

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**ГУДЬ МИХАЙЛО ІВАНОВИЧ**

УДК 660.178

## **ДИСЕРТАЦІЯ**

**ОЦІНЮВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТОНКОСТІННИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ  
ОБОЛОНОК ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ЛІТАКОМ**

Спеціальність 01.02.04 --механіка деформівного твердого тіла

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

Науковий керівник:  
член кореспондент НАН України,  
доктор технічних наук, професор  
Ясній Петро Володимирович

\_\_\_\_\_ М.І. Гудь

***Ідентичність всіх примірників дисертації  
ЗАСВІДЧУЮ:***

***Вчений секретар спеціалізованої вченої ради  
/Б.Г. Шелестовський/***

Тернопіль -2021

## АНОТАЦІЯ

**Гудь М.І. Оцінювання довговічності тонкостінних циліндричних оболонок при транспортуванні літаком. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 01.02.04 – Механіка деформівного твердого тіла. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2021.

У дисертації розглянуто актуальну науково-технічну задачу з виявлення основних закономірностей впливу конструктивних особливостей на напружено – деформований стан і власні частоти модельної підсиленої оболонки при транспортуванні.

Об'єктом дослідження є модельна конструкція першої ступені ракети носія. Предметом дослідження є напружено деформований стан і частоти власних коливань модельної конструкції з урахуванням конструктивних особливостей.

У першому розділі проаналізовано літературні дані стосовно оцінки навантаженості довгомірних тонкостінних оболонок під-час транспортування наземним та водним транспортом. Проаналізовано існуючі методики експериментального дослідження прискорень, вимірювання та статистичної обробки. Для забезпечення цілісності РН при транспортуванні повітряними суднами необхідно дослідити спектр навантажень при транспортуванні, форми і частоти власних коливань аналітичним і числовим методами з урахуванням впливу геометричних розмірів, способу закріплення, а також підсилення оболонок. Визначено критерії допустимої втомної довговічності елементів конструкції РН. Визначено поріг напружень для алюмінієвого сплаву Д16АТ

У другому розділі розроблено скінченно елементу модель першої ступені РН у вигляді підсиленої та гладкої циліндричних оболонок. З використанням модального аналізу методом скінченних елементів (МСЕ) досліджено власні

частоти та форми коливань гладкої оболонки – моделі першої ступені ракети-носія. Визначено вплив наявності підсилюючих елементів(стрингерів) на власні частоти циліндричної оболонки. Виявлено характер зміни частот власних коливань підсиленої оболонки в залежності від типу закріплення та зміни площі підсилюючих елементів. Виявлено, що із збільшенням площі поперечного перерізу стрингерів спостерігається зниження частот власних коливань підсиленого циліндра.

Розроблено оригінальну методику переходу від повнорозмірної оболонки першої ступені РН до її модельної оболонки. За результатами модального аналізу отримані значення власних частот циліндричної підсиленої стрингерами тонкостінної модельної конструкції першої ступені ракети носія. Виявлено, що власні частоти модельної конструкції перевищують на декілька порядків значення власних коливань взятої за основу першої ступені РН.

Для зменшення значень частот власних коливань моделі до частот повнорозмірної оболонки запропоновано використовувати поліуретановий наповнювач із наступними фізико-механічними властивостями  $\rho = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ ,  $E = 1,6 \text{ МПа}$ .

Розроблено математичну модель циліндричної тонкостінної гладкої оболонки, на основі якої визначено частоти власних коливань непідсиленої циліндричної оболонки. Показано добру узгодженість результатів аналітичного і чисельного розрахунків власних частот коливань оболонки.

У третьому розділі розроблено методологію експериментальних досліджень вимушених коливань підсиленої стрингерами циліндричної оболонки на базі сервогідравлічної випробувальної машини СТМ-100. На основі застосування афінної подібності спроектовано і виготовлено експериментальну модель першої ступені РН у вигляді підсиленої стрингерами та шпангоутами оболонки, а також платформу для її кріплення і систему зчитування параметрів коливань при випробуванні на базі серво-гідравлічної випробувальної машини СТМ-100. Довжина модельного циліндра становить

1500 мм, діаметр 400 мм. Товщину стінки циліндра 1,5 мм обирали з умов забезпечення необхідної жорсткості. У підсиленій моделі використовували стрингери з рівностороннього кутника які розміщували на внутрішній поверхні оболонки симетрично із сталим кроком, зберігаючи тотожне відношення між площами підкріплених та вільних ділянок моделі та оригінальної конструкції першої ступні РН.

Експериментальним шляхом досліджено параметри та амплітуду вимушених коливань підсиленої модельної оболонки з наповнювачем та без нього.

На основі отриманих експериментальних даних визначені граничні напруження підсиленої масштабної оболонки з наповнювачем. З використанням кривої втоми для сплаву Д16АТ визначену кількість циклів до руйнування в залежності від частоти вимушених коливань наповненої підсиленої модельної оболонки при сталоамплітудному зовнішньому навантаженні.

У четвертому розділі для повнорозмірної підсиленої циліндричної тонкостінної оболонки з використанням програмного комплексу ANSYS досліджено вплив власних коливань на НДС матеріалу оболонки. Тонкостінну оболонку циліндра моделювали використовуючи елемент SHELL181. Стрингери моделювали використовуючи лінійний двох вузловий просторовий балковий елемент BEAM 188. Встановлено, що характер зміни напружень є криволінійним та обернено пропорційним до частоти власних коливань підсиленої циліндричної оболонки. Проте, на відміну від величини нормальних напружень  $\sigma_y$ , визначенні значення дотичних напружень  $\tau_{xy}$  перевищують границю текучості матеріалу Д16АТ.

Виявлено, що місцями концентрацій напружень  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  є вершини поперечних та поздовжніх хвиль. Місцями концентрації дотичних напружень  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$  є місця зміни напрямку переміщень хвиль, на відміну від напружень  $\tau_{xz}$ .

Визначено максимальні значення напружень в тонкостінній підсиленій циліндричній оболонці при дії власних коливань.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що: розроблено методика масштабування і обґрунтовано геометричні і фізичні параметри моделі першої ступені РН у вигляді підсиленої циліндричної оболонки; МСЕ досліджені власні частоти циліндричної, підсиленої стрингерами тонкостінної модельної конструкції першої ступені ракети носія; розроблено математичну модель циліндричної тонкостінної гладкої оболонки, на основі якої визначено частоти власних коливань непідсиленої циліндричної оболонки; отримала подальший розвиток методика комп'ютерного моделювання і виявлено основні закономірності впливу частот та амплітуд власних коливань на напружено-деформований стан підсиленої циліндричної оболонки для великого числа мод; розроблено методика експериментальних досліджень впливу частоти та амплітуди навантаження на вимушені коливання підсиленої стрингерами циліндричної оболонки.

**Ключові слова:** підсилена тонкостінна циліндрична оболонка, вимушені коливання, власні коливання, напружено-деформований стан, алюмінієвий сплав Д16АТ.

## SUMMARY

Hud M.I. **Evaluation of the durability of thin-walled cylindrical shells during transportation by air.** - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 01.02.04 – mechanics of deformable solid. - Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2021.

In the dissertation the actual scientific and technical problem on revealing of the basic laws of influence of design features on a stress - strain state and natural frequencies of a model reinforced shell at transportation is considered.

The object of the study is the model design of the first stage of the launch vehicle. The subject of the study is the stress-strain state and the frequency of natural oscillations of the model shell, taking into account the design features.

The first section analyzes the literature data on the assessment of the load of long thin-walled shells during transportation by land and water transport. The existing methods of experimental research of accelerations, measurements and statistical processing are analyzed. It is established that to ensure the integrity of the RN during transportation by aircraft, it is necessary to investigate the range of loads during transportation, the shape and frequency of natural oscillations by analytical and numerical methods, taking into account the influence of geometric dimensions, fastening method and shell strengthening. Criteria of admissible fatigue durability of elements of a design of RN are defined. The stress threshold for the D16AT aluminum alloy is determined

In the second section, a finite element model of the first stage of launch vehicle (LV) in the form of reinforced and smooth cylindrical shells is developed. Using the modal analysis of the FEM, the natural frequencies and forms of oscillations of the smooth shell - the model of the first stage of the launch vehicle - were studied. The influence of the presence of amplifying elements (stringers) on the natural frequencies of the cylindrical shell is determined. The nature of the change in the

frequencies of the natural oscillations of the reinforced shell depending on the type of fastening and the change in the area of the reinforcing elements is revealed. It is found that with the increase of the cross-sectional area of the stringers there is a decrease in the frequencies of the natural oscillations of the reinforced cylinder.

An original method of transition from a full-size shell of the first stage of LV to a model shell of the first stage of LV has been developed. According to the results of the modal analysis, the natural frequency values of the cylindrical stringer-reinforced thin-walled model structure of the first stage of the launch vehicle are obtained. It is found that the natural frequencies of the model structure exceed by several orders of magnitude the values of the natural oscillations taken as the basis of the first stage of the LV.

To reduce the values of the natural oscillation frequencies of the model to the frequencies of the full-size shell, it is proposed to use a polyurethane filler with the following physical and mechanical properties  $\rho = 1.0 \cdot 10^3 \text{ N} / \text{m}^3$ ,  $E = 1.6 \text{ MPa}$ .

A mathematical model of a cylindrical thin - walled smooth shell has been developed, on the basis of which the natural frequencies of uninforced cylindrical shell are determined. The good agreement of the results of analytical and numerical calculations of the natural frequencies of shell oscillations is shown.

In the third section the methodology of experimental researches of the forced oscillations of the stringer-reinforced cylindrical shell on the basis of the STM-100 servohydraulic test machine is developed. Based on the application of affinity similarity, an experimental model of the first stage of LV in the form of a shell reinforced with stringers and frames, as well as a platform for its attachment and a system for reading oscillation parameters when tested on the basis of servo-hydraulic test machine STM-100. The length of the model cylinder is 1500 mm, diameter 400 mm. The wall thickness of the cylinder 1.5 mm was chosen from the conditions of providing the required rigidity. In the reinforced model, stringers from an equilateral angle were used, which were placed on the inner surface of the shell symmetrically

with a constant step, maintaining an identical relationship between the areas of reinforced and free areas of the model and the original design of the first foot.

The parameters and amplitude of forced oscillations of the reinforced model shell with and without filler were investigated experimentally.

Based on the obtained experimental data, the ultimate stresses of the reinforced scale shell with filler are determined. Using the fatigue curve for the D16AT alloy, the number of cycles to failure is determined depending on the frequency of forced oscillations of the filled reinforced model shell at a constant amplitude external load.

In the fourth section, for the full-size reinforced cylindrical thin-walled shell using the ANSYS software package, the influence of natural oscillations on the SSS of the shell material is investigated. The thin-walled shell of the cylinder was modeled using the element SHELL 181. The stringers were modeled using a linear two-node spatial beam element BEAM 188. It was found that the nature of the stress change is curvilinear and inversely proportional to the natural frequency of the reinforced cylindrical shell. However, in contrast to the value of normal stresses  $\sigma_y$ , the values of the tangential stresses  $\tau_{xy}$  exceed the yield strength of the material D16AT.

It is found that the places of stress concentrations  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  are the vertices of transverse and longitudinal waves. The places of concentration of tangential stresses  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$  are the places of change of the direction of displacements.

The maximum values of stresses in a thin-walled reinforced cylindrical shell under the action of natural oscillations are determined.

The scientific novelty of the obtained results is that: the method of scaling is developed and the geometric and physical parameters of the model of the first stage of LV in the form of a reinforced cylindrical shell are substantiated; The natural frequencies of the cylindrical, stringer-reinforced thin-walled model structure of the first stage of the launch vehicle were studied; a mathematical model of a cylindrical thin-walled smooth shell has been developed, on the basis of which the natural oscillation frequencies of an unreinforced cylindrical shell have been determined; the



method of computer modeling was further developed and the main regularities of the flow of frequencies and amplitudes of natural oscillations on the stress-strain state of the reinforced cylindrical shell for a large number of modes were revealed; the technique of experimental researches of influence of frequency and amplitude of loading on the forced fluctuations of the cylindrical shell strengthened by stringers is developed.

**Key words:** reinforced thin-walled cylindrical shell, forced vibrations, natural vibrations, stress-strain state, aluminum alloy D16AT.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. Analysis of natural frequencies and shapes of stringer-stiffened cylindrical shells. *Scientific journal of the Ternopil national technical university*. 2016.Vol 83. №. 3. P. 7–15. **(індексується у Index Copernicus, Google Scholar)**

2. Yasniy, P.V., Mykhailyshyn, M.S., Pyndus, Y.I. et al. Numerical Analysis of Natural Vibrations of Cylindrical Shells Made of Aluminum Alloy. *Mater Sci* 55, 502–508 (2020). <https://doi.org/10.1007/s11003-020-00331-2>**(індексується у SCOPUS)**

3. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. Methodology for the experimental research of reinforced cylindrical shell forced oscillations. *Scientific journal of the Ternopil national technical university*. 2017. Vol. 86. №. 2. P. 7–13. **(індексується у Index Copernicus, Google Scholar)**

4. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. (2020) Experimental study of forced oscillations affinity-shaped reinforced thin-walled cylinder model. *Scientific journal of the Ternopil national technical university*. 2020, Vol 100, № 4, P. 127–134. **індексується у Index Copernicus, Google Scholar)**

5. Ясній, П. В., Пиндус, Ю. І. і Гудь, М. І. (2020) «Аналіз напружено-деформованого стану підсиленої циліндричної оболонки при вільних поперечних коливаннях», *Prospecting and Development of Oil and Gas Fields*, (4(77)), с. 41–49. [doi: 10.31471/1993-9973-2020-4\(77\)-41-49](https://doi.org/10.31471/1993-9973-2020-4(77)-41-49). **(індексується у Index Copernicus, Google Scholar)**

6. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Вплив площі поперечного перерізу підкріплюючих елементів на власні частоти підсиленої циліндричної оболонки. "Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій “Тернопіль, 2016. Ч.1 С. 70-71.

7. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Порівняльний аналіз частот підсилених та непідсилених циліндричних оболонок." Матеріали V

Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“ Тернопіль, 2016. Ч.1 С. 72-73.

8. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Методологія експериментального дослідження впливу спектру навантаження на поведінку і втомне пошкодження під час транспортування ракети носія." Праці V Міжнародної науково-технічної конференції „Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування“ Тернопіль, 2017. С. 167-168.

9. Ясній П. В., Михайлишин М.С., Гудь М. І.. "Вплив конструктивних особливостей на власні частоти коливань підсиленої циліндричної оболонки." Праці V Міжнародної науково-технічної конференції „Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування“ Тернопіль, 2017. С. 220-221.

10. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Порівняльний аналіз частот власних коливань підкріпленої тонкостінної циліндричної оболонки та її афінно-подібної моделі Матеріали XIX-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» Київ, 2018. С. 39.

11. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Вплив фізико-механічних характеристик наповнювача на частоти власних коливань циліндричної моделі підсиленої оболонки." Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті) Тернопіль, 2018. С. 75-76.

12. Ясній П. В., Михайлишин М.С., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Аналітичний розрахунок гладкої циліндричної оболонки." Праці VI Міжнародної науково-технічної конференції „Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування“ Тернопіль, 2019. С. 194-197.

## ЗМІСТ

Список рисунків .....	14
Список таблиць.....	18
Перелік умовних позначень .....	19
<b>ВСТУП.....</b>	<b>20</b>
<b>РОЗДІЛ 1. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНКУ КОЛИВАНЬ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ .....</b>	<b>25</b>
1.1. Методи і пристрої для транспортування елементів конструкції РН .....	25
1.2. Вимірювання, аналіз та статистична обробка лінійних прискорень та деформацій, що виникають в оболонці РН при транспортуванні .....	35
1.3. Критерії допустимої втомної пошкоджуваності матеріалу елементів конструкції РН .....	42
1.4. Висновки до розділу 1 .....	49
<b>РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК МЕТОДОМ СКІНЧЕННИХ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ТА НАВАНТАЖЕНОСТІ ТОНКОСТІННИХ ОБОЛОНОК ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ЛІТАКОМ.....</b>	<b>50</b>
2.1. Методика скінченно-елементного розрахунку коливань та оцінювання навантаженості тонкостінних оболонок з урахуванням прискорень і закріплення при транспортуванні .....	50
2.2. Визначення власних коливань непідсиленої циліндричної оболонки за допомогою МСЕ .....	54
2.3. Аналітичний розрахунок власних коливань непідсиленої циліндричної оболонки .....	56
2.4. Визначення власних коливань підсиленої циліндричної оболонки .....	65
2.5. Вплив підсилення на форму коливань циліндричної оболонки.....	68

2.6. Вплив закріплення на власні частоти коливань циліндричних оболонки .....	73
2.7. Обґрунтування розмірів і конструктивних особливостей модельної оболонки .....	74
2.8. Висновки до розділу 2 .....	78
<b>РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ФАКТОРІВ НА ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ МОДЕЛЬНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ ТА ОЦІНЮВАННЯ ЇЇ ДОГОВІЧНОСТІ .....</b>	<b>79</b>
3.1. Опис установки.....	79
3.2. Опис конструкції платформи для розміщення оболонки .....	81
3.3. Система вимірювання і запису експериментальних даних .....	82
3.4. Експериментальне дослідження форми і частот вимушених коливань модельної циліндричної оболонки.....	86
3.5. Оцінювання довговічності модельної циліндричної оболонки .....	91
3.6. Висновки до розділу 3 .....	93
<b>РОЗДІЛ 4. ОЦІНКА ВЛИВУ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ НА НДС ПОВНОРОЗМІРНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ.....</b>	<b>95</b>
4.1. Методика скінченноелементного моделювання НДС матеріалу повнорозмірної підсиленої оболонки .....	95
4.2. Виявлення найбільш навантажених ділянок .....	96
4.3. Висновки до розділу 4 .....	107
<b>ЛІТЕРАТУРА.....</b>	<b>111</b>
<b>ДОДАТКИ.....</b>	<b>124</b>
ДОДАТОК А. ....	125
Акти впровадження.....	125
ДОДАТОК Б. ....	126
Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації .....	126

## Список рисунків

Рисунок 1.1. Ложементна опора для транспортування конструкцій РН .....	33
Рисунок 1.2. Головний вигляд пристрою[111] .....	35
Рисунок 1.3. Поперечний розріз [111] .....	35
Рисунок 1.4 Графік та АЧС прискорень при транспортуванні на судні «Кондок-4»[112].....	36
Рисунок 1.5.Графік і АЧС прискорення при транспортуванні на СП[112].	38
Рисунок 1.6. Загальний вигляд кривої втоми .....	44
Рисунок 2.1. Задання типу і опцій аналізу .....	51
Рисунок 2.2. Розрахункова СЕ модель циліндричної оболонки.....	53
Рисунок 2.3. Команди читання інформації .....	54
Рисунок 2.4. Скінченноелементна модель тонкостінного циліндра без підсилення .....	54
Рисунок 2.5. Скінченноелементна модель тонкостінного циліндра без з підсиленням стрингерами .....	66
Рисунок 2.6. Поперечний переріз, розміри та геометричні параметри стрингерів ПР109-4 (а) і ПР109-12 (б) .....	67
Рисунок 2.7. Форма та розміщення стрингерів у середині тонкостінного циліндра .....	67
Рисунок 2.8. Типи елементів для створення СЕ моделі тонкостінного циліндра .....	68
Рисунок 2.9. Форма коливань непідсиленої циліндричної оболонки по 2-й моді, при частоті 18,8 Гц[3].....	70
Рисунок 2.10. Зміщені на чверть довжини хвилі форми коливань не підсиленої циліндричної оболонки за частоти 18,8 Гц. ....	70
Рисунок 2.11. Форма коливань підсиленої циліндричної оболонки по 2-й моді, при частоті 14,2 Гц.....	71
Рисунок 2.12. Зміщені на чверть довжини хвилі форми коливань підсиленої циліндричної оболонки за частоти 14,2 Гц. ....	71

Рисунок 2.13. Форми коливань підсиленої стрингерами циліндричної оболонки при частотах а) 49,5 Гц і б) 59,4 Гц.....	72
Рисунок 2.14. Власні частоти підсиленої (1) та непідсиленої тонкостінної циліндричної оболонки (2).....	72
Рисунок 2.15. Вплив площі поперечного перерізу стрингерів на власні частоти підсиленого тонкостінного циліндра.....	73
Рисунок 2.16. Власні частоти непідсиленої циліндричної оболонки при вертикальних прискореннях $1 \times g = 9,8 \text{ м/с}^2$ та $0 \times g$ : 1 – при її жорсткому закріпленні з обох торців; 2 – не обмеженої в повздовжніх переміщеннях (вздовж осі X)[2] .....	74
Рисунок 2.16. Скінченно – елементна афінно-подібна модель підсиленої оболонки[11].....	75
Рисунок 2.17. Скінченноелементна модель повнорозмірної циліндричної оболонки[4].....	75
Рисунок 3.1 І ступінь РН при транспортуванні та зберіганні.....	79
Рисунок 3.2. Загальний вигляд випробувальної машини STM-100 .....	80
Рисунок 3.3. Просторова ферма для розміщення підсиленої циліндричної оболонки .....	81
Рисунок 3.4. Схема кріплення моделі, запису параметрів навантаження та деформацій на випробувальній машині STM-100.....	82
Рисунок 3.5. Вікно керуючої програми випробувальної машини STM-10082	
Рисунок 3.6. Віброметр ВВМ-201:а)-загальний вигляд; б)- датчик вимірювання віброшвидкості та віброприскорення .....	83
Рисунок 3.7. Електричний балансувальний віброметр: а) – обчислювальний пристрій ЕВМ-БП-2 та датчик вимірювання амплітуди вимушених коливань - б) .....	85
Рисунок 3.8. Експериментальна установка для дослідження параметрів коливань і втомної довговічності тонкостінних циліндричних оболонки при транспортуванні на базі випробувальної машини STM-100 .....	86

- Рисунок 3.9 Способи кріплення датчиків вимірювання амплітуди (а), віброшвидкості та віброприскорення вимушених коливань(б).....87
- Рисунок 3.10. Залежність частоти вимушених коливань підсиленої моделі оболонки без наповнювача від частоти прикладання зовнішньої сили 88
- Рисунок 3.11. Залежність амплітуди підсиленої моделі оболонки без наповнювача в залежності від частоти вимушених коливань .....88
- Рисунок 3.12. Загальний вигляд випробувальної установки при дослідженні вимушених коливань наповненої підсиленої моделі циліндричної оболонки .....89
- Рисунок 3.13. Кріплення датчиків вимірювання амплітуди та віброшвидкості і віброприскорення вимушених коливань моделі підсиленої оболонки з наповнювачем .....90
- Рисунок 3.14. Залежність частоти вимушених наповненої моделі підсиленої оболонки від частоти прикладання зовнішньої сили.....90
- Рисунок 3.15. Залежність амплітуди моделі підсиленої оболонки з наповнювачем в залежності від частоти вимушених коливань.....91
- Рисунок 3.16. Залежність напружень від частоти коливань наповненої моделі .....92
- Рисунок 3.17. Крива втоми матеріалу Д16АТ при симетричному циклі навантаження[101].....92
- Рисунок 3.18. Залежність втомної витривалості матеріалу Д16АТ від напружень та частоти коливань наповненої моделі.....93
- Рисунок 4.1. Залежність величини нормальних напружень від власних частот коливання підсиленої циліндричної оболонки при вертикальних прискореннях  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ : 1 – напруження, що виникають в конструкції  $\sigma_y$ , МПа; 2 – границя текучості  $\sigma_T$ , МПа.....96
- Рисунок 4.2. Залежність величини дотичних напружень від власних частот коливання підсиленої циліндричної оболонки при вертикальних



прискореннях $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ : 1 – напруження, що виникають в конструкції $\tau_{xy}$ , МПа; 2 – границя текучості $\sigma_T$ , МПа .....	97
Рисунок 4.3 Розподіл нормальних напружень $\sigma_x$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки.....	98
Рисунок 4.4 Розподіл нормальних напружень $\sigma_y$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки.....	99
Рисунок 4.5 Розподіл нормальних $\sigma_z$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки .....	100
Рисунок 4.6 Розподіл дотичних напружень $\tau_{xy}$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки.....	101
Рисунок 4.7 Розподіл дотичних напружень $\tau_{xz}$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки.....	102
Рисунок 4.8 Розподіл дотичних напружень $\tau_{yz}$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки.....	103
Рисунок 4.9 Інтенсивність напружень в підсиленій циліндричній оболонці а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки в),г) поздовжня хвиля д) поперечна хвиля.....	106

## Список таблиць

Таблиця 1. Значення лінійних прискорень, зареєстрованих на опорах установника при морському транспортуванні на СП [41] .....	37
Таблиця 2. Статистичні характеристики МО і СКВ максимальних лінійних прискорень при морському транспортуванні на СП [41].....	40
Таблиця 3. Механічні властивості сплаву Д16АТ при розтягу, стиску та зминанні.....	48
Таблиця 4. Характеристики витривалості матеріалу Д16АТ.....	48
Таблиця 5. Власні частоти не підсиленої оболонки визначені з використанням МСЕ [53].....	55
Таблиця 6. Власні частоти коливань (в Гц) циліндричної оболонки, визначені аналітичним та чисельним методами .....	65
Таблиця 7. Власні частоти не підсиленої та підсиленої оболонок з урахуванням власної ваги[53] .....	69
Таблиця 8. Власні частоти (в Гц) повнорозмірних та масштабних підсилених оболонок з урахуванням власної ваги із наповнювачем та без нього [56].....	76
Таблиця 9. Власні частоти (в Гц) повнорозмірних та масштабних підсилених оболонок з урахуванням власної ваги із наповнювачем та без нього .....	77
Таблиця 10. Технічні характеристики серво-гідравлічної випробувальної машини СТМ-100.....	80
Таблиця 11. Технічні характеристики віброметра ВВМ-201.....	84
Таблиця 12. Технічні характеристики віброметра ЕВМ-БП-2 .....	85
Таблиця 13. Максимальні значення напружень в тонкостінній підсиленій циліндричній оболонці при коливаннях з частотою в 14,2 Гц по I моді ...	106

### Перелік умовних позначень

- АЧС-амплітудно-частотний спектр;
- ДДІТ- давач деформацій інтегрального типу;
- МО- математичне очікування;
- МСЕ-метод скінченних елементів;
- НДС- напружено-деформований стан;
- РКН- ракето-космічний носій;
- РН-ракето-носій;
- СКВ- середнє квадратичне відхилення;
- СП-стартова платформа;
- СПФ-сплави з пам'яттю форми;
- ФГМ- функціонально градієнтний матеріал;
- ТУА-транспортно-установочний агрегат.

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Пошкодження конструкційних елементів РН при їх транспортуванні мають механічну природу внаслідок дії довготривалих циклічних навантажень при транспортуванні і призводять до значних матеріальних збитків. Оцінка міцності та втомної довговічності конструкційних елементів РН при транспортуванні є комплексною фундаментальною проблемою, яка вимагає розробки методик: вимірювань зовнішніх впливів; аналізу та обробки зовнішніх впливів; оцінки навантаженості елементів конструкцій РН та опор кріплення; розрахунку напружено-деформованого стану елементів конструкцій РН; прогнозування втомної довговічності елементів конструкцій (до зародження тріщин) з урахуванням історії випадкового знакозмінного навантаження.

Проблемами міцності, надійності та довговічності космічних РН займаються провідні світові організації розробники космічної техніки: Державного підприємства „Конструкторське бюро „Південне” (Україна), NASA (США), Indian Space Research Organisation (ISRO) (Індія), National Association of Rocketry (США), РКК «Энергия» имени С. П. Королёва (Росія), Центр міцності ФГУП ЦНИИМАШ (Росія) та інші.

Основні дослідження спрямовані на розробку експериментально-аналітичних методологій, які поєднують інформаційні системи вимірювання зовнішніх впливів, скінченноелементне моделювання натурних конструкцій, розрахунок НДС та виявлення найбільш навантажених ділянок РН, методики оцінки та моніторингу пошкоджуваності і втомної довговічності конструкційних елементів РН. Значний внесок у розвиток методології оцінювання пошкодження поверхні конструкції на основі оптико-цифрового контролю параметрів деформаційного рельєфу зразків-свідків, внесли вчені Б.П. Русин, Л.І. Муравський, С.Р. Ігнатович, М.В. Карускевич, А.П.

Котельніков, Л. Бенкерт, К. Хінч, Т. Фріке-Бегеман, С. Грантхам, І. Ямагучі, М. Саттон, Д. Чен, Ф. Чіанг, М. Сьодал та ін.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Наукові результати, що складають основу дисертації, отримані здобувачем, як виконавцем держбюджетної теми «Розробка методів розрахунку експлуатаційних впливів і моніторингу довговічності елементів конструкції ракети носія при транспортуванні літаком» (№ державної реєстрації 0115U002448), яка виконувалась у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя у 2015-2017 рр. за тематичними планами НДР Міністерства освіти і науки України. Тематика наукових досліджень відповідає пріоритетним напрямкам розвитку науки і техніки України.

**Мета і завдання дослідження.** *Метою роботи* є виявлення основних закономірностей впливу конструктивних особливостей на напружено – деформований стан (НДС) і власні частоти модельної підсиленої оболонки при транспортуванні. Для досягнення вказаної мети необхідно вирішити наступні завдання:

- розробити методикау і обґрунтувати геометричні і фізичні параметри моделі першої ступені РН у вигляді підсиленої циліндричної оболонки ;
- методом скінченних елементів провести модальний аналіз та дослідити власні частоти і форми коливань моделі гладкої циліндричної оболонки;
- розробити математичну модель та отримати аналітичні розв'язки власних частоти коливань непідсиленої циліндричної оболонки;
- визначити вплив конструктивних факторів на частоти власних коливань підсиленого циліндра;
- дослідити вплив власних частот на напружено-деформований стан повнорозмірної підсиленої циліндричної оболонки;

- на базі випробувальної машини СТМ-100 опрацювати методику і дослідити вплив частоти та амплітуди навантаження на вимушені коливання підсилених циліндричних оболонок.

**Об'єкт дослідження** – модельна конструкція першої ступені ракети носія(РН).

**Предмет дослідження** – напружено деформований стан і частоти власних коливань модельної конструкції з урахуванням конструктивних особливостей.

**Методи дослідження** Моделювання напружено-деформованого стану підсиленої циліндричної оболонки та визначення частот власних коливань чисельними і аналітичними методами. Експериментально досліджувались вимушені коливання підсилених циліндричних оболонок.

**Достовірність результатів** досліджень власних частот моделі методом скінченних елементів підтверджується їх узгодженістю із аналітичними обчисленнями та експериментальними даними.

**Наукова новизна отриманих результатів:**

– розроблено методику масштабування і обґрунтовано геометричні і фізичні параметри моделі першої ступені РН у вигляді підсиленої циліндричної оболонки;

– МСЕ досліджені власні частоти циліндричної, підсиленої стрингерами тонкостінної модельної конструкції першої ступені ракети носія.

– розроблено математичну модель циліндричної тонкостінної гладкої оболонки, на основі якої визначено частоти власних коливань непідсиленої циліндричної оболонки;

– отримала подальший розвиток методика комп'ютерного моделювання і виявлено основні закономірності пливу частот та амплітуд власних коливань на напружено-деформований стан підсиленої циліндричної оболонки для великого числа мод;

– розроблено методику експериментальних досліджень впливу частоти та амплітуди навантаження на вимушені коливання підсиленої стрингерами циліндричної оболонки.

**Практичне значення одержаних результатів.** Запропонована методика моделювання власних коливань підсилених циліндричних оболонок може бути використана при виборі конструктивних і геометричних параметрів виробів у вигляді тонкостінних циліндричних оболонок на етапі проектування. Методика експериментального дослідження впливів конструктивних факторів на вимушені коливання модельної циліндричної оболонки може бути застосована при обґрунтуванні геометричних параметрів циліндричних тонкостінних оболонок. Результати виконання проекту впроваджено на ДП «КБ «Південне» ім. М.К. Янгеля (довідка від 25.08.2020), та використано для забезпечення навчального процесу з дисциплін „Опір матеріалів” та „Механіка руйнування”.

**Особистий внесок здобувача.** Усі наукові результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. У друкованих працях, опублікованих у співавторстві, автору належать: закономірності впливу конструктивних особливостей на частоти та форми коливань повнорозмірної оболонки [1–5]; аналітичні розв’язки власних частот коливань непідсиленої циліндричної оболонки [6,7]; розроблення методики і результати експериментального дослідження впливу частоти та амплітуди навантаження на вимушені коливання підсилених циліндричних оболонок [8,9]; оцінка власних частот коливань масштабної моделі оболонки та обґрунтування її розмірів [10,11], аналіз напружено деформованого стану підсиленої оболонки при вільних поперечних коливаннях (12).

Формулювання задач, аналіз і трактування одержаних результатів та можливостей їх практичного застосування проведено спільно з науковим керівником.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати наукових досліджень доповідалися на міжнародних та всеукраїнських наукових

конференціях, зокрема на: V Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів. «Актуальні задачі сучасних технологій» – (Тернопіль, 2016), V та VI Міжнародній науково-технічній конференції «Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування» (Тернопіль, 2017-2019), XIX МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (Київ, 2018), Міжнародній науково-технічній конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій “до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам’яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті) (Тернопіль, 2018). Окремі результати дисертаційної роботи використані при написанні посібника «Методи моніторингу та розрахунку експлуатаційних впливів і динаміки руху колісних транспортних систем при транспортуванні великогабаритних вантажів: навчальний посібник для студентів усіх форм навчання».

В повному обсязі робота доповідалась і обговорювалась на науковому семінарі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (Тернопіль, 2021).

**Публікації.** Результати дисертаційної роботи опубліковано в 12 друкованих працях, з них 4 – статті у фахових наукових журналах і збірниках, 1 – стаття у виданнях внесених до науково-метричної бази Scopus, 7 – тез та праць у збірниках наукових конференцій.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається із вступу, п’яти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи становить 123 сторінки, в т. ч. 48 рисунків, 14 таблиць та список використаних літературних джерел із 127 найменувань.



## **РОЗДІЛ 1. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНКУ КОЛИВАНЬ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ**

### **1.1. Методи і пристрої для транспортування елементів конструкції РН**

Транспортування на місце майбутнього пуску є обов'язковим етапом в процесі підготовки до запуску ракет-носіїв. Відстань між заводом-виробником ракет-носіїв і пусковим центром зазвичай становить тисячі кілометрів. В основному для транспортування елементів ракет-носіїв використовується автомобільний, залізно-дорожній, морський або авіаційний транспорт. Найбільш часто використовуються залізничний і морський види транспорту в силу менші вимог по габариту вантажу, що перевозиться. Рідше використовується автомобільний транспорт, так як перевезення таких негабаритних вантажів як елементи ракет-носіїв вимагає проведення комплексу робіт з очищення шляху від елементів інфраструктури, які перешкоджають проходженню автопоїзда - ліній електропередачі, трубопроводів, елементів кріплення дорожніх знаків, тощо.

Для транспортування космічних апаратів, в основному використовується авіаційне транспортування. Це пов'язано з високою вартістю космічних апаратів та їх чутливістю до умов навколишнього середовища. Авіаційне перевезення дозволяє скоротити час, необхідний для доставки космічного апарату від заводу виробника на місце запуску, і тим самим мінімізувати ризик пошкодження апарату від факторів зовнішнього середовища (температури, вологості, тиску, забруднень і ризику механічних пошкоджень).

Залізнична транспортування є найдешевшим, але має ряд особливостей і не може застосовуватися для міжконтинентальних перевезень. Автотранспорт теж не дозволяє доставляти вантажі на інший континент. Морське транспортування не вимагає проведення складних робіт з підготовки маршруту слідування, але є вельми затратним.

Останнім часом у зв'язку з розвитком міжнародного співробітництва в галузі космічних запусків міжконтинентальні перевезення ракет-носіїв стають регулярними. При невеликій кількості комерційних запусків на рік, а відповідно при одиничному перевезенні ракет-носіїв морські транспортування для доставки ракет-носіїв обходяться значно дорожче, ніж авіаційні. Час, необхідний для здійснення транспортування авіацією, значно менший, ніж морським шляхом, що також є суттєвим плюсом. Для доставки вантажу з Європи в Північну Америку при морському транспортуванні йде не менше місяця, а при авіаційному кілька днів.

Авіаційне транспортування, крім перерахованих вище плюсів для доставки ракет-носіїв, має також і особливості, які роблять реалізацію технічно складним завданням. Особливо вони проявляються при транспортуванні ракет-носіїв з рідинними ракетними двигунами. Це пов'язано як з конструкцією ракет-носіїв, так і з впливами на вантаж при перельоті.

Ракета-носіїв з двигунами на рідкому паливі являє собою кілька ступенів, що складаються з паливних відсіків (баків для компонентів палива), виконаних у вигляді циліндричних оболонок з днищами, з'єднаних між собою елементами конструкції «сухих» відсіків, силовими елементами і паливною апаратурою з приєднаними руховими установками. Баки ракет-носіїв з двигунами на рідкому паливі є тонкостінними оболонками (посудинами з низьким запасом міцності при відсутності внутрішнього тиску). Паливна апаратура є складною системою з безліччю трубопроводів різного діаметру, клапанами і насосами. Баки в великій мірі схильні до температурних розширень. До них пред'являються жорсткі вимоги по вологості і чистоті повітря у внутрішніх об'ємах.

При перельотах на вантаж, що знаходиться у вантажній кабіні літака, діють різні фактори, це і навантаження (при зльоті, посадці, наборі висоти і зниженні), зміна тиску у вантажній кабіні і різниця температур, що виникає при зміні висот і кліматичних зон. Вантажні відсіки більшості літаків мають

можливість наддуву і опалення, але ці засоби дозволяють лише зменшити різницю тисків і температур, але не усувають проблему.

Можна виділити кілька головних проблем підготовки авіаційного транспортування ракет-носіїв:

- перевантаження, що діють на ракету-носій при зльоті і, особливо, при посадці, в тому числі і при маневрі літака;
- зміна температури у вантажній кабіні літака, що призводить до температурного розширення конструкцій ракети-носія;
- різниця тиску в баках ракет-носіїв і у вантажній кабіні, що може привести як до засмоктування забрудненого повітря з вантажної кабіни, так і до навантажень на баки ракет-носіїв від зовнішнього або внутрішнього тиску;
- проблеми, пов'язані з обмеженими розмірами вантажного відсіку літака і великими габаритами ракет-носіїв.

Фундаментальними працями у сфері коливань конструкцій є [13–15]. В роботах [16–24] досліджено коливання циліндричних поверхонь та поверхонь різної кривизни. В роботі [25] з використанням МСЕ досліджено частоти власних коливань циліндричної поверхні виготовленої із композитного матеріалу. Питанню вільних коливань циліндричних оболонок присвячено роботи [26–28]. Зокрема, в працях [29–32] проведено аналіз власних коливань композитних циліндричних оболонок. Експериментальним шляхом досліджено коливання циліндра в роботі [33].

Дослідження параметрів коливань кругових циліндричних оболонок з поздовжніми наскрізними тріщинами проведено у праці [34]. Визначено параметри коливань оболонки. Формули для визначення параметрів коливань оболонки одержано виходячи, з припущення консервативності системи.

Використовуючи, енергетичний метод Релея підраховано частоти і амплітуди коливань оболонки з наскрізними тріщинами. Проведено аналітичний аналіз відношення амплітуд коливань оболонки на різних проміжках циклу коливань.

Задачу про вимушені коливання циліндричних оболонок еліптичного перерізу на пружній основі під дією нестационарних навантажень розглянуто в роботі [35]. Динамічна поведінка циліндричної оболонки розглядається в рамках теорії оболонок типу Тимошенка. Представлено та розроблено чисельний алгоритм розв'язку вихідної задачі. Наведено чисельний приклад розрахунку динамічної поведінки циліндричної панелі еліптичного перерізу при дії розподіленого внутрішнього імпульсного навантаження.

Вільні коливання анізотропних циліндричних оболонок із змінними параметрами розглянуто у [36]. Виконано розрахунки, що дозволяють провести широкий аналіз поведінки динамічних характеристик анізотропних неоднорідних циліндричних оболонок зі змінними параметрами в залежності від характеру зміни товщини оболонок, граничних умов, механічних характеристик.

Аналіз результатів показує, що при розглянутих граничних умовах вплив лінійного закону зміни товщини оболонки на частоти її вільних коливань незначний, однак вплив квадратичного закону і тригонометричного закону більш виражений в порівнянні з лінійним законом. Причому, при жорсткому закріпленні в круговому напрямку і шарнірному в поздовжньому вплив змінної товщини на значення частот більш істотний [36].

За результатами проведеного дослідження можна зробити висновок про те, що змінюючи товщину оболонки за різними законами, що зберігає масу оболонки, а також змінюючи граничні умови на контурах оболонки, можна впливати на спектр частот вільних коливань кругових циліндричних ортотропних оболонок.

Результати дослідження пружних і гідропружних коливань оболонок приведено у праці [37]. Представлена методика розрахунку власних частот пружних і гідропружних коливань тонкостінних конструкцій. Для циліндричного резервуара заповненого рідиною, досліджено вплив рідини на частоти коливань. Результати розрахунку за пропонованою методикою

порівнювалися з аналітичним рішенням і експериментальними даними. Коефіцієнти зниження власних частот, отримані за пропонованою методикою, близькі до експериментальних даних та аналітичного рішення. Розбіжність результатів коливається від 0,1% до 2,8%.

Аналогічні дослідження були проведені для конічної оболонки. Чисельні результати порівнювалися з експериментальними даними. При цьому їх відмінність склала 2% для коливань в вакуумі і 7% при наявності рідини.

Аналітичний метод для визначення вільних коливань циліндричних оболонок із функціонально градієнтного матеріалу (ФГМ) з довільно розташованими проміжними підсилюючими шпангоутами представлено в роботі [38]. Результати показують, що стримування радіальних та / або кругових переміщень на кільцевих опорах суттєво впливають на власні частоти але форма коливань в основному залежить від радіальних переміщень. Крім того, власні частоти оболонки з ФГМ, змінюються залежно від показника степеня, тоді як відповідні форми мод майже не змінюються.

Праці [39–57] присвячені вивченню власних коливань циліндричних, конічних оболонок та кільцевих пластин з функціонально градієнтних матеріалів при різноманітних граничних умовах, зокрема при наявності отворів в оболонках та використовуючи теорії Вінклера-Пастернака та деформацій зсуву.

У роботах [58–60] зосереджено увагу на динамічній поведінці конічних, циліндричних оболонок та кільцевих пластин з функціонально градієнтних матеріалів. Розв'язок виконано в рамках теорії лінійної еластичності, коли матеріали вважаються ізотропними та однорідними за напрямком товщини.

У роботі [61] запропоновано метод аналізу вільних коливань циліндричних, конічних оболонок і кільцевих пластин з функціонально градуєваних матеріалів на загальних граничних умовах, представлено з використанням теорії зсувної деформації першого порядку і процедури Релея-Рітца.

При нелінійній постановці задачі вільних коливань циліндричних оболонок однією з базових праць є [62]. Також варто відзначити фундаментальні праці [63–70]. Аналіз вільних коливань циліндричних оболонок в нелінійній постановці виконано в [71–78]. Ряд важливих питань вирішено в роботах [79–87].

В праці [88] наведено результати аналізу лінійних прискорень, вимірних при морському транспортуванні РН "Зеніт-3SL" з базового порту в точку старту, результати статистичної обробки максимальних значень вимірних прискорень на опорах, на підставі чого визначено дійсні квазістатичні зовнішні впливи на ракету-носій для розрахунку навантажень при її транспортуванні на стартовій платформі.

Питанню довговічності алюмінієвих сплавів присвячені роботи [89–95], зокрема [96–100] стосуються довговічності дюраль-алюмінієвого сплаву Д16ЧТ.

Так, проблематиці довговічності сплаву Д16АТ при асиметричному циклічному навантаженні присвячено працю [101].

Проведено порівняльний аналіз ефективності використання двох методів оцінювання залишкової довговічності при асиметричному циклічному навантаженні. Виявлено, що метод, який базується на визначенні параметрів деформаційного рельєфу, що формується на поверхні плакованого алюмінієвого сплаву Д16АТ, може конкурувати з відомим методом, що передбачає урахування показників асиметрії та використовує діаграму граничного стану матеріалів.

Методику дослідження множинного втомного пошкодження зразків Д16АТ з отворами розроблено в праці [102].

Виявлено, що внаслідок впливу на авіаційні конструкції циклічних навантажень, біля концентраторів напруження (отворах під заклепку) виникають і розвиваються втомні тріщини. Розвиток втомних тріщин сприяє зниженню залишкової міцності конструкції і в подальшому її руйнуванню. У

даній роботі розглянуто питання вибору зразка для оцінювання множинного втомного пошкодження, методику свердління отворів під заклепку, кріплення зразка на випробувальній машині, а також обробка результатів, отриманих з експерименту. Отримано дані для швидкості розвитку тріщин в авіаційному сплаві Д16АТ. Визначено коефіцієнти  $C$  і  $n$  рівняння Періса, які характеризують властивості матеріалу. Побудовано залежність швидкості росту тріщини від коефіцієнта інтенсивності напруження (КІН), а також навантаження до появи тріщини заданої довжини. За експериментальними даними отримано прогноз залишкової довговічності.

Дослідженням впливу дорнування отворів на довговічність алюмінієвих сплавів присвячені фундаментальні праці [103–105].

Однак, проблематика надійності та втомної довговічності елементів космічних РН пов'язані з їх транспортуванням вирішені не в повній мірі і потребують подальших досліджень.

Вирішення цих питань вимагає створення технічних засобів і проведення значної розрахунково-аналітичної роботи [106].

Для транспортування конструкцій РН запропоновано також використання спеціальної ложементної опори.

Найбільш раціональним для таких вантажів є ложементне обпирання, що забезпечує рівномірний розподіл опорної реакції по поперечному профілю вантажу. Ложементи можуть мати кругову, прямокутну та інші більш складні форми.

Передбачається, що транспортні засоби, які служать опорною підставою для такого роду вантажів, мають власні системи підресорювання. В даний час для підвищення продуктивності вантажних перевезень такі опори, навіть при наявності власних і досить досконалих систем підресорювання транспортних засобів, не здатні забезпечити необхідне збереження вантажів, що транспортуються. У зв'язку з цим для названих вантажів все більше

застосовують пружні або в'язкопружні ложементні опори, в тому числі і з регульованими характеристиками жорсткості і демпфування.

Відомий пристрій для гасіння вібрацій різних об'єктів машинобудування, в тому числі і перевезених вантажів [107].

Однак із-за обмежених можливостей регулювання глибини вакууму присоски віброзахисний ефект даного пристрою досить обмежений. Крім того, в ньому не врахована можливість бічних коливань об'єкта, а наявність вакуумної присоски значно ускладнює його конструкцію.

Відома опора для транспортування довгомірних конструкцій РН нежорстких оболонкового типу [108] аналогічна за технічною сутністю до пристрою [107] і відрізняється тим, що тут врахована можливість бічних коливань об'єкта, однак віброзахисні можливості даної опори також обмежені, а її конструктивна складність зберігається.

Для спрощення конструкції і підвищення віброзахисної ефективності опори запропоновано відмовитись від вакуумної присоски, а замість опорних амортизаторів застосувати пневмогідролічні підресорюючі опори з регульованою жорсткістю та демпфуванням.

Застосовується також пневмогідролічна підресорююча опора для автотранспортних засобів з регульованою жорсткістю та демпфуванням [109].

Одним з найбільш раціональних пристроїв за основними конструктивними ознаками є опора для транспортування нежорстких конструкцій нежорстких оболонкового типу [110], що містить транспортований вантаж, опорну підставу транспортного засобу, ложемент під транспортований вантаж з еластичною прокладкою, два амортизатора вертикального переміщення, лівий і правий, шарнірно встановлені між опорами. Можливості щодо зниження рівня збурюючих дорожніх впливів на нежорсткі і невібростійкі вантажі при транспортуванні автомобільним транспортом і залізницям з підвищеними швидкостями в умовах змінності типу і стану дороги.



Цей недолік може бути подоланий за рахунок застосування замість амортизаторів, пневмогідравлічних підресорюючих опор з регулюванням їх жорсткості і демпфування адаптивно до умов руху (швидкості, типу і стану дороги).

Для підвищення збереженості довгомірних нежорстких і невібростійких вантажів при транспортуванні автомобілями і залізницями запропонована ложементна опора (Рис. 1.1) для транспортування довгомірних нежорстких і невібростійких вантажів, що містить транспортований вантаж, опорну підставу транспортного засобу, ложемент під транспортований вантаж з еластичною прокладкою і два амортизатора вертикального переміщення.

Ефективність запропонованого технічного рішення полягає в застосуванні, замість амортизаторів, пневмогідравлічних підресорюючих опор, у встановленні пристроїв для регулювання жорсткості і демпфування та алгоритмів функціонування опор на різних етапах експлуатації, в удосконаленні конструкції опори по транспортуванню нежорстких і невібростійких вантажів[108].

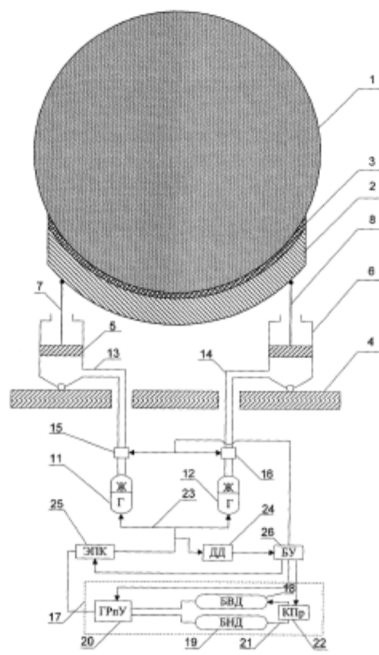


Рисунок 1.1. Ложементна опора для транспортування конструкцій РН

Найважливішою особливістю даної опори є те, що в ній передбачається регулювання жорсткості і демпфування. Можливість регулювання жорсткості опор забезпечується за рахунок регулювання тиску в газових порожнинах газорідних балонів, а демпфування за рахунок регулювання площі прохідних отворів.

Таким чином, запропоновані технічні удосконалення дозволяють забезпечити регулювання жорсткості і демпфування опори в потрібному напрямку. З допомогою спеціальних вимірювальних систем і блоку управління це регулювання може здійснюватися адаптивно до змін швидкості руху транспортного засобу, типу і стану дороги. Це, в свою чергу, дозволяє істотно знизити рівень динамічного навантаження при транспортуванні.

Ефективним при транспортуванні довгомірних вантажів є застосування демпфуючих пристроїв заснованих на використанні сплавів з пам'яттю форми.

Для зменшення коливань і запобігання втомним пошкодженням конструкцій РН при транспортуванні, розроблено оригінальний демпфуючий пристрій, який захищений патентом України [111].

В основу пристрою поставлена задача підвищення надійності демпфуючого пристрою для транспортування довгомірних конструкцій, в умовах багатоциклового навантаження шляхом виконаний у вигляді двох бокових систем кріплення, встановлених на осі, між якими поміщено дві пружини, які розділені центральним фіксатором, бокові системи кріплення оснащені кріпильними втулками на які поміщені конус з конусною втулкою, між якими затиснені дроти з сплаву з пам'яттю форми (СПФ), причому кожна бокова система кріплення оснащена циліндричною обоймою з внутрішнім кільцевим упором з одного боку та внутрішньою різьбою з протилежного, з'єднаною з різьбовим кільцем, що підтискає конусну втулку через проміжну шайбу.

Суть демпфуючого пристрою пояснюється графічними матеріалами виконаними на рис. 1.2 – головний вигляд, на рис. 1.3 – переріз А-А.

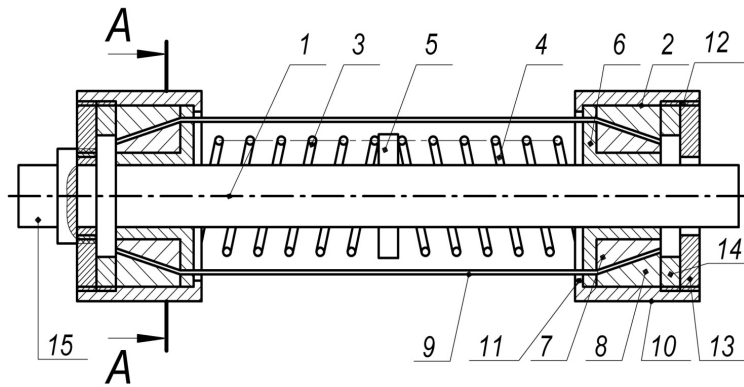


Рисунок 1.2. Головний вигляд пристрою[111]

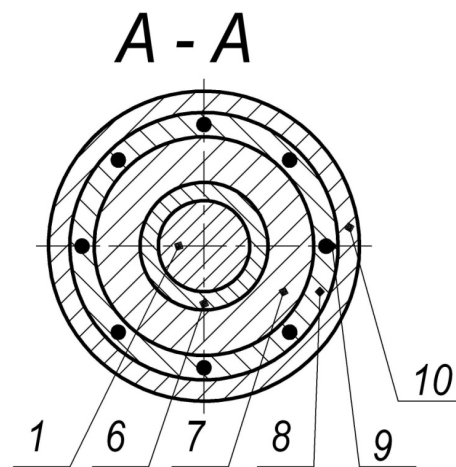


Рисунок 1.3. Поперечний розріз [111]

## **1.2. Вимірювання, аналіз та статистична обробка лінійних прискорень та деформацій, що виникають в оболонці РН при транспортуванні**

У статті [112] розглянуто результати вимірювань прискорень, що діють на РКП. На додаток до визначення їх максимальних значень проведено статистичну обробку результатів вимірювань і отримано статистичні характеристики параметрів зовнішніх впливів.

У даній статті проведено дослідження параметрів зовнішніх впливів у випадку морського транспортування РКН "Зеніт-3SL". Як параметри зовнішніх впливів на елементи конструкції РКН розглянуті лінійні прискорення, що виникають на опорах РКН "Зеніт-3SL" в трьох взаємно перпендикулярних напрямках.

При обробці результатів вимірювань відповідних параметрів були отримані:

- графіки запису процесів;
- максимальні значення вимірюваних параметрів;
- амплітудно-частотні спектри (АЧС);
- оцінки кількості циклів навантаження РКН "Зеніт-3SL".

Значення лінійних прискорень, виміряних на опорах ступенів РКН при морської транспортуванні на судні "Кондок-4" знаходяться в діапазоні від 0,433 до 3,9 м/с<sup>2</sup> (Рис. 1.4).

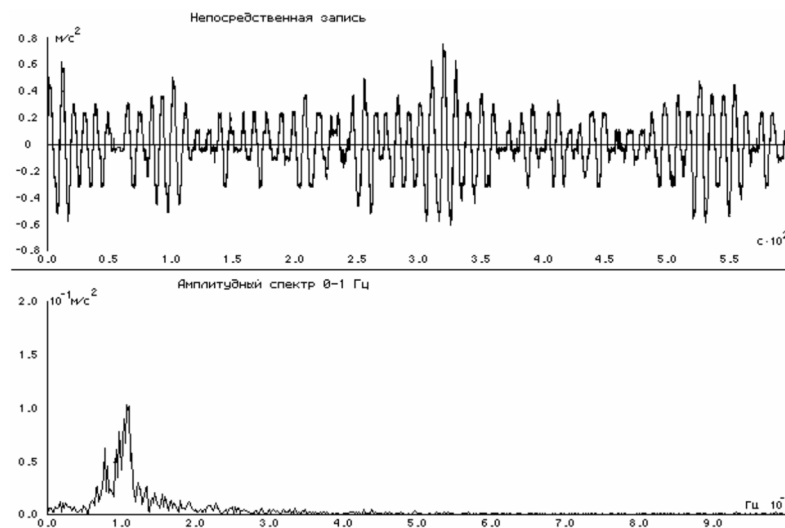


Рисунок 1.4 Графік та АЧС прискорень при транспортуванні на судні «Кондок-4»[112]

Гармонічний аналіз АЧС лінійних прискорень засвідчив наявність коливань великої інтенсивності в діапазоні частот 0,06 - 0,20 Гц у всіх напрямках.

Максимальні значення лінійних прискорень, зареєстрованих на опорах установника при морської транспортуванні на СП, представлені в таблиці 1.

Таблиця 1.

Значення лінійних прискорень, зареєстрованих на опорах установника при морському транспортуванні на СП [112]

№	Космічний апарат	Індекс параметру					
		ЛУХ1	ЛУУ1	ЛУЗ1	ЛУХ2	ЛУУ2	ЛУЗ2
1	Demosat	0,700	1,210	1,200	0,710	1,150	0,850
2	DirecTV	0,520	1,500	1,640	0,520	0,800	1,650
3	ICO	0,500	1,100	1,300	0,510	0,900	1,410
4	IA-8	0,550	0,990	1,090	0,570	0,930	0,830
5	Thuraya	0,550	1,290	1,400	0,760	1,190	0,870
6	Pas-9	0,490	0,800	1,300	0,580	0,750	0,950
7	XMRadio-2	0,980	1,690	1,870	0,840	1,890	1,090
8	Galaxy-IIIС	0,500	1,500	1,750	0,850	1,700	1,350
9	XMRadio-1	0,500	1,500	1,200	0,500	1,700	1,200
10	Echostar IX	0,600	1,400	1,300	0,600	1,930	0,950
11	Telstar-18	0,500	0,820	1,200	0,580	1,930	0,900
12	Galaxy-13	0,409	1,218	1,274	0,588	1,900	0,980
13	Estrela do Sul	0,558	1,200	1,160	1,100	1,020	1,160
14	DirecTV-7S	0,500	1,400	1,100	0,400	1,300	0,800
15	Echostar X	0,466	1,233	0,942	0,563	1,301	1,141
16	Thuraya D2	0,460	0,910	0,910	0,410	0,910	0,730
17	XMRadio-3	0,500	1,510	1,200	0,500	1,400	0,800
18	Spaceway-1	0,590	1,510	1,180	0,590	0,940	0,940
18	Inmarsat-4	0,670	1,610	1,520	0,710	1,550	1,160
19	Galaxy-16	0,650	1,350	1,180	0,620	1,350	0,840
20	JCSAT 0,530	1,690	1,180	0,470	1,870	0,530	0,840
21	XMRadio-4	0,930	1,200	1,760	0,910	1,140	1,020
22	Koreasat5	0,500	1,100	1,200	0,470	1,870	0,840
23	NSS-8	0,650	1,730	1,220	0,860	1,760	1,020
24	Thuraya D3	0,580	1,094	1,053	0,572	1,193	0,864
25	DirecTV-11	0,558	1,477	1,121	0,608	1,487	0,775
26	Galaxy 18	1,120	1,095	1,529	0,898	1,111	1,321
27	Echostar XI	0,609	1,118	1,274	0,588	1,021	0,986
28	Galaxy 19	0,700	1,210	1,200	0,710	1,150	0,850
29	Sicral-1B	0,480	1,330	1,100	0,470	1,340	0,840

На (Рис. 1.5) наведено типовий графік лінійних прискорень і відповідні їм АЧС при морському транспортуванні на СП.

Гармонійний аналіз амплітудно-частотних спектрів лінійних прискорень при морському транспортуванні на СП виявив наявність коливань в діапазоні частот 0,06 Гц-0,25 Гц.

Основний внесок в динамічне навантаження РКН "Зеніт-3SL", яка розташована на опорах ТУА, при транспортуванні на СП вносить низькочастотна качка СП.

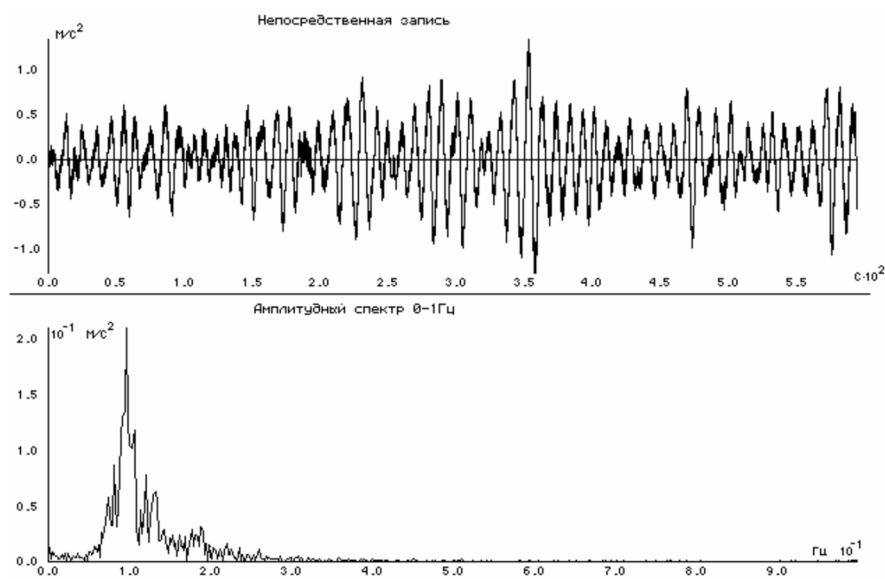


Рисунок 1.5.Графік і АЧС прискорення при транспортуванні на СП[112]

Статистична обробка одержаних результатів вимірювань прискорень проведена в рамках кореляційної теорії нормальних випадкових процесів. На підставі вибірових характеристик параметрів прискорень визначені наступні статистичні характеристики :

- середнє значення випадкової величини  $X$ ;
- дисперсія;
- середньоквадратичне відхилення (СКВ).

Зазначені характеристики визначалися за формулами

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n};$$

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2;$$

$$S = \sqrt{S^2}$$

Де,  $\bar{x}$  - середнє значення випадкової величини  $X$ ;

$X_i$  - значення характеристики окремих параметрів;

$n$  - число значень (обсяг вибірки);

$S$  - СКВ;

$S^2$  - дисперсія.

Довірчий інтервал для математичного очікування (МО) визначено на підставі вибірових значень  $\bar{x}$  і  $S$  з виразу

$$\bar{x} - \frac{S}{\sqrt{n}} t_{\alpha k} < a < \bar{x} + \frac{S}{\sqrt{n}} t_{\alpha k},$$

де  $t_{\alpha k}$  - критерій Стюдента для рівня значущості  $\alpha$  і числа ступенів свободи  $k = n - 1$ .

Довірчий інтервал для середнього квадратичного відхилення обчислений за формулою

$$SZ_1 \sqrt{\frac{n-1}{n}} < \sigma < SZ_2 \sqrt{\frac{n-1}{n}},$$

де  $Z_1$  і  $Z_2$  - коефіцієнти, що залежать від рівня довірчої ймовірності і числа ступенів свободи  $k = n - 1$ .

Розрахунок коефіцієнта варіації проведено за формулою

$$\eta = \frac{S}{\bar{x}} 100\%.$$

Статистична обробка проведена для максимальних значень прискорень, виміряних по 30 запусків РКН "Зеніт-3SL".

У табл. 2 наведені результати розрахунків статистичних характеристик прискорень на опорах РКН "Зеніт-3SL" при морському транспортуванні на СП і судні "Кондок-4", що відповідають рівню довірчої ймовірності  $P = 0,95$ .

Таблиця 2.

Статистичні характеристики МО і СКВ максимальних лінійних прискорень при морському транспортуванні на СП[112]

Прискорення	МО, м/с <sup>2</sup>	Довірчий інтервал МО, м/с <sup>2</sup>	СКВ, м/с <sup>2</sup>	Довірчий інтервал СКВ, м/с <sup>2</sup>
ЛУХ1	0,61	0,54-0,67	0,17	0,13-0,23
ЛУХ2	0,65	0,58-0,72	0,17	0,13-0,23
ЛУУ1	1,28	1,17-1,38	0,27	0,21-0,37
ЛУУ2	1,36	1,20-1,51	0,39	0,31-0,54
ЛУЗ1	1,30	1,19-1,39	0,25	0,19-0,34
ЛУЗ2	0,99	0,90-1,09	0,23	0,18-0,32

Коефіцієнт варіації знаходиться в діапазоні 25-30%.

Використання результатів досліджень значень прискорень на опорах ступенів РКН при транспортуванні на "Кондок-4" і СП та їх статистичних характеристик є ефективним методом завдання реального зовнішнього впливу, який може бути застосований для проведення розрахунків навантажень, що діють на елементи конструкції, з використанням різних динамічних схем і методів як розрахунків загальної і місцевої міцності, так і розрахунків втомної міцності елементів конструкції.

Проблеми визначення навантаженості і прогнозування довговічності деталей і конструкцій машин в експлуатації потребували вирішення, починаючи з другої половини минулого століття, розробки нових засобів реєстрації деформацій, що забезпечують вимірювання напружень в умовах



циклічного деформування деталей. Найбільш ефективні результати отримані в двох напрямках. Перший напрям пов'язаний з використанням тензорезисторів, матеріал яких піддається відпалу (спосіб запатентований фахівцями фірми Боїнг).

Такі тензорезистори (датчики втомних пошкоджень, S-N датчики) змінюють свій омичний опір у міру циклічного деформування. Проблемою використання цих датчиків при оцінці напружень (при випадковому характері навантаження) і прогнозування ресурсу, не вирішеною до теперішнього часу, незважаючи на зусилля вчених різних країн, є відсутність математичних моделей, що пов'язують накопичені втомні пошкодження в матеріалі деталі зі зміною омичного опору датчика.

Основою другого напрямку можна вважати роботу Когаєва В.П., в якій для визначення напружень, що виникають на поверхні деталі при її циклічному деформуванні, використані мідні або нікелеві гальванічні покриття.

На поверхні покриття в процесі деформування виникає реакція у вигляді «темних плям», відносна площа яких і момент появи корелюють з числом циклів і амплітудою напруг. Для міцного з'єднання з деталлю процес осадження покриттів виконувався з використанням ціаністих електролітів, при цьому реакція на покритті виникала через кілька мільйонів циклів деформування.

Оскільки за рахунок різниці потенціалів на межі зчеплення гальванічне покриття знижує довговічність деталей, прогнозувати їх ресурс на основі обробки реакції покриття не є можливим. В процесі розвитку даного напрямку замість гальванічного покриття запропоновано використовувати датчики деформацій інтегрального типу (ДДІТ), що вирізаються необхідної конфігурації з електроосадженої фольги і поміщаються (наклеюються) на досліджуване місце деталі.

Для отримання мідної фольги використовувалися менш токсичні сірчаноокислі електроліти. Шляхом варіювання параметрів електролізу і термічної обробки фольги вдалося до 30% скоротити кількість циклів

навантаження до реакції ДДІТ. Крім оцінки реакції ДДІТ по моменту виникнення на поверхні датчика перших «темних плям» запропоновані й інші способи, розроблені та реалізовані методики визначення циклічних напружень для різних деталей і конструкцій машин. Скоротити на два-три порядки число циклів деформування деталей при визначенні амплітуди напружень дозволили ДДІТ, виготовлені на основі алюмінієвої фольги, підданої спеціальній термомеханічній обробці [113].

### **1.3. Критерії допустимої втомної пошкоджуваності матеріалу елементів конструкції РН**

Переважаюча частина поломок, що зустрічаються в практиці, викликана втомою металів. Незважаючи на інтенсивні дослідження втома металів недостатньо вивчена і важко піддається обліку в розрахунках на міцність.

Запобігання втомному руйнуванню деталей машин і споруд стає все більш актуальним. Це викликано, по-перше, вимогою зниження матеріаломісткості машин і деталей, виконання якого пов'язане з підвищенням рівня напруженості в їх частинах і в першу чергу росту вібраційних навантажень, по-друге - вимогою збільшення ресурсу машин, що призводить до великої кількості циклів змінних напружень під час терміну експлуатації і до зростання впливу малих змінних навантажень, яких важко уникнути в процесі використання, по-третє - розширенням набору використовуваних в техніці матеріалів, характеристики опору втомного руйнування яких, з урахуванням впливу технології, вивчені недостатньо. Тому знання достовірних характеристик опору втомного руйнування матеріалів має велике значення.

При оцінці технічного стану виробів в процесі експлуатації найважливішим завданням є визначення їх залишкового ресурсу. Вирішення цього завдання виконується на основі кривої втоми (кривої Веллера), апроксимуючої результати випробувань зразків на довговічність за кількістю циклів навантаження ( $N$ ) до руйнування при різних, але сталих для кожного

зразка, амплітудах напружень ( $\sigma_a$ ). Для опису кривих втоми традиційно використовуються зручні з позицій обробки експериментальних даних степеневі залежності. При цьому передбачається, що за кожен  $i$ -й цикл деформування зразок отримує пошкодження  $D_i = 1/Ni$ , а руйнування зразка відбувається після досягнення величини пошкодження  $\alpha_N = \sum_{i=1}^n D(i) = 1$  [114].

У той ж таки час обробка результатів втомних випробувань свідчить, що фактична величина  $a_N$  від одиниці може різнитися на три порядки ( $0,01 \leq a_N \leq 10$ ) [115]. З метою наближення результатів експериментів до розрахункових даних прогнозування ресурсу на основі кривої Веллера використовуються регресійні залежності, що коректують  $a_N$ , яке значення  $a_N$  приймається рівним 0,3 (з припущення про розподіл  $a_N$  по нормальному закону із середнім значенням  $a_N = 1$  і середньоквадратичним відхиленням рівним 0,3), що відповідає лівій межі 95% довірчого інтервалу руйнування зразків.

При експлуатації виробів, виникаючі в них напруження в часі змінюються або відповідно до блоку навантаження або представляють собою випадковий процес.

Критерій втомного руйнування розділяють на силові, деформаційні та енергетичні. Крива втоми - графік, що характеризує залежність між максимальними напруженнями або амплітудами циклу і циклічною довговічністю однакових зразків, побудований за параметром середнього напруження або за параметром коефіцієнта асиметрії циклу при певних умовах роботи матеріалу. Тобто у цьому випадку використовують силовий критерій втомного руйнування.

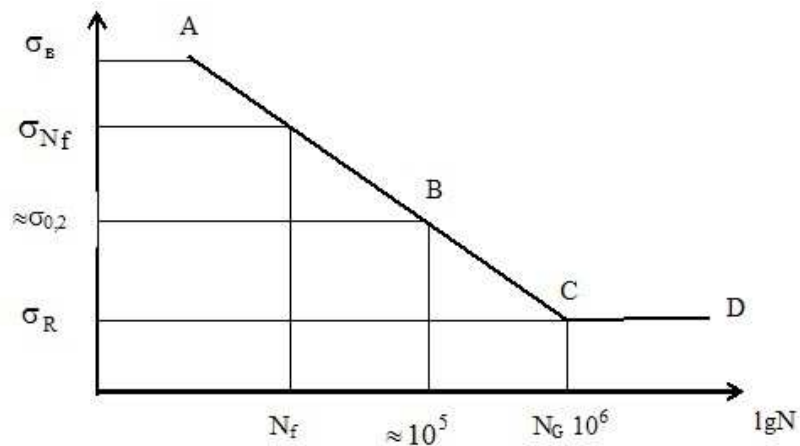


Рисунок 1.6. Загальний вигляд кривої втоми

Для кривої втоми характерними (A-B) є декілька точок, а саме:

- базове число циклів ( $N_f$ ) - максимальна кількість циклів напружень, що обмежує тривалість випробувань зразків без руйнування.
- абсциса точки перелому кривої втоми ( $N_G$ )- число циклів, що відповідає точці перелому кривої втоми, представленій двома прямими лініями

Основні характеристики довговічності отримують побудовою кривої втоми. Повна крива втоми - це графічне зображення залежності між рівнем діючих напружень  $\sigma$  або деформацій  $\varepsilon$  і кількістю циклів до руйнування  $N$  в граничних інтервалах можливих змін зазначених величин. За кількістю циклів цей інтервал простягається від 1/4 циклу (що відповідає  $\sigma_B$ ) до базового числа циклів  $N_\sigma$  (що відповідає межі витривалості  $\sigma_R$ ).

Цей інтервал характеризується напруженнями  $\sigma_B < \sigma < \sigma_R$  і деформаціями  $\varepsilon_B < \varepsilon < \varepsilon_R$ , де  $\varepsilon_B$  і  $\varepsilon_R$  - деформації (або переміщення), відповідають межі міцності  $\sigma_B$  або межі витривалості  $\sigma_R$ .

Результати випробувань при м'якому навантаженні представляють у вигляді кривих втоми в координатах напруження  $\sigma$ , число циклів до руйнування  $N_f$ . Шкалу  $N$  зазвичай приймають логарифмічною ( $\lg N$ ), що дозволяє нанести на один графік кілька порядків змін  $N$ . Шкала напружень може бути як

логарифмічною, так і рівномірною: на осі ординат можуть бути відкладені відносні величини  $\sigma/\sigma_e$  або  $\sigma/\sigma_m$ .

Оскільки випробування лабораторних зразків на втому проводять, як правило, при симетричному циклі навантаження, а під час експлуатації може піддаватися циклічному навантаженню при іншій амплітуді, то виникає питання, яким чином отримані результати досліджень перенести на реальну конструкцію.

Класичні моделі коректування впливу середнього напруження циклу на границю витривалості або втомну міцність для багатоциклової втоми ( $10^6 - 10^8$  циклів) базувалися на силових критеріях руйнування. Зокрема це відомі моделі Gerber [116], Goodman [117], Soderberg [118] і Morrow [119].

Модель втомного руйнування Smith, Watson and Topper [115] враховує вплив коефіцієнту асиметрії циклу навантаження на границю витривалості матеріалу

$$\sigma_{ar} = \sigma_{\max} \sqrt{\frac{1-R}{2}} = \sigma_a \sqrt{\frac{2}{1-R}},$$

де  $\sigma_{ar}$  і  $\sigma_a$  - відповідно амплітуда напруження при реверсивному і пульсовому циклах навантаження;  $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$  (тут  $\sigma_{\min}$ ,  $\sigma_{\max}$  - найменше і найбільше напруження).

Для коректування впливу асиметрії циклу навантаження на втомну довговічність при пружно-пластичному деформуванні використовують також деформаційні критерії руйнування.

Для прогнозування довговічності при симетричному циклі навантаження використовують рівняння Coffin-Manson [120], [121]

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b,$$

де  $\Delta \varepsilon$  - розмах пружно-пластичної деформації;  $\sigma'_f$  - коефіцієнт втомної міцності;  $b$  - експонента втомної міцності.

Упродовж останніх десятиліть багато досліджень спрямовано на врахування впливу середнього напруження на втомну довговічність, в рамках деформаційного підходу, коли матеріал знаходиться в межах циклічного пружно-пластичного деформування. Деформаційний підхід представлений залежністю загальної деформації відносно втомної довговічності

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_{pl}}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c .$$

Для більш точного прогнозування зародження тріщини в зразках з концентраторами напруження за асиметрії циклу навантаження відмінного від симетричного, зокрема і за змінної амплітуди використовують рівняння J. Morrow із зміненим коефіцієнтом втомної міцності біля пружної компоненти. Модель J. Morrow [122] враховує середнє напруження циклу навантаження і записується наступним чином

$$\frac{\Delta \varepsilon_{eq}}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c ,$$

де  $\Delta \varepsilon_{eq}$  - еквівалентний розмах деформацій;  $c$  - експонента втомної пластичності;  $\varepsilon'_f$  - коефіцієнт втомної пластичності;  $\sigma_m$  - локальне середнє напруження. Використовуючи критерій J. Morrow можна визначити втомну довговічність для різних сталей амплітуд навантаження.

Модифікована модель Smith, Watson and Topper (SWT), може бути застосована до рівняння деформація - довговічність і добре описує ефект середнього напруження для багатоциклової втоми [123]

$$\sigma_{max} \varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \varepsilon'_f \sigma_f (2N_f)^{b+c} ,$$

де  $\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$ .

Модель припускає, що параметр  $\sigma_{max} \varepsilon_a$  є сталим для даної довговічності за різної комбінації амплітуди деформації і максимального напруження.

Для опису співвідношення між напруженнями і деформаціями використовують рівняння Romberg - Osgood

$$\Delta \varepsilon_{eq} = \Delta \varepsilon_{eq}^e + \Delta \varepsilon_{eq}^p = \frac{\Delta \sigma_{eq}}{E} + 2 \left( \frac{\Delta \sigma_{eq}}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}}$$

де  $\Delta \varepsilon_{eq}$  і  $\Delta \sigma_{eq}$  - еквівалентний розмах локальної деформації і напруження;  $\Delta \varepsilon_{eq}^e$  і  $\Delta \varepsilon_{eq}^p$  - відповідно еквівалентний розмах пружної і пластичної деформації;  $K'$  - коефіцієнт циклічного зміцнення;  $n'$  - експонента циклічного зміцнення.

Модель втомного руйнування, запропонована Ince, Glinka [114] враховує вплив середнього напруження на втомну довговічність і є модифікацією моделей коректування середнього напруження Morrow [122] і Smith, Watson, Topper [115]

$$\varepsilon_{a,eq} = \varepsilon_{a,eq}^e + \varepsilon_{a,eq}^p = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^{2b} + \varepsilon_f' (2N_f)^c,$$

де  $\varepsilon_{a,eq}^e$  і  $\varepsilon_{a,eq}^p$  - еквівалентна амплітуда локальної пружної і пластичної деформації відповідно.

Як і у моделі SWT, запропонована модель корекції середнього напруження застосовується, якщо не порушується наступна умова

$$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_f'} \cdot \frac{\Delta \varepsilon^e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon^p}{2} > 0.$$

Показано [114], що модель, яка запропонована G.Glinka, краще корелює з експериментальними даними для сплаву Incoloy 901 і сталі ASTM A723 порівняно з моделями Morrow [122] і SWT [115]. Модель G.Glinka і SWT однаково добре корелюють з експериментальними даними для алюмінієвого сплаву 7075-T561. Проте модель G.Glinka потребує перевірки для ширшого класу конструкційних матеріалів і умов навантаження.

Механічні властивості та характеристики витривалості алюмінієвого сплаву Д16АТ наведено [124,125] у табл. 3-4.

Таблиця 3.

Механічні властивості сплаву Д16АТ за розтягу та стиску

Товщина зразку	1,9 мм
Напряг отвору зразка	П
$\sigma_{\text{пц}}$ , МПа	230
$\sigma_{0,2}$ , МПа	275
$\sigma_{\text{пц,ст}}$ , МПа	250
$\sigma_{0,2.ст.}$ МПа	290
$\sigma_{\text{пц,зм}}$ , МПа	260
$\sigma_{0,2.зм}$ , МПа	360

Випробування на втому проводили за одновісного розтягу для зразка товщиною 1,5 мм[101]

Таблиця 4.

Характеристики витривалості матеріалу Д16АТ

Товщина зразку	1,5 мм	
Напряг отвору зразка	Д	
Форма зразку	Гладкий	
Вид випробування	Розтяг( $f = 25\text{Гц}$ )	
Межа витривалості $\sigma$ , МПа	100-110	80
R	0,1	
$K_t$	1	2,6
Межа витривалості, N, циклів	$2 \cdot 10^7$	

При базі випробувань  $N_D=2 \cdot 10^7$  циклів межа витривалості алюмінієвого сплаву Д16АТ без концентратора напружень змінюється в діапазоні 100-110 МПа. При наявності концентратора напружень у вигляді отвору в зразкові, межа витривалості знижується до 80 МПа.



#### 1.4. Висновки до розділу 1

1. Проведено аналіз літературних даних стосовно оцінки навантаженості довгомірних тонкостінних оболонок під-час транспортування наземним і водним транспортом.

2. Проаналізовано існуючі методики експериментального дослідження прискорень, вимірювання та статистичної обробки.

3. Для забезпечення цілісності РН при транспортуванні повітряними суднами необхідно дослідити:

- спектр навантажень при транспортуванні;
- форми і частоти власних коливань аналітичним і числовим методом;
- напружено-деформований стан з урахуванням впливу геометричних розмірів, способу закріплення, а також наявності підсилення оболонок;
- визначити втомну довговічність матеріалу циліндричної оболонки РН і обґрунтувати критерії втомного пошкодження.

## **РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК МЕТОДОМ СКІНЧЕННИХ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ТА НАВАНТАЖЕНОСТІ ТОНКОСТІННИХ ОБОЛОНОК ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ЛІТАКОМ**

### **2.1. Методика скінченно-елементного розрахунку коливань та оцінювання навантаженості тонкостінних оболонок з урахуванням прискорень і закріплення при транспортуванні**

Для розрахунку експлуатаційних впливів та оцінювання навантаженості елементів конструкції РН необхідно провести модальний аналіз власних коливань.

Модальний аналіз проводиться для визначення частот і форм (мод) власних коливань конструкцій. Також модальний аналіз може бути першим кроком для інших видів динамічного аналізу, таких, як аналіз перехідних процесів, гармонійний і спектральний аналіз. Модальний аналіз передбачає, що система є лінійною [126].

Всі види нелінійності - нелінійна поведінка матеріалу, контактні граничні умови, кінцеві переміщення - ігноруються. Передбачається, що зовнішні сили і демпфування рівні нулю.

Процедура модального аналізу складається з чотирьох основних кроків:

1. Побудова моделі.
2. Визначення типу аналізу, завдання опцій, прикладення навантажень і отримання рішення.
3. «Експандування» мод.
4. Аналіз результатів.

Крок побудови моделі нічим не відрізняється від побудови моделі для інших видів аналізу. Підкреслимо, однак, деякі особливості:

Як уже зазначалося вище, в модальному аналізі розглядаються тільки лінійні моделі. Всі введені нелінійності ігноруються. Наприклад, якщо в модель

включені контактні елементи, їх жорсткість обчислюється на основі початкового статусу і далі в процесі розв'язку не змінюється.

Властивості матеріалу також повинні бути лінійними, ізотропним або ортотропними, постійними або залежними від температури. Необхідно визначити як жорсткісні (модулі пружності), так і масові (щільність) властивості середовищ. Нелінійні властивості (нелінійна пружність, пластичність, повзучість) ігноруються. Якщо в моделі присутня дисипація, повинні бути визначені дисипативні (демпферні) властивості матеріалів і елементів.

На відміну від завдань статички не потрібно обов'язково закріплення конструкції. Модальний аналіз може бути проведений і для вільної (незакріпленої) конструкції.

Для модального аналізу необхідно визначити тип аналізу, метод розв'язку і число обумовлених мод  $i$ , число «експандованих» мод, або мод, що записуються в файл розв'язку.

У графічному інтерфейсі ці команди можна задати в двох вікнах, що викликаються з пунктів меню Solution (Рис. 2.1).

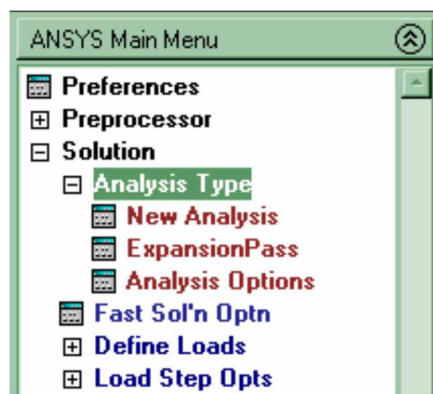


Рисунок 2.1. Задання типу і опцій аналізу

Для розв'язку використаємо блочний метод Ланцоша, призначений для відшукування великого числа мод (більше 40) для великих моделей.

Рекомендується, коли модель містить 2- і 3-мірні елементи. Добре працює, якщо модель містить оболонкові елементи або комбінації оболонкових та масивних елементів.

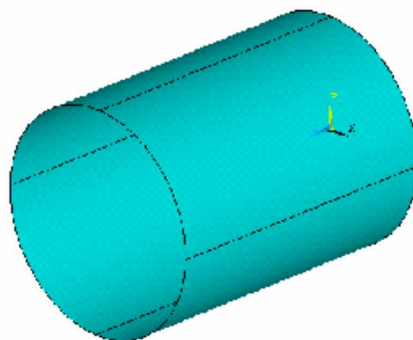
Число обумовлених мод визначається потребами завдання. Далі потрібно визначити число «експандованих» мод. В системі ANSYS використовується термін «expand», що означає «розширювати, розкривати». У буквальному сенсі термін «expansion» означає розширення скороченого розв'язку до повного набору ступенів свободи. Термін «скорочена рішення» зазвичай відноситься до майстер-ступенями свободи. У повному методі модального аналізу термін «expansion» означає запис власних форм коливань в результуючий файл. Таким чином, термін «expanding the modes» застосовується не тільки до скороченого методу, але і до повних методів модального аналізу. Так, для того щоб переглянути моди коливань в постпроцесорі, їх необхідно «експандувати».

«Lumped mass matrix» означає діагональну матрицю мас на відміну від повної, узгодженої, отриманої з використанням прийнятих апроксимацій переміщень, яку рекомендується використовувати в більшості випадків.

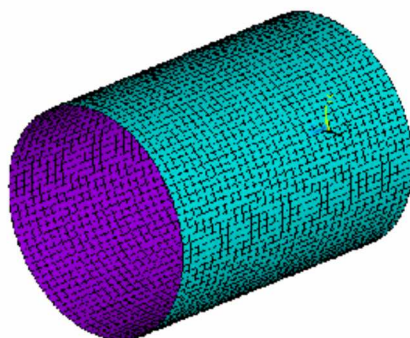
«Incl prestress effects» означає використання ефектів попереднього напруженого стану.

Власне для модального аналізу не потрібно завдання ніяких впливів, крім наявних нульових заданих зсувів (закріплень). Однак якщо модальний аналіз передує, наприклад, гармонійному аналізу, проведеного методом розкладання за власними модам, то на цьому етапі повинні бути задані впливи. Так, наприклад, проведення гармонійного аналізу методом розкладання за власними модам вимагає завдання навантажень на етапі модального аналізу.

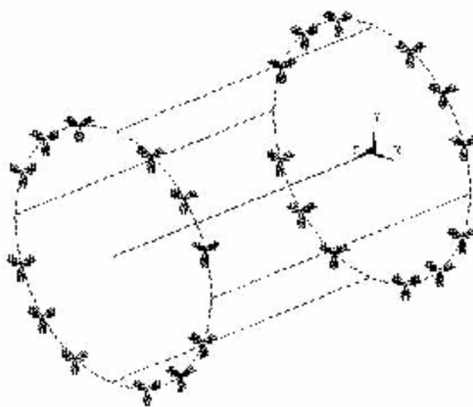
В процесі побудовану геометрична модель (Рис. 2.2. а), скінченно-елементну модель (Рис. 2.2. б) і задані граничні умови на лініях (Рис. 2.2. в).



а)



б)



в)

Рисунок 2.2. Розрахункова СЕ модель циліндричної оболонки

Для перегляду розв'язку модального аналізу слід використовувати постпроцесор загального призначення «General Postprocessor»

У пункті Results Summary можна вивести таблицю, яка містить власні частоти знайдених мод.

Прочитати інформацію про конкретну моду можна за допомогою команд меню Read Results (Рис. 2.3).

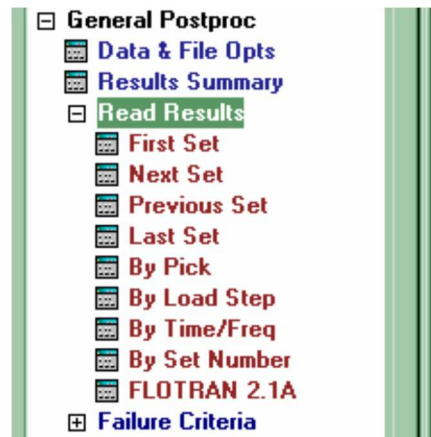


Рисунок 2.3. Команди читання інформації

## 2.2. Визначення власних коливань непідсиленої циліндричної оболонки за допомогою МСЕ

Циліндричні оболонки широко використовуються у ракетобудуванні для виготовлення обтікачів ракет носіїв.

У декартових координатах створили скінченноелементну модель тонкостінного циліндра без підсилення стрингерами (Рис. 2.4) довжиною 6,3 м, діаметром 1,8 м. та товщиною стінки 0,0015 м.

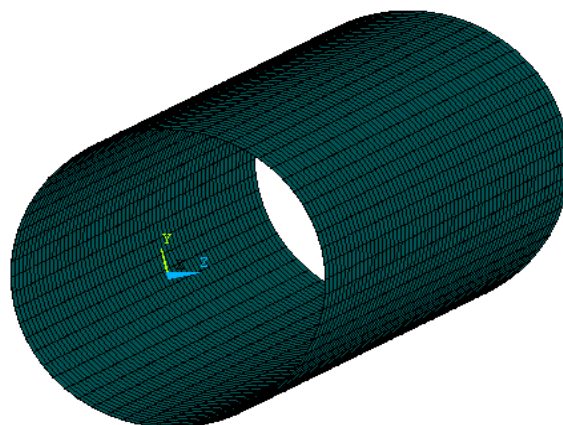


Рисунок 2.4. Скінченноелементна модель тонкостінного циліндра без підсилення

Основним призначенням обтікачів є захист елементів конструкції ракет носіїв та супутників при виведенні їх на орбіту. Зокрема, при транспортуванні авіаційним транспортом обтікачі можуть здійснювати як вільні, так і вимушені коливання, що спричинені турбулентністю повітря у польоті, роботою двигунів літака, вертикальними прискореннями (перевантаженнями). Аналіз властивостей вільних коливань є необхідним для вирішення задач оцінки напружено-деформованого стану та втомної міцності підсилених циліндричних оболонок при транспортуванні, зокрема авіаційним транспортом.

Використовуючи, метод скінченних елементів МСЕ, з достатньою точністю можна дослідити частоти і форми власних лінійних коливань тонкостінної оболонки.

Для модального аналізу використовували блочний метод Ланцоша, який призначений для пошуку великого числа мод (більше 40) для великих моделей. Вказаний метод рекомендується у випадках, коли модель містить 2- і 3 - вимірні елементи складної форми. Задовільно працює, якщо модель містить оболонкові елементи або комбінації оболонкових, балкових елементів і солідів.

Число шуканих "експандованих" мод визначається потребами задачі (у нашому випадку - 100). Для врахування деформації конструкції під дією власної ваги попередньо виконували статичний розрахунок, після чого у модальному аналізі застосовували опцію «Incl prestress effects» для врахування ефектів попереднього напруженого стану.

Таблиця 5.

Власні частоти непідсиленої оболонки визначені з використанням МСЕ [3]

№	Частоти(Гц)
1	18,8
2	18,8
3	19,4
4	19,4
5	23,5

Продовження табл. 5.

6	23,5
7	24,2
8	24,2
9	29,8
10	29,8

### 2.3. Аналітичний розрахунок власних коливань невідсиленої циліндричної оболонки

Для аналітичного дослідження коливань невідсилених циліндричних оболонок використаємо рівняння у вигляді:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} + \frac{1-\nu}{2}(1+k) \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} + \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial \xi \partial \varphi} + \frac{\partial^3 \varpi}{\partial \xi^3} - \frac{1-\nu}{2} k \frac{\partial^3 \varpi}{\partial \xi \partial \varphi^2} - \nu \frac{\partial \varpi}{\partial \xi} = \rho R^2 \left( \frac{1-\nu^2}{E} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2}$$

$$\frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial \xi \partial \varphi} + \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} + \frac{1-\nu}{2}(1+3k) \frac{\partial^2 v}{\partial \xi^2} + \frac{3-\nu}{2} k \frac{\partial^3 \varpi}{\partial \xi^2 \partial \varphi} - \frac{\partial \varpi}{\partial \varphi} = \rho R^2 \left( \frac{1-\nu^2}{E} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial \tau^2} \quad (1)$$

$$k \frac{\partial^3 u}{\partial \xi^3} - \frac{1-\nu}{2} k \frac{\partial^3 v}{\partial \xi \partial \varphi^2} - \nu \frac{\partial u}{\partial \xi} + \frac{3-\nu}{2} k \frac{\partial^3 v}{\partial \xi^2 \partial \varphi} - \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \varpi + k \left[ \frac{\partial^4 \varpi}{\partial \xi^4} + 2 \frac{\partial^4 \varpi}{\partial \xi^2 \partial \varphi^2} + \frac{\partial^4 \varpi}{\partial \varphi^4} + 2 \frac{\partial^2 \varpi}{\partial \varphi^2} + \varpi \right] = -\rho R^2 \left( \frac{1-\nu^2}{E} \right) \frac{\partial^2 \varpi}{\partial \tau^2},$$

$$\text{Тут } \xi = \frac{x}{R}; k = \frac{h^2}{12R^2} \quad (2)$$

Загальний розв'язок (1) шукається у вигляді

$$u = U(\xi) \sin(n\varphi + \varphi_0) e^{i\omega\tau}$$

$$v = V(\xi) \cos(n\varphi + \varphi_0) e^{i\omega\tau} \quad (3)$$

$$\varpi = W(\xi) \sin(n\varphi + \varphi_0) e^{i\omega\tau}$$

де  $n$ -число вузлових ліній вздовж твірної оболонки,  $\omega$ -кругова частота коливань.

Підставляючи (3) в (1) знайдемо:



$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 U}{\partial \xi^2} + \left[ \rho \bar{\omega}^2 R^2 \frac{1-\nu^2}{E} - \frac{1-\nu^2}{2} n^2 (1+k) \right] U - \frac{1-\nu}{2} n \frac{\partial V}{\partial \xi} + k \frac{\partial^3 W}{\partial \xi^3} + \left[ \frac{1-\nu^2}{2} kn^2 - \nu \right] \frac{\partial^3 W}{\partial \xi^3} &= 0, \\ \frac{1+\nu}{2} n \frac{\partial^2 U}{\partial \xi^2} + \left[ \rho \bar{\omega}^2 R^2 \frac{1-\nu^2}{E} - n^2 \right] V + \frac{1-\nu}{2} (1+3k) \frac{\partial^2 V}{\partial \xi^2} + \frac{3-\nu}{2} kn \frac{\partial^2 W}{\partial \xi^2} - nW &= 0, \\ k \frac{\partial^3 U}{\partial \xi^3} + \left[ \frac{1-\nu}{2} kn^2 - \nu \right] \frac{\partial U}{\partial \xi} - \frac{3-\nu}{2} kn \frac{\partial^3 V}{\partial \xi^3} + nV + W \left[ 1 - \rho R^2 w^2 \frac{1-\nu^2}{E} + k(1-2n^2+n^4) \right] + k \left[ \frac{\partial^4 W}{\partial \xi^4} - 2n^2 \frac{\partial^2 W}{\partial \xi^2} \right] &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Частковий розв'язок системи рівнянь (4) шукаємо у вигляді:

$$U = Ae^{\lambda \xi}; V = Be^{\lambda \xi}; W = Ce^{\lambda \xi}. \quad (5)$$

Підставивши (5) в (4) знайдемо

$$\begin{aligned} (\lambda^2 + am)A - a_{12}\lambda B + (a_{13} + k\lambda^2)\lambda C &= 0, \\ a_{12}\lambda A + (a_{22} + \delta\lambda^2)B + (a_{23} + \lambda^2 - 1)nC &= 0, \\ (a_{13} + k\lambda^2)\lambda A - (a_{23}\lambda^2 - 1)nB + [a_{33} + k\lambda^2(\lambda^2 - 2n^2)]C &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

де позначимо

$$\begin{aligned} \Omega^2 &= w^2 R^2 \frac{\rho(1-\nu^2)}{E}; \delta = \frac{(1-\nu^2)}{2}(1+3k); \\ a_{11} &= \Omega^2 - \frac{1-\nu}{2} n^2 (1+k); a_{12} = \frac{1-\nu}{2} n; a_{13} = \frac{1-\nu}{2} kn^2 - \nu; \\ a_{22} &= \Omega^2 - n^2; a_{23} = \frac{3-\nu}{2} k; a_{33} = 1 - \Omega^2 + k(1-2n^2+n^4). \end{aligned} \quad (7)$$

Система рівнянь (6) для знаходження постійних А,В,С- однорідна. Відмінний від нуля розв'язок існує лише при умові що визначник системи дорівнює нулю. Розкриваючи визначник знайдемо рівняння четвертого степеня відносно  $\lambda^2$ .

$$b_0 \lambda^8 + b_1 \lambda^6 + b_2 \lambda^4 + b_3 \lambda^2 + b_4 = 0 \quad (8)$$

Тут позначимо:

$$b_0 = k\delta(1-k);$$

$$b_1 = a_{33}^2 n^2 + k \left[ a_{33} \delta + a_{22} (1-k) - 2\delta (a_{13} + n^2) + a_{12} (a_{12} - 2a_{23} n) \right];$$

$$b_2 = a_{33} \left[ \delta + n^2 (a_{11} a_{33} - 2) \right] - a_{13} (\delta a_{13} + 2a_{12} a_{23} n) + k \left[ a_{22} (a_{11} - 2a_{13} - 2n^2) + 2a_{12} n (1 - a_{12} n) - 2a_{11} \delta n^2 \right]; \quad (9)$$

$$b_3 = a_{33} (a_{11} \delta + a_{22} + a_{12}^2) + a_{13} (2a_{12} n - a_{22} a_{13}) + n^2 \left[ 1 - 2a_{11} (a_{33} + a_{22} k) \right];$$

$$b_4 = a_{11} (a_{22} a_{33} + n^2).$$

Виконання рівняння (9) означає, що одне з рівнянь (6) є лінійною комбінацією двох інших. Це означає, що потрібно розв'язати, наприклад, два інших рівняння відносно  $A$  і  $B$  через  $C$ . У зв'язку з цим частковий розв'язок рівнянь (4) шукають у вигляді:

$$U = \alpha c e^{\lambda \xi}; V = \beta c e^{\lambda \xi}; W = c e^{\lambda \xi} \quad (10)$$

Тоді підстановка (10) в (4) дає таку систему рівнянь  $C \neq 0$ .

$$\alpha (\lambda^2 + a_{11}) - \beta \lambda a_{12} + (a_{13} + k \lambda^2) \lambda = 0,$$

$$\alpha a_{12} \lambda + \beta (a_{22} + \delta \lambda^2) + (a_{23} \lambda^2 - 1) n = 0, \quad (11)$$

$$\alpha (a_{13} + k \lambda^2) \lambda - \beta (a_{23} \lambda^2 - 1) n + \left[ a_{33} + k \lambda^2 (\lambda^2 - 2n^2) \right] = 0.$$

Розв'яжемо перші два рівняння (11) відносно  $\alpha$  і  $\beta$ . Знайдемо

$$\alpha = \lambda \frac{a_1^* - a_2^* \lambda^2 - k \delta \lambda^4}{C_1^* + C_2^* \lambda^2 + \delta \lambda^4}; \beta = \frac{b_1^* + b_2^* \lambda^2 - b^3 \lambda^4}{C_1^* + C_2^* \lambda^2 + \delta \lambda^4}, \quad (12)$$

де позначимо:

$$a_1^* = n a_{12} - a_{13} a_{22}; a_2^* = n a_{12} a_{23} + a_{13} \delta + a_{22} k;$$

$$b_1^* = n a_{11}; b_2^* = n (1 - a_{11} a_{23}) + a_{12} a_{13}; b^3 = k a_{12} - n a_{23} \quad (13)$$

$$C_1^* = a_{11} a_{22}; C_2^* = a_{11} \delta + a_{22} + a_{12}^2.$$

Підстановка рівнянь 12 в третє рівняння (11) перетворить його в тотожність внаслідок виконання рівняння (8).

Коефіцієнти  $\alpha$  і  $\beta$  залежать від величини  $\lambda$ - коренів рівняння (8). Дослідження показали, що корені рівняння (8) виражаються через радикали. Для досить широкої області зміни параметрів оболонки корені рівняння (8) мають вигляд:

$$\lambda_{1,2} = \pm a, \lambda_{3,4} = \pm ib, \quad (14)$$

$$\lambda_{5,6} = C \pm id, \lambda_{7,8} = -C \pm id.$$

де  $a, b, c, d$ - дійсні корені числа.

За допомогою формул (12) знаходимо значення коефіцієнтів  $\alpha$  і  $\beta$ , які відповідають кореням (14) рівняння (8).

Для дійсних коренів  $\lambda_{1,2} = \pm a, a > 0$ , знайдемо

$$\lambda_{1,2} = \pm S_1; S_1 = \frac{a(a_1^* - a^2 a_2^* - k \delta a^4)}{C_1^* + C_2^* a^2 + \delta a^4};$$

$$\beta_{1,2} = \delta; S_1 = \frac{b_1^* + b_2^* a^2 + b_3^* a^4}{C_1^* + C_2^* a^2 + \delta a^4} \quad (15)$$

Для умовних коренів  $\lambda_{3,4} = \pm ib, ib > 0$ , маємо

$$d_{3,4} = \pm i S_2; S_2 = \frac{b(a_1^* - b^2 a_2^* - k \delta b^4)}{C_1^* + C_2^* b^2 + \delta b^4};$$

$$\beta_{3,4} = S_4; S_4 = \frac{b_1^* - b_2^* b^2 + b_3^* b^4}{C_1^* + C_2^* b^2 + \delta b^4} \quad (16)$$

Для комплексних коренів  $\lambda_{5,6} = c \pm id, \lambda_{7,8} = -c \pm id, c > 0, d > 0$ , знайдемо

$$\alpha_5 = k_1 - im_1; \alpha_6 = k_1 + im_1; \alpha_7 = -k_1 - im_1; \alpha_8 = -k_1 + im_1; \quad (17)$$

$$\beta_5 = \beta_8 = k_2 + im_2; \beta_6 = \beta_7 = k_2 - im_2.$$

де позначимо:

$$\begin{aligned}
d_1^* &= a_1^* - a_2^*(c^2 - d^2) - k\delta(c^4 - 6c^2d^2 + d^4); \\
d_2^* &= 2cd \left[ a_2^* + 2k\delta(c^2 - d^2) \right]; \\
d_1 &= cd_1^* - dd_2^*; d_2 = dd_1^* - cd_2^*; \\
d_3 &= c_1^* - c_2^*(c^2 - d^2) + \delta(c^4 - 6c^2d^2 + d^4); \\
d_5 &= b_1^* - b_2^*(c^2 - d^2) + b_3(c^4 - 6c^2d^2 + d^4); \\
d_6 &= 2cd \left[ b_2^* + 2b_3(c^2 - d^2) \right]. \\
k_1 &= \frac{d_1d_3 + d_2d_4}{d_3^2 + d_4^2}; m_1 = \frac{d_1d_4 - d_2d_3}{d_3^2 + d_4^2}; \\
k_1 &= \frac{d_1d_3 + d_2d_4}{d_3^2 + d_4^2}; m_2 = \frac{d_3d_6 - d_4d_5}{d_3^2 + d_4^2};
\end{aligned} \tag{18}$$

Розв'язок систем рівнянь (4) має вигляд

$$\begin{aligned}
U &= C_1S_1e^{\alpha\xi} - C_2S_1e^{-\alpha\xi} - C_3S_2\sin\beta\xi + C_4S_2\cos\beta\xi + \\
&+ e^{c\xi} \left[ C_5(k_1\cos d\xi + m_1\sin d\xi) + C_6(k_1\sin d\xi - m_1\cos d\xi) \right] + \\
&+ e^{-c\xi} \left[ C_7(-k_1\cos d\xi + m_1\sin d\xi) + C_8(k_1\sin d\xi + m_1\cos d\xi) \right]; \\
V &= C_1S_3e^{\alpha\xi} + C_2S_3e^{-\alpha\xi} + C_4S_4\sin\beta\xi + C_3S_4\cos\beta\xi + \\
&+ e^{c\xi} \left[ C_5(k_2\cos d\xi - m_2\sin d\xi) + C_6(k_2\sin d\xi + m_2\cos d\xi) \right] + \\
&+ e^{-c\xi} \left[ C_7(k_2\cos d\xi + m_2\sin d\xi) + C_8(k_2\sin d\xi - m_2\cos d\xi) \right]; \\
W &= C_1e^{\alpha\xi} + C_2e^{-\alpha\xi} + C_3\cos b\xi + C_4\sin b\xi + e^{c\xi}(C_5\cos d\xi + C_6\sin d\xi) + e^{-c\xi}(C_7\cos d\xi + C_8\sin d\xi).
\end{aligned} \tag{20}$$

Обчислимо величини, які входять в більшість граничних умов задачі в залежності від закріплення оболонки на торцях  $\xi=0, \xi=l, \xi=0, \xi=\frac{L}{R}$ . До таких величин належать:

$$M_\xi = -\frac{D}{R^2} \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial u}{\partial \xi} + \nu \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right), \quad (21)$$

$$N_\xi = \frac{Eh}{R(1-\nu^2)} \left[ \frac{\partial u}{\partial \xi} + \nu \frac{\partial v}{\partial \varphi} - \nu \varpi + k \frac{\partial^2 \omega}{\partial \xi^2} \right], \quad T_{\xi\varphi} = \frac{Eh}{2R(1+\nu)} \left[ \frac{\partial u}{\partial \varphi} + (1-k) \frac{\partial v}{\partial \xi} + k \frac{\partial^2 \omega}{\partial \xi \partial \varphi} \right]$$

$$\frac{\partial W}{\partial \xi} = \alpha(C_1 + e^{-a\xi}) - b(C_3 \sin b\xi - C_4 \cos b\xi) + C_5 e^{-a\xi} (c \cos d\xi - d \sin d\xi) +$$

$$+ C_6 e^{c\xi} (c \sin d\xi + d \cos d\xi) - C_7 e^{-c\xi} (c \cos d\xi + d \sin d\xi) - C_8 e^{-c\xi} (c \sin d\xi - d \cos d\xi).$$

$$M_\xi^* = p_1(C_1 e^{a\xi} + C_2 e^{-a\xi}) - q_1(C_3 \cos b\xi + C_4 \sin b\xi) +$$

$$+ C_5 e^{c\xi} [(p_2 + a_2) \cos d\xi - (q_2 - b_2) \sin d\xi] + C_6 e^{c\xi} [(p_2 + a_2) \sin d\xi + (q_2 - b_2) \cos d\xi] +$$

$$+ C_7 e^{-c\xi} [(p_2 + a_2) \cos d\xi + (q_2 - b_2) \sin d\xi] + C_8 e^{-c\xi} [(p_2 - a_2) \sin d\xi - (q_2 + b_2) \cos d\xi];$$

$$N_\xi^* = p_3(C_1 e^{a\xi} + C_2 e^{-a\xi}) - q_3(C_3 \cos b\xi + C_4 \sin b\xi) +$$

$$+ C_5 e^{c\xi} [(p_4 + a_2) \cos d\xi - (q_4 - b_2) \sin d\xi] + C_6 e^{c\xi} [(p_4 + a_2) \sin d\xi + (q_4 - b_2) \cos d\xi] +$$

$$+ C_7 e^{-c\xi} [(p_4 + a_2) \cos d\xi + (q_4 - b_2) \sin d\xi] + C_8 e^{-c\xi} [(p_4 - a_2) \sin d\xi - (q_4 + b_2) \cos d\xi];$$

$$T_\xi^* = a_3(C_1 e^{a\xi} - C_2 e^{-a\xi}) - b_3(C_3 \cos b\xi - C_4 \sin b\xi) + \quad (22)$$

$$+ C_5 e^{c\xi} [(nk_1 + a_4) \cos d\xi + (nm_1 - b_4) \sin d\xi] + C_6 e^{c\xi} [(nk_1 + a_4) \sin d\xi - (nm_1 - b_4) \cos d\xi] +$$

$$+ C_7 e^{-c\xi} [(nk_1 + a_4) \cos d\xi - (nm_1 - b_4) \sin d\xi] + C_8 e^{-c\xi} [(nk_1 - a_4) \sin d\xi + (nm_1 + b_4) \cos d\xi].$$

$$\begin{aligned}
a_1 &= S_1 a - \nu n S_3, b_1 = S_2 b + \nu n S_4, \\
a_2 &= c k_1 + d m_1, b_2 = c m_1 - d k_1, \\
a_3 &= n(S_1 + k a) - (1 - k) a S_3, b_3 = n(S_2 + k b) + (1 - k) b S_4, \\
a_4 &= n k c + (1 - k) a_3, b_4 = n k d + (1 - k) b_3, \\
p_1 &= a^2 - \nu n^2 + a_1, q_1 = b^2 + \nu n^2 + b_1, \\
p_2 &= c^2 - d^2 - \nu n^2 - \nu n k_2, q_2 = 2 c d - \nu n m_2 + b_1, \\
p_3 &= k a^2 - \nu + a_1, q_3 = k b^2 + \nu + b_1, \\
p_4 &= k(c^2 - d^2) - \nu - \nu n k_2, q_4 = 2 k c d - \nu n m_2.
\end{aligned} \tag{23}$$

Для випадку коли на кожному з країв оболонки виконуються так звані умови Нав'є, виконуються такі граничні умови

$$\varpi=0, \nu=0, M_\xi=0, N_\xi=0, \text{при } \xi=0 \tag{24}$$

$$w=0, \nu=0, M_\xi=0, N_\xi=0, \text{при } \xi=l \tag{25}$$

В результаті задоволення цих умов отримаємо таку систему рівнянь для визначення постійних  $C_1 \dots C_8$ .

$$C_1 + C_2 + C_3 + C_5 + C_7 = 0; \quad (26)$$

$$C_1 p_1 + C_2 p_2 - C_3 q_1 + C_5(p_2 + a_2) + C_6(q_2 - b_2) + C_7(p_2 + a_2) - C_8(q_2 + b_2) = 0;$$

$$C_1 p_3 + C_2 p_3 - C_3 q_3 + C_5(p_4 + a_2) + C_6(q_4 - b_2) + C_7(p_4 + a_2) - C_8(q_4 + b_2) = 0;$$

$$C_1 S_3 + C_2 S_3 + C_3 S_4 + C_5 k_2 + C_6 m_2 + C_7 k_2 - C_8 m_2 = 0;$$

$$C_1 e^{al} + C_2 e^{-al} + C_3 \cos bl + C_4 \sin bl + e^{cl} (C_5 \cos dl + C_6 \sin dl) + e^{-cl} = 0;$$

$$p_1 (C_1 e^{al} + C_2 e^{-al}) - q_1 (C_3 \cos bl + C_4 \sin bl) + C_5 e^{cl} [(p_2 + a_2) \cos dl - ((q_2 - b_2) \sin dl)] + \\ + C_6 e^{cl} [(p_2 + a_2) \sin dl + ((q_2 - b_2) \cos dl)] + C_7 e^{-cl} [(p_2 + a_2) \cos dl + ((q_2 - b_2) \sin dl)] + \\ + C_8 e^{-cl} [(p_2 - a_2) \sin dl - ((q_2 + b_2) \cos dl)] = 0$$

$$p_3 (C_1 e^{al} + C_2 e^{-al}) - q_3 (C_3 \cos bl + C_4 \sin bl) + C_5 e^{cl} [(p_4 + a_2) \cos dl - ((q_4 - b_2) \sin dl)] + \\ + C_6 e^{cl} [(p_4 + a_2) \sin dl + ((q_4 - b_2) \cos dl)] + C_7 e^{-cl} [(p_4 + a_2) \cos dl + ((q_4 - b_2) \sin dl)] + \\ + C_8 e^{-cl} [(p_4 - a_2) \sin dl - ((q_4 + b_2) \cos dl)] = 0$$

$$C_1 S_3 e^{al} + C_2 S_3 e^{-al} + C_3 S_4 \cos bl + C_4 S_4 \sin bl + e^{cl} [C_5 (k_2 \cos dl - m_2 \sin dl) + C_6 (k_2 \sin dl + m_2 \cos dl)] + \\ + e^{-cl} [C_7 (k_2 \cos dl + m_2 \sin dl) + C_8 (k_2 \sin dl - m_2 \cos dl)] = 0$$

Ми отримаємо систему лінійних однорідних рівнянь для знаходження  $C_1, \dots, C_8$ . Відмінний від нуля розв'язок цієї системи одержали тоді, коли визначник коефіцієнтів цієї системи дорівнює нулю.

$$\begin{array}{cccc} \psi_{11} & \psi_{12} & \dots & \psi_{18} \\ \psi_{21} & \psi_{22} & \dots & \psi_{28} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \psi_{81} & \psi_{81} & \dots & \psi_{88} \end{array} \quad (27)$$

$$\begin{aligned}
\psi_{11} = \psi_{12} = \psi_{13} = \psi_{15} = \psi_{17} = 1; \psi_{14} = \psi_{16} = 0; & \quad (28) \\
\psi_{21} = \psi_{22} = p_1; \psi_{23} = -q_1; \psi_{24} = 0; \psi_{25} = \psi_{27} = p_2 + a_2; \psi_{26} = q_2 - b_2; \psi_{28} = -(q_2 + b_2); \\
\psi_{31} = \psi_{32} = p_3; \psi_{33} = -q_4; \psi_{34} = 0; \psi_{35} = \psi_{37} = p_4 + a_2; \psi_{36} = q_4 - b_2; \psi_{38} = -(q_4 + b_2); \\
\psi_{41} = \psi_{42} = S_3; \psi_{43} = S_4; \psi_{44} = 0; \psi_{45} = \psi_{47} = k_2; \psi_{46} = m_2; \psi_{48} = -m_2; \\
\psi_{51} = e^{al}; \psi_{52} = e^{-al}; \psi_{53} = \cos bl; \psi_{54} = \sin bl; \\
\psi_{55} = e^{cl} \cos dl; \psi_{56} = e^{cl} \sin dl; \psi_{57} = e^{-cl} \cos dl; \psi_{58} = e^{-cl} \sin dl; \\
\psi_{61} = p_1 e^{al}; \psi_{62} = p_1 e^{-al}; \psi_{63} = -q_1 \cos bl; \psi_{64} = -q_1 \sin bl; \\
\psi_{65} = e^{cl} [(p_2 + a_2) \cos dl - ((q_2 - b_2) \sin dl)]; \psi_{66} = e^{cl} [(p_2 + a_2) \sin dl + ((q_2 - b_2) \cos dl)]; \\
\psi_{67} = e^{-cl} [(p_2 + a_2) \cos dl + ((q_2 - b_2) \sin dl)]; \psi_{68} = e^{-cl} [(p_2 - a_2) \sin dl - ((q_2 + b_2) \cos dl)]; \\
\psi_{71} = p_3 e^{al}; \psi_{72} = p_3 e^{-al}; \psi_{73} = -q_3 \cos bl; \psi_{74} = -q_3 \sin bl; \\
\psi_{75} = e^{cl} [(p_4 + a_2) \cos dl - ((q_4 - b_2) \sin dl)]; \psi_{76} = e^{cl} [(p_4 + a_2) \sin dl + ((q_4 - b_2) \cos dl)]; \\
\psi_{77} = e^{-cl} [(p_4 + a_2) \cos dl + ((q_4 - b_2) \sin dl)]; \psi_{78} = e^{-cl} [(p_4 - a_2) \sin dl - ((q_4 + b_2) \cos dl)]; \\
\psi_{81} = S_3 e^{al}; \psi_{82} = S_3 e^{-al}; \psi_{83} = S_4 \cos bl; \psi_{84} = S_4 \sin bl; \\
\psi_{85} = e^{cl} (k_2 \cos dl - m_2 \sin dl); \psi_{86} = e^{cl} (k_2 \sin dl + m_2 \cos dl); \\
\psi_{87} = e^{-cl} (k_2 \cos dl + m_2 \sin dl); \psi_{88} = e^{-cl} (k_2 \sin dl + m_2 \cos dl).
\end{aligned}$$

За наведеними вище формулами обчислено частоти власних коливань невідсиленої циліндричної оболонки. Результати наведено у табл. 6.



Таблиця 6.

Власні частоти коливань циліндричної оболонки, визначені аналітичним та чисельним методами (в Гц)

№	MCE	Аналітичний метод	Відносна похибка чисельного методу, %
1	18,8	19,1	10,1
2	18,8	19,1	10,1
3	19,4	19,7	9,75
4	19,4	19,7	9,75
5	23,5	23,9	10,7
6	23,5	23,9	10,7
7	24,2	24,6	10,4
8	24,2	24,6	10,4
9	29,8	30,3	10,5
10	29,8	30,3	10,5

#### 2.4. Визначення власних коливань підсиленої циліндричної оболонки

Для визначення використовували програмний комплекс ANSYS APDL, який базується на використанні методі скінченних елементів (MCE). Для визначення частот і форм (мод) власних коливань конструкції використовували модальний аналіз. Модальний аналіз є першим кроком для інших видів динамічного аналізу - аналізу перехідних процесів, гармонічного і спектрального аналізу. Модальний аналіз передбачає, що система є лінійною. Іншими видами нелінійності - нелінійною поведінкою матеріалу, контактними граничними умовами, кінцевими переміщеннями - нехтують.

У декартових координатах створювали скінченноелементну модель тонкостінного циліндра з підсиленням (Рис. 2.5. б) з геометричними параметрами, що аналогічні непідсиленій циліндричній оболонці. Початок

координат розміщений у центрі торця циліндра (Рис. 2.5.), у площині YZ. Повздовжньою віссю циліндра є вісь X.

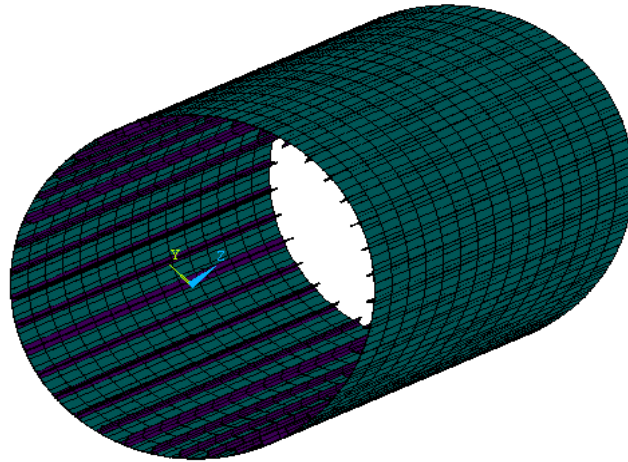
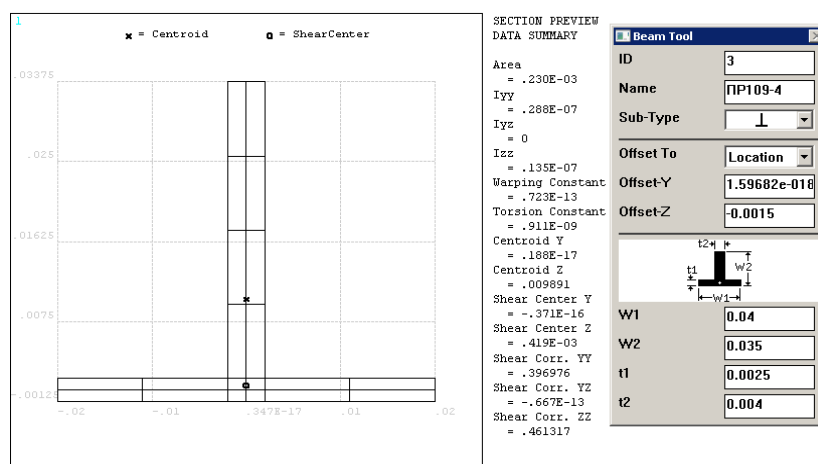
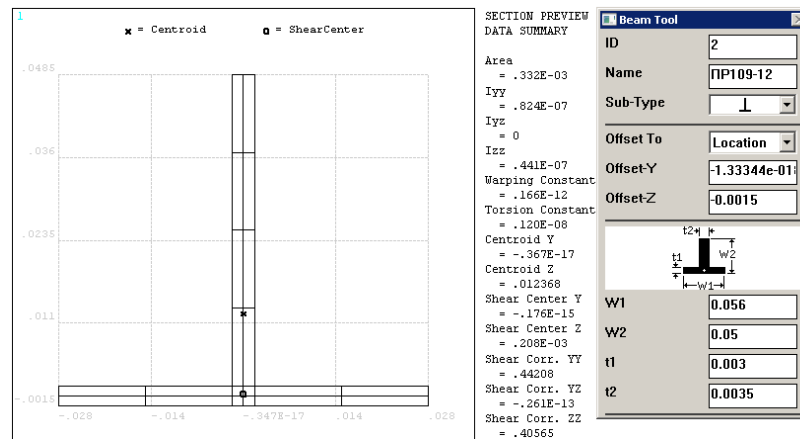


Рисунок 2.5. Скінченноелементна модель тонкостінного циліндра без з підсиленням стрингерами

У підсиленій моделі (Рис. 2.5) використовували стрингери ПР109-4 (32 шт) (Рис. 2.6. а) і ПР109-12 (8 шт) (Рис. 2.6. б), які розміщували на внутрішній поверхні оболонки (Рис. 2.7) симетрично та з постійним кроком. Для оцінки впливу площі поперечного перерізу підкріплюючих елементів використовували стрингери типу ПР109-4 у яких поступово збільшували товщину стінок  $t_1$  і  $t_2$ .



a)



б)

Рисунок 2.6. Поперечний переріз, розміри та геометричні параметри стрингерів ПР109-4 (а) і ПР109-12 (б)

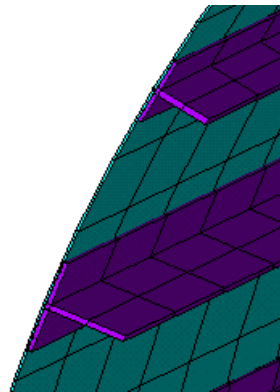


Рисунок 2.7. Форма та розміщення стрингерів у середині тонкостінного циліндра

При моделюванні оболонки та стрингерів застосовували механічні властивості матеріалу Д16АТ: модуль Юнга  $E = 7.2 \times 10^5$  МПа; коефіцієнт Пуасона  $\nu = 0,3$ ;  $\rho = 2,7 \cdot 10^4$  Н/м<sup>3</sup>. Гравітаційне прискорення приймали рівним  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup> або  $g = 0$  м/с<sup>2</sup>.

Для створення оболонки скінченноелементної моделі циліндра використовували елемент SHELL181 (Рис. 2.8 а), який застосовують для розрахунку оболонок з малою або помірною товщиною. Елемент має чотири вузли і шість ступенів свободи в кожному вузлі: переміщення у напрямку осей X, Y і Z і повороти навколо осей X, Y і Z. Елемент може застосовуватись у лінійних і нелінійних задачах.

Стрингери моделювали використовуючи лінійний двохвузловий просторовий балковий елемент BEAM 188 (Рис. 2.8 б), з шістьма ступенями свободи у кожному вузлі: переміщення у напрямку осей  $X$ ,  $Y$  і  $Z$  і повороти навколо вказаних осей. Даний елемент придатний для лінійних, а також нелінійних задач з великими поворотами і (або) великими деформаціями.

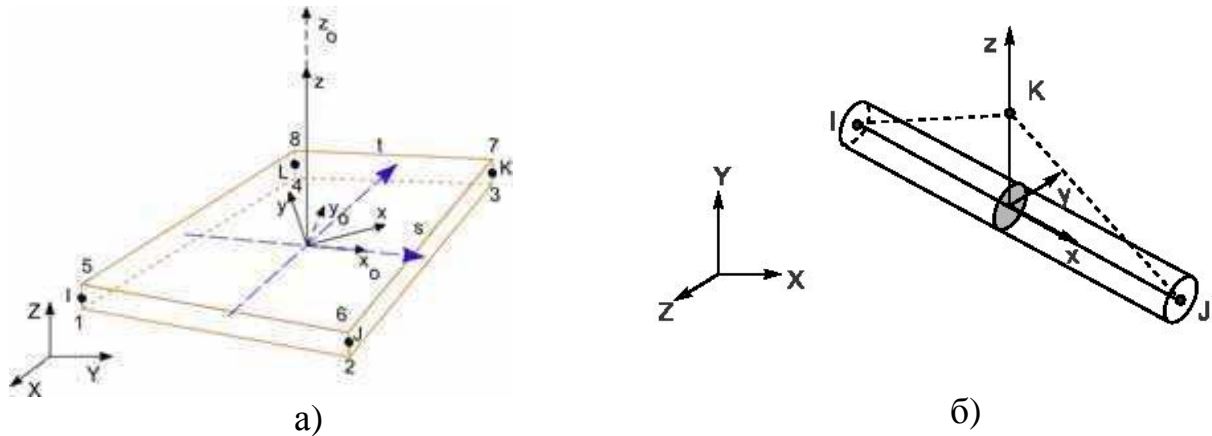


Рисунок 2.8. Типи елементів для створення SE моделі тонкостінного циліндра

Непідсилену та підсилену стрингерами оболонки закріплювали (тобто обмежували у переміщеннях) у просторі шляхом обмеження переміщень крайніх торцевих вузлів зліва у всіх напрямках (жорстке защемлення закріплення). Для оцінки впливу типу закріплення на форми та частоти власних коливань крайні торцеві справа обмежували двома способами (за необхідністю) - шляхом консольного закріплення (як і зліва) або по осях  $X$  та  $Z$ , тобто одночасно у вертикальних та поперечних переміщеннях. при цьому не обмежуючи. Повздовжні переміщення вздовж осі  $X$  не обмежувались .

## 2.5. Вплив підсилення на форму коливань циліндричної оболонки

Із аналізу результатів обчислень (вибірка з перших 10 мод) власних частот (Табл. 7) слідує, що непідсиленна та підсиленна оболонки мають кратні власні частоти, що характерно для конструкцій з осьовою симетрією. Варто відмітити, що власні частоти підсиленої оболонки є меншими, що є наслідком

збільшення жорсткості конструкції. Вплив підсилення (площі поперечного перерізу підкріплюючих елементів) на власні частоти розглянуто в праці [1].

Таблиця 7.

Власні частоти не підсиленої та підсиленої оболонок з урахуванням власної ваги [3]

№	Не підсилена оболонка	Підсилена оболонка
1	18,8	14,2
2	18,8	14,2
3	19,4	14,9
4	19,4	14,9
5	23,5	16,5
6	23,5	16,5
7	24,2	19,9
8	24,2	20,2
9	29,8	20,2
10	29,8	20,7

Всі форми частот мають декілька півхвиль вздовж кола і твірної циліндра. На рис. 2.9 показана форма коливань по першій моді, яка має п'ять півхвиль по колу і одну півхвилю вздовж твірної. На рис. 2.10 а,б наведені форми власних коливань непідсиленої циліндричної оболонки за першою і другою модою при частоті 18,8 Гц. Форми коливань, які властиві кратним частотам, зміщені на чверть довжини хвилі по колу одна відносно іншої. Аналогічні закономірності властиві підсиленій стрингерами циліндричній оболонці (Рис. 2.11 – 2.12).

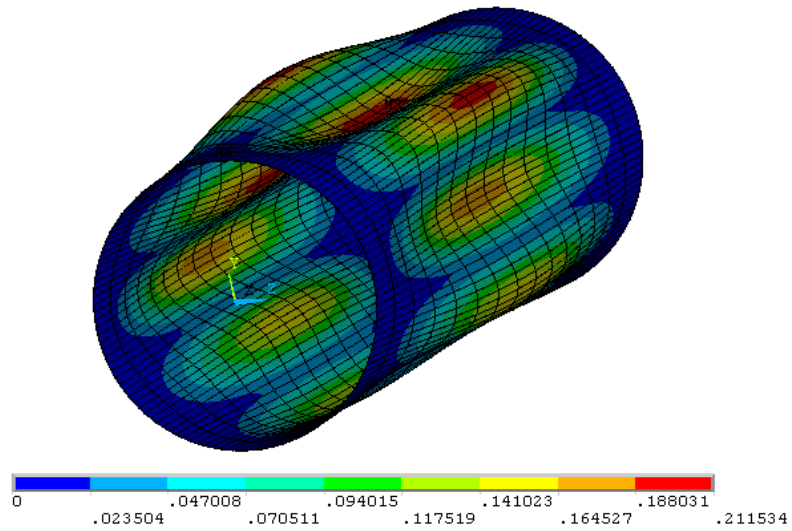


Рисунок 2.9. Форма коливань непідсиленої циліндричної оболонки по 2-й моді, при частоті 18,8 Гц[3]

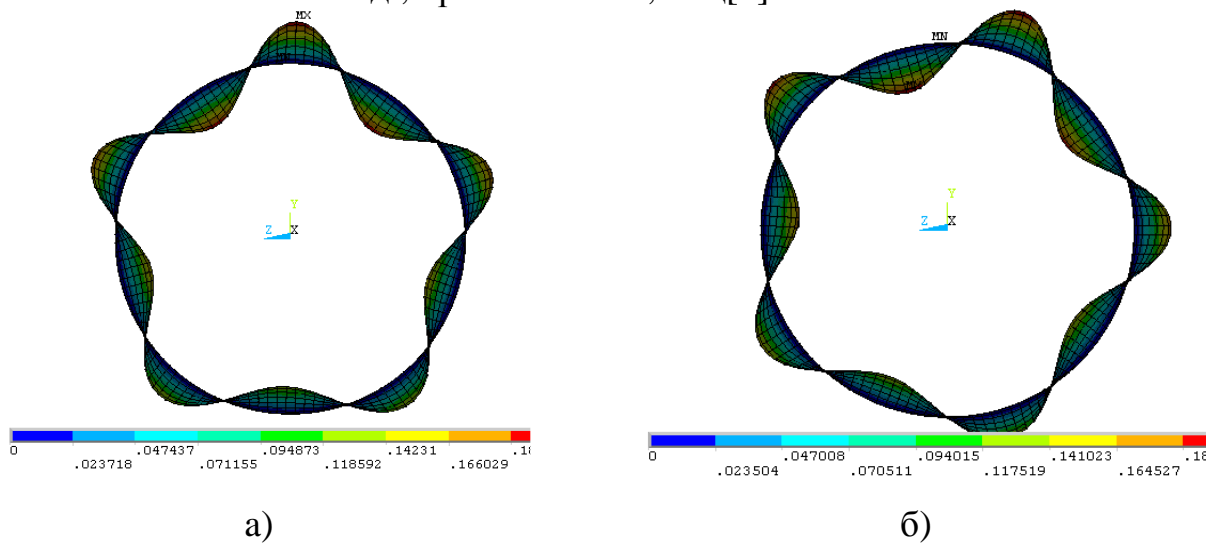


Рисунок 2.10. Зміщені на чверть довжини хвилі форми коливань не підсиленої циліндричної оболонки за частоти 18,8 Гц.

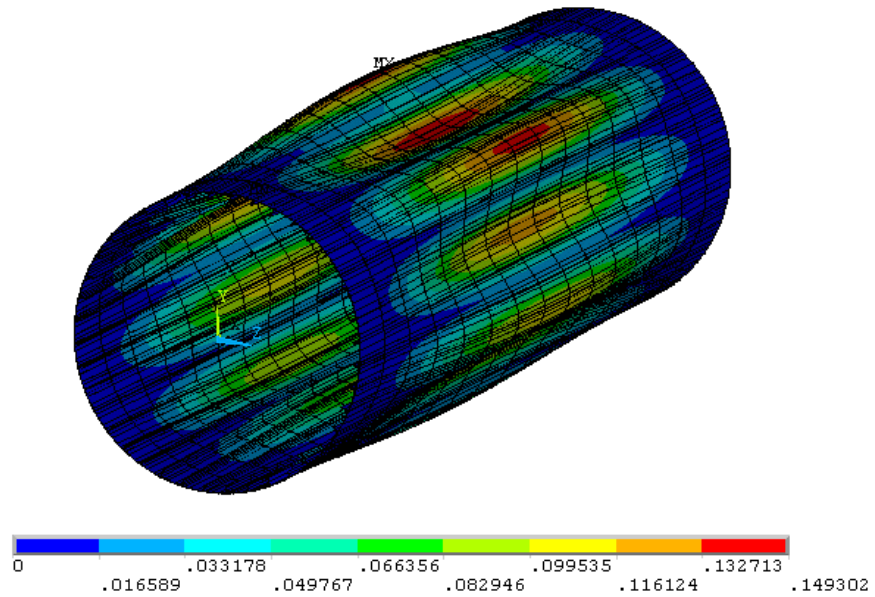


Рисунок 2.11. Форма коливань підсиленої циліндричної оболонки по 2-й моді, при частоті 14,2 Гц

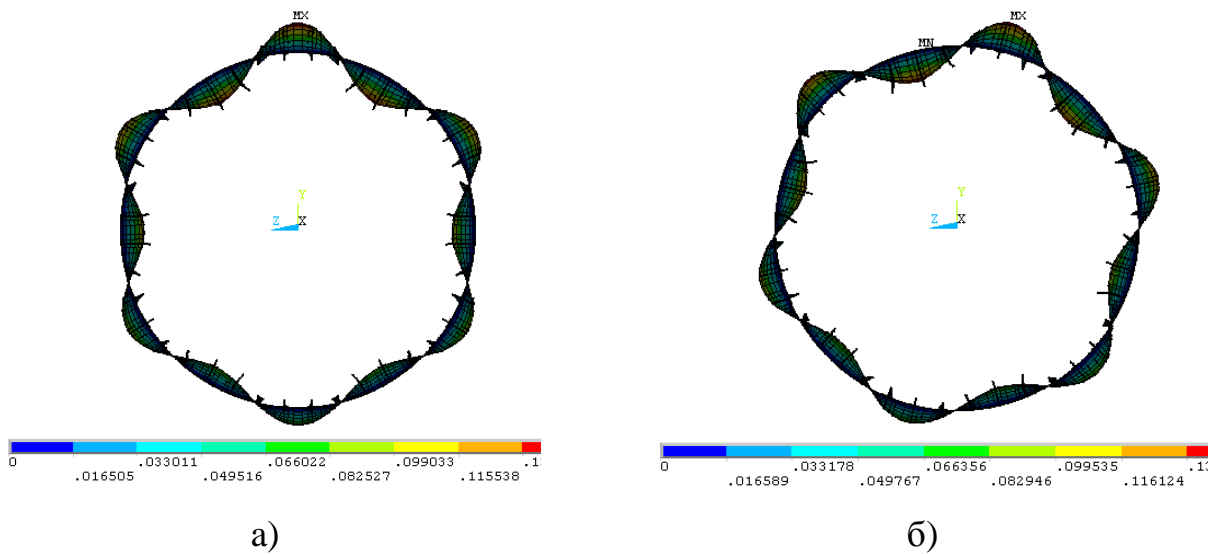


Рисунок 2.12. Зміщені на чверть довжини хвилі форми коливань підсиленої циліндричної оболонки за частоти 14,2 Гц.

Із збільшенням власних частот відбувається збільшення кількості півхвиль по колу циліндра, а також по його твірній (Рис. 2.13).

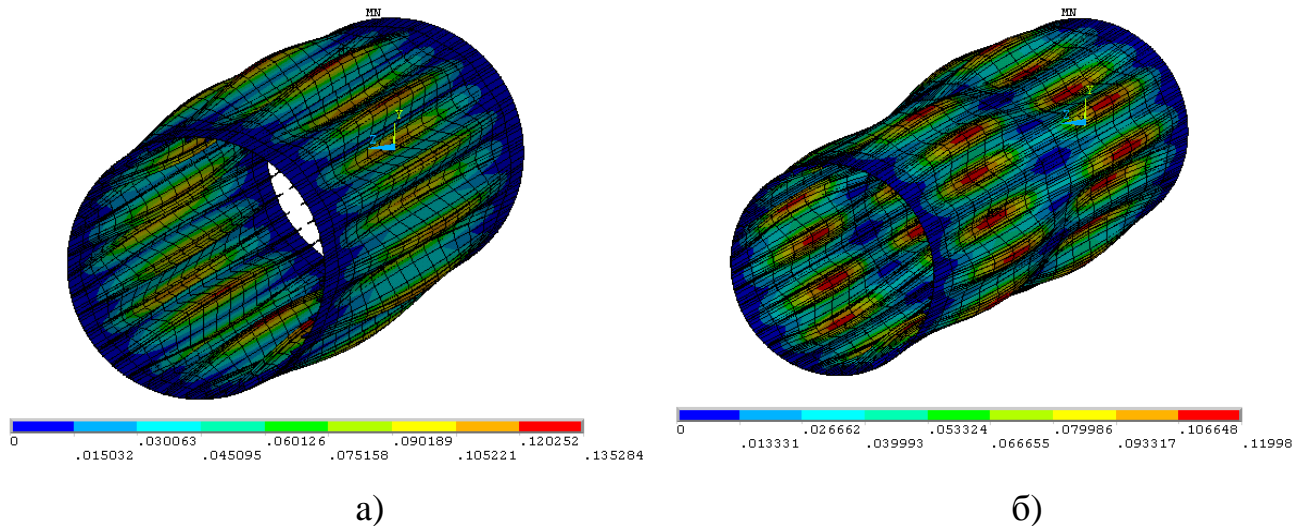


Рисунок 2.13. Форми коливань підсиленої стрингерами циліндричної оболонки при частотах а) 49,5 Гц і б) 59,4 Гц

На рис .2.14 подані власні частоти непідсиленого та підсиленого стрингерами тонкостінних циліндрів. Збільшення жорсткості конструкції, зменшує значення власних частот підсиленої стрингерами циліндричної оболонки (Рис. 2.14, крива 1) порівняно з непідсиленою (Рис. 2.14, крива 2).

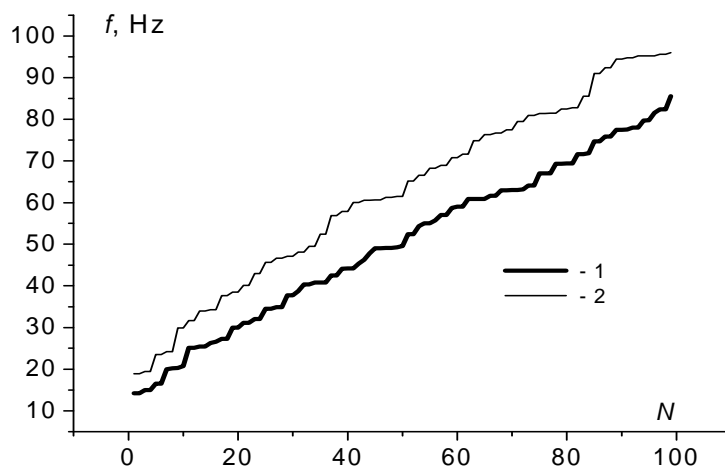


Рисунок 2.14. Власні частоти підсиленої (1) та непідсиленої тонкостінної циліндричної оболонок (2)

На рис. 2.15 подані результати дослідження впливу рівня підсилення (площі ( $S$ ) поперечного перерізу підкріплюючих елементів (стрингерів) на



власні частоти підсиленої циліндричної оболонки. Очевидно, що із збільшенням площі поперечного перерізу стрингерів власні частоти підсиленого циліндра зменшуються на ділянці вище 40 Гц. На ділянці до 40 Гц, при збільшенні площі поперечного перерізу до  $0,54 \times 10^{-3} \text{ м}^2$ , власні частоти зменшуються. Проте, при  $S > 0,54 \times 10^{-3} \text{ м}^2$  на ділянці до 40 Гц власні частоти починають збільшуватись.

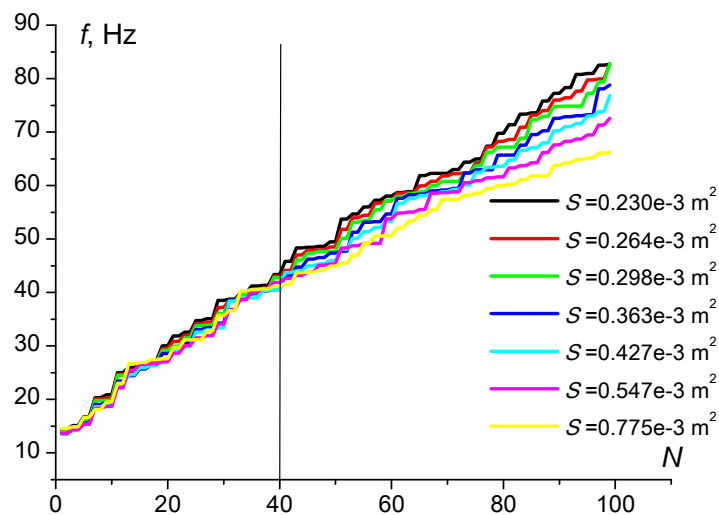


Рисунок 2.15. Вплив площі поперечного перерізу стрингерів на власні частоти підсиленого тонкостінного циліндра

## 2.6. Вплив закріплення на власні частоти коливань циліндричних оболонок

Результати оцінки впливу вертикальних прискорень ( $\times g$ ) та способу закріплення на власні частоти непідсиленої циліндричної оболонки подані на рис. 2.16. За умови жорсткого закріплення з обох торців власні частоти циліндричної оболонки є меншими (Рис. 2.16, крива 1) у порівнянні з необмеженою у поздовжніх переміщеннях циліндричною оболонкою (Рис. 2.16, крива 2). Причому, обидві криві, які отримані при вертикальному прискоренні рівному  $1 \times g = 9,8 \text{ м/с}^2$  що майже співпадають з кривими, які отримані для аналогічно закріплених циліндрів при вертикальному прискоренні рівному

( $0 \times g$ ). Це вказує на те, що вертикальні перевантаження не впливають на власні частоти циліндричної оболонки. Подібна закономірність властива також підсиленій стрингерами циліндричній оболонці.

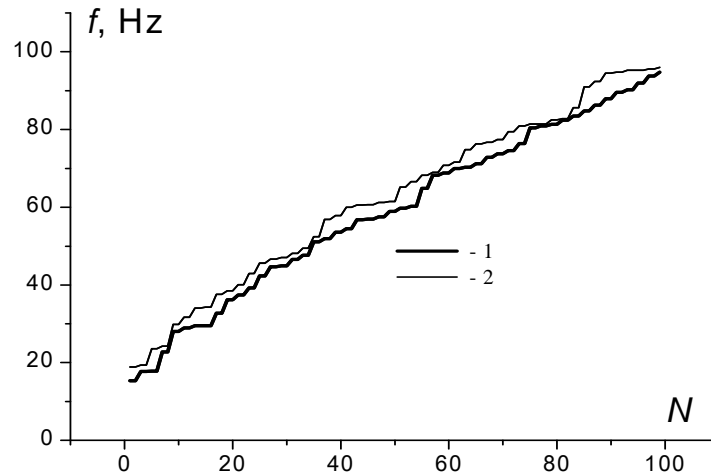


Рисунок 2.16. Власні частоти непідсиленої циліндричної оболонки при вертикальних прискореннях  $1 \times g = 9,8 \text{ м/с}^2$  та  $0 \times g$ : 1 – при її жорсткому закріпленні з обох торців; 2 – не обмеженої в повздовжніх переміщеннях (вздовж осі X)[2]

## 2.7. Обґрунтування розмірів і конструктивних особливостей модельної оболонки

Для обґрунтування розмірів і конструктивних особливостей моделі МСЕ з використанням програмного забезпечення ANSYS досліджено власні частоти коливань повнорозмірної циліндричної оболонки (Рис. 2.18) і модельної циліндричної оболонки (Рис. 2.17). Помітно (Табл.8), що власні частоти коливань модельної оболонки більш як на порядок перевищують власні частоти повнорозмірної циліндричної оболонки.

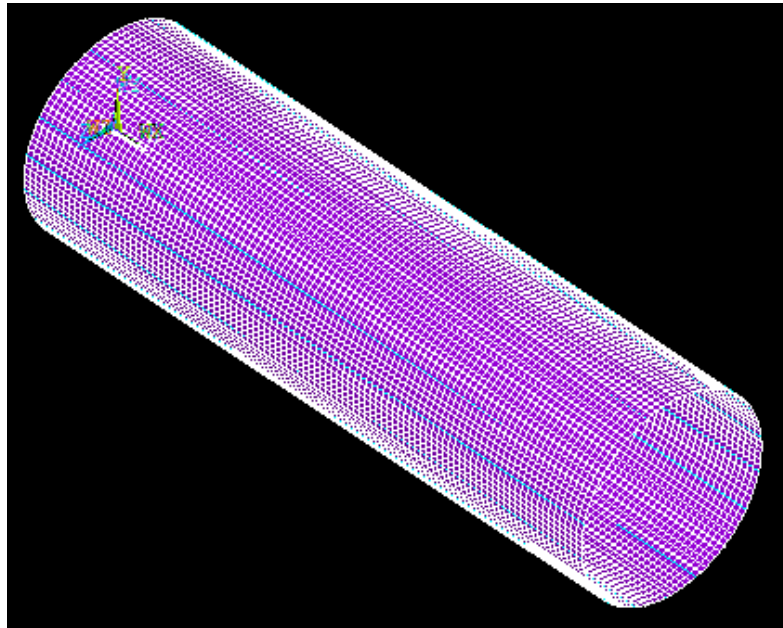


Рисунок 2.17. Скінченно – елементна афінно-подібна модель підсиленої оболонки [11]

Для зменшення власних частот коливань в модельну циліндричну оболонку помістили наповнювач із поліуретану.

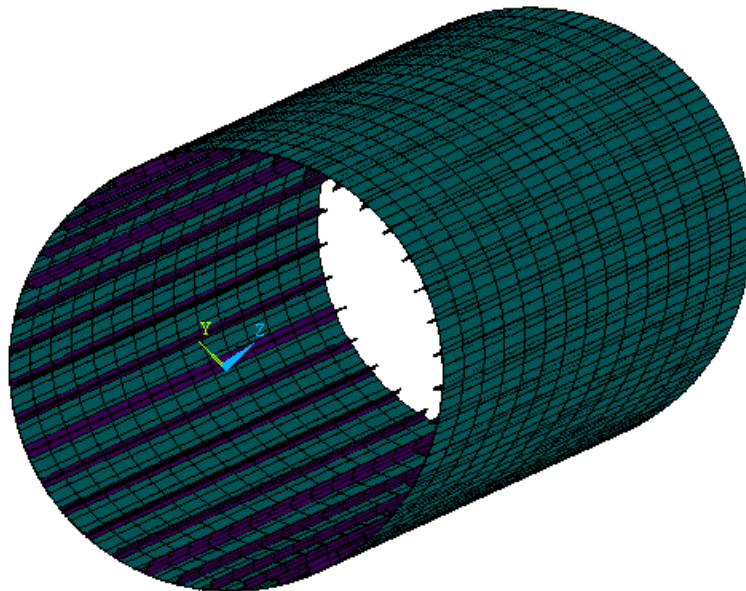


Рисунок 2.18. Скінченноелементна модель повнорозмірної циліндричної оболонки [4]

Таблиця 8.

Власні частоти (в Гц) модельної та повнорозмірної підсилених оболонок з урахуванням власної ваги [4]

№	Власна частота коливань повнорозмірної підкріпленої оболонки	Власна частота коливань підкріпленої моделі оболонки (без наповнювача)
1	14,2	153,7
2	14,2	153,7
3	14,9	162,1
4	14,9	162,1
5	16,5	-
6	16,5	-
7	19,9	-
8	20,2	-
9	20,2	-
10	20,7	-
11	24,9	-
12	24,9	-

Для дослідження впливу фізико-механічних характеристик наповнювача на частоти власних коливань, за допомогою МСЕ з використанням програмного забезпечення ANSYS було досліджено власні частоти коливань повнорозмірної циліндричної оболонки (Рис. 2.18) та модельної циліндричної оболонки (Рис. 2.17) з наповнювачем і без нього.

Для дослідження поведінки моделі циліндричної оболонки використовували наповнювачі із наступними фізико-механічними властивостями:

- тип а)  $\rho = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ ,  $E = 1,6 \text{ МПа}$ ;
- тип б)  $\rho = 1,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ ,  $E = 1,6 \text{ МПа}$ ;
- тип в)  $\rho = 2,0 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ ,  $E = 1,6 \text{ МПа}$ .

Як помітно з результатів моделювання МСЕ (Табл. 9) наповнювачі в 10 - 20 разів зменшують власні частоти коливань підсиленої моделі оболонки в

залежності від фізико-механічних характеристик. Використання наповнювача типу А дозволяє побудувати модель циліндричної оболонки з характеристиками власних частот наближеними до повнорозмірної оболонкової конструкції. Це є важливо для обґрунтування методик експериментальних досліджень вимушених і власних коливань і втомної міцності таких оболонок з використанням масштабних малорозмірних конструкцій.

Таблиця 9.

Власні частоти (в Гц) повнорозмірної та модельних підсилених оболонок з урахуванням власної ваги із наповнювачем та без нього

№ моди	Власна частота коливань повнорозмірної підкріпленої оболонки	Власна частота коливань підкріпленої моделі оболонки без наповнювача	Власна частота коливань підкріпленої оболонки з наповнювачем:		
			типу а	типу б	типу в
1	14,2	153.7	7.2	0.0	0.0
2	14,2	153.7	9.1	0.0	0.0
3	14,9	162.1	9.8	0.0	0.0
4	14,9	162.1	10.9	0.0	0.0
5	16,5	-	11.0	1.0	0.0
6	16,5	-	12.0	4.8	0.0
7	19,9	-	12.1	5.6	0.0
8	20,2	-	12.7	6.1	0.0
9	20,2	-	12.7	6.2	0.0
10	20,7	-	13.2	6.8	0.0
11	24.9	-	13.3	7.2	0.0
12	24.9	-	14.1	7.6	0.0

## 2.8. Висновки до розділу 2

1. Розроблено скінченно елементу модель першої ступені РН у вигляді підсиленої та гладкої циліндричних оболонок.

2. Розроблено аналітичну модель коливань циліндричної гладкої тонкостінної оболонки та визначено частоти власних коливань. Виявлено добру узгодженість аналітичних розв'язків із даними, що отримані МСЕ.

3. Визначено вплив підсилюючих елементів (стрингерів) на власні частоти циліндричної оболонки. Виявлено характер зміни частот власних коливань підсиленої оболонки в залежності від типу закріплення та зміни площі підсилюючих елементів.

4. За результатами модального аналізу МСЕ отримані значення власних частот підсиленої стрингерами тонкостінної модельної конструкції першої ступені ракети носія. Виявлено, що власні частоти модельної оболонки перевищують на декілька порядків значення власних коливань взятої за основу першої ступені РН.

5. Обґрунтовано методику переходу від повнорозмірної оболонки першої ступені РН до модельної оболонки першої ступені РН.

6. Для зменшення власних частот коливань модельної циліндричної оболонки до частот сумісних з повнорозмірною конструкцією першої ступені РН запропоновано заповнити внутрішній простір модельної оболонки наповнювачем. На основі моделювання МСЕ визначено фізико-механічні властивості і обґрунтовано використання в якості наповнювача поліуретану (питома густина  $\rho = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ , модуль Юнга  $E = 1,6 \text{ МПа}$ ).

## РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ФАКТОРІВ НА ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ МОДЕЛЬНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ ТА ОЦІНЮВАННЯ ЇЇ ДОГОВІЧНОСТІ

### 3.1. Опис установки

За основу при розробці моделі взято I ступінь ракети-носія, довжина якої становить 6300 мм, а діаметр 1800 мм, товщина стінки 1,5 мм. При розробці моделі застосовано афінну подібність – це узагальнений варіант геометричної подібності, при якому допускається нерівність масштабних коефіцієнтів вздовж окремих координат. Розміри моделі обирали також з урахуванням геометричних характеристик випробувальної установки. Довжина порожнинного циліндра становить 1500 мм, діаметр 400 мм. Товщину стінки циліндра 1,5 мм обирали з умов забезпечення необхідної жорсткості. У підсиленій моделі використовували стрингери з рівностороннього кутника 10x10x1,5 мм, які розміщували на внутрішній поверхні оболонки симетрично та з постійним кроком, зберігаючи тотожне відношення між площами підкріплених та вільних ділянок моделі та дійсного об'єкта. Стиковочні шпангоути у вигляді накладок товщиною 1,5 мм та шириною 100 мм наклеювали зсередини на краї оболонки.

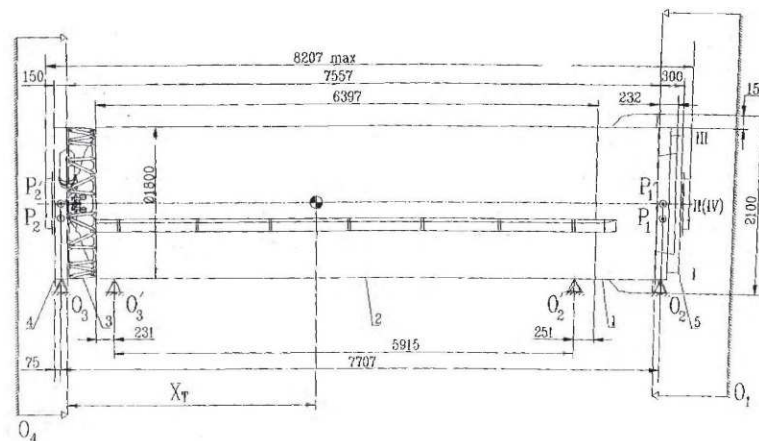


Рисунок 3.1 I ступінь РН при транспортуванні та зберіганні

Експериментальні дослідження коливань оболонки проводиться на випробувальній машині СТМ-100, технічні характеристики наведені у табл.10 Таблица 10. Загальний вигляд машини наведено на Рисунок 3.2рис. 3.2.

Таблиця 10.

Технічні характеристики серво-гідравлічної випробувальної машини  
СТМ-100

Найбільше статичне зусилля	100 кН
Найбільше зусилля циклічного навантаження	80 кН
Робоча частота циклічного навантаження	0,005...100 Гц
Максимальний тиск гідросистеми	27,5 МПа
Продуктивність гідростанції	12...22 л/хв
Споживана потужність електродвигуна	11 кВт
Хід робочого штока	0...100 мм
Діапазон давача переміщення плунжера	0...100 мм
Масштабування керуючого параметра	1:1; 2:1; 5:1

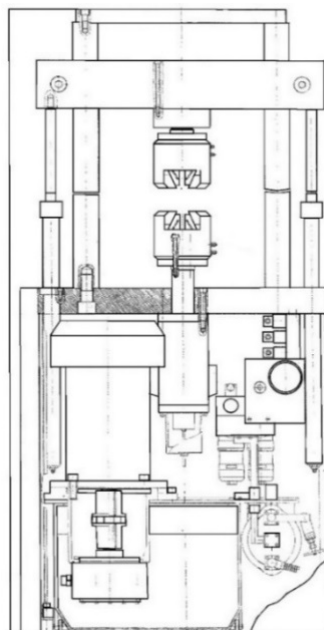


Рисунок 3.2. Загальний вигляд випробувальної машини STM-100



За допомогою даного комплексу можна керувати наступними параметрами: зусиллям (F), переміщенням штока (S) та деформаціями (E), що дає змогу реалізувати жорстке та м'яке навантаження із забезпеченням асиметрії циклу навантажування від  $R = -1 \dots +1$  і вибором однієї із трьох форм циклу: синусоїдної, лінійної чи прямокутної.

Також є можливість масштабувати керуючий параметр у діапазонах: 1:1; 2:1; 5:1 і автоматичну реєстрацію вимірювальних величин F, S, E в режимі реального часу у відповідний файл на ПК. Похибка величини задаючого каналу та похибка контрольованих величин не перевищує 1% від максимального значення встановленого масштабного діапазону.

Циклічний режим навантаження здійснюється в автоматичному режимі шляхом задання керуючої програми від персонального комп'ютера.

### 3.2. Опис конструкції платформи для розміщення оболонки

До штока випробувальної машини кріпиться платформа у вигляді просторової ферми (Рис. 3.3), на яку встановлюється експериментальна модель підсиленої циліндричної оболонки з розміщеними на ній необхідними давачами вимірювання напружень і переміщень. Оболонка закріплюється спеціальним затискним пристроєм, що імітує шарнірне закріплення контурів. Для зменшення інерційних зусиль і переміщень ферму виготовили з алюмінієвого кутника 10x10x1 мм.

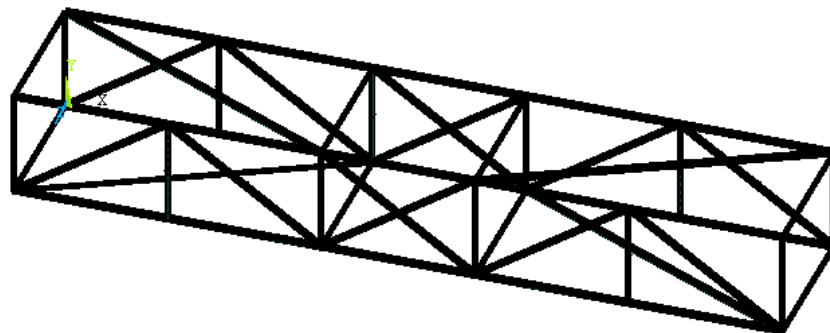


Рисунок 3.3. Просторова ферма для розміщення підсиленої циліндричної оболонки

### 3.3. Система вимірювання і запису експериментальних даних

Схема розташування зчитувачів на оболонці оболонки та схему обробки інформації зображено на рис. 3.4.

Вікно робочої програми наведено на рис. 3.5. Під час випробування є можливість виводити поточні результати на дисплей, призупиняти виконання програми та здійснювати запуск з точки зупинки, при необхідності вносити інші зміни. Після завершення дослідження можна графічно відтворити дані випробування із можливістю його масштабування [127].

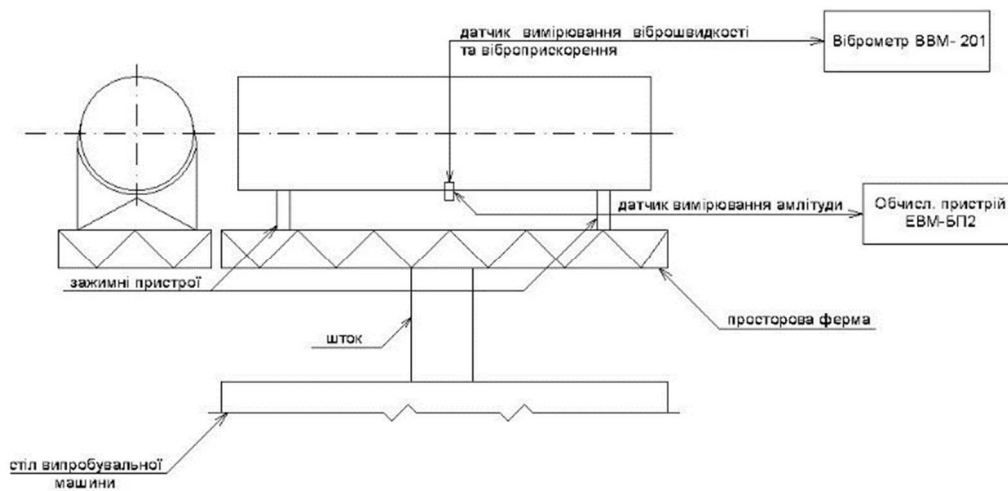


Рисунок 3.4. Схема кріплення моделі, запису параметрів навантаження та деформацій на випробувальній машині STM-100

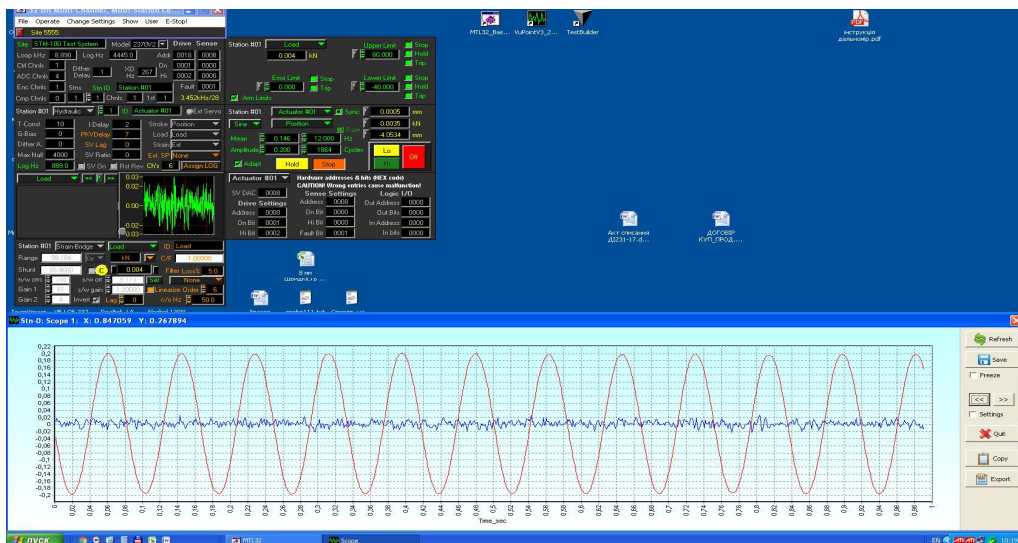


Рисунок 3.5. Вікно керуючої програми випробувальної машини STM-100

Для вимірювання параметрів коливань (віброприскорення та віброшвидкості) використано віброметр ВВМ-201(Рис. 3.4) - прилад з цифровою індикацією призначений для зняття показів широкому діапазоні частот від 0,2 Гц до 4000 Гц від працюючого обладнання, машин та інших об'єктів в лабораторних і виробничих умовах у різних галузях промисловості.

Віброметр ВВМ-201 комплектується п'єзоелектричним віброперетворювачем ДН-3-М1. Технічні характеристики віброметра наведено табл. 11.



а)



б)

Рисунок 3.6. Віброметр ВВМ-201: а)-загальний вигляд; б)- датчик вимірювання віброшвидкості та віброприскорення

Таблиця 11.

## Технічні характеристики віброметра ВВМ-201

Діапазон вимірювання середніх квадратичних значень:	
- Віброприскорення (в частотному діапазоні 0,2 ... 4000 Гц), м/с <sup>2</sup>	0,1...1000
- Віброшвидкості (в частотному діапазоні 0,2 ... 2800 Гц) мм/с	0,5...1000
Основні відносні похибки вимірювань, %:	
- Віброприскорення в діапазонах частот, Гц	0,2...10, 10...1000, 1000...4000
- Відповідно у %	(+/-)15, (+/-)10, (+/-)15
- Віброшвидкості в діапазонах частот, Гц	0,2...10, 10...1000, 1000...2800
- Відповідно у %	(+/-)15, (+/-)10, (+/-)15
Живлення приладу здійснюється від хімічних джерел струму (А332-12 ел.), номінальна напруга, В	8,3
Споживча потужність, мВА	180
Діапазон робочих температур, °С	10...+50
Маса віброметра, кг	1,7

Для вимірювання амплітуди використано електричний балансувальний віброметр ВВМ-БП2 (Рис. 3.7) призначений для вимірювання величини і фази неврівноваженості обертових частин двигунів і машин при їх балансуванні на стендах в цехових і лабораторних умовах. Принцип дії віброметра полягає в перетворенні механічних коливань досліджуваного об'єкта в пропорційні їм електричні сигнали. При цьому енергії, що розвивається датчиком, достатньо для відхилення стрілки мікроамперметра до кінця шкали.



а)



б)

Рисунок 3.7. Електричний балансувальний віброметр: а) – обчислювальний пристрій ЕВМ-БП-2 та датчик вимірювання амплітуди вимушених коливань - б)

Технічні характеристики віброметра ЕВМ-БП-2 наведено у табл.12.

Таблиця 12.

Технічні характеристики віброметра ЕВМ-БП-2

Кінцеві значення амплітуди діапазонів вимірювання віброзміщення	100 мкм; 300 мкм; 500 мкм
Віброміцність перетворювача індукційного вібровимірювального в робочому діапазоні частот	не більше 150 м/с <sup>2</sup>
Похибка вимірювання віброзміщення	не більше 10%.
Похибка визначення кутового положення неврівноваженості	не більше 5 °
Характеристики перетворювача:	
- резонансна частота	не більше 8 ± 1 Гц;
- коефіцієнт перетворення на частоті 40 Гц	не більше 180;
- відносний коефіцієнт поперечного перетворення	не більше 5%.

### 3.4. Експериментальне дослідження форми і частот вимушених коливань модельної циліндричної оболонки

Відповідно до проведених раніше розрахунків, встановлено, що для забезпечення значень частот власних коливань моделі в одному діапазоні з повнорозмірною підсиленою циліндричною оболонкою необхідно збільшити масу модельної оболонки до 30 кг шляхом наповнення поліуретаном. Експериментальним шляхом досліджено форми і частоти циліндричної модельної оболонки із наповнювачем та без нього.

Момент фіксації параметрів вимушених коливань підсиленої моделі оболонки без наповнювача зображено на рис. 3.8.

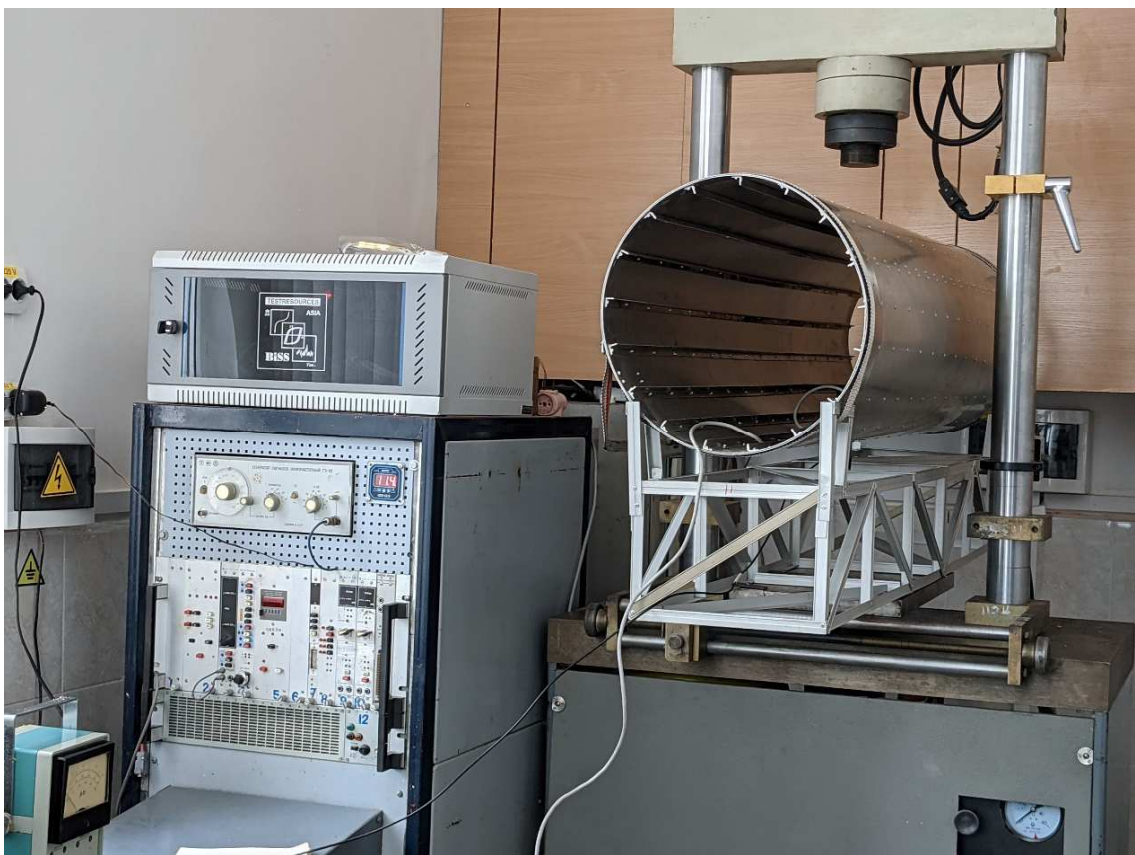


Рисунок 3.8. Експериментальна установка для дослідження параметрів коливань і втомної довговічності тонкостінних циліндричних оболонок при транспортуванні на базі випробувальної машини СТМ-100

Місця фактичного розміщення та способи кріплення датчиків вимірювання амплітуди та параметрів вимушених коливань наведено на рис. 3.9.



а) Спосіб кріплення датчика вимірювання амплітуди вимушених коливань



б) Спосіб кріплення датчика вимірювання віброшвидкості та віброприскорення вимушених коливань

Рисунок 3.9 Способи кріплення датчиків вимірювання амплітуди (а), віброшвидкості та віброприскорення вимушених коливань(б).

Частота зовнішнього навантаження при експериментальному дослідженні підсиленої ненаповненої та наповненої оболонки змінювалась від 10 Гц до 25 Гц. Амплітуда переміщення штоку машини була сталою  $S_a = \pm 0,2$  мм.

В результаті проведеного експерименту отримано графік залежності частоти вимушених коливань (Рис. 3.10.) та амплітуди підсиленої ненаповненої оболонки (Рис. 3.11) від частоти прикладання зовнішньої сили.

Виявлено, що із збільшенням частоти прикладеного навантаження від 10 до 20 Гц частота вимушених коливань підсиленої циліндричної оболонки збільшується прямо пропорційно від 0,5 Гц до 1,5 Гц. Максимальна амплітуда вимушених коливань підсиленої циліндричної оболонки обернено пропорційна

до частоти прикладеного навантаження і зменшується втричі при збільшенні частоти від 10 до 20 Гц.

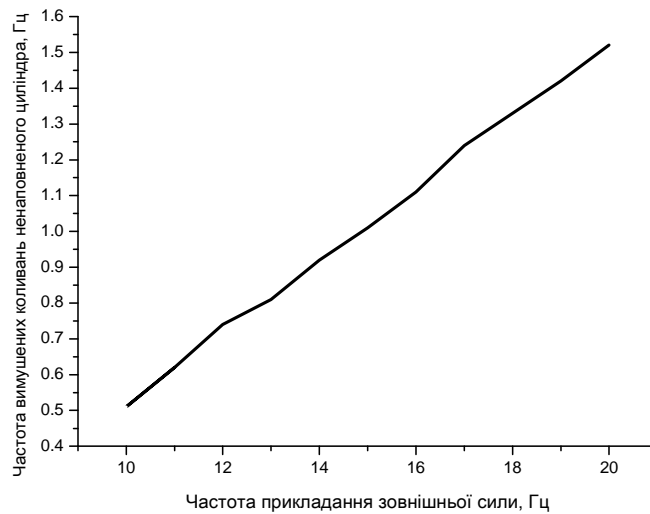


Рисунок 3.10. Залежність частоти вимушених коливань підсиленої моделі оболонки без наповнювача від частоти прикладання зовнішньої сили

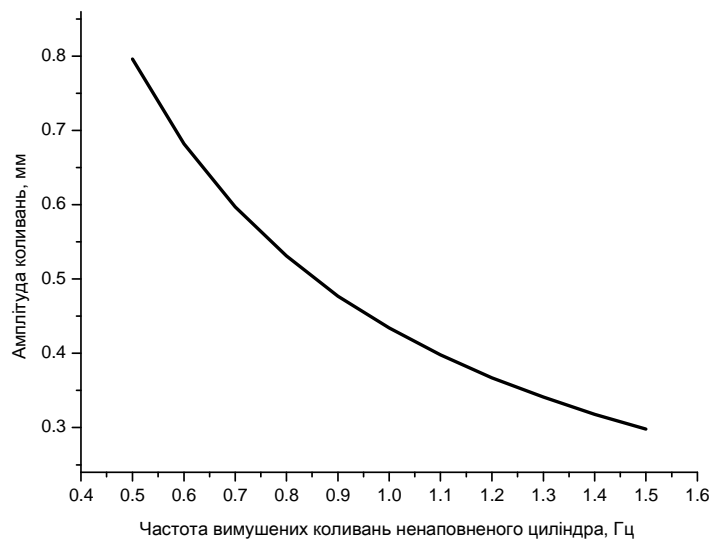


Рисунок 3.11. Залежність амплітуди підсиленої моделі оболонки без наповнювача в залежності від частоти вимушених коливань

Для експериментального дослідження наповненої моделі використали підсилену оболонку фактичної масою  $m = 27,4$  кг з наповнювачем типу А.



Додатково в торці досліджуваної оболонки поміщено накладки із ДСП для запобігання переміщення наповнювача під час експерименту. Загальний вигляд випробувального стенду під час експерименту з визначення параметрів вимушених коливань наповненої моделі підсиленої циліндричної оболонки зображено на рис. 3.12.



Рисунок 3.12. Загальний вигляд випробувальної установки при дослідженні вимушених коливань наповненої підсиленої моделі циліндричної оболонки

Місця розташування датчиків для зчитування параметрів вимушених коливань наповненої підсиленої моделі циліндричної оболонки повністю збігаються із місцем розташування в оболонці без наповнювача. Оскільки, при наявності наповнювача, за внутрішнього розміщення датчика вимірювання амплітуди можливе його пошкодження, то для фізичного збереження, датчик переміщено на зовнішню сторону досліджуваної оболонки. Розміщення датчиків наведено на рис. 3.13.



Рисунок 3.13. Кріплення датчиків вимірювання амплітуди та віброшвидкості і віброприскорення вимушених коливань моделі підсиленої оболонки з наповнювачем

Отримано залежність частоти підсиленої оболонки з наповнювачем від частоти прикладеного навантаження (Рис. 3.14) та залежність амплітуди підсиленої оболонки з наповнювачем від частоти вимушених коливань (Рис. 3.15). Під час експерименту частоту навантаження здійснювали із кроком, що дорівнює 2 Гц. При цьому, амплітуда переміщень штока була сталою і дорівнювала  $S_a = \pm 0,2$  мм.

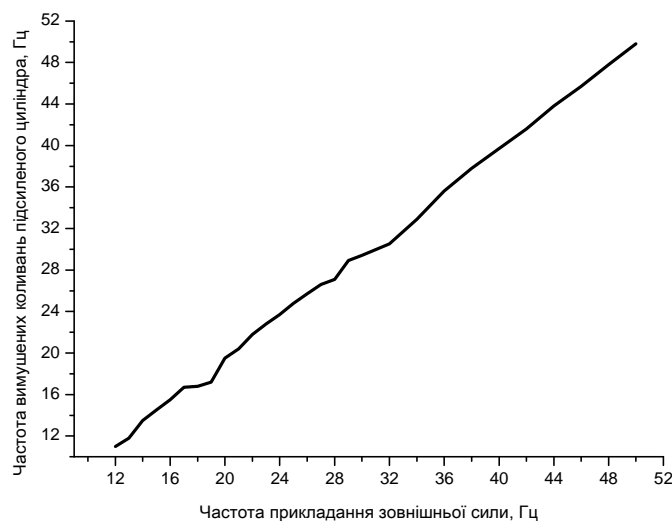


Рисунок 3.14. Залежність частоти вимушених наповненої моделі підсиленої оболонки від частоти прикладання зовнішньої сили

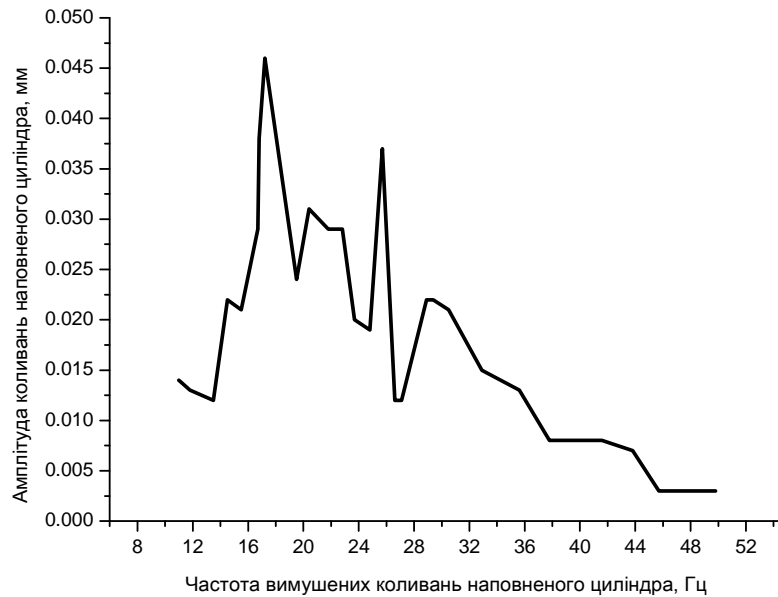


Рисунок 3.15. Залежність амплітуди моделі підсиленої оболонки з наповнювачем в залежності від частоти вимушених коливань

Спостерігається аналогічна із повнорозмірною підсиленою оболонкою залежність частоти вимушених коливань відносно зовнішнього навантаження. Виявлено, що амплітуда вимушених коливань наповненої оболонки обернено пропорційна до частоти прикладеного зовнішнього навантаження. При частоті 18 Гц та 26 Гц стрімко збільшується амплітуда коливань, що свідчить про виникнення резонансу.

### 3.5. Оцінювання довговічності модельної циліндричної оболонки

На основі отриманих з експерименту шляхом амплітудно-частотної залежності вимушених коливань (Рис. 3.15) визначені максимальні напруження в підсиленій модельній оболонці з наповнювачем в залежності від частоти її коливань (Рис. 3.16).

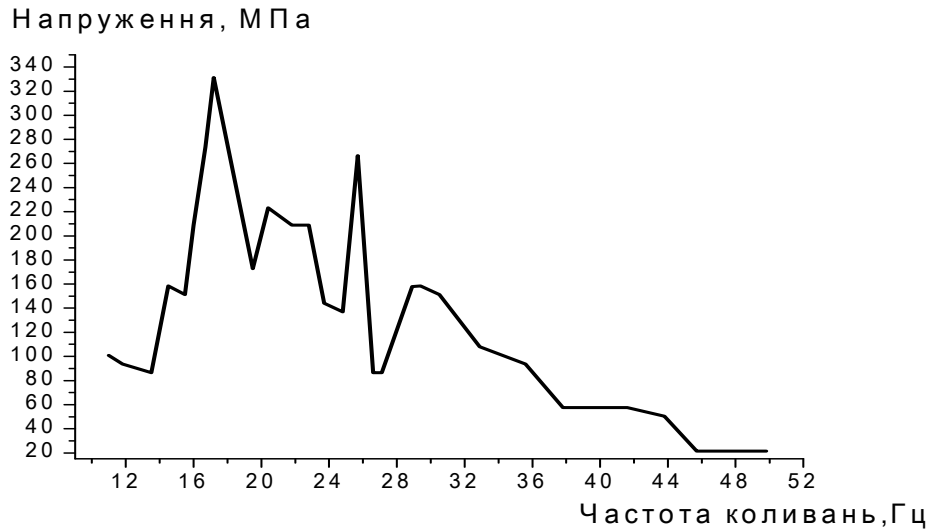


Рисунок 3.16. Залежність напружень від частоти коливань наповненої моделі

З використанням кривої втоми (Рис. 3.17) [101] для сплаву Д16АТ визначено кількість циклів до руйнування в залежності від частоти вимушених коливань наповненої підсиленої модельної оболонки при сталоамплітудному зовнішньому навантаженні (Рис. 3.18).

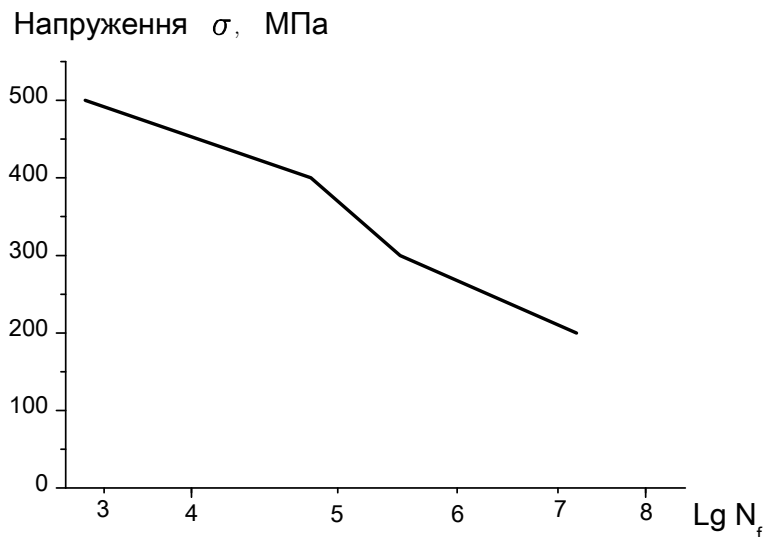


Рисунок 3.17. Крива втоми матеріалу Д16АТ при симетричному циклі навантаження [101]

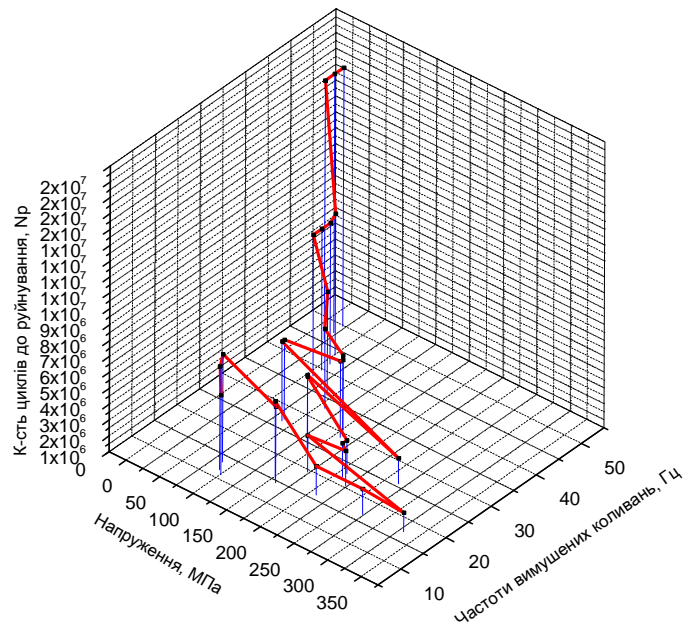


Рисунок 3.18. Залежність втомної витривалості матеріалу Д16АТ від напружень та частоти коливань наповненої моделі.

### 3.6. Висновки до розділу 3

1. Розроблено методику експериментальних досліджень вимушених коливань підсилених циліндричних оболонок та методику вимірювання, аналізу і статистичної обробки віброшвидкості, віброприскорення та амплітуди коливань, що виникають в модельній конструкції РН.

2. Спроектовано і виготовлено експериментальну модель першої ступені РН у вигляді підсиленої стрингерами та шпангоутами тонкостінної циліндричної оболонки, а також платформу для її кріплення і систему зчитування параметрів коливань при випробуванні на базі серво-гідравлічної випробувальної машини СТМ-100. Розміри модельної оболонки обирали з урахуванням технічних характеристик випробувального обладнання. Довжина модельного циліндра становить 1500 мм, діаметр 400 мм. Товщину стінки циліндра 1,5 мм обирали з умов забезпечення необхідної жорсткості. У

підсиленій моделі використовували стрингери з рівностороннього кутника які розміщували на внутрішній поверхні оболонки симетрично із сталим кроком.

3. На основі отриманої експериментальної амплітудно-частотної залежності вимушених коливань визначені максимальні нормальні напруження в підсиленій модельній оболонці з наповнювачем.

4. З використанням кривої втоми для сплаву Д16АТ та частотної залежності максимальних напружень визначено кількість циклів до руйнування з урахуванням частоти вимушених коливань підсиленої модельної оболонки з наповнювачем при сталоамплітудному зовнішньому навантаженні.

## РОЗДІЛ 4. ОЦІНКА ВЛИВУ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ НА НДС ПОВНОРОЗМІРНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ

### 4.1. Методика скінченноелементного моделювання НДС матеріалу повнорозмірної підсиленої оболонки

Для визначення впливу власних коливань на НДС матеріалу повнорозмірної підсиленої оболонки використовували програмний комплекс ANSYS APDL, який базується на використанні МСЕ. Попередньо, для визначення частот і форм (мод) власних коливань конструкцій проведено їх модальних аналіз.

При моделюванні оболонки та стрингерів застосовували матеріал Д16АТ із наступними механічними властивостями: модуль Юнга  $E = 7.2 \times 10^5$  МПа; коефіцієнт Пуассона  $\nu = 0,3$ ;  $\rho = 2,7 \cdot 10^4$  Н/м<sup>3</sup>. Гравітаційне прискорення приймали рівним  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>.

При створенні оболонки скінченноелементної моделі циліндра використовували елемент SHELL181, що застосовується для розрахунку оболонкових конструкцій з малою або помірною товщиною. Елемент характеризується шістьма ступенями свободи в кожному із чотирьох вузлів: переміщення у напрямку осей X, Y і Z і повороти навколо осей X, Y і Z. Елемент може застосовуватись у лінійних і нелінійних задачах.

Стрингери моделювали використовуючи лінійний двох вузловий просторовий балковий елемент BEAM 188, з шістьма ступенями свободи у кожному вузлі: переміщення у напрямку осей X, Y і Z і повороти навколо вказаних осей. Даний елемент придатний для лінійних, а також нелінійних задач з великими поворотами і (або) великими деформаціями.

## 4.2. Виявлення найбільш навантажених ділянок

Проведено розрахунок нормальних і дотичних напружень для значного діапазону частот. Результати оцінки впливу частоти власних коливань підсиленого циліндра на величину нормальних  $\sigma_y$  та дотичних напружень  $\tau_{xy}$ , подано на рис. 4.1-4.2 відповідно. Зазначені види напружень наведені з огляду на їх максимальне значення.

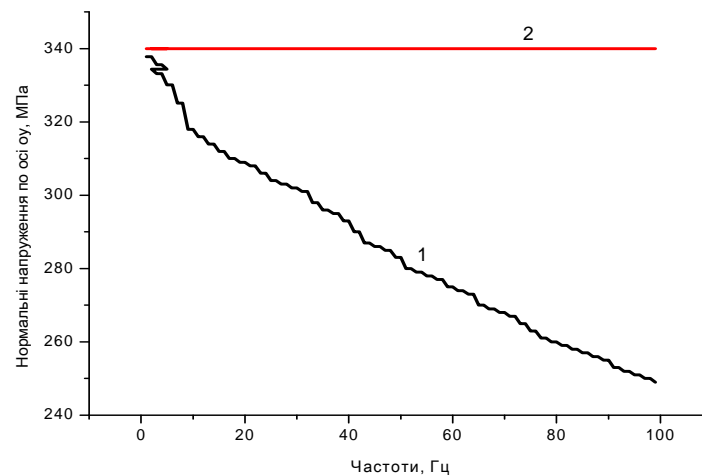


Рисунок 4.1. Залежність величини нормальних напружень від власних частот коливання підсиленої циліндричної оболонки при вертикальних прискореннях  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ : 1 – напруження, що виникають в конструкції  $\sigma_y$ , МПа; 2 – границя текучості  $\sigma_T$ , МПа.



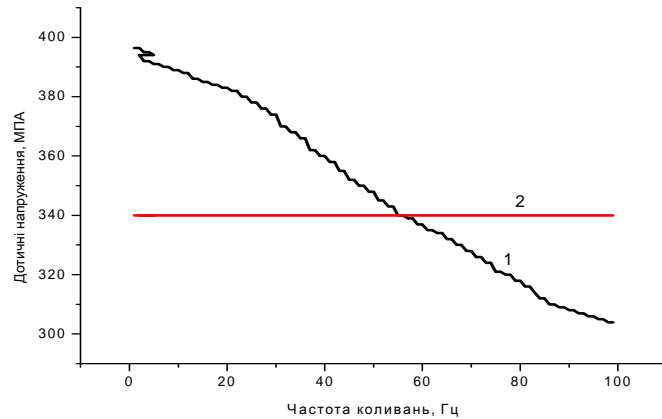
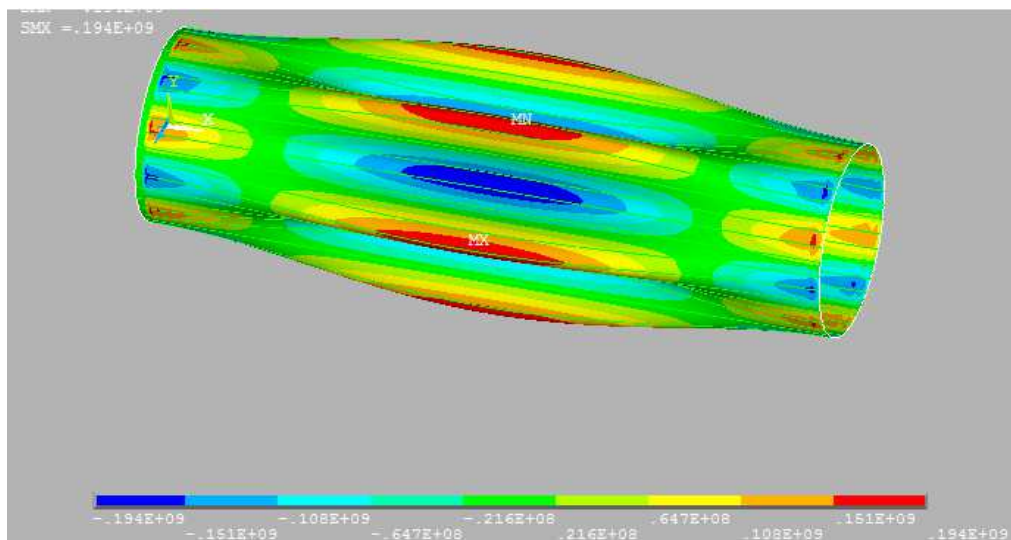


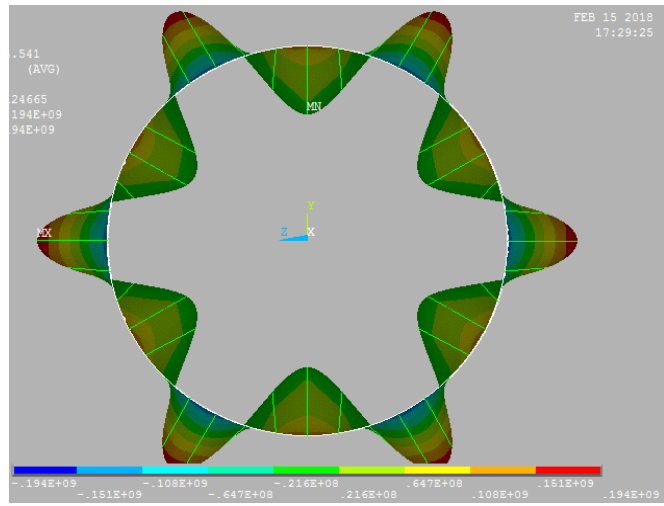
Рисунок 4.2. Залежність величини дотичних напружень від власних частот коливання підсиленої циліндричної оболонки при вертикальних прискореннях  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ : 1 – напруження, що виникають в конструкції  $\tau_{xy}$ , МПа; 2 – границя текучості  $\sigma_T$ , МПа

В обох випадках характер зміни напружень є криволінійним та обернено пропорційним до частоти власних коливань підсиленої циліндричної оболонки. Проте, на відміну від величини нормальних напружень  $\sigma_y$ , визначенні значення дотичних напружень  $\tau_{xy}$  перевищують границю текучості матеріалу Д16АТ.

Розподіл напружень при частоті власних коливань 14,2 Гц наведено на рис. 4.3-4.8. Нормальні напруження наведено на рис. 4.3-4.5.

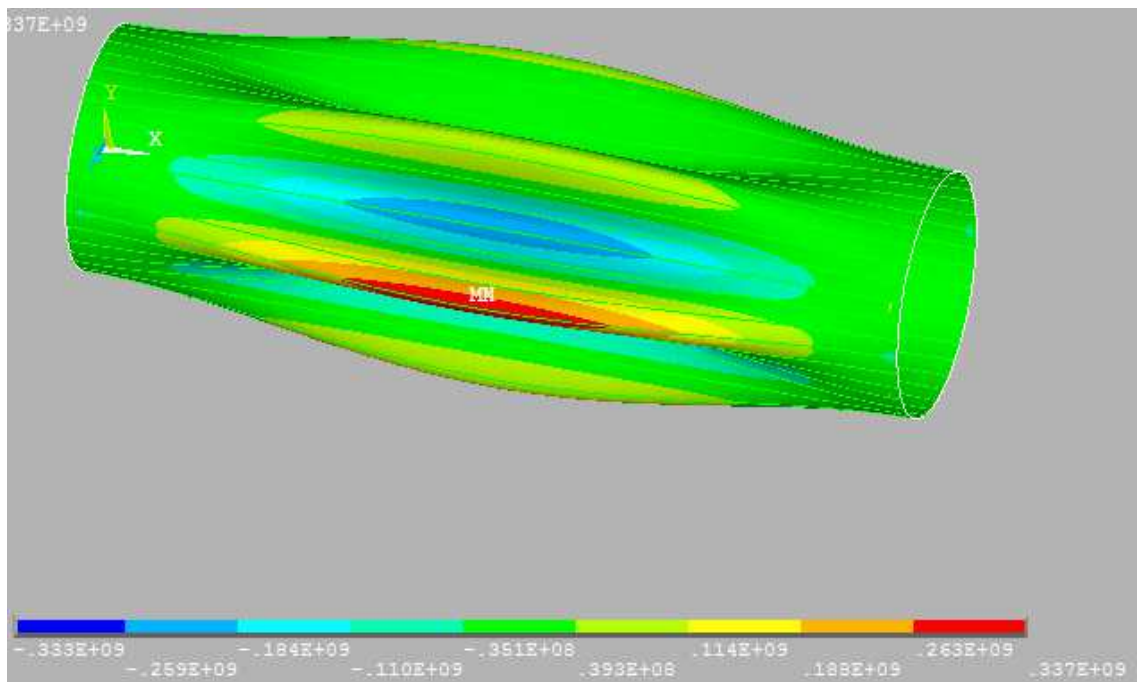


а)

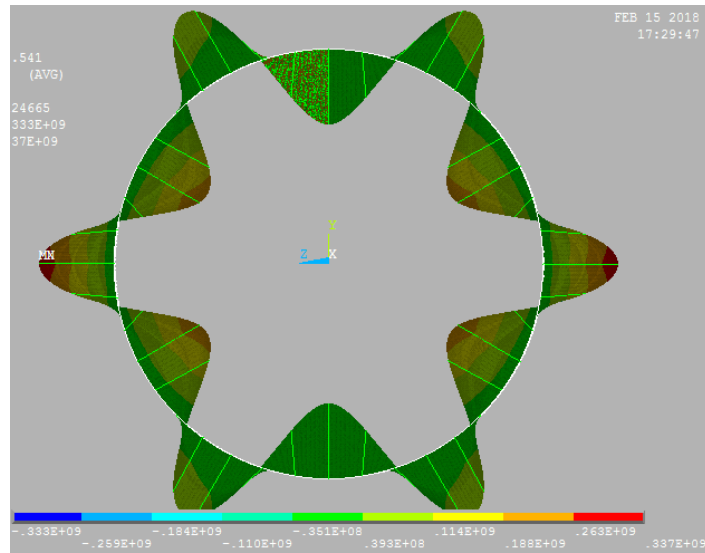


б)

Рисунок 4.3 Розподіл нормальних напружень  $\sigma_x$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки

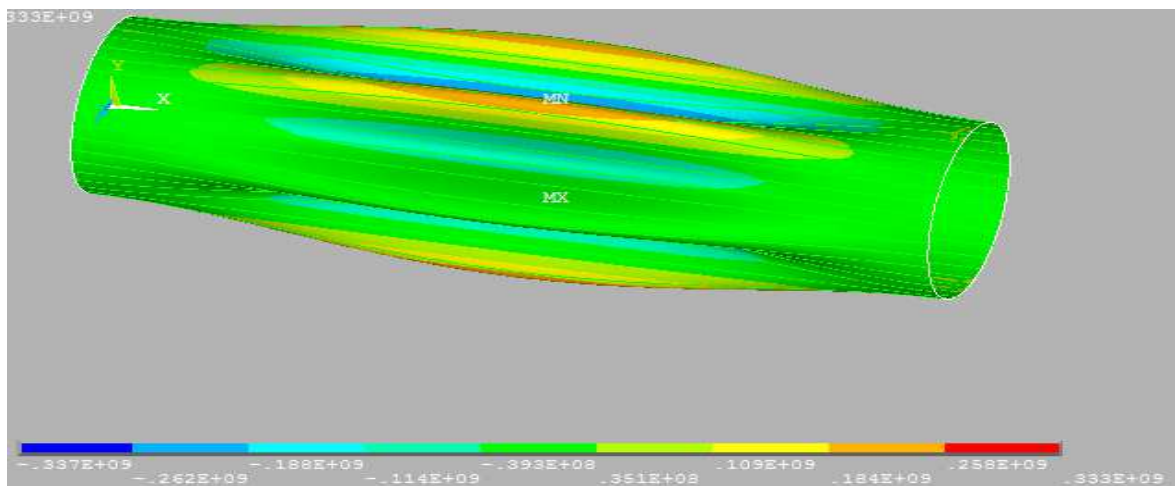


а)

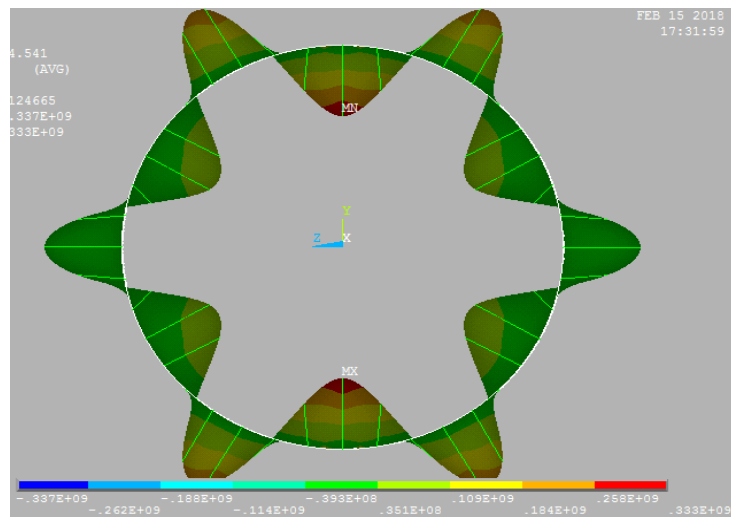


б)

Рисунок 4.4 Розподіл нормальних напружень  $\sigma_y$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки



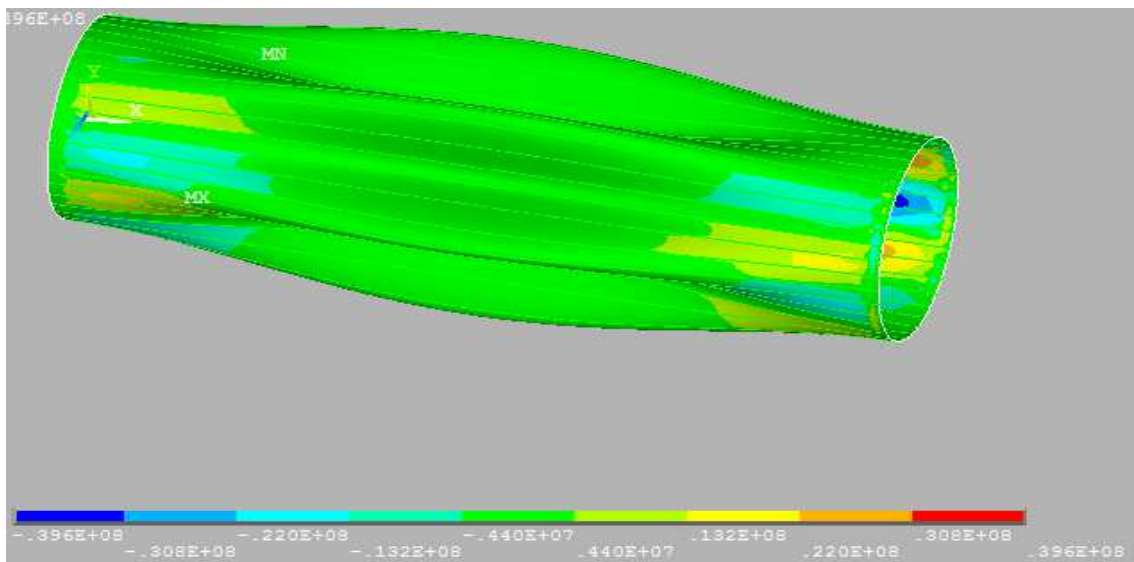
а)



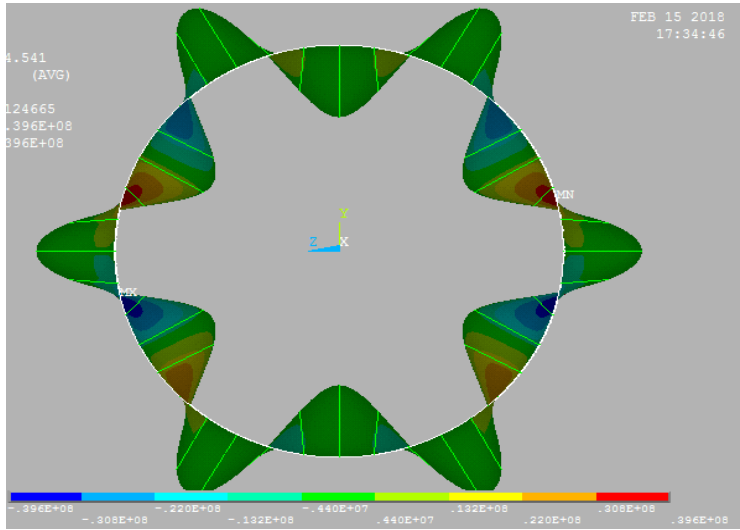
б)

Рисунок 4.5 Розподіл нормальних  $\sigma_z$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки

Як помітно з рис. 4.3-4.5 максимальні напруження знаходяться на вершинах поперечних та поздовжніх хвиль.

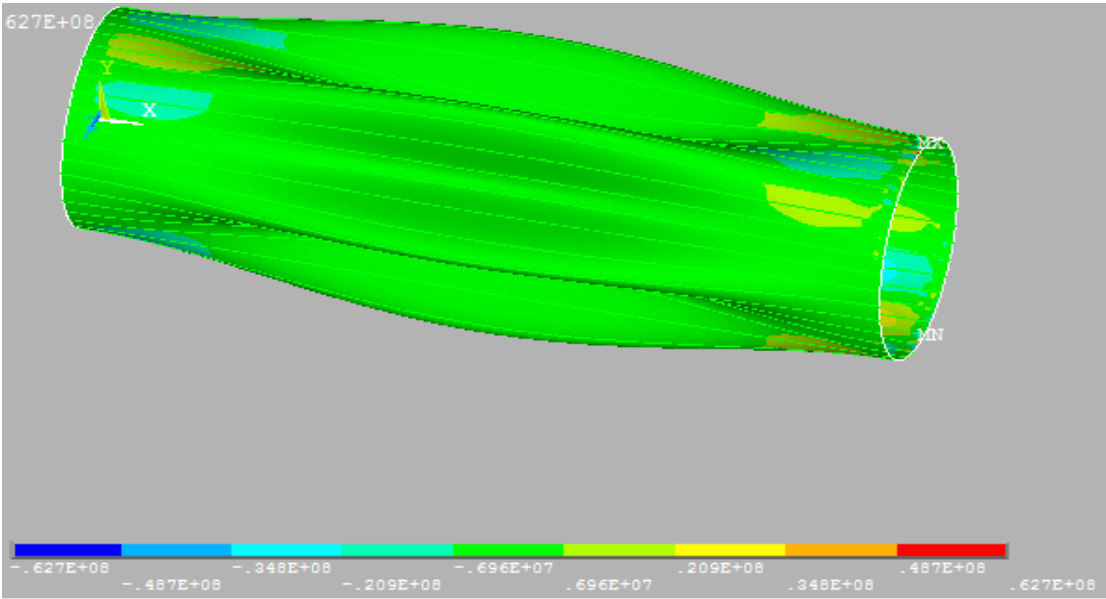


а)

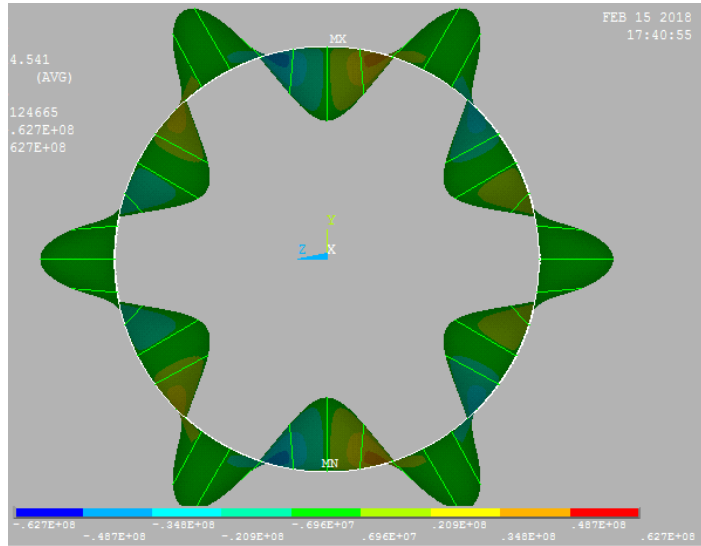


б)

Рисунок 4.6 Розподіл дотичних напружень  $\tau_{xy}$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки

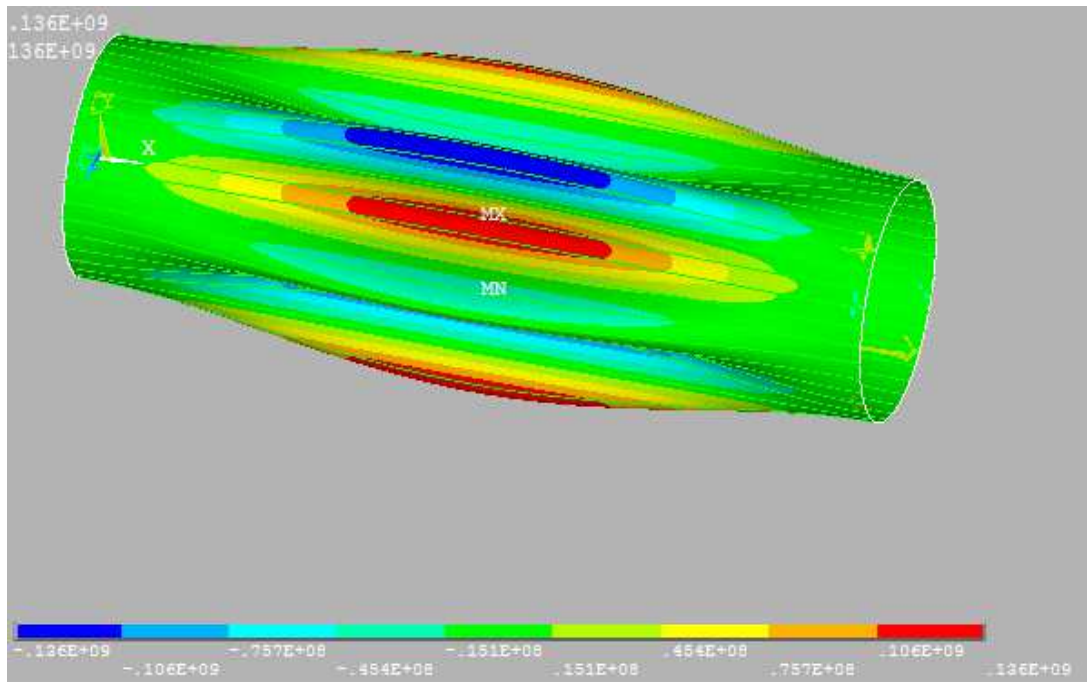


а)

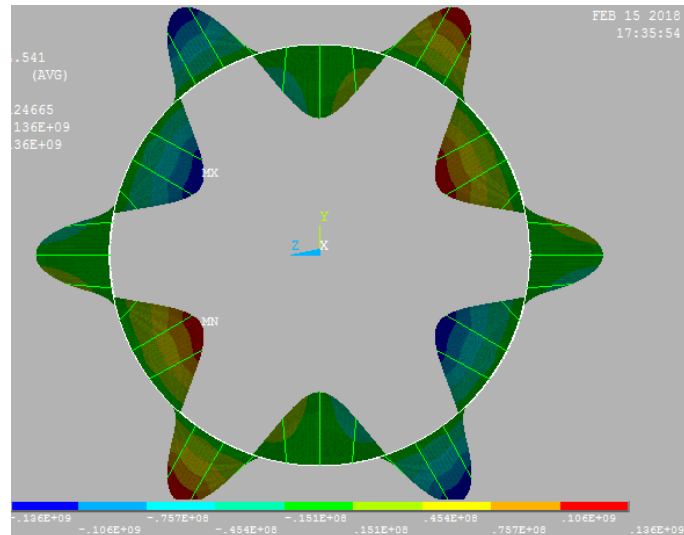


б)

Рисунок 4.7 Розподіл дотичних напружень  $\tau_{xz}$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки



а)

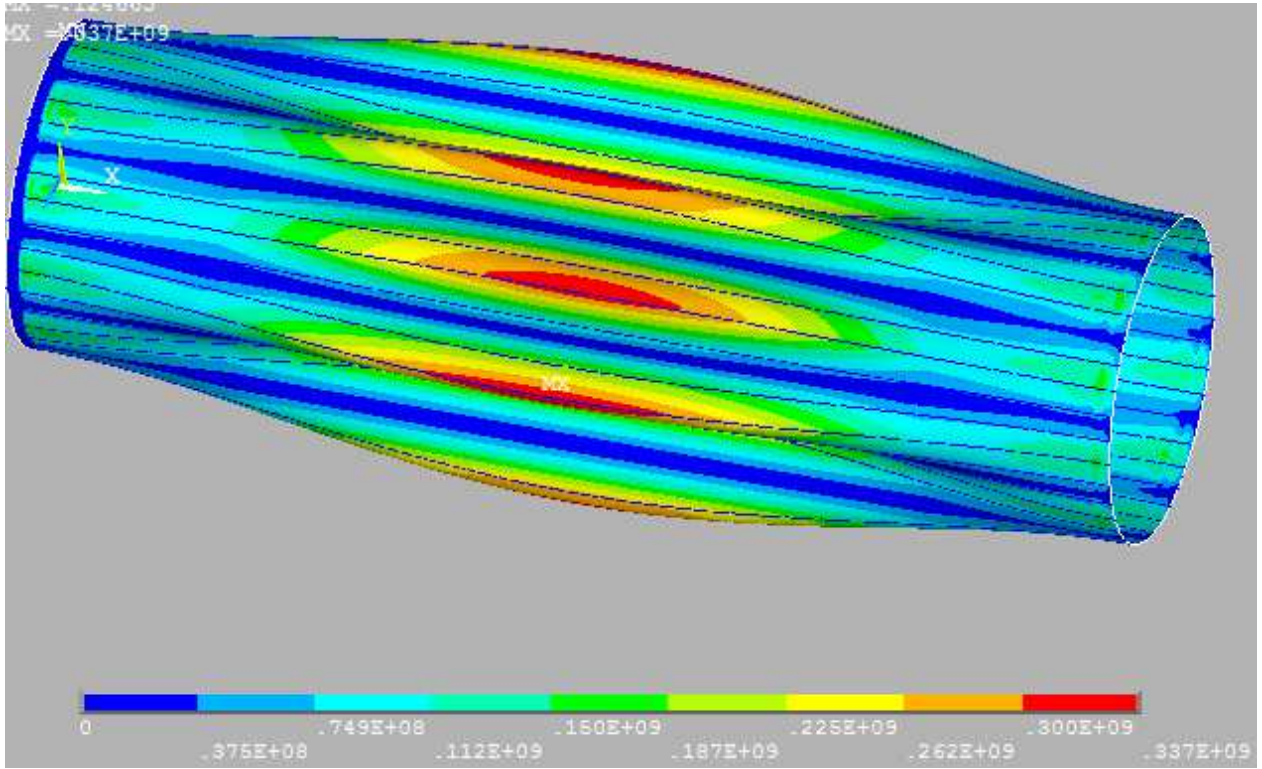


б)

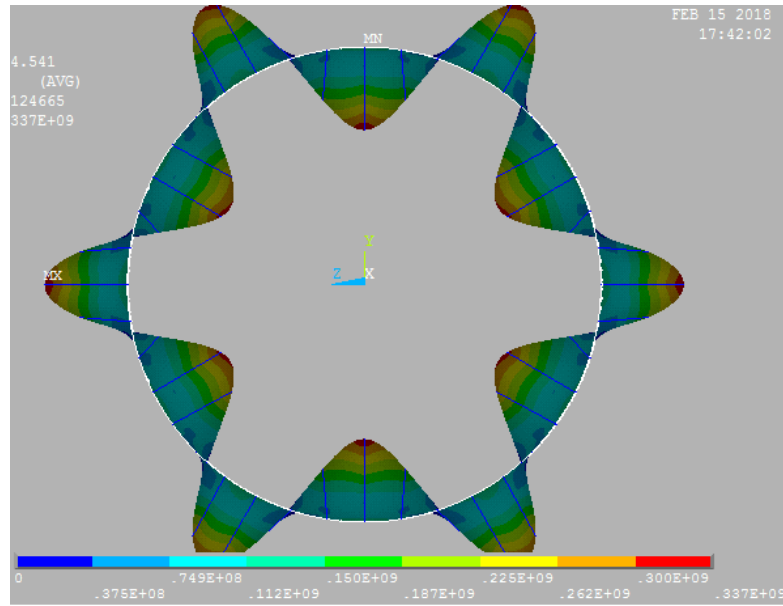
Рисунок 4.8 Розподіл дотичних напружень  $\tau_{YZ}$ , а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки

На відміну від нормальних напружень (Рис. 4.3 - 4.5), та дотичних напружень  $\tau_{YZ}$  (Рис. 4.8) місцями концентрації дотичних напружень (Рис. 4.6 - 4.7), є місця зміни напрямку переміщень хвиль.

Інтенсивність напружень при першій моді власних коливань наведено на рис. 4.9.

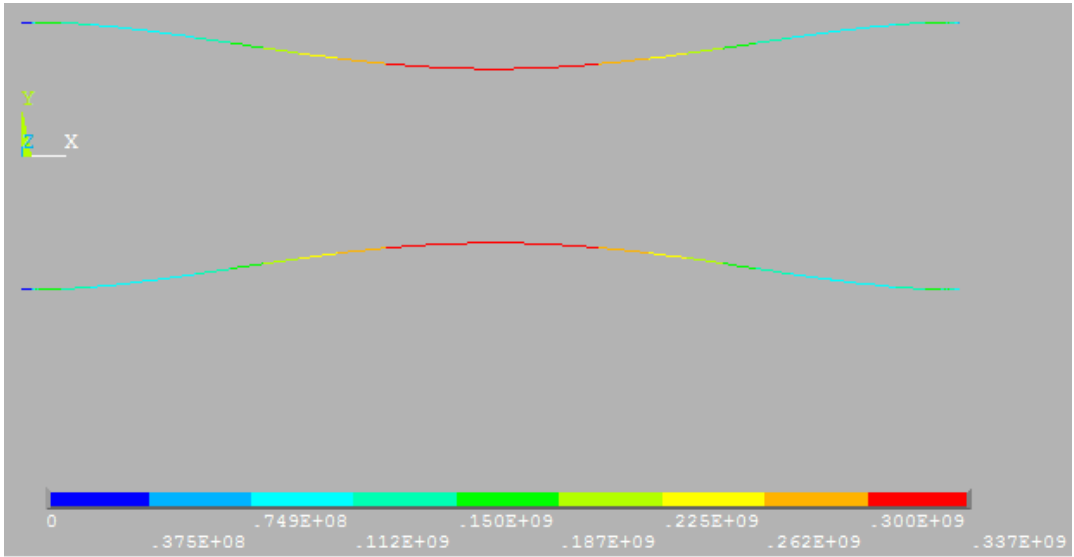


a)

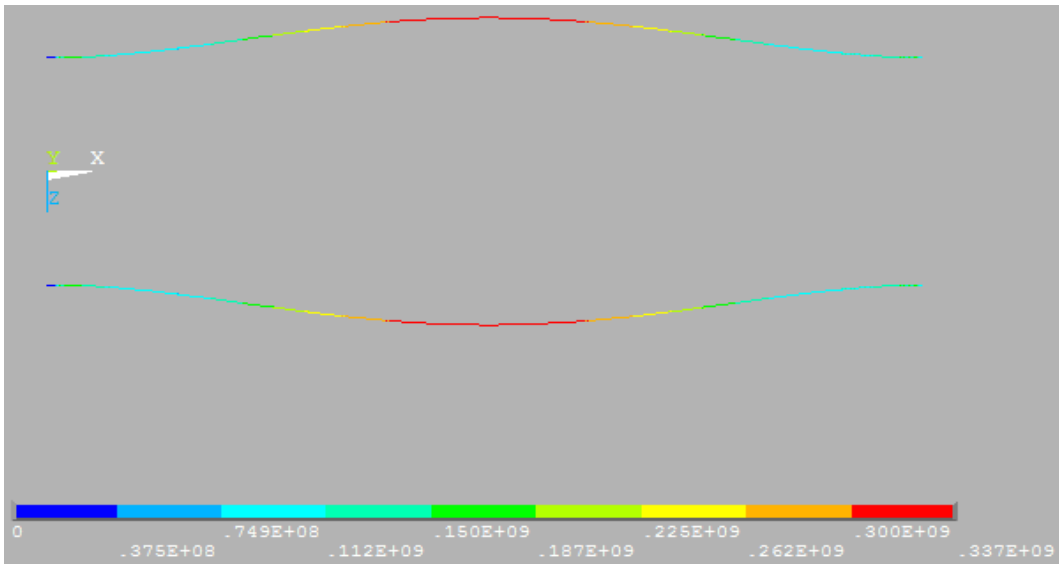


б)

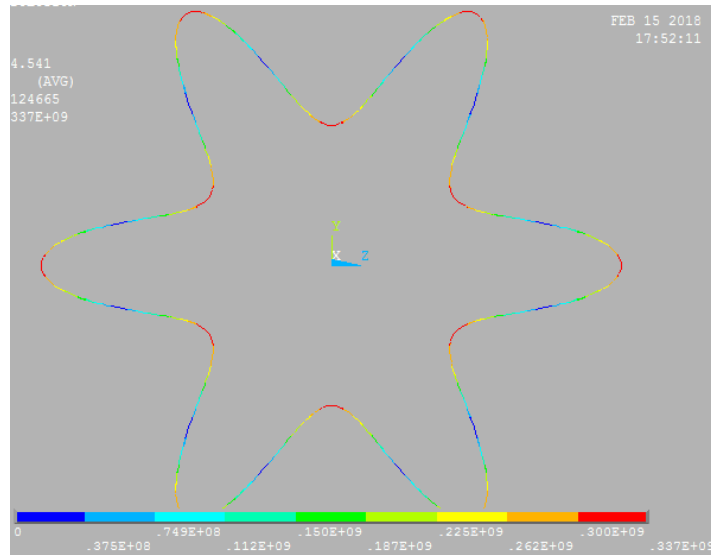




В)



Г)



д)

Рисунок 4.9 Інтенсивність напружень в підсиленій циліндричній оболонці а) вигляд збоку б) поперечний переріз оболонки в),г) поздовжня хвиля д) поперечна хвиля

Таблиця 13.

Максимальні значення напружень в тонкостінній підсиленій циліндричній оболонці при коливаннях з частотою в 14,2 Гц по I моді

Параметр	Значення
$\sigma_x$ , МПа	194
$\sigma_y$ , МПа	338
$\sigma_z$ , МПа	333
$\tau_{xy}$ , МПа	396
$\tau_{yz}$ , МПа	136
$\tau_{xz}$ , МПа	63

### 4.3. Висновки до розділу 4

1. З використанням програмного комплексу ANSYS досліджено вплив власних коливань на НДС повнорозмірної підсиленої циліндричної тонкостінної оболонки. Тонкостінну оболонку циліндра моделювали використовуючи елемент SHELL181. Для моделювання стрингері використали лінійний двохвузловий просторовий балковий елемент BEAM 188.

2. На основі модального аналізу визначені частоти і форми (моди) власних коливань повнорозмірної підсиленої циліндричної тонкостінної оболонки.

3. Досліджено, що характер зміни напружень є криволінійним та обернено пропорційним до частоти власних коливань підсиленої циліндричної оболонки. Проте, на відміну від нормальних напружень  $\sigma_y$ , значення дотичних напружень  $\tau_{xy}$  перевищують границю текучості сплаву Д16АТ.

4. Виявлено, що місцями концентрацій напружень  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  є вершини поперечних та поздовжніх хвиль. На відміну від напружень  $\tau_{xz}$  місцями концентрації дотичних напружень  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$  є ділянки зміни напрямку переміщень хвиль.

5. Визначено максимальні напруження в тонкостінній підсиленій циліндричній оболонці при її коливаннях з частотою 14,2 Гц:  $\sigma_x = 194$  МПа;  $\sigma_y = 338$  МПа;  $\sigma_z = 333$  МПа;  $\tau_{xy} = 396$  МПа;  $\tau_{yz} = 136$  МПа;  $\tau_{xz} = 63$  МПа.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Вирішена важлива наукова задача підвищення надійності довгомірних циліндричних оболонок при транспортуванні шляхом виявлення основних закономірностей впливу конструктивних особливостей на напружено – деформований стан і власні частоти модельної підсиленої оболонки. Основні наукові результати зводяться до наступного:

1. Проведено аналіз літературних даних стосовно оцінки навантаженості довгомірних тонкостінних оболонок під-час транспортування наземним, водним транспортом, в т.ч. авіацією. Проаналізовано існуючі методики експериментального дослідження прискорень, вимірювання та статистичної обробки. Встановлено, що для забезпечення цілісності РН при транспортуванні повітряними суднами необхідно дослідити спектр навантажень при транспортуванні, форми і частоти власних коливань аналітичним і числовим методом з урахуванням впливу геометричних розмірів, способу закріплення, а також підсилення оболонок. Визначено критерії допустимої втомної довговічності елементів конструкції РН. Визначено поріг напружень для алюмінієвого сплаву Д16АТ.

2. Розроблено скінченно елементу модель першої ступені РН у вигляді підсиленої та гладкої циліндричних оболонок. За результатами модального аналізу МСЕ отримано власні частоти та форми коливань гладкої оболонки – моделі першої ступені ракети-носія. Визначено вплив підсилюючих елементів(стрингерів) на власні частоти циліндричної оболонки. Встановлено характер зміни частот власних коливань підсиленої оболонки в залежності від типу закріплення та зміни площі підсилюючих елементів. Виявлено, що із збільшенням площі поперечного перерізу стрингерів спостерігається зниження частот власних коливань підсиленого циліндра. Зокрема із збільшення площі поперечного перерізу на ділянці перших 40 мод зменшуються приблизно на 5 Гц. При подальшому розгляді на проміжку від 41 до 100 моди різниця зростає до 15 Гц.

3. Розроблено математичну модель циліндричної тонкостінної гладкої оболонки, на основі якої визначено частоти власних коливань непідсиленої циліндричної оболонки. Показано добру узгодженість результатів аналітичного і чисельного розрахунків власних частот коливань оболонки.

4. Розроблено оригінальну методику переходу від повнорозмірної оболонки першої ступені РН до модельної оболонки першої ступені РН. За результатами модального аналізу модельної оболонки отримані значення власних частот циліндричної підсиленої стрингерами тонкостінної модельної конструкції першої ступені ракети носія. Виявлено, що власні частоти модельної конструкції перевищують на декілька порядків значення власних коливань взятої за основу першої ступені РН.

5. Розроблено методологію експериментальних досліджень вимушених коливань підсиленої стрингерами циліндричної оболонки на базі сервогідравлічної випробувальної машини СТМ-100. На основі застосування афінної подібності спроектовано і виготовлено експериментальну модель першої ступені РН у вигляді підсиленої стрингерами та шпангоутами оболонки, а також платформу для її кріплення і систему зчитування параметрів коливань при випробуванні на базі серво-гідравлічної випробувальної машини СТМ-100. Довжина модельного циліндра становить 1500 мм, діаметр 400 мм. Товщину стінки циліндра 1,5 мм обирали з умов забезпечення необхідної жорсткості. У підсиленій моделі використовували стрингери з рівностороннього кутника які розміщували на внутрішній поверхні оболонки симетрично із сталим кроком, зберігаючи тотожне відношення між площами підкріплених та вільних ділянок моделі та оригінальної конструкції першої ступні РН.

6. Для зменшення значень частот власних коливань моделі до частот повнорозмірної оболонки запропоновано використовувати поліуретановий наповнювач із наступними фізико-механічними властивостями  $\rho = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ ,  $E = 1,6 \text{ МПа}$ . Експериментальним шляхом досліджено параметри та амплітуду вимушених коливань підсиленої модельної оболонки з наповнювачем та без

нього. На основі отриманих експериментальних даних визначені граничні напруження підсиленої масштабної оболонки з наповнювачем. З використанням кривої втоми для сплаву Д16АТ визначену кількість циклів до руйнування в залежності від частоти вимушених коливань наповненої підсиленої модельної оболонки при сталоамплітудному зовнішньому навантаженні.

7. Чисельним методом з використанням програмного комплексу ANSYS досліджено НДС повнорозмірної підсиленої оболонки для великого числа мод при дії транспортних навантажень. Тонкостінну оболонку циліндра моделювали використовуючи елемент SHELL181. Стрингери моделювали використовуючи лінійний двох вузловий просторовий балковий елемент BEAM 188. Встановлено, що характер зміни напружень є криволінійним та обернено пропорційним до частоти власних коливань підсиленої циліндричної оболонки. Проте, на відміну від величини нормальних напружень  $\sigma_y$ , визначенні значення дотичних напружень  $\tau_{xy}$  перевищують границю текучості матеріалу Д16АТ.

Виявлено, що місцями концентрацій напружень  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  є вершини поперечних та поздовжніх хвиль. Місцями концентрації дотичних напружень  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$  є місця зміни напрямку переміщень хвиль, на відміну від напружень  $\tau_{xz}$ .

Визначено, що максимальні значення напружень в тонкостінній підсиленій циліндричній оболонці при коливаннях з частотою 14,2 Гц:  $\sigma_x=194$  МПа;  $\sigma_y=338$  МПа;  $\sigma_z=333$  МПа;  $\tau_{xy}=396$  МПа;  $\tau_{yz}=136$  МПа;  $\tau_{xz}=63$  МПа.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. Analysis of natural frequencies and shapes of stringer-stiffened cylindrical shells // *Sci. J. Ternopil Natl. Tech. Univ.* 2016. Vol 83, № 3. P 7–15.
2. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. The impact of cross-sectional area of corroborant elements on the eigenfrequencies of amplified cylindrical shell // *Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів.* 2016. С. 70–71.
3. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. Comparative analysis of frequencies of strengthened and not strengthened cylindrical shells // *Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів.* 2016. С. 72–73.
4. Ясній П.В., Пиндус Ю.І., Гудь М.І. Методологія експериментального дослідження впливу спектру навантаження на поведінку і втомне пошкодження під час транспортування ракети носія // *Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування.* 2017. С. 167–169.
5. Ясній П.В., Михайлишин М.С., Гудь М.І. Вплив конструктивних особливостей на власні частоти коливань підсиленої циліндричної оболонки // *Праці V Міжнародної науково-технічної конференції „Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування“.* ТНТУ, 2017. С. 220–221.
6. Yasniy P. V et al. Numerical Analysis of Natural Vibrations of Cylindrical Shells Made of Aluminum Alloy // *Mater. Sci.* 2020. Vol 55, № 4. P 502–508.
7. Михайлишин М.С. et al. Аналітичний розрахунок гладкої циліндричної

- оболонки // Праці VI Міжнародної науково-технічної конференції „Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування“. ТНТУ, 2019. С. 194–197.
8. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. Methodology for the experimental research of reinforced cylindrical shell forced oscillations // Sci. J. Ternopil Natl. Tech. Univ. 2017. Vol 2, № 86. P 7–13.
  9. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. Experimental study of forced oscillations affinity-shaped reinforced thin-walled cylinder model // Вісник Тернопільського національного технічного університету. ТНТУ, 2020. Вип. 14, № 100. С. 127–134.
  10. Гудь М.І., Ясній П.В., Пиндус Ю.. Порівняльний аналіз частот власних коливань підкріпленої тонкостінної циліндричної оболонки та її афінно-подібної моделі. 2018. 39 р.
  11. Ясній П.В., Пиндус Ю.І., Гудь М. Вплив фізико-механічних характеристик наповнювача на частоти власних коливань циліндричної моделі підсиленої оболонки // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій “до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам’яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті). ТНТУ, 2018. С. 75–76.
  12. Ясній П.В., Пиндус Ю.І., Гудь М.І. Аналіз напружено-деформованого стану підсиленої циліндричної оболонки при вільних поперечних коливаннях // Prospect. Dev. Oil Gas Fields. 2020. № 4 (77). С. 41–49.
  13. Timoshenko S., Young D.H., Weaver W. Vibration problems in engineering. New York: Wiley, 1974.
  14. Timoshenko S.P. On the transverse vibrations of bars of uniform cross-section // Phil. Mag. 1922. Vol 43.
  15. Timoshenko S.P. On the correction for shear of the differential equation for



- transverse vibrations of prismatic bars // *Phil. Mag.* 1921. Vol 41.
16. Bardell N.S., Dunsdon J.M., Langley R.S. On the free vibration of completely free, open, cylindrically curved, isotropic shell panels // *J Sound Vib.* 1997. Vol 207.
  17. Bardell N.S., Dunsdon J.M., Langley R.S. Free vibration of thin, isotropic, open conical panels // *J Sound Vib.* 1998. Vol 217.
  18. Zhao X., Liew K.M., Ng T.Y. Vibration analysis of laminated composite cylindrical panels via a meshfree approach // *Int J solids Struct.* 2003. Vol 40.
  19. Singh A. V. Free vibration analysis of deep doubly curved sandwich panels // *Comput Struct.* 1999. Vol 73.
  20. Kandasamy S., Singh A. V. Free vibration analysis of skewed open circular cylindrical shells // *J Sound Vib.* 2006. Vol 290.
  21. Selmane A., Lakis A.A. Dynamic analysis of anisotropic open cylindrical shells // *Comput Struct.* 1997. Vol 62.
  22. Lee S.J., Han S.E. Free vibration analysis of plates and shells with a nine-node assumed natural degenerated shell element // *J Sound Vib.* 2001. Vol 241.
  23. Liu L., Chua L.P., Ghista D.N. Element free Galerkin method for static and dynamic analysis of spatial shell structures // *J Sound Vib.* 2006. Vol 295.
  24. GulshanTaj M.N.A., Chakrabarti A. Dynamic response of functionally graded skew shell panel // *Lat Am J Solids Stru.* 2013. Vol 10.
  25. Haldar S. Free vibration of composite skewed cylindrical shell panel by finite element method // *J Sound Vib.* 2008. Vol 311.
  26. Hutchinson J.R. Vibrations of solid cylinders // *ASME J. Appl. Mech.* 1980. Vol 47.
  27. Hutchinson J.R. Vibrations of free hollow circular cylinders // *ASME J. Appl. Mech.* 1986. Vol 53.
  28. Liew K.M., Zhao X., Ferreira A.J.M. A review of meshless methods for

- laminated and functionally graded plates and shells // *Compos Struct.* 2011. Vol 93.
29. Singh A. V, Shen L. Free vibration of open circular cylindrical composite shells with point supports // *ASCE J Aerosp. Eng.* 2005. Vol 18.
  30. Hossain S.J., Sinha P.K., Sheikh A.H. A finite element formulation for the analysis of laminated composite shells // *Comput Struct.* 2004. Vol 82.
  31. Srinivasa C. V, Suresh Y.J., Prema Kumar W.P. Finite element studies on free vibration of laminated composite cylindrical skew panels BT - *Advances in Mechanical Engineering* / ed Shin C.S. New York: Hindawi, 2013.
  32. Pradyumna S., Bandyopadhyay J.N. Free vibration analysis of functionally graded curved panels using a higher-order finite element formulation // *J Sound Vib.* 2008. Vol 318.
  33. McMahon G.W. Experimental study of the vibrations of solid, isotropic elastic cylinders // *J. Acoust. Soc. Am.* 1964. Vol 36.
  34. Тітова О.О., Ланько В.П. Аналіз пружних коливань циліндричних оболонок з поздовжніми тріщинами // *Вісник Запорізького національного університету.* 2012. Вип. 1. С. 160–166.
  35. Мейш Ю.А. Задачі про вимушені коливання циліндричних оболонок еліптичного перерізу на пружній основі при нестационарних навантаженнях // *Вісник Національного транспортного університету. Науково-технічний збірник в 2 ч. Ч. 1 Серія «Технічні науки».* 2014. Вип. 3, № 1. С. 173–179.
  36. Влайков Г. Г., Григоренко А.Я., Соколова Л.В. Свободные колебания анизотропных цилиндрических оболочек с переменными параметрами // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий.* 2013. С. 13–16.
  37. Шупиков А.Н. et al. A numerical and experimental study of hydroelastic shell vibrations // *Eastern-European J. Enterp. Technol.* 2014. Vol 6, № 7(72). P 8.

38. Xie K., Chen M. An analytical method for free vibrations of functionally graded cylindrical shells with arbitrary intermediate ring supports // *J. Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng.* 2021. Vol 43, № 2. P 100.
39. Civalek Ö. Free vibration of carbon nanotubes reinforced (CNTR) and functionally graded shells and plates based on FSDT via discrete singular convolution method // *Compos Part B Eng.* 2017. Vol 111.
40. Zghal S., Frikha A., Dammak F. Mechanical buckling analysis of functionally graded power-based and carbon nanotubes-reinforced composite plates and curved panels // *Compos Part B Eng.* 2018. Vol 150.
41. Loy C.T., Lam K.Y., Reddy J.N. Vibration of functionally graded cylindrical shells // *Int J Mech Sci.* 1999. Vol 41.
42. Pradhan S.C. et al. Vibration characteristics of functionally graded cylindrical shells under various boundary conditions // *Appl Acoust.* 2000. Vol 61.
43. Najafizadeh M.M., Isvandzibaei M.R. Vibration of functionally graded cylindrical shells based on higher order shear deformation plate theory with ring support // *Acta Mech.* 2007. Vol 191.
44. Matsunaga H. Free vibration and stability of functionally graded circular cylindrical shells according to a 2D higher-order deformation theory // *Compos Struct.* 2009. Vol 88.
45. Najafizadeh M.M., Isvandzibaei M.R. Vibration of functionally graded cylindrical shells based on different shear deformation shell theories with ring support under various boundary conditions // *J Mech Sci Technol.* 2009. Vol 23.
46. Vel S.S. Exact elasticity solution for the vibration of functionally graded anisotropic cylindrical shells // *Compos Struct.* 2010. Vol 92.
47. Shah A.G. et al. Vibrations of functionally graded cylindrical shells based on elastic foundations // *Acta Mech.* 2010. Vol 211.

48. Li S., Fu X., Batra R.C. Free vibration of three-layer circular cylindrical shells with functionally graded middle layer // *Mech Res Commun*. 2010. Vol 37.
49. Sepiani H.A. et al. Vibration and buckling analysis of two-layered functionally graded cylindrical shell, considering the effects of transverse shear and rotary inertia // *Mater Des*. 2010. Vol 31.
50. Rahimi G.H., Ansari R., Hemmatnezhad M. Vibration of functionally graded cylindrical shells with ring support // *Sci Iran*. 2011. Vol 18.
51. Qu Y. et al. A unified formulation for vibration analysis of functionally graded shells of revolution with arbitrary boundary conditions // *Compos Part B Eng*. 2013. Vol 50.
52. Ebrahimi M.J., Najafizadeh M.M. Free vibration analysis of two-dimensional functionally graded cylindrical shells // *Appl Math Model*. 2014. Vol 38.
53. Jin G., Xie X., Liu Z. The Haar wavelet method for free vibration analysis of functionally graded cylindrical shells based on the shear deformation theory // *Compos Struct*. 2014. Vol 108.
54. Bahadori R., Najafizadeh M.M. Free vibration analysis of two-dimensional functionally graded axisymmetric cylindrical shell on Winkler–Pasternak elastic foundation by First-order Shear Deformation Theory and using Navier-differential quadrature solution methods // *Appl Math Model*. 2015. Vol 39.
55. Tornabene F. et al. Effect of agglomeration on the natural frequencies of functionally graded carbon nanotube-reinforced laminated composite doubly-curved shells // *Compos Part B Eng*. 2016. Vol 89.
56. Soltanimaleki A., Foroutan M., Alihemmati J. Free vibration analysis of functionally graded fiber reinforced cylindrical panels by a three dimensional mesh-free model // *J Vib Control*. 2016. Vol 22.
57. Li H. et al. Vibration analysis of functionally graded porous cylindrical shell with arbitrary boundary restraints by using a semi analytical method // *Compos*

- Part B Eng. 2019. Vol 164.
58. Tornabene F., Viola E., Inman D.J. 2-D differential quadrature solution for vibration analysis of functionally graded conical, cylindrical shell and annular plate structures // *J Sound Vib.* 2009. Vol 328.
  59. Tornabene F., Liverani A., Caligiana G. FGM and laminated doubly curved shells and panels of revolution with a free-form meridian: a 2-D GDQ solution for free vibrations // *Int J Mech Sci.* 2011. Vol 53.
  60. Tornabene F. et al. Stress and strain recovery for functionally graded free-form and doubly-curved sandwich shells using higher-order equivalent single layer theory // *Compos Struct.* 2015. Vol 119.
  61. Su Z. et al. A unified solution for vibration analysis of functionally graded cylindrical, conical shells and annular plates with general boundary conditions // *Int J Mech Sci.* 2014. Vol 80.
  62. Vol'mir A.S. The nonlinear dynamics of plates and shells. FOREIGN TECHNOLOGY DIV WRIGHT-PATTERSON AFB OH, 1974.
  63. Gulyaev V.I., Bazhenov V.A., Popov S.L. Applied Problems in the Theory of Nonlinear Vibrations of Mechanical Systems. Moscow: Vyssh. Shk, 1989.
  64. Kauderer V.H. Nonlinear Mechanics. Berlin: Springer-Verlag, 1958.
  65. Kubenko V.D., Koval'chuk P.S., Podchasov N.P. Nonlinear Vibrations of Cylindrical Shells. Kyiv: Vishcha Shkola, 1989.
  66. Stocker J.J. Nonlinear Oscillations in Mechanical and Electrical Systems. New York: Interscience, 1950.
  67. Nayfeh A.H., Mook D.T. Nonlinear Oscillations. New York: Sons, 1979.
  68. Rauscher M. Steady oscillations of system with nonlinear and unsymmetrical elasticity // *J. Appl. Mech.* 1938. Vol 5.
  69. R. M. Rosenberg, "Steady-state forced vibrations," *Int. J. Nonlin. Mech.*, No. 1, 95–108 (1966).

70. Sanders J.A., Verhulst F. *Averaging Methods in Nonlinear Dynamical Systems*. Berlin: Springer-Verlag, 1985.
71. Vakakis A.F. et al. *Normal Modes and Localization in Nonlinear Systems*. New York: Wiley Interscience, 1996.
72. Manevich L.I., Mikhlin Y. u. V, Pilipchuk V.N. *Method of Normal Vibrations for Essentially Nonlinear Systems*. Moscow: Nauka, 1989.
73. Mikhlin Y. u. V, Reshetnikova S.N. Dynamic analysis of a two-mass system with essentially nonlinear vibration damping // *Int. Appl. Mech.* 2005. Vol 41.
74. Shaw S.W., Pierre C. Normal modes for nonlinear vibratory systems // *J. Sound Vibr.* 1993. Vol 164.
75. Avramov K. V. Nonlinear forced vibrations of a cylindrical shell with two internal resonances // *Int. Appl. Mech.* 2006. Vol 42.
76. Avramov K. V. Chaotic frictional vibrations excited by a quasiperiodic load // *Int. Appl. Mech.* 2006. Vol 42.
77. Avramov K. V, Mikhlin Y. u. V. Damping of free elastic vibrations in linear systems // *Int. Appl. Mech.* 2005. Vol 41.
78. Avramov K. V, Pierre C., Shyryaeva N. V. Nonlinear equations of flexural–flexural–torsional oscillations of rotating beams with arbitrary cross-section // *Int. Appl. Mech.* 2008. Vol 44.
79. Evensen D.A. Nonlinear vibrations of cylindrical shells-logical rationale // *J. Fluids Struct.* 1999. Vol 13.
80. Dowell E.H., Ventres C.S. Modal equations for the nonlinear flexural vibrations of a cylindrical shell // *Int. J. Solids Struct.* 1968. Vol 4.
81. Atluri S. A perturbation analysis of non-linear free flexural vibrations of a circular cylindrical shell // *Int. J. Solids Struct.* 1972. Vol 8.
82. Chiba M. Non-linear hydro elastic vibration of a cantilever cylindrical tank-I. Experiment (empty case) // *Int. J. Non-linear Mech.* 1993. Vol 28.

83. Amabili M., Pellicano F., Vakakis A.F. Nonlinear vibrations and multiple resonances of fluid-filled circular shells, part I: equations of motions and numerical results // *ASME J. Vib. Acoust.* 2000. Vol 122.
84. Pellicano F., Amabili M., Paidoussis M.P. Effect of the geometry on the nonlinear vibrations of circular cylindrical shells // *Int J. Non-linear Mech.* 2002. Vol 37.
85. Pellicano F., Avramov K. V. Linear and nonlinear dynamics of a circular cylindrical shell connected to a rigid disk // *Commun. Nonlinear Sci. Numer. Simul.* 2007. Vol 12.
86. Avramov K. V, Mikhlin Y. V, Kurilov E. Asymptotic analysis of nonlinear dynamics of simply supported cylindrical shells // *Nonlinear Dyn.* 2007. Vol 47.
87. Bert C.W., Birman V. Parametric instability of thick, orthotropic, circular cylindrical shells // *Acta Mech.* 1999. Vol 71.
88. В.А. Остапюк, О.Э.Арлекинова Исследование результатов экспериментального определения нагружения ракеты-носителя при морской транспортировке на стартовой платформе. С. 38–45.
89. Yasnii P. V et al. Cyclic creep of AMg6 alloy // *Mater. Sci.* 2000. Vol 36, № 1. P 48–53.
90. Yasnii P. V, Galushchak M.P. Effect of Cyclic Loading on Crack Tip Opening Displacement in AMg6 Alloy // *Strength Mater.* 2001. Vol 33, № 1. P 58–61.
91. Yasnii P. V et al. Microstructural Features of Deformation of AMg6 Alloy under Conditions of Creep and Tension // *Mater. Sci.* 2001. Vol 37, № 5. P 762–768.
92. Yasnii P. V, Hlad'о V.B. Effect of the Cyclic Tensile Component of Loading on the Dislocation Structure of AMg6 Alloy // *Mater. Sci.* 2002. Vol 38, № 3. P 388–393.

93. Yasnii P. V, Glad'o V.B. Evaluation of Local Deformation of AMg6 Alloy from Cracked Inclusion Displacements // *Strength Mater.* 2003. Vol 35, № 2. P 192–199.
94. Yasnii P. V et al. Jumplike Deformation in AMg6 Aluminum Alloy in Tension // *Strength Mater.* 2004. Vol 36, № 2. P 113–118.
95. Yasnii P. V, Glad'o V.B., Fedak S.I. Relationship between plastic strains and microstructural parameters of AMg6 alloy under conditions of active tension and creep // *Strength Mater.* 2004. Vol 36, № 6. P 582–590.
96. Ясній П. В. Гладьо С.В. Дослідження мікромеханізмів зародження та поширення втомних тріщин в алюмінієвому сплаві Д16ЧТ. Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2013. С. 58-59.
97. Ясній П.В. et al. Моделювання розкриття втомної тріщини в сплаві Д16Т за регулярного навантаження методом скінченних елементів // *Вісник Тернопільського національного технічного університету.* 2013. Вип. 2, № 70. С. 7–14.
98. Ясній П.В., Пиндус Ю.І. Вплив одноразового перевантажування на ріст втомної тріщини в сплаві Д16Т // *Фіз.–хім. механіка матеріалів.* 2002. № 2. С. 57–60.
99. Ясній П., Пиндус Ю., Фостик В. Вплив асиметрії циклу навантаження на характеристики циклічної тріщиностійкості алюмінієвого сплаву Д16Т // *Тернопіль ТДТУ.* 2007. Вип. 12, № 1–С.7–12.
100. Yasniy P., Pyndus Y., Fostyk V. Оцінка мінімальної швидкості росту втомної тріщини після комбінованих перевантажень розтягом-стиском в алюмінієвому сплаві Д16Т.
101. Карускевич М.В. et al. Оцінка довговічності плакованих алюмінієвих сплавів при асиметричному циклічному навантаженні // *Вісник НАУ.* 2009. Vol 2. С. 52–56.



102. Каран Є.В. (Національний авіаційний університет). Методика дослідження множинного втомного пошкодження зразків з отворами // Наукоємні технології. 2014. Вип. 1, № 21. С. 105–109.
103. Ясній П., Гладь С., Володимир Г. Мікромеханізми поширення втомних тріщин в алюмінієвому сплаві 2024-т3. 2010. Вип. 17, № 157. С. 28-33 .
104. Ясній П., Гладь С., Сорочак А. Дослідження мікромеханізмів руйнування алюмінієвого сплаву д16чт після поверхневого зміцнення // 11-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. 2013. Вип. 3–4, № 2. С.189-190.
105. Yasniy P., Glado S. Influence of cold expansion of holes on crack initiation and growth in aluminum alloys (in ukrainian)Вплив дорнування отворів на зародження та поширення втомних тріщин в алюмінієвому сплаві // Sci. J. TNTU. 2014. Vol 73, № 1. p 7–17.
106. Фролов В.П., Клименко Д.В. Авиационная транспортировка жидкостных ракет-носителей // Авиационно-космическая техника и технология. 2017. Vol 137, № 2. С.22–25.
107. Авторське свідоцтво СРСР № 1809204, кл. F16F 15/00, 1993.
108. Патент СРСР № 1831635, кл. F16M 11/00, 1993.
109. Павлов. Г.А., Терехов В.Ф., Книш В.І. Пневмогидравлическая подрессоривающая опора з регульованою жорсткістю та демпфіруванням. / Деп. У ЦИСФ МО РФ, інв. № В4386, 2000.No Title.
110. Авторське свідоцтво СРСР № 721636, кл. F16M 11/00, 1980.
111. Патент №116582, F16F 7/12, 2016.
112. Остапюк В.А., Арлекинова О.Э. Исследование результатов экспериментального определения нагружения ракеты-носителя при морской транспортировке на стартовой платформе. С. 38–45.
113. Сызранцев В.Н., Сызранцева К.. Определение напряжений и остаточного

- ресурса по показаниям датчика деформаций интегрального типа переменной чувствительности // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2017. Vol 9, № 328. С. 82–93.
114. Ince A., Glinka G. A modification of Morrow and Smith-Watson-Topper mean stress correction models // *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.* 2011. Vol 34, № 11. P 854–867.
115. Smith K.N., Watson P., Topper T.H. A stress-strain function for the fatigue of materials // *J Mater.* 1970. Vol 5, № 4. P 767–778.
116. Gerber W. Bestimmung der zulossigen in eisen construcionen. *Z. Bayer Arch. Ing Ver.* // *Z. Bayer Arch. Ing Ver.* 1874. Vol 6. P 101–110.
117. Goodman J. *Mechanics Applied to Engineering.* London: Longmans Green and Co., 1904. Vol 1, № 9.
118. Soderberg C.R. APM-52-2 // *ASME Transactions.* 1930. P 13–28.
119. Morrow J. Fatigue properties of metals, section 3.2 // *Fatigue Design Handbook.* Warrendale, PA: No. AE-4. SAE, 1968.
120. Coffin L., Schenectady N. A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal // *Metall. Trans.* 1954. Vol 76. P 931–950.
121. Manson S.S. NACA TN-2933 «Behavior of materials under conditions of thermal stress». National Advisory Committee for Aeronautics. 1953.
122. Socie D.F., Morrow J.D. Review of contemporary approaches to fatigue damage analysis. In: *Risk and Failure Analysis for Improved Performance and Reliability* / ed Weiss J.J.B. & V. New York: Plenum Publication Corp., 1980. P 141–194.
123. Koh S.K., Stephens R.I. Mean stress effects on low cycle fatigue for a high strength steel // *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.* 1991. Vol 14, № 4. P 413–428.
124. Troshchenko V.T., Pokrovskii V. V. *Fatigue Fracture Toughness of Metals and*

- Alloys. Part 1. Experimental Procedures and Materials and General Principles // Strength Mater. 2003. Vol 35, № 1. P 1–13.
125. Troshchenko V.T., Pokrovskii V. V. Fatigue Fracture Toughness of Metals and Alloys. Part 2. The Influence of Service and Manufacturing Factors // Strength Mater. 2003. Vol 35, № 2. P 105–113.
126. Леонтьев Н.В. (Нижегородски. государственный университет им. Н.И.Лобачевского. Применение системы ANSYS к решению задач модального и гармонического анализа. 2006.
127. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. Methodology for the experimental research of Reinforced cylindrical shell forced oscillations // Sci. J. Ternopil Natl. Tech. Univ. 2017. Vol 2, № 86. P 7–13.

**ДОДАТКИ**

## ДОДАТОК А.

## Акти впровадження

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Головний конструктор і начальник КБ-1  
ДП «Конструкторське бюро «Південне»

М.О. Дегтярев

» \_\_\_\_\_ 2020р.

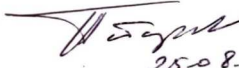
## Довідка

про використання результатів дисертаційної роботи Гудя Михайла Івановича на тему «Оцінювання довговічності елементів конструкцій ракети при транспортуванні», виконаної у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя

Комісія у складі: В.М. Сіренко, Д.В. Клименко, В.В. Гусев засвідчує, що результати дисертаційної роботи аспіранта Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя Гудя Михайла Івановича на тему «Оцінювання довговічності елементів конструкцій ракети при транспортуванні» в частині методики моделювання власних коливань підсилених циліндричних оболонок з урахуванням впливу фізико-механічних характеристик наповнювача, а також експериментального дослідження впливів конструктивних факторів на вимушені коливання модельної циліндричної оболонки та методики аналітичного розрахунку НДС елементів конструкції РН при дії максимальних навантажень при транспортуванні використовується підрозділами Державного підприємства «Конструкторське бюро «Південне» ім. М.К. Янгеля» при розрахунках надійності та довговічності конструкцій на всіх стадіях.

Дана довідка не є підставою для пред'явлення фінансових претензій до ДП «КБ «Південне» ім. М.К. Янгеля».

В.о. Начальник розрахунково-теоретичного комплексу

 В.М. Сіренко  
25.08.20

Начальник відділу  
міцності і навантажень,  
кандидат технічних наук

 Д.В. Клименко

Провідний науковий співробітник,  
кандидат технічних наук

 В.В. Гусев

Вчений секретар  
ДП «КБ «Південне»,  
кандидат технічних наук

 Л.П. Потапович  
25.08.2020

## ДОДАТОК Б.

### Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

1. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. Analysis of natural frequencies and shapes of stringer-stiffened cylindrical shells. *Scientific journal of the Ternopil national technical university*. 2016. Vol 83. №. 3. P. 7–15. **(індексується у Index Copernicus, Google Scholar)**

2. Yasniy, P.V., Mykhailyshyn, M.S., Pyndus, Y.I. et al. Numerical Analysis of Natural Vibrations of Cylindrical Shells Made of Aluminum Alloy. *Mater Sci* 55, 502–508 (2020). <https://doi.org/10.1007/s11003-020-00331-2> **(індексується у SCOPUS)**

3. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. Methodology for the experimental research of reinforced cylindrical shell forced oscillations. *Scientific journal of the Ternopil national technical university*. 2017. Vol. 86. №. 2. P. 7–13. **(індексується у Index Copernicus, Google Scholar)**

4. Yasniy P., Pyndus Y., Hud M. (2020) Experimental study of forced oscillations affinity-shaped reinforced thin-walled cylinder model. *Scientific journal of the Ternopil national technical university*. 2020, Vol 100, № 4, P. 127–134. **індексується у Index Copernicus, Google Scholar)**

5. Ясній, П. В., Пиндус, Ю. І. і Гудь, М. І. (2020) «Аналіз напружено-деформованого стану підсиленої циліндричної оболонки при вільних поперечних коливаннях», *Prospecting and Development of Oil and Gas Fields*, (4(77)), с. 41–49. [doi: 10.31471/1993-9973-2020-4\(77\)-41-49](https://doi.org/10.31471/1993-9973-2020-4(77)-41-49). **(індексується у Index Copernicus, Google Scholar)**

6. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Вплив площі поперечного перерізу підкріплюючих елементів на власні частоти підсиленої циліндричної оболонки. "Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“ Тернопіль, 2016. Ч.1 С. 70-71.

7. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Порівняльний аналіз частот підсилених та непідсилених циліндричних оболонок." Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“ Тернопіль, 2016. Ч.1 С. 72-73.

8. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Методологія експериментального дослідження впливу спектру навантаження на поведінку і втомне пошкодження під час транспортування ракети носія." Праці V Міжнародної науково-технічної конференції „Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування“ Тернопіль, 2017. С. 167-168.

9. Ясній П. В., Михайлишин М.С., Гудь М. І.. "Вплив конструктивних особливостей на власні частоти коливань підсиленої циліндричної оболонки." Праці V Міжнародної науково-технічної конференції „Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування“ Тернопіль, 2017. С. 220-221.

10. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Порівняльний аналіз частот власних коливань підкріпленої тонкостінної циліндричної оболонки та її афінно-подібної моделі Матеріали XIX-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» Київ, 2018. С. 39.

11. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Вплив фізико-механічних характеристик наповнювача на частоти власних коливань циліндричної моделі підсиленої оболонки." Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті) Тернопіль, 2018. С. 75-76.

12. Ясній П. В., Михайлишин М.С., Пиндус Ю. І., Гудь М. І. "Аналітичний розрахунок гладкої циліндричної оболонки." Праці VI Міжнародної науково-технічної конференції „Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування“ Тернопіль, 2019. С. 194-197.