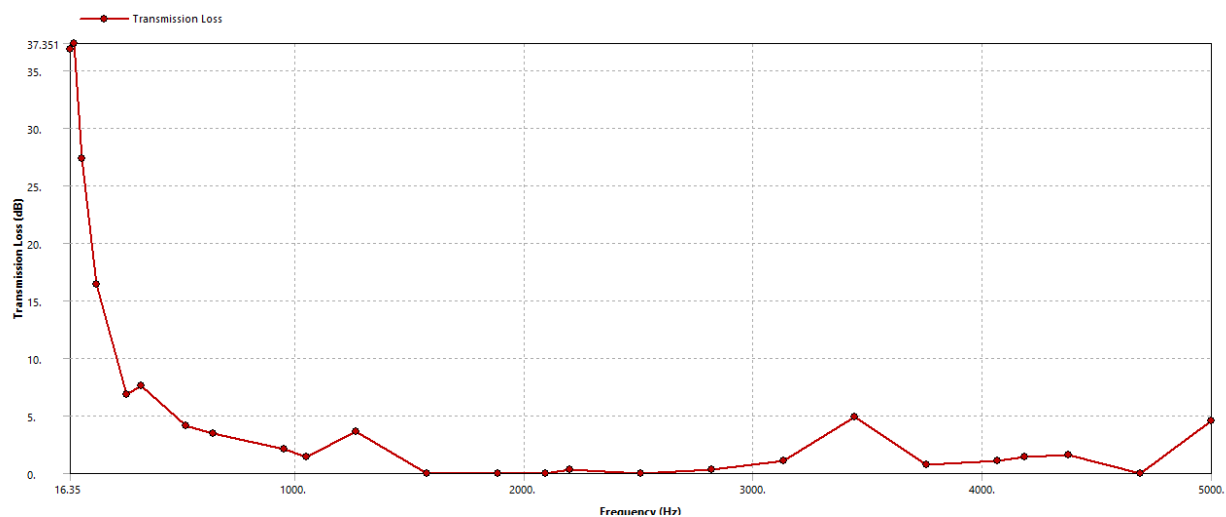
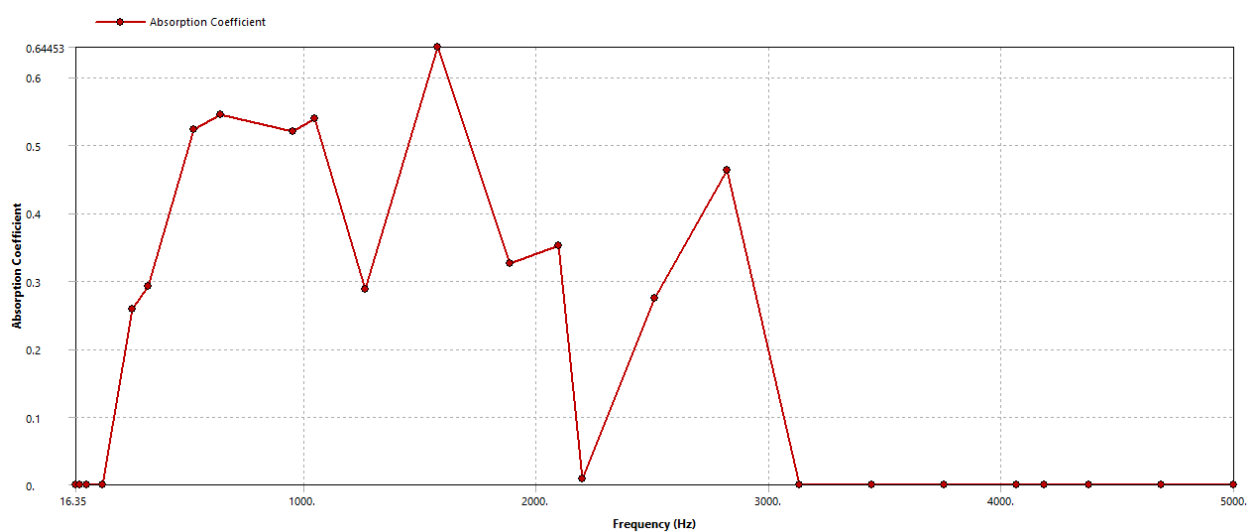


Рисунок 3.6 – Зображення фронтальної поверхні скляної перегородки

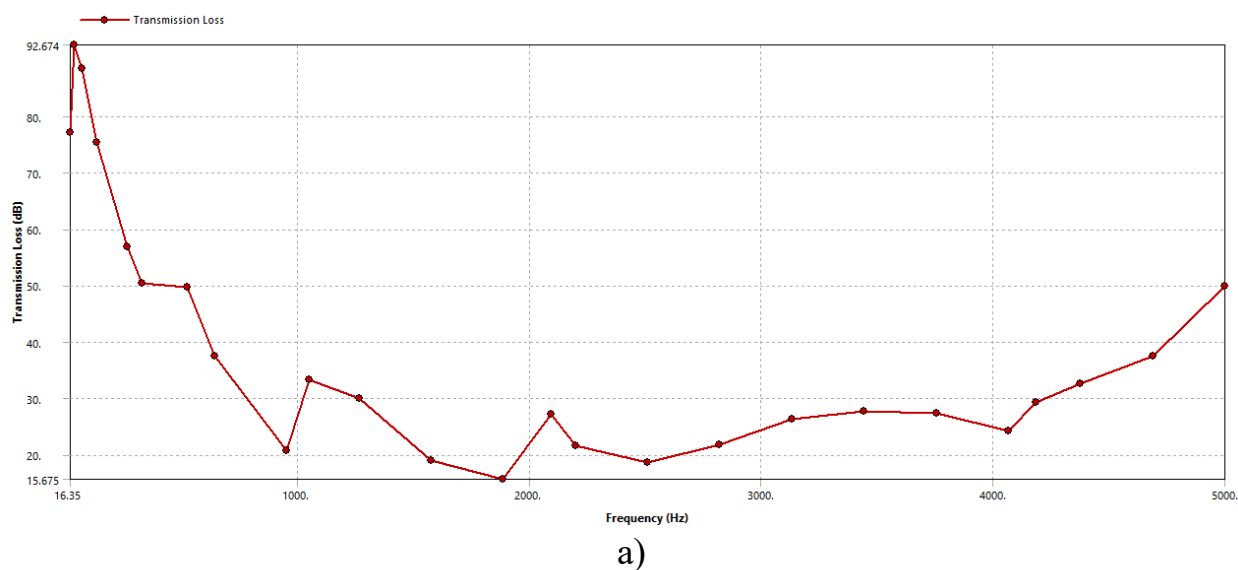


a)

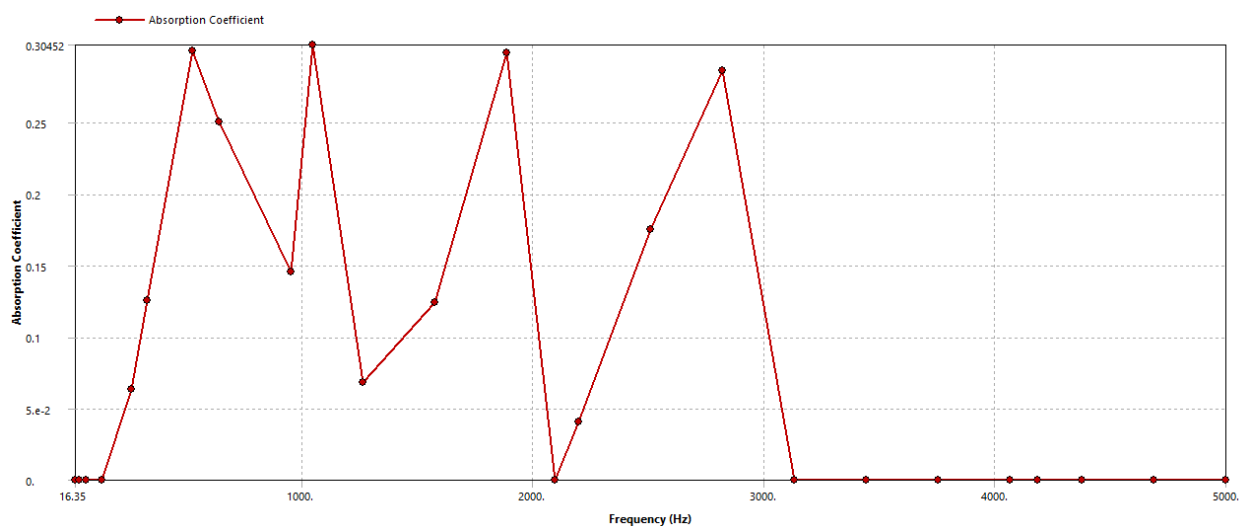


б)

Рисунок 3.7 – Графічні залежності коефіцієнтів TL (а) та AC (б) всередині основного приміщення просторової конструкції при $h = 12$ мм та $\nu = 0,25$



а)



б)

Рисунок 3.8 – Графічні залежності коефіцієнтів TL (а) та AC (б) для приміщення оточення при $h = 12$ мм та $\nu = 0,25$

Аналіз рисунків 3.7 та 3.8 при порівнянні між собою дозволяє зробити наступні висновки [46].

Встановлено, що максимальні втрати звукової енергії TL спостерігаються в низькочастотній області: на частоті 16,4 Гц показник становить 37,5 дБ (рис.3.7(а)). Це свідчить про високу ефективність масивної

перегородки проти низькочастотних шумів. Проте з ростом частоти спостерігається поступова деградація звукоізоляційних властивостей. Зокрема, на частоті 3,5 кГц зафіксовано локальний мінімум — значення TL падає до 5 дБ. Такий значний «провал» звукоізоляції пояснюється явищем хвильового збігу, коли падаюча звукова хвиля максимально інтенсивно збуджує власні коливання скляної панелі, роблячи її практично прозорою для звуку.

Дослідження коефіцієнта поглинання (рис.3.7(б)) дозволило виявити частоти, на яких енергія звуку найбільш активно поглинається матеріалом. На графіку чітко виділяються два локальні максимуми: перший максимум - на частоті 1,65 кГц, де коефіцієнт AC сягає 0,6453. Це вказує на те, що на даній частоті більше 64% енергії звуку перетворюється на внутрішню енергію коливань панелі; другий максимум спостерігається на частоті 2,87 кГц і відповідає значенню 0,49.

Наявність цих піків підтверджує, що скляна перегородка працює не лише як відбиваючий бар'єр, а й як активний поглинач енергії на певних резонансних частотах.

Аналізуючи графіки з рис.3.8 можна відмітити наступне: в приміщенні оточення значення коефіцієнта TL суттєво зростають. Зокрема, на початковій частоті дослідження 16,4 Гц рівень втрат енергії сягає 92,674 дБ, що значно перевищує показники внутрішнього домену (секції) просторової конструкції. Важливо відзначити, що навіть у точці локального мінімуму значення коефіцієнта TL становить 15,675 дБ. Цей показник залишається стабільно вищим у порівнянні з аналогічними характеристиками внутрішнього приміщення в усьому частотному діапазоні (від 30 Гц до 5 кГц). Це є свідченням того, що поглинання звуку при проходженні крізь скляний бар'єр забезпечує необхідний ефект акустичної ізоляції простору. Що стосується коефіцієнта AC (рис.3.8(б)), то спостерігається зворотна тенденція: максимальні значення поглинання за межами перегородки виявилися приблизно вдвічі меншими, ніж у внутрішньому приміщенні [Власна стаття 3]. Наприклад, на частоті 2,89 кГц у приміщенні оточення зафіксовано коефіцієнт

АС на рівні 0,285. Для порівняння, у внутрішньому приміщенні на цій же частоті показник становить 0,487. Така різниця напевно пояснюється тим, що значна частина звукової енергії вже була розсіяна або відбита перегородкою до моменту потрапляння у другий домен (секцію) конструкції.

Наступним етапом моделювання в рамках дослідження визначимо перевірку можливості покращення акустичних характеристик системи конструкції шляхом цілеспрямованої зміни геометричних параметрів (товщини перегородки) та фізичних властивостей матеріалу (модифікація коефіцієнта Пуассона) а також дослідимо як ці акустичні характеристики змінюються на певній частоті, коли саме джерело переміщується всередині основного приміщення складеної просторової конструкції.

3.3.2 Аналіз отриманих результатів. Змінені налаштування

За другим етапом моделювання визначимо змінені параметри просторової конструкції, на відміну від тих, які були задано в п.3.3.1 роботи, а саме збільшимо товщину перегородки просторової конструкції з $h = 12$ мм до величини $h = 20$ мм. При цьому розглянемо результати аналізу лише для приміщення оточення, тобто перевіримо наскільки ефективним було рішення збільшення товщини скляної перегородки за умови, коли матеріал конструкції не змінюється з п.3.3.1. Результати показано на рис.3.9, де наведено розподіли коефіцієнтів TL та АС. Порівнюючи результати з рис.3.8 та 3.9 варто відмітити наступне: якщо взяти для аналізу частоту 1 кГц, то виявляється що збільшення товщини перегородки призвело до того, що коефіцієнт TL збільшився з 26 дБ до 40 дБ. Навіть на початковій частоті дослідження 16,4 Гц отримано збільшення коефіцієнта втрат на 0,7 дБ. Що стосується коефіцієнта АС, наприклад на частоті 2,89 кГц маємо дещо зменшене значення до рівня $\approx 0,27$. Зазначимо, що в даному етапі положення джерела шуму в приміщенні не змінюється.

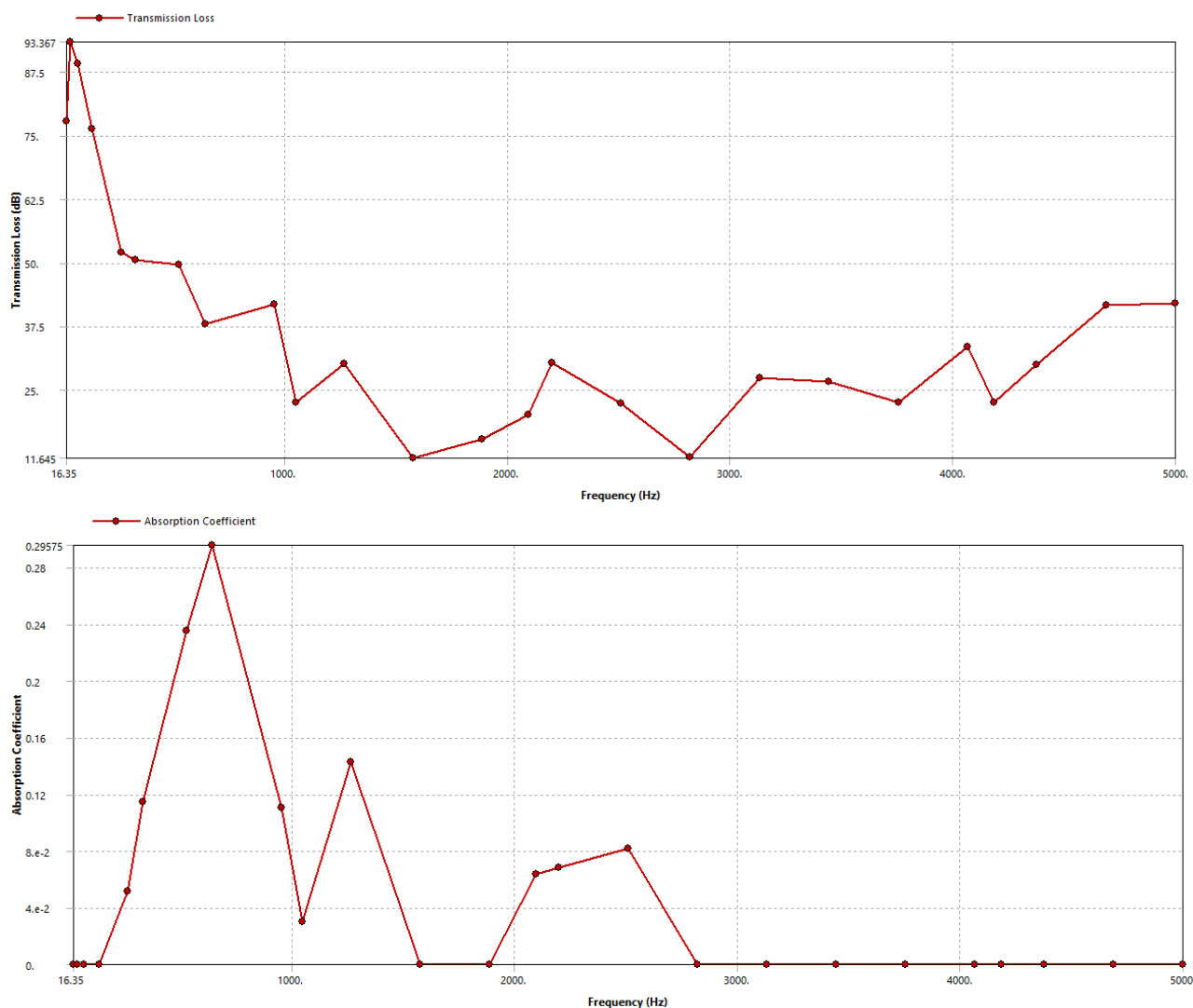


Рисунок 3.9 – Графічні залежності коефіцієнтів TL (а) та AC (б) для приміщення оточення при $h = 20$ мм та $\nu = 0,25$

3.3.3 Аналіз отриманих результатів. Переміщення джерела шуму

Наступним етапом дослідження визначимо, що джерело шуму переміщується в основному приміщенні просторової конструкції, і матеріал скляної перегородки є змінним параметром. При цьому в рамках задачі потрібно знайти такі значення параметрів TL та AC, при яких на певній обраній частоті (1 кГц) звукоізоляція скляної перегородки при поширенні акустичних сигналів назовні буде ефективною.

В якості вихідних даних, визначимо, що саме джерело шуму всередині основного приміщення конструкції може перебувати у трьох місця – ліворуч від центру приміщення, в центрі (див. п.3.3.1-3.3.2) та праворуч від центру приміщення. В якості змінних параметрів для гармонійного аналізу визначено товщину перегородки та матеріал скляної перегородки конструкції. Так як варіант центрального розміщення джерела вже розглянуто вище, то розглянемо ситуацію коли джерело шуму знаходиться в правій частині основного приміщення (рис.3.10).



Рисунок 3.10 – Графічні залежності коефіцієнтів TL (а) та AC (б) для приміщення оточення при $h = 12$ мм та $v = 0,25$ (джерело шуму розташовано в правій частині)

При цьому обмежимося лише аналізом ефективності встановленої перегородки при поширенні акустичних хвиль назовні (режим Enclosure).

На рисунку 3.11 наведено результати гармонійного аналізу, коли джерело шуму знаходиться в правій частині приміщення.

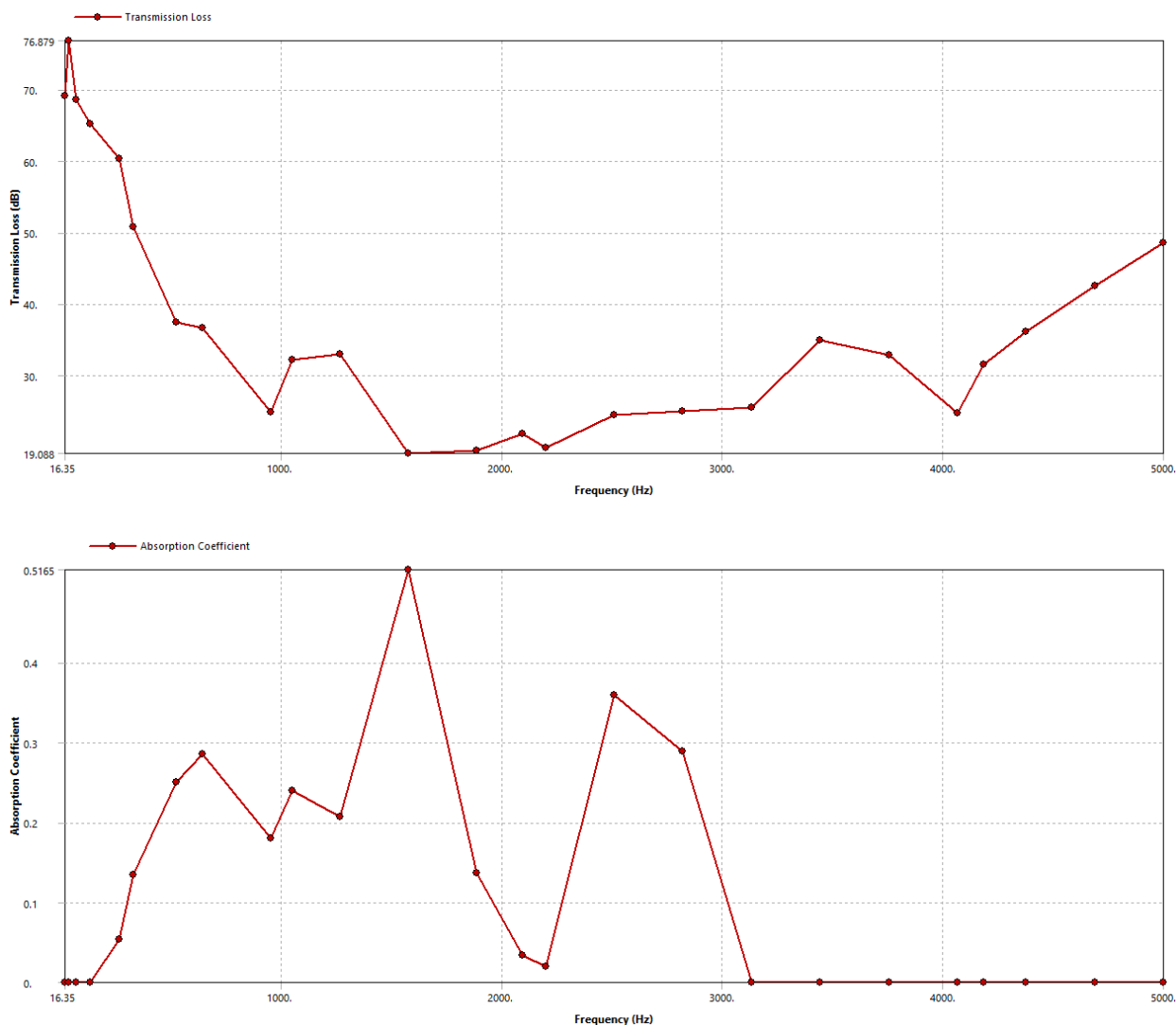


Рисунок 3.11 – Графічні залежності коефіцієнтів TL (а) та AC (б) для приміщення оточення при $h = 12$ мм та $\nu = 0,25$ (джерело шуму розташовано в лівій частині)

Аналізуючи отримані результати з рис.3.8 (центр приміщення), рис. 3.10 (права частина приміщення) та рис. 3.11 (ліва частина приміщення) можна відмітити, що за коефіцієнтом TL на частоті 1 кГц отримано відповідні значення: 29 дБ; 19,1 дБ; 29,9 дБ. Тобто, на даній частоті краще з точки зору звукоізоляції розташовувати джерело шуму і лівій частині основного приміщення конструкції. Що стосується коефіцієнта AC, то в даному випадку

на частоті 1 кГц отримано наступні значення: 0,23; 0,22; 0,2. Якщо визначити оптимальним саме мінімум значення цього параметру, то кращим варіантом тут також є розміщення джерела шуму в лівій частині. Обравши за результатами цього порівняння варіант розташування джерела шуму в лівій частині як найкращий варіант за заданих умов, в рамках дослідження змінимо значення відразу двох параметрів, а саме і товщину перегородки ($h = 20$ мм) і матеріал конструкції скла ($\nu = 0,27$). Результати гармонійного аналізу для даного випадку показано на рисунку 3.12 і порівняємо ці дані з значеннями, які показано на рис. 3.11 при обраній частоті 1 кГц.

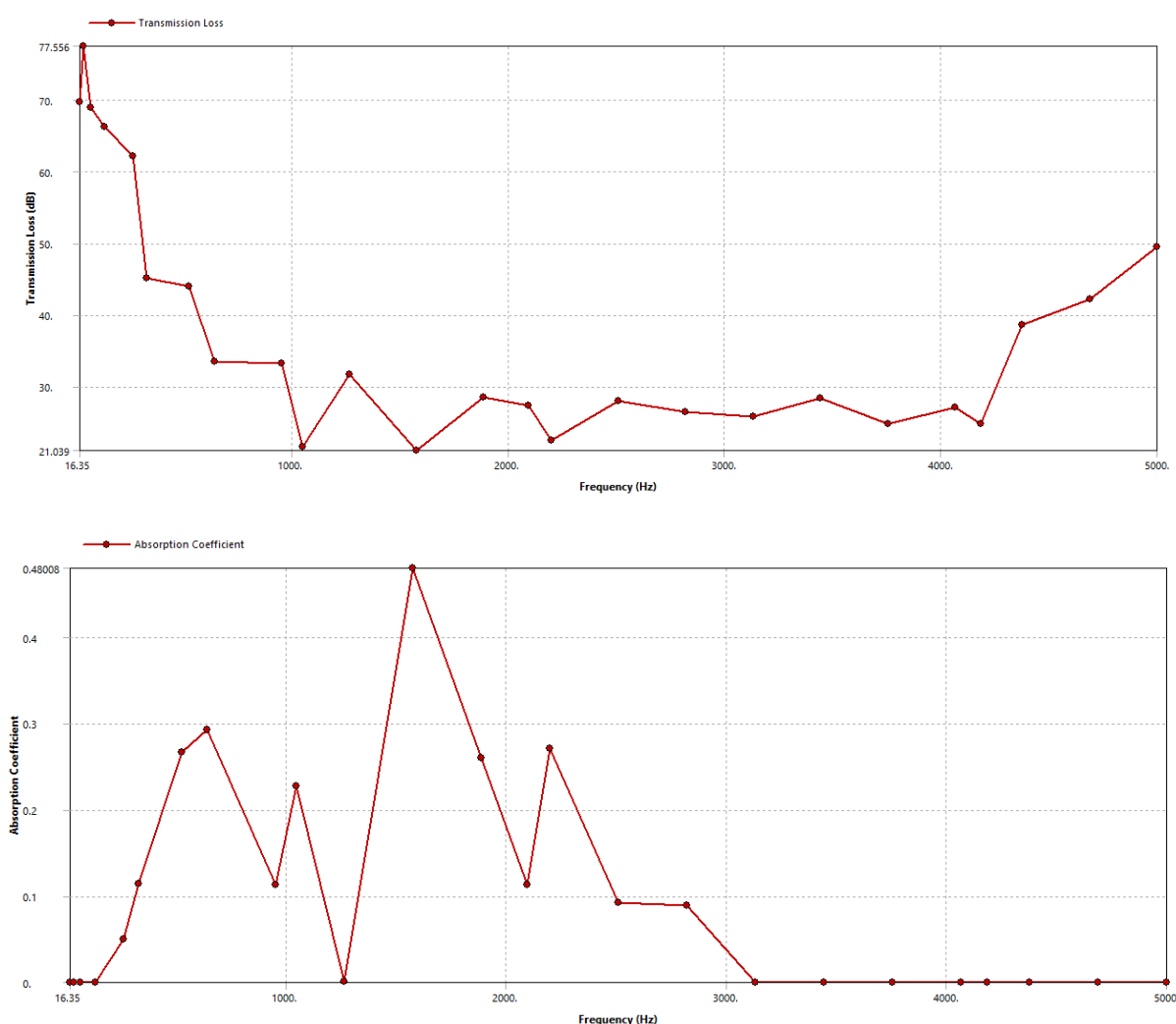


Рисунок 3.12 – Графічні залежності коефіцієнтів TL (а) та AC (б) для приміщення оточення при $h = 20$ мм та $\nu = 0,27$ (джерело шуму розташовано в лівій частині)

З рисунку 3.12 на частоті 1 кГц отримали, що коефіцієнт втрат TL дорівнює 30,1 дБ, коефіцієнт АС дорівнює 0,18. Порівнюючи з даними, які визначено на основі попереднього аналізу приходимо до висновку, що серед розглянутих варіантів розташування джерела шуму, та аналізу товщини скляної перегородки і матеріалу цієї перегородки найкращим варіантом щодо звукоізоляції є просторова конструкція з товщиною перегородки 20 мм, матеріалом скляної конструкції типу «важкий крон», і де в лівій частині основного приміщення конструкції розташовано джерело шуму.

Висновки до 3 розділу. В рамках дослідження використано програмне середовище ANSYS для моделювання проникнення шуму через скляні панелі, характерні для офісних приміщень і ТРЦ. Побудовано тривимірні геометричні моделі скляних конструкцій, проведено гармонічний та акустичний аналізи. Визначено власні частоти коливань, зони резонансного підсилення та залежність індексу STL від товщини й конфігурації скла. Результати досліджень дали змогу оцінити, наскільки ефективними є різні типи скляних перегородок у контексті акустичного комфорту: як із боку захисту приміщень від зовнішніх шумів, так і у запобіганні витоку звуку зсередини.

ВИСНОВКИ

Подальший розвиток отримала теорія оцінки акустичного шуму в просторових конструкціях, а саме:

1. На основі ідеї використання акустичних голограм запропоновано алгоритм візуалізації поля акустичного тиску, яке створюється коливальною поверхнею літального апарату під дією зовнішнього джерела шуму і фіксується сукупністю мікрофонів розташованих по поверхні апарату.

Це дає можливість оцінити вірогідне місце розташування ділянок з максимальним відбитим акустичним сигналом з точністю приблизно 2,6% для величини $z = 3$ мм та 3,1% для величини $z = 8$ мм, де z – відстань від площини мікрофонів до коливальної поверхні.

2. Отримано на основі положень алгоритму, що в обраному діапазоні частот прогнозування тиску акустичного поля в конструкції літального апарату з задовільною точністю можливе, коли вимірювальні елементи (мікрофони) віддалені від площини шуму на відстань не більше за величину 8 мм, а сусідні мікрофони в площині масиву мають бути розташовані на відстані 0,04 м.

3. Наведені залежності для розрахунку основних характеристик звукового поля дозволили при виборі коливальної структури плоскої або циліндричної форм провести аналітичну оцінку значень поля акустичного тиску та коливальної швидкості в діапазоні частот від 0 Гц до 4 кГц та порівняти ці значення з експериментальними при побудові акустичної голограми, коли виконується умова $z_h \neq z_{дж}$, де z_h – площина голограми; $z_{дж}$ – площина джерела. Для відстані $z_h = 3$ мм побудовано на частоті 1 кГц зображення акустичної голограми, яке характеризується наявністю червоної зони, де рівень акустичного тиску складає приблизно 18 дБ, що свідчить про місце вірогідного розташування джерела, оскільки обраний генератор шуму PN3B за даними експерименту створює рожевий шум з інтенсивністю за абсолютним значенням 18 dBu.

4. Запропонований алгоритм визначення розподілу коливальної швидкості елемента конструкції літального апарату, вирізняється тим, що дозволяє на основі розробленої імітаційної моделі з 4 модулів-розв'язувачів провести гармонійний та акустичний аналізи. Це дало змогу вирішити задачу, не лише з розрахунку розподілу коливальної швидкості, а й знайти розв'язок задачі на власні числа методом скінчених елементів. На основі отриманих результатів за гармонійним аналізом отримано, що внаслідок додавання в систему двох балочних пружних систем вдалось досягти відстроювання від значення першої резонансної частоти коливань конструкції без балок. За частотами це відстроювання склало 109.89 Гц, що є меншим значенням відносно частоти резонансу 166.67 Гц для конструкції без балочних систем.

5. Розглянутий алгоритм визначення звукоізоляції замкненої конструкції складної геометричної форми, всередині якої може рухатись довільним чином джерело шуму дозволив провести спрощений аналіз з ефективності застосування в якості матеріалу конструкції скла з різною товщиною та різним хімічним складом і який показав, що для частоти 1000 Гц збільшення товщини перегородки з 12 мм до 20 мм при незмінному значенні коефіцієнта Пуассона $\nu=0,25$ призводить до відповідного збільшення коефіцієнта втрат TL з 29 дБ до 40 дБ.

6. Отримані розрахунки звукоізоляції замкненої огорожувальної конструкції можуть бути рекомендовані для оптимізації місця розташування джерела шуму всередині вказаної конструкції.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Deng, Yq., Xiao, Xb., He, B. et al. Analysis of external noise spectrum of high-speed railway. *J. Cent. South Univ.* 21, 4753–4761 (2014). <https://doi.org/10.1007/s11771-014-2485-3>
2. He, B., Xiao, Xb., Zhou, Q. et al. Investigation into external noise of a high-speed train at different speeds. *J. Zhejiang Univ. Sci. A* 15, 1019–1033 (2014). <https://doi.org/10.1631/jzus.A1400307>
3. Rufo, J., Zhang, P., Zhong, R. et al. A sound approach to advancing healthcare systems: the future of biomedical acoustics. *Nat Commun* 13, 3459 (2022). <https://doi.org/10.1038/s41467-022-31014-y>
4. Kim, D., Jeong, H., Lee, S. et al. Simulation-based analysis of active noise control efficacy on propeller noise with unsteady blade motion. *J Mech Sci Technol* 39, 2507–2518 (2025). <https://doi.org/10.1007/s12206-025-0410-3>
5. Guo, Y. Directional sound propagation in acoustic artificial structures. *npj Acoust.* 1, 8 (2025). <https://doi.org/10.1038/s44384-025-00009-6>
6. R. G. Keys, Cubic convolution interpolation for digital image processing, *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing*, vol. 29, no. 6, pp. 1153–1160, 1981. doi: 10.1109/TASSP.1981.1163711
7. W. K. Pratt, *Digital image processing*, 2nd ed., John Wiley & Sons, 1979. doi: 10.1109/TASSP.1979.1163210
8. D. W. Griffin and J. S. Lim, Signal estimation from modified short-time Fourier transform, *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing*, vol. 32, no. 2, pp. 236–243, 1984. doi: 10.1109/TASSP.1984.1164317
9. Mass Law & Sound Transmission Loss, Technicon Acoustics Blog. 2023. URL: <https://www.techniconacoustics.com/blog/tag/sound-transmission-loss/> (дата звернення: 21.01.2026).
10. W. Larbi, C. Soussi, J.-F. Deü, and R. Sampaio, Sound transmission loss through double glazing windows in low frequency range, arXiv preprint arXiv:2003.00887, 2020. doi: 10.48550/arXiv.2003.00887

11. S. Ungnad, D. Sachau, M. Wandel, and C. Thomas, Experimental noise source identification in a fuselage test environment based on nearfield acoustical holography, *CEAS Aeronautical Journal*, vol. 12, pp. 793–802, 2021. doi: 10.1007/s13272-021-00534-6
12. V. R. Raghuvver and R. W. Schafer, Suppression of acoustic noise in speech using spectral subtraction, *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing*, vol. 27, no. 2, pp. 113–120, 1979. doi: 10.1109/TASSP.1979.1163209
13. F. Bonzanigo, An improvement of Tribolet's phase unwrapping algorithm, *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing*, vol. 26, no. 1, pp. 104–105, 1978. doi: 10.1109/TASSP.1978.1163039
14. D. W. Griffin and J. S. Lim, Signal estimation from modified short-time Fourier transform, *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing*, vol. 32, no. 2, pp. 236–243, 1984. doi: 10.1109/TASSP.1984.1164317
15. L. Rutledge, Multimedia standards: Building blocks of the Web, *IEEE MultiMedia*, vol. 8, no. 3, pp. 13–15, 2001. doi: 10.1109/93.939994
16. I. Cohen, Noise spectrum estimation in adverse environments: Improved minima controlled recursive averaging, *IEEE Transactions on Speech and Audio Processing*, vol. 11, no. 5, pp. 466–475, 2003. doi: 10.1109/TSA.2003.811544
17. Xie, S., Ma, H., Cao, J. et al. Refined acoustic holography via nonlocal metasurfaces. *Sci. China Phys. Mech. Astron.* 67, 274311 (2024). <https://doi.org/10.1007/s11433-023-2359-6>
18. Lv, Z., Li, J., Hou, Z. et al. Design method and machine learning application of acoustic holographic computational metamaterials. *Sci. China Technol. Sci.* 65, 238–243 (2022). <https://doi.org/10.1007/s11431-021-1869-3>
19. Bi, C., Chen, X., Chen, J. et al. Orthogonal spherical wave source boundary point method and its application to acoustic holography. *Chin. Sci. Bull.* 49, 1758–1767 (2004). <https://doi.org/10.1007/BF03184311>

20. P. R. Pesque and O. M. A. Bonnefous, Device for eliminating fixed echoes for an ultrasonic echograph, *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 89, no. 6, pp. 3029–3030, 1991. doi: 10.1121/1.400788
21. Shin, J., Song, K. Design of acoustic hologram for multi-layer system transmission with phase modulations. *J Mech Sci Technol* 39, 4365–4373 (2025). <https://doi.org/10.1007/s12206-025-0709-0>
22. Ping, G., Chu, Z., Xu, Z. et al. A refined wideband acoustical holography based on equivalent source method. *Sci Rep* 7, 43458 (2017). <https://doi.org/10.1038/srep43458>
23. Є. Пономаренко, К. Трапезон, Прикладні аспекти застосування акустичної голографії ближнього поля, *Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського*, вип. 3(140), С. 176–184, 2023. doi: 10.32782/1995-0519.2023.3.21]
24. Hu, B., Yang, D., Li, S. et al. Underwater patch near-field acoustical holography based on particle velocity and vector hydrophone array. *Sci. China Phys. Mech. Astron.* 55, 2010–2017 (2012). <https://doi.org/10.1007/s11433-012-4905-4>
25. O'Donoghue, P., Gautier, F., Meteyer, E. et al. Comparison of three full-field optical measurement techniques applied to vibration analysis. *Sci Rep* 13, 3261 (2023). <https://doi.org/10.1038/s41598-023-30053-9>
26. Ko, B., Lee, SY. Enhancing the reconstruction of acoustic source field using wavelet transformation. *J Mech Sci Technol* 19, 1611–1620 (2005). <https://doi.org/10.1007/BF03023938>
27. Pundarika, G., Lakshminarayana, R. & Sheshadri, T.S. Application of holography in jet acoustic studies. *Sadhana* 29, 389–400 (2004). <https://doi.org/10.1007/BF02703690>
28. Braun, D., Lindsey, C. Phase-sensitive Holography of Solar Activity. *Solar Physics* 192, 307–319 (2000). <https://doi.org/10.1023/A:1005239216840>
29. T. Park et al., Sound visualization of smartphone-radiated noise using nearfield acoustic holography, *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 36, no. 8, pp. 3875–3882, 2022. doi: 10.1007/s12206-022-0710-9

30. Sarıgül, A.S., Avşar, E. Acoustic Radiation of Vibrating Bodies near Rigid Planes. *J. Vib. Eng. Technol.* 12, 1381–1397 (2024). <https://doi.org/10.1007/s42417-023-00915-7>
31. J. Wang, Y. Huang, Z. Li, Z. Zhang, and Q. Huang, A novel robust approach of 3D CNN and SAE-based near-field acoustical holography relying on self-identity constraint data for Kalman gain, *Engineering with Computers*, vol. 40, pp. 2279–2306, 2024. doi: 10.1007/s00366-023-01911-x
32. Ray, A., Khalid, M.A., Demčenko, A. et al. Holographic detection of nanoparticles using acoustically actuated nanolenses. *Nat Commun* 11, 171 (2020). <https://doi.org/10.1038/s41467-019-13802-1>
33. Nashimoto, A., Fujisawa, N., Nakano, T. et al. Visualization of aerodynamic noise source around a rotating fan blade. *J Vis* 11, 365–373 (2008). <https://doi.org/10.1007/BF03182205>
34. Bi, C., Chen, X., Xu, L. et al. Patch nearfield acoustic holography based on the equivalent source method. *Sci. China Ser. E-Technol. Sci.* 51, 100–110 (2008). <https://doi.org/10.1007/s11431-008-0001-4>
35. Bi, C., Chen, X., Chen, J. et al. Nearfield acoustic holography based on the equivalent source method. *Sci. China Ser. E-Technol. Sci.* 48, 338–354 (2005). <https://doi.org/10.1360/03ye0538>
36. M. Kirchner and E. Nijman, *Cylindrical Nearfield Acoustical Holography: Practical Aspects and Possible Improvements*, in *Automotive NVH Technology*, A. Fuchs et al., Eds. Springer, Cham, 2016. doi: 10.1007/978-3-319-24055-8_4
37. Li, C., Chen, C. & Gu, X. Acoustic signal analysis for gear fault diagnosis using a uniform circular microphone array. *J Mech Sci Technol* 37, 5583–5596 (2023). <https://doi.org/10.1007/s12206-023-1002-8>
38. К. О. Трапезон, Узагальнений метод симетрій для задачі про поздовжні чи крутильні коливання стрижнів змінної жорсткості, *Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського*, вип. 2, С. 94–99, 2021. doi: 10.30929/1995-0519.2021.2.94-99

39. B. Baker and E. T. Copson, *The mathematical theory of Huygens' principle*, Oxford: University Press, 2003
40. Technical documentation of the vibration test system TV 59320 340, Acoutronic AB. URL: https://www.acoutronic.se/pdf/vibration/system_tv_59320_340_eng.pdf (дата звернення: 21.01.2026).]
41. LV-1800 Laser Doppler Vibrometer, Ono Sokki. URL: <https://www.onosokki.net/Product/Detail/LV-1800> (дата звернення: 21.01.2026)
42. PN3B Pink Noise Generator, Gold Line. URL: <http://www.gold-line.com/pink.htm> (дата звернення: 21.01.2026).
43. Dewald, R.D., Klimmek, T., Hesse, C. et al. Parametric approach to primary structure modeling of aircraft for cabin noise analysis in FEM. *CEAS Aeronaut J* (2025). <https://doi.org/10.1007/s13272-025-00888-1>
44. A. Vedrtnam and S. J. Pawar, Experimental and simulation studies on acoustical characterization of laminated safety glass, *Glass Technology: European Journal of Glass Science and Technology Part A*, vol. 59, no. 2, pp. 58-70, 2018. doi: 10.13036/17533546.59.2.008
45. S. Assaf and M. Guerich, Numerical prediction of noise transmission loss through viscoelastically damped sandwich plates, *Journal of Sandwich Structures & Materials*, vol. 10, no. 5, pp. 359–383, 2008. doi: 10.1177/1099636207088444
46. Є. Пономаренко, К. Трапезон, Оцінка параметрів звукоізоляції складених конструкцій при створенні офісних приміщень відкритого типу, *Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського*, вип. 3(152), С. 307–316, 2025. doi: 10.32782/1995-0519.2025.3.34
47. Singh, A., Gani, A. Analysis of stress behavior of drill tool by using ANSYS-2020 R2. *Life Cycle Reliab Saf Eng* 14, 105–115 (2025). <https://doi.org/10.1007/s41872-024-00286-2>
48. Isaac, F., Obodeh, O., Ighodalo, O. et al. Comparative static-structural analysis of standard diesel-engine piston of three wrought aluminum alloys using

finite element method in ANSYS. *Discov Appl Sci* 8, 14 (2026). <https://doi.org/10.1007/s42452-025-07819-z>

49. Paul, S., Roy, P., Chatterjee, A. et al. Design and Analysis of Automotive Vehicle Components with Composite Materials Using ANSYS 18.1. *J. Inst. Eng. India Ser. D* 105, 1537–1550 (2024). <https://doi.org/10.1007/s40033-023-00627-y>

50. Prasad, M.J.H., Sudhakar, I., Adinarayana, S. et al. Simulation and validation of experimental residual stresses of dissimilar AA2124 and AA7075 TIG weld joint using ANSYS APDL. *Int J Interact Des Manuf* 18, 71–82 (2024). <https://doi.org/10.1007/s12008-023-01384-8>

51. Saurabh, A., Joshi, K. & Verma, P.C. Load-dependent Finite Element Wear Simulation of Semi-Metallic and Ceramic Friction Materials Using ANSYS. *Trans Indian Inst Met* 76, 2473–2482 (2023). <https://doi.org/10.1007/s12666-023-02917-1>

52. R. D. Cook, D. S. Malkus, M. E. Plesha, and R. J. Witt, *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*, Wiley, 2002

53. Dahwal, S.H., Patel, Z. & Nagar, A. Modelling of wax deposition for waxy crude oil by ANSYS fluent. *J Petrol Explor Prod Technol* 15, 60 (2025). <https://doi.org/10.1007/s13202-025-01963-3>

54. S. Moaveni, *Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS*, Pearson, 2015. doi: 10.5555/520534

55. Akbari, A., Abedini, R. Design a Stepped Circular Ultrasonic Radiator: Modal and Acoustic Field Analysis. *MAPAN* (2025). <https://doi.org/10.1007/s12647-025-00869-z>

56. Kumar, V., Jewariya, M., Titus, S.S.K. et al. Simulation and Modelling of a Precision Method for Static Low Force Measurement. *Exp Tech* 49, 415–424 (2025). <https://doi.org/10.1007/s40799-024-00753-6>

57. Attia, A., Berrabah, A.T., Bourada, F. et al. Bending Analysis of Laminated Composite and Sandwich Cylindrical Shells Using Analytical Method and

- Ansys Calculations. *Mech Compos Mater* 60, 33–48 (2024).
<https://doi.org/10.1007/s11029-024-10173-7>
58. J. H. Ferziger, M. Perić, and R. L. Street, *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer, 2020. doi: 10.1007/978-3-319-99693-6
 59. *ANSYS Workbench User Guide*. Release 2020 R2, ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, 2020
 60. O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, and J. Z. Zhu, *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*, Elsevier, 2013
 61. S. C. Chapra and R. P. Canale, *Numerical Methods for Engineers*, McGraw-Hill, 2010
 62. H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, Pearson, 2007
 63. F. Fahy and P. Gardonio, *Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response*, 2nd ed., Academic Press, 2007. doi: 10.1016/B978-0-12-373633-8.X5000-5
 64. J. O. Hallquist, *LS-DYNA Theory Manual*, Livermore Software Technology Corporation, 2006
 65. R. E. Collin, *Field Theory of Guided Waves*, Wiley-IEEE Press, 1991. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/book/5265444>
 66. R. D. Cook, *Finite Element Modeling for Stress Analysis*, Dover Publications, 2007
 67. R. D. Cook, D. S. Malkus, M. E. Plesha, and R. J. Witt, *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*, Wiley, 2002
 68. D. L. Logan, *A First Course in the Finite Element Method*, Cengage Learning, 2012
 69. K. J. Bathe, *Finite Element Procedures*, Prentice Hall, 1996
 70. Mou, H., Feng, Z., Xie, J. et al. Collapse mechanism and occupant injury analysis under vertical impact of the aircraft fuselage structure. *Nonlinear Dyn* 113, 1083–1105 (2025). <https://doi.org/10.1007/s11071-024-10306-6>

71. Poorte, V.K., Bisagni, C. Design of a crash energy absorber for a composite aircraft fuselage using a combined analytical–numerical approach. *CEAS Aeronaut J* 16, 171–183 (2025). <https://doi.org/10.1007/s13272-024-00787-x>
72. Dewald, R.D., Klimmek, T., Hesse, C. et al. Parametric approach to primary structure modeling of aircraft for cabin noise analysis in FEM. *CEAS Aeronaut J* (2025). <https://doi.org/10.1007/s13272-025-00888-1>
73. Hesse, C., Allebrodt, P., Teschner, M. et al. Knowledge-based model generation for aircraft cabin noise prediction from pre-design data. *CEAS Aeronaut J* 15, 1127–1136 (2024). <https://doi.org/10.1007/s13272-024-00769-z>
74. Sinha, K., Klimmek, T. A framework for the bi-level optimization of a generic transport aircraft fuselage using aeroelastic loads. *CEAS Aeronaut J* 14, 127–137 (2023). <https://doi.org/10.1007/s13272-022-00628-9>
75. Winter, R., Norambuena, M., Sinske, J. et al. High-resolution vibroacoustic characterization of DLR’s Falcon 2000LX ISTAR aircraft. *CEAS Aeronaut J* 14, 953–963 (2023). <https://doi.org/10.1007/s13272-023-00676-9>
76. Liu, Z., Yang, X. & Liu, J. A Novel Design of a Pre-separation Panel Structure to Protect Against the Impact of an Explosion in an Aircraft Plenum Chamber. *Acta Mech. Solida Sin.* 37, 166–180 (2024). <https://doi.org/10.1007/s10338-023-00447-3>
77. Kahya, V., Karaca, S., Okur, F.Y. et al. Damage Localization in Laminated Composite Beams with Multiple Edge Cracks Based on Vibration Measurements. *Iran J Sci Technol Trans Civ Eng* 45, 75–87 (2021). <https://doi.org/10.1007/s40996-020-00393-x>
78. Baro, D.K., Yadav, V. & Mahto, S. Dynamic modelling and analysis of smart cantilever beam using FEM. *Int J Interact Des Manuf* 17, 1199–1214 (2023). <https://doi.org/10.1007/s12008-022-01100-y>
79. Є. Пономаренко, К. Трапезон, Моделювання випробувальної конструкції з включенням прямокутних балок на основі інструментів програми ANSYS, *Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського*, вип. 4(147), С. 119–127, 2024. doi: 10.32782/1995-0519.2024.4.15

80. ДБН В.1.2-10-2008. Захист від шуму. Основні вимоги до будівель і споруд. URL: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-995>
81. Business premises, Stockport Council. URL: <https://www.stockport.gov.uk/commercial-premises>
82. R. Aiello and F. Auriemma, Optimized vibro-acoustic design of suspended glass panels, *Struct Multidisc Optim*, vol. 58, pp. 2253–2268, 2018. doi: 10.1007/s00158-018-2014-3
83. W. Tan, S. Amares, W. Faridah, and W. Heng, Analysis of Noise Level and Sound Transmission Loss of Noise Barrier Material for the Construction Site, *International Journal of Integrated Engineering*, vol. 13, no. 4, pp. 151–162, 2021. doi: 10.30880/ijie.2021.13.04.014
84. ДСТУ EN ISO 10140-3:2019. Акустика. Лабораторні вимірювання звукоізоляції будівельних елементів. Частина 3. Вимірювання звукоізоляції від ударного шуму, 2019. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=86758
85. A. Yori, Method for Calculating the Sound Absorption Coefficient for a Variable Range of Incidence Angles, *Archives of Acoustics*, vol. 45, no. 1, pp. 67–75, 2020. doi: 10.24425/aoa.2020.132482
86. Норми проектування офісних приміщень, NSDgroup. URL: <https://nsdgroup.com.ua/uk/stati/normy-proektyrovanyya-ofysnyh-pomeshhenyj/> (дата звернення: 21.01.2026).
87. ДБН В.2.2-9:2018. Громадські будинки та споруди. Основні положення. URL: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-405>
88. ДБН В.2.2-28:2010. Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення. URL: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3080029223885211423